

Érico Romera Fulco

**MODELOS DO COMPORTAMENTO DINÂMICO E
VIBROACÚSTICO DE COMPRESSORES HERMÉTICOS**

Tese submetida ao Programa de
Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica da Universidade Federal
de Santa Catarina para a obtenção
do Grau de Doutor em Engenharia
Mecânica
Orientador: Prof. Arcanjo Lenzi,
PhD

Florianópolis
2014

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

Fulco, Érico Romera

Modelos do comportamento dinâmico e vibroacústico de compressores herméticos / Érico Romera Fulco ; orientador, Arcanjo Lenzi - Florianópolis, SC, 2014.

167 p.

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

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Compressores Herméticos. 3. Vibração. 4. Ruído Radiado. I. Lenzi, Arcanjo . II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

Érico Romera Fulco

**MODELOS DO COMPORTAMENTO DINÂMICO E
VIBROACÚSTICO DE COMPRESSORES HERMÉTICOS**

Esta Tese foi julgada adequada para obtenção do Título de “Doutor em Engenharia Mecânica”, e aprovada em sua forma final pelo Programa Pós Graduação em Engenharia Mecânica

Florianópolis, 07 de março de 2014.

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

Banca Examinadora:

Prof. Arcanjo Lenzi, PhD
Orientador

Prof. Domingos Alves Rade, Dr. Ing.

Prof. José Maria Campos dos Santos, Dr. Eng.

Prof. Edison da Rosa, Dr. Eng.

Prof. Roberto Jordan, Dr. Eng.

Eng. Ricardo Mikio Doi, Dr. Eng.

Este trabalho é dedicado à minha
querida esposa.

AGRADECIMENTOS

Agradeço à minha esposa, Alba Lopes, pela ajuda, incentivo e carinho.

Ao meu orientador, Arcanjo Lenzi, que colaborou ativamente no desenvolvimento do projeto.

À minha família, sempre presente.

Aos meus tutores.

Aos colegas do LVA que trocaram experiências. Em especial ao meu colega Mikio, que auxiliou no desenvolvimento dos modelos numéricos em elementos finitos e a meu colega Olavo, transmitindo seu conhecimento em métodos numéricos.

Ao POSMEC sempre presente quando solicitado.

À UFSC e seus colaboradores, mantendo a estrutura em funcionamento.

À EMBRACO que forneceu dados para o projetos.

Ao CNPQ e ao governo brasileiro, fornecendo bolsa de estudos.

Ao projeto *Euro Brazilian Windows II - Erasmus Mundus*, concedendo bolsa de estudos para intercâmbio em Portugal.

À Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto (FEUP) e ao professor Cesar Vasques, que me acolheram em minha estada em Portugal.

RESUMO

Este trabalho apresenta um modelo do comportamento dinâmico de baixas frequências de compressores herméticos usados em sistemas domésticos de refrigeração. O modelo considera regime normal de operação e regime transiente, este representando as condições de partida e parada. O estudo considera todos os componentes de seu mecanismo, os filmes de óleo de lubrificação, o torque indutivo do motor elétrico dependente da velocidade angular do eixo e a pressão na câmara de compressão dependente da posição angular do eixo. Foram calculados os esforços transmitidos para a carcaça através das molas de suspensão do conjunto interno e do tubo de descarga, bem como a resposta da carcaça a estas excitações. Um segundo modelo foi desenvolvido com o objetivo de determinar de forma rápida o ruído radiado na condição de regime permanente de operação abrangendo a faixa de frequências até 6.300Hz. Este modelo baseia-se no uso de funções de resposta em frequência referentes ao comportamento dinâmico, ou acústico, de cada componente que forma um compressor. Simplificações foram feitas tornando o procedimento bastante rápido e permitindo a análise das contribuições dos vários caminhos de propagação da energia vibroacústica para a carcaça e conseqüente radiação sonora. Seu uso é aplicável no desenvolvimento de novos produtos, o qual requer muitos testes envolvendo alterações nos vários componentes, permitindo avaliar as respectivas implicações no ruído final radiado.

Palavras-chave: *Compressores Herméticos. Vibração. Ruído Radiado.*

ABSTRACT

This work presents a methodology for the low frequency dynamic behavior of domestic refrigerator compressor. The model represents all mechanism components, the oil lubricating film, the inductive electric motor torque dependent on the crankshaft angular velocity and the pressure in the compression chamber dependent on the crankshaft angular position. Also, are calculated the transmitted forces by the springs and discharge tube to the compressor shell with this model. A second model was developed with the goal to quickly determine the radiated noise in steady state of compression up to 6300 Hz. This model is based on frequency response functions of the dynamic and acoustic behavior of each compressor component. Some simplifications made the procedure very quick, allowing to analyze the contribution to the radiated noise by the vibroacoustic energy paths. The model can be applied to new products development, allowing many component modifications targeting the final radiated noise.

Keywords: *Hermetic Compressor. Vibroacoustics. Radiated Noise.*

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Compressor recíproco sem a tampa da carcaça (esquerda) e conjunto interno do compressor recíproco (direita).	31
Figura 2 - Ruído do compressor rotativo com (verde) e sem (azul) o acumulador em banda de terço de oitava (Zhu et al., 2008 [21]).	41
Figura 3 - Vista em perspectiva (esquerda) e seccionada (direita) do mecanismo de compressão e o bloco de um compressor recíproco.	43
Figura 4 - Esquema da posição de um corpo em dois diferentes sistemas de coordenadas: sistema de coordenadas inercial (X, Y, Z) e o sistema de coordenadas móvel (x, y, z); Ponto A representa o centro de massa do corpo.	45
Figura 5- Eixo e bomba de óleo (esquerda) e vista seccionada (direita).	50
Figura 6 – Movimento relativo dentro da folga (esquerda) e forças exercidas devido aos efeitos de rigidez e amortecimento do óleo (direita). A velocidade v é um valor arbitrário.	52
Figura 7 - O mancal superior do subconjunto eixo-rotor está representado em azul e a posição mais próxima entre o eixo-rotor e o bloco-estator está apontada por setas vermelhas.	53
Figura 8 - Mancais do mecanismo de compressão: os mancais representados em azul e estão numerados com a posição de contato apontada por setas vermelhas.	54
Figura 9 - Vista em perspectiva (esquerda) e vista inferior (direita) do conjunto interno do compressor. Direções destacadas nos sistemas de coordenadas em vermelho.	55
Figura 10 - Força aplicada sobre o pistão: o ângulo de 0° representa o pistão na posição mais distante do cabeçote enquanto a posição de 180° representa a posição do pistão mais próxima da parede do bloco.	56
Figura 11- Torque sobre o rotor devido à corrente de partida (0 - 0,8s), Pellegrini [32].	57
Figura 12- Torque no regime permanente de funcionamento do compressor (após 0,8s), Pellegrini [32].	58
Figura 13 - Resposta vibratória (aceleração) medida na carcaça do compressor durante o processo de parada do mecanismo de compressão.	59
Figura 14 - Velocidade angular predita do subconjunto eixo-rotor durante o processo de parada do mecanismo.	60
Figura 15 - Órbita predita para um rotor horizontal sustentado por um modelo de lubrificação de óleo tipo <i>squeeze film</i> . (Bode, 2002 [33]).	63
Figura 16 - Resposta de nível sonoro percebido no domínio da frequência retirada do trabalho conduzido por Suzuki, et al., 2003 [47].	73
Figura 17 - Força de compressão sobre o pistão (linha preta), sobre o eixo-rotor na direção y (linha tracejada vermelha) e na direção x (linha tracejada azul) em regime permanente de funcionamento do compressor.	74
Figura 18 - Posição angular do eixo-rotor em número de voltas pelo tempo após o desligamento do motor elétrico.	75

Figura 19 - Órbita do mancal superior do subconjunto eixo-rotor predita por Couto, 2006 [30] (linha vermelha), medida por Couto (linha preta tracejada) e predita neste trabalho (linha azul tracejada) com o mecanismo em regime permanente de funcionamento.	76
Figura 20 - Deslocamento no topo da mola 1 medido (azul) e predito (vermelho) na direção z no domínio da frequência.	77
Figura 21 - Norma do deslocamento no plano (direções x e y) à mola medido (azul) e predito (vermelho), para o topo da mola 1.	78
Figura 22 - Órbita do mancal superior do subconjunto eixo-rotor durante a partida do mecanismo, antes de 0,8s (linha azul) e em regime permanente de funcionamento (linha vermelha tracejada).	80
Figura 23 - Órbita do mancal superior do subconjunto eixo-rotor durante a parada do compressor (após desligamento do motor elétrico) enquanto há a compressão do gás (linha azul) e após o mecanismo não possuir energia para comprimir o gás (linha vermelha tracejada).	80
Figura 24 - Evolução no tempo da órbita do mancal superior do subconjunto eixo-rotor durante a parada do compressor.	81
Figura 25 - Velocidade angular do eixo-rotor durante a partida do compressor e em regime permanente de funcionamento.	82
Figura 26 - Velocidade angular do eixo-rotor no momento da troca do primeiro estágio (Figura 11) para o segundo estágio (Figura 12) de funcionamento do motor elétrico.	82
Figura 27 - Força transmitida pelo mancal frontal do subconjunto pino-pistão (Figura 8) na direção z durante a partida do compressor.	83
Figura 28 - Força transmitida pelo mancal frontal do subconjunto pino-pistão (Figura 8) na direção z durante a parada do compressor.	84
Figura 29 - Força transmitida pelo mancal frontal do subconjunto pino-pistão (Figura 8) na direção y durante a partida do compressor.	84
Figura 30 - Força transmitida pelo mancal frontal do subconjunto pino-pistão (Figura 8) na direção y durante a parada do compressor.	85
Figura 31 - Força transmitida pelo mancal superior do subconjunto eixo-rotor (Figura 8) na direção x durante a partida do compressor.	85
Figura 32 - Força transmitida pelo mancal superior do subconjunto eixo-rotor (Figura 8) na direção x durante a parada do compressor.	86
Figura 33 - Força transmitida pelo mancal superior do subconjunto eixo-rotor (Figura 8) na direção y durante a partida do compressor.	86
Figura 34 - Força transmitida pelo mancal superior do subconjunto eixo-rotor na direção y durante a parada do compressor.	87
Figura 35 - Diagrama de frequência e tempo da força transmitida pelo mancal superior do subconjunto eixo-rotor na direção x durante a partida do compressor.	88
Figura 36 - Zoom em frequência da Figura 35.	88
Figura 37 - Diagrama de frequência e tempo da força transmitida pelo mancal superior do subconjunto eixo-rotor na direção x durante a parada do compressor.	89

Figura 38 - Zoom em frequência da Figura 37.....	89
Figura 39 - Força transmitida pelo mancal superior do subconjunto eixo-rotor ao bloco na direção x para o compressor padrão (linha azul) e para o centro de massa sobre o eixo de giracão do sistema (linha tracejada vermelha).	91
Figura 40 - Força transmitida pelo mancal superior do subconjunto eixo-rotor para o bloco na direção x para três parâmetros diferentes do filme de óleo: modelo padrão (linha azul), modelo com constante de rigidez e amortecimento cinco vezes menor (linha vermelha tracejada) e modelo com rigidez três vezes menor e amortecimento quatro vezes maior (linha preta tracejada).....	91
Figura 41 - Forças transmitidas pela mola 1 para a carcaça na direção de x (azul), y (verde) e z (vermelho).....	92
Figura 42 - Variação das forças transmitidas pela mola 1 para a carcaça na direção x (azul), y (verde) e z (vermelho) em relação aos valores médios das respectivas forças.	93
Figura 43 - Norma da força transmitida pela mola 1 para a carcaça na direção x (azul), y (verde) e z (vermelho) no domínio da frequência.	94
Figura 44 - Norma do valor da força transmitida pelas molas 1 (azul), 2 (vermelho), 3 (verde) e 4 (preto) no domínio da frequência de 0 até 150 Hz. ..	94
Figura 45 - Zoom da Figura 44 na frequência de 95 Hz até 100 Hz.	95
Figura 46 - Norma da força transmitida pela mola 1 (azul) e tubo de descarga (vermelho) no domínio da frequência.	96
Figura 47 - Deslocamento do centro de massa do subconjunto bloco-estator na direção x durante a partida e o regime permanente de funcionamento do compressor.....	97
Figura 48 - Deslocamento do centro de massa do subconjunto bloco-estator na direção do x durante a parada.	97
Figura 49 - Norma do valor da força transmitida pela mola 1 para a carcaça do compressor nos primeiros 4s de funcionamento apresentada em um diagrama frequência por tempo.	98
Figura 50 - Norma do valor da força transmitida pela mola 1 para a carcaça do compressor em regime permanente de funcionamento apresentada em um diagrama frequência por tempo.....	99
Figura 51 - Norma do valor da força transmitida pela mola 1 para a carcaça do compressor durante o processo de parada apresentada em um diagrama frequência por tempo.	100
Figura 52 - Órbita do mancal superior do eixo-rotor no estado permanente de compressão.	101
Figura 53 - Norma do deslocamento do centro de massa do subconjunto bloco estator no estado permanente de funcionamento no domínio do tempo. Molas atuais (linha azul), caso A (linha vermelha) e caso B (linha verde).	103
Figura 54 - Norma do deslocamento do centro de massa do subconjunto bloco estator no estado permanente de funcionamento no domínio da frequência. Molas atuais (linha azul), caso A (linha vermelha) e caso B (linha verde).	104

Figura 55 - Norma da força transmitida pela mola 1 à carcaça do compressor no estado permanente de funcionamento no domínio do tempo. Molas atuais (linha azul), caso A (linha vermelha) e caso B (linha verde).	105
Figura 56 - Norma da força transmitida pela mola 1 à carcaça do compressor no estado permanente de funcionamento no domínio da frequência. Molas atuais (linha azul), caso A (linha vermelha) e caso B (linha verde).	105
Figura 57 - Norma do deslocamento do centro de massa do subconjunto bloco estator no domínio do tempo (0s até 0,8s). Molas atuais (linha azul), caso C (linha vermelha) e caso D (linha verde).	106
Figura 58 - Norma do deslocamento do centro de massa do subconjunto bloco estator no domínio do tempo (0s até 5s). Molas atuais (linha azul), caso C (linha vermelha).	107
Figura 59 - Norma do deslocamento do centro de massa do subconjunto bloco estator no estado permanente de funcionamento no domínio da frequência. Molas atuais (linha azul), caso C (linha vermelha).	108
Figura 60 - Torque sobre o rotor e estator no estado permanente de compressão no domínio da frequência. Caso atual (linha azul) e caso C (linha vermelha).	109
Figura 61 - Norma do deslocamento do subconjunto bloco-estator no estado permanente de funcionamento no domínio da frequência. Caso atual (linha azul), caso E (linha vermelha) e caso F (linha verde).	110
Figura 62 - Norma da força transmitida pela mola 1 a carcaça no estado permanente de funcionamento no domínio da frequência. Caso atual (linha azul), caso E (linha vermelha) e caso F (linha verde).	111
Figura 63 - Carcaça de um compressor representada por diversos elementos.	114
Figura 64 - Representação de um elemento com três dimensões.	115
Figura 65 - Representação da malha da cavidade do compressor.	116
Figura 66 - Representação da resposta de um elemento calculada em um ponto do espaço.	117
Figura 67 - Malha de BEM para carcaça	117
Figura 68 - Malha dos pontos para cálculo da potência sonora irradiada.	118
Figura 69 - Diagrama de entrada e saída de um sistema.	119
Figura 70 - Distribuição dos microfones na esfera ao redor do sistema. Cada vértice representa um microfone.	120
Figura 71 - Diagrama dos caminhos de funções de transferência.	122
Figura 72 - Foto de uma mola (esquerda) e o malha do modelo numérico (direita).	123
Figura 73 - Foto (esquerda) e malha (direita) do tubo de descarga.	124
Figura 74 - Malha acústica do filtro acústico de descarga.	125
Figura 75 - Malha da carcaça.	126
Figura 76 - Malha do filtro acústico de sucção.	127
Figura 77 - Esquema com as dimensões do mecanismo (Fulco, 2008 [31]). ...	129
Figura 78 - Diagrama de forças sobre o mecanismo (Fulco, 2008 [31]).	129
Figura 79 - Distância entre os mancais do eixo (Fulco, 2008 [31]).	131
Figura 80 - Foto (esquerda) e malha (direita) do subconjunto bloco-estator. ..	132
Figura 81 - Malha da cavidade do compressor.	133

Figura 82 - Potência sonora irradiada pelo compressor estimada numericamente e medida experimentalmente.	136
Figura 83 - Contribuição no ruído radiado pela FT Estrutural Molas.....	138
Figura 84 - Contribuição no ruído radiado pela FT Estrutural Tubo de Descarga.	138
Figura 85 - Ruído radiado pela carcaça devido aos caminhos estruturais.....	139
Figura 86 - Contribuição no ruído radiado pela FT Filtro Acústico de Sucção.	141
Figura 87 - Contribuição no ruído radiado pela FT Acústica Tubo de Descarga.	141
Figura 88 - Ruído radiado pela carcaça devido aos caminhos acústicos.....	142
Figura 89 - Potência sonora irradiada de 160 Hz a 2500 Hz para cada um dos caminhos de transmissão.	143
Figura 90 - Potência sonora irradiada de 3150 Hz a 6300 Hz para cada um dos caminhos de transmissão.	144
Figura 91 - Ruído radiado pela carcaça devido aos caminhos estruturais e acústicos.....	145
Figura 92 - Malha do filtro acústico de sucção sem o conector.	146
Figura 93 - Contribuição no ruído radiado pela FT Filtro Acústico de Sucção com (atual) e sem conector.	148
Figura 94 - Ruído total do compressor com um filtro acústico com (atual) e sem conector.	148
Figura 95 - Contribuição no ruído radiado pela FT Estrutural Tubo de Descarga com e sem Mola.....	150
Figura 96 - Contribuição no ruído radiado pela FT Acústica Tubo de Descarga com e sem Mola.....	150
Figura 97 - Ruído total irradiado pelo compressor com um tubo de descarga com e sem mola amortecedora.....	151
Figura 98 - Ruído total irradiado pelo compressor com carcaça de rigidez normal e aumentada.	153

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Propriedade das matrizes de massa para os quatro subconjuntos.....	164
Tabela 2 - Propriedades do Óleo.....	164
Tabela 3 - Posição do contato do óleo lubrificante.	165
Tabela 4 - Posição do sistema de coordenada local de cada subconjunto em relação ao sistema de coordenada global.	165
Tabela 5 - Posição do centro de massa de cada subconjunto em relação ao sistema de coordenada global.	165
Tabela 6 - Valores do coeficiente de rigidez e amortecimento para as molas e o tubo de descarga.	166
Tabela 7 - Tipo e tamanho de elemento utilizado	167

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ATV - Vetor Acústico de Transferência (Acoustic Transfer Vector)

FEM - Método de Elementos Finitos (Finite Element Method)

BEM - Método de Elementos de Contorno (Boundary Element Method)

FT - Função de Transferência

LISTA DE SÍMBOLOS

\mathbf{f}_A	Vetor força externa atuando sobre um corpo
m	Massa de um corpo rígido
\mathbf{a}_A	Aceleração de A em relação ao sistema de coordenadas posicionado em O
\mathbf{a}_d	Aceleração de A em relação do sistema de coordenadas posicionado em B
$\dot{\boldsymbol{\omega}}$	Aceleração angular de um corpo
\mathbf{d}	Distância do sistema de coordenadas em B para o ponto A
$\boldsymbol{\omega}$	Velocidade angular do corpo
\mathbf{v}_d	Velocidade de A em relação ao sistema de coordenadas em B
\mathbf{a}_B	Aceleração do sistema de coordenadas em B em relação ao sistema de coordenada em O
\mathbf{m}_B	Vetor momento externo atuando sobre o corpo rígido no sistema de coordenadas em B
\mathbf{I}	Matriz dos momentos de inércia do corpo
n	Número referente a uma parte do compressor
\mathbf{M}_n^{xx}	Termo da matriz de inércia
$\mathbf{M}_n^{x\theta}$	Termo da matriz de inércia
$\mathbf{M}_n^{\theta x}$	Termo da matriz de inércia
$\mathbf{M}_n^{\theta\theta}$	Termo da matriz de inércia
$\mathbf{G}_n^{x\theta}$	Termo da matriz giroscópica
$\mathbf{G}_n^{\theta\theta}$	Termo da matriz giroscópica
\mathbf{f}_n^C	Força devido aos efeitos de amortecimento equivalente do óleo
\mathbf{m}_n^C	Momento devido aos efeitos de amortecimento do óleo
\mathbf{f}_n^K	Força devido aos efeitos de rigidez do óleo
\mathbf{m}_n^K	Momento devido aos efeitos de rigidez equivalente do óleo
\mathbf{f}_n^e	Força externa
\mathbf{m}_n^e	Momento externo
$\ddot{\mathbf{x}}_n$	Vetor aceleração
$\dot{\mathbf{x}}_n$	Vetor velocidade
\mathbf{x}_n	Vetor deslocamento
$\ddot{\boldsymbol{\theta}}_n$	Vetor aceleração angular
$\dot{\boldsymbol{\theta}}_n$	Vetor velocidade angular
$\boldsymbol{\theta}_n$	Vetor deslocamento angular
m_n	Massa referente ao corpo n
I_n^{jj}	Momento de inércia
I_n^{ij}	Produto de inércia

d_n^i	Posição do centro de massa do corpo n
θ_n^i	Velocidade do corpo n na direção i
k_n^{ii}	Rigidez do corpo n nas três direções ortogonais
c_n^{ii}	Amortecimento do corpo n nas três direções ortogonais
\mathbf{K}_n	Matriz de rigidez
\mathbf{C}_n	Matriz de amortecimento
\mathbf{r}_n	Posição da conexão em relação ao centro de coordenadas móvel
\mathbf{A}_n	Matriz transformação dos movimentos para o sistema de coordenadas inercial
K	Coefficiente de rigidez
C	Coefficiente de amortecimento
ε	Valor da folga radial do mancal
ϑ	Velocidade de referência
$\mathbf{d}_{n,m}$	Deslocamento relativo entre dois corpos n e m em um dos mancais
$\mathbf{v}_{n,m}$	Velocidade relativa entre dois corpos n e m em um dos mancais
p	Expoente de proporcionalidade da força de rigidez do mancal
q	Expoente de proporcionalidade do força de amortecimento do mancal
$\mathbf{m}_3^{e,D}$	Torque dissipativo do eixo
A	Constante da expressão que representa o torque dissipativo
t	Tempo
$\mathbf{q}(t)$	Deslocamento generalizado
$\dot{\mathbf{q}}(t)$	Velocidade generalizada
$\ddot{\mathbf{q}}(t)$	Aceleração generalizada
$\Delta t'$	Incremento de tempo
Δt	Incremento de tempo
l	Número inteiro não negativo
\mathbf{v}^{\max}	Máxima velocidade no mancal.
\mathbf{a}^{\max}	Máxima aceleração no mancal.
θ_n^i	Deslocamento angular do corpo n na direção i
$\Delta\theta_n^i$	Variação do deslocamento angular
\mathbf{M}	Matriz de massa
\mathbf{C}	Matriz de amortecimentos
\mathbf{K}	Matriz de rigidez
\mathbf{f}	Vetor forças externas
p	Pressão sonora
c	Velocidade do som
e	Fontes sonoras externas

F_t	Função de transferência de um sistema
E	Entrada de um sistema
S	Saída de um sistema
ω	Frequência angular
p_0	Pressão de referência
Lp_i	Nível de pressão sonora no i -ésimo ponto
Lp	Nível de pressão sonora total
N	Número de pontos na malha esférica utilizada para medida do nível de pressão sonora
r	Raio da esfera
L_W	Nível de potência sonora irradiado pelo sistema
Y	Admitância acústica
ρ_0	Densidade do gás
F_b	Força sobre a biela
m_b	Massa da biela
L_b	Comprimento da biela
L_{b_1}	Comprimento da biela de seu contato com o pistão ao centro de massa
$\ddot{\beta}$	Aceleração angular da biela
β	Posição angular da biela
m_p	Massa do pistão
\ddot{y}_p	Aceleração do pistão
F_p	Força de compressão sobre o pistão
F_S	Força sobre o mancal superior do eixo
F_I	Força sobre o mancal inferior do eixo
d_e	Distância do semieixo excêntrico a base do eixo
d_I	Distância do mancal inferior do eixo a base do eixo
d_S	Distância do mancal superior do eixo a base do eixo
T	Torque sobre o rotor
L_e	Distância entre o centro do eixo ao centro do semieixo excêntrico

SUMÁRIO

1	Introdução.....	31
1.1	Objetivos	33
1.2	Inovações.....	34
1.3	Conteúdo dos capítulos	35
2	Revisão Bibliográfica	37
2.1	Dinâmica de compressores em regime transiente de funcionamento para baixas frequências	37
2.2	Dinâmica de compressores em regime permanente de funcionamento para médias e altas frequências	40
3	Metodologia para modelagem dinâmica de compressores em regime transiente de funcionamento para baixas frequências	42
3.1	Modelo analítico do conjunto do compressor.....	42
3.1.1	Modelo dinâmico.....	44
3.1.2	Filme de óleo lubrificante.....	50
3.1.3	Demais contatos	54
3.1.4	Forças externas aplicadas sobre o mecanismo	55
3.1.4.1	Força de compressão	56
3.1.4.2	Força eletromagnética	57
3.1.4.3	Forças dissipativas sobre o mecanismo	58
3.2	Procedimento de solução.....	60
3.2.1	Modelo não linear do óleo lubrificante.....	63
3.2.1.1	Opção 1: Aplicação das forças externas	64
3.2.1.2	Opção 2: Linearização dos efeitos não lineares.....	65
3.2.2	Matriz giroscópica não linear	66
3.2.3	Grandes deslocamentos não lineares	68
3.2.4	Aplicação dos esforços externos	69
3.2.5	Resolução do sistema de equações diferenciais.....	69
3.3	Discussão sobre a metodologia	70
3.3.1	Limitações do modelo	71
3.3.2	Ruído Radiado.....	72
4	Resultados para dinâmica de compressores em regime transiente de funcionamento para baixas frequências.....	74
4.1	Verificação e validação	74
4.2	Mecanismo de compressão.....	79
4.2.1	Compressor Padrão.....	79
4.2.2	Efeitos de mudanças no mecanismo.....	90
4.3	Compressor interno completo.....	92
4.3.1	Compressor padrão.....	92
4.3.2	Efeitos de mudanças no compressor.....	102

4.4	Revisão dos resultados	111
5	Metodologia para a análise em médias e altas frequências	113
5.1	Métodos numéricos	113
5.1.1	Método de Elementos Finitos.....	113
5.1.2	Método de Elementos de Contorno.....	116
5.2	Metodologia de Funções de Transferência.....	118
5.3	Potência sonora	119
5.3.1	Cálculo da potência sonora	120
5.3.2	Potência sonora através do uso dos vetores de transferência acústicos	121
5.4	Caminhos de transmissão.....	121
5.4.1	Caminhos estruturais.....	122
5.4.1.1	Molas.....	123
5.4.1.2	Tubo de descarga.....	123
5.4.1.3	Carcaça.....	125
5.4.2	Caminhos acústicos.....	126
5.4.2.1	Carcaça.....	126
5.4.2.2	Filtro acústico de sucção	126
5.4.2.3	Tubo de descarga.....	128
5.4.2.4	Subconjunto Bloco-Estator	128
5.4.2.5	Cavidade.....	132
5.5	Discussão sobre a metodologia	133
6	Resultados da análise para médias e altas frequências.....	135
6.1	Validação do modelo.....	135
6.2	Análise das contribuições dos vários caminhos	137
6.2.1	Caminhos Estruturais	137
6.2.2	Caminhos Acústicos.....	140
6.2.3	Ruído Total	143
6.3	Modificações no modelo	146
6.3.1	Influência do conector do filtro acústico de sucção	146
6.3.2	Influência da mola amortecedora do tubo de descarga no ruído radiado.....	149
6.3.3	Rigidez da carcaça.....	152
6.4	Revisão dos resultados	152
7	Conclusões	154
7.1	Inovações e resultados inovadores	157
7.2	Artigos.....	157
7.3	Sugestões para trabalhos futuros	158
	Referências.....	159
	Apêndice A	164
	Apêndice B.....	167

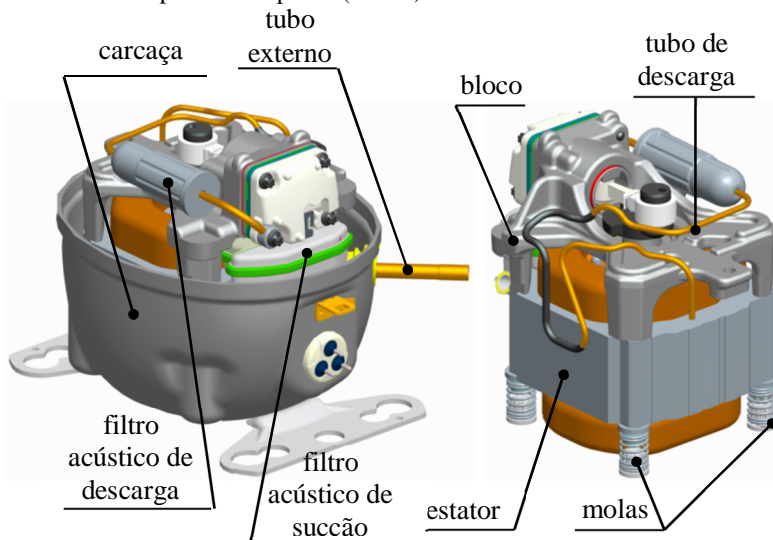
1 Introdução

Novas metodologias e modelos numéricos estão sendo criados para auxiliar no desenvolvimento de produtos, porém a maior parte possui o foco em resolver um ou alguns componentes de um sistema. Isto ocorre devido à complexidade em criar modelos completos considerando não somente os vários componentes do sistema, mas também efeitos de diferentes ramos da física como eletromagnetismo, ciências térmicas, dinâmica estrutural e acústica.

No ramo de refrigeradores domésticos, diversas metodologias foram utilizadas para representar esses sistemas numérica e experimentalmente. Além de usualmente estudarem um único componente, muitas vezes não podem ser aplicadas na indústria devido ao tempo necessário para solução de um único problema.

Usualmente, esses refrigeradores possuem compressores recíprocos, que são constituídos por um pistão movido por um eixo excêntrico efetuando a compressão do gás refrigerante. Esses compressores são uma fonte de ruído de forma direta, através de sua irradiação, e indireta, excitando o refrigerador. Um compressor recíproco com suas principais partes está apresentado na Figura 1.

Figura 1 – Compressor recíproco sem a tampa da carcaça (esquerda) e conjunto interno do compressor recíproco (direita).



Internamente, um compressor é composto por um mecanismo, um tubo de descarga, dois filtros acústicos, um bloco, um conjunto rotor-estator e molas de apoio. O mecanismo é um conjunto composto pelos seguintes componentes: um rotor, um contrapeso, um eixo, uma bomba de óleo, uma biela, um pino e um pistão. O conjunto rotor-estator compõe o motor eletromagnético do compressor, impondo um momento angular ao eixo enquanto o contrapeso faz o balanço das massas dos componentes girantes. Ainda, a velocidade angular do eixo é transformada, pela biela, em movimento linear do pistão. O movimento cíclico do pistão succiona o gás através do filtro acústico de sucção e comprime o gás na câmara de compressão, liberando-o pressurizado através do tubo de descarga e, conseqüentemente, pelo filtro acústico de descarga. Esses filtros acústicos têm como principal papel reduzir o ruído pulsante durante o processo de sucção e descarga do gás. Já o bloco suporta o mecanismo de compressão estando rigidamente conectado ao estator. Toda essa estrutura é suportada pelas molas que, junto com o tubo de descarga, transmitem as vibrações do interior para o exterior da carcaça (Croocker, 2007 [1]). Esse sistema é denominado conjunto interno. Externamente, o compressor é composto por uma carcaça hermeticamente fechada, mantendo o gás dentro do compressor e reduzindo o ruído radiado pelo conjunto interno. Essa carcaça é sustentada sobre o fundo do refrigerador por isoladores de borracha e conectada à tubulação de sucção e descarga do refrigerador, transmitindo as vibrações da carcaça para o refrigerador.

O funcionamento do compressor pode ser separado em três estágios: a partida, quando o motor eletromagnético é ligado; o regime permanente, em que o sistema repete seu comportamento a cada ciclo de compressão; e a parada, quando o motor eletromagnético é desligado. Muitos estudos foram realizados para o regime permanente de compressão, considerando aproximações como velocidade angular do rotor constante, tornando mais simples o modelamento numérico e reduzindo o tempo para resolução do problema. Mesmo com essas simplificações, geralmente são negligenciadas algumas importantes considerações, como a interação entre todos os componentes do compressor e a lubrificação das peças do mecanismo.

O objetivo deste trabalho é modelar o sistema completo de compressão simulando o comportamento em regime transiente e o ruído radiado pelo compressor. No regime transiente pretende-se entender os efeitos da variação da velocidade angular do eixo sobre o sistema, do torque elétrico e da pressão na câmara de compressão, da lubrificação do mecanismo na dinâmica da estrutura e das variações nas molas de apoio. Já para a análise de ruído pretende-se entender como cada componente

influencia o ruído total radiado pelo compressor a partir de um modelo que permita modificações simples e rápidas no sistema. Além disso, com o intuito de criar metodologias úteis para a indústria, esses modelos precisam ter soluções rápidas, possibilitando a aplicação em desenvolvimentos de novos produtos e na otimização de componentes.

Para atingir os objetivos, duas metodologias foram desenvolvidas separadamente. A primeira é uma metodologia analítica que modela a dinâmica do compressor em regime transiente considerando apenas as baixas frequências do sistema (até 120 Hz). A segunda é uma metodologia numérica que modela a dinâmica do compressor em regime estacionário, com o intuito de obter o ruído radiado em médias e altas frequências, até a banda de terço de oitava de 6300 Hz.

Até o presente momento não foram criados modelos que simulem todas as partes relevantes do compressor com o nível de detalhamento proposto neste trabalho incluindo os efeitos em um regime transiente e o ruído radiado, sendo um trabalho inovador para a área.

1.1 Objetivos

O objetivo principal da tese é:

1. desenvolver uma metodologia capaz de representar o regime transiente de funcionamento do compressor e seu ruído radiado.

Como objetivos específicos pretende-se

1. caracterizar a influência do óleo lubrificante na energia vibratória transmitida à carcaça;
2. caracterizar o efeito de um torque dependente da velocidade relativa entre o rotor/estator na dinâmica do compressor;
3. identificar os principais caminhos estruturais e acústicos que influenciam no ruído radiado;
4. desenvolver uma metodologia com baixo custo computacional possibilitando sua utilização para o desenvolvimento de novos produtos;

Como será visto no capítulo de revisão bibliográfica e ao longo do texto, trabalhos anteriores encontraram dificuldades ao representar o funcionamento do compressor em regime transiente, considerando os componentes do mecanismo lubrificadas por óleo e sustentado por molas, pressão dependente da posição angular do eixo e velocidade angular do rotor variável. Essas dificuldades estão sempre associadas à convergência

numérica do modelo, sendo relatado alto custo computacional envolvido na resolução do sistema de equações. De mesma forma, para representar a energia vibroacústica transmitida por componentes do compressor na faixa do espectro audível, é necessário um alto custo computacional. Portanto, o objetivo é dividido em duas metodologias, uma utilizada para representar a dinâmica do compressor em regime transiente até frequências de 120 Hz e a segunda para representar o ruído irradiado pelo compressor até a banda de um terço de oitava de 6300 Hz.

1.2 Inovações

Nenhum trabalho encontrado na literatura representa a dinâmica do compressor em regime transiente de funcionamento como proposto nesta tese. Também não foi encontrada uma metodologia que represente o ruído radiado devido à influência de todos os componentes. Deste modo, as duas principais inovações que podem ser encontradas neste trabalho são:

1. uma metodologia capaz de representar o regime transiente de funcionamento do compressor, com a partida e parada apresentando efeitos não periódicos no sistema;
2. uma metodologia capaz de representar o ruído total radiado pelo compressor.

Também foram apresentadas algumas inovações decorrentes de cada uma das duas metodologias:

1. Para o regime transiente de funcionamento do compressor:
 - 1.1. permite a identificação de um efeito de excitação mútua entre as molas e o torque eletromagnético, causando uma instabilidade dinâmica no compressor;
 - 1.2. mostrou-se que a redução do coeficiente de amortecimento do óleo lubrificante reduz a energia vibratória transmitida para a carcaça;
 - 1.3. foi possível simular 60s de funcionamento do compressor com baixo custo computacional.
2. Para o ruído radiado pelo compressor:
 - 2.1. identificação numérica da contribuição de cada caminho de transmissão de energia vibroacústica no ruído radiado pelo compressor;

- 2.2. baixo custo computacional da estimativa do ruído global em alguns minutos viabiliza o uso da ferramenta para otimizações e desenvolvimentos de novos produtos.

Dois artigos referentes ao regime transiente de funcionamento foram redigidos e estão aguardando aceite para publicação:

1. “*Time-Domain Modeling and Analysis of a Reciprocating Compressor Mechanism for Refrigerating Systems*” [2]; Tema: inovação obtida com o desenvolvimento da metodologia para análise transiente do compressor;
2. “*Vibration Levels Transmitted by the Internal Mechanism of a Reciprocating Compressor System to the Hermetic Shell*”; Tema: resultados inovadores obtidos com a utilização da metodologia [3].

1.3 Conteúdo dos capítulos

O Capítulo 2 contém uma breve revisão bibliográfica, apresentando trabalhos referentes ao estudo de compressores.

No Capítulo 3 está descrita a metodologia desenvolvida para criação do modelo dinâmico do compressor em regime transiente. Obtém-se o modelo analítico do problema com as equações de movimento que representam o sistema, considerando o contato pelo filme de óleo, molas e tubo de descarga, e as forças externas aplicadas sobre o sistema. Posteriormente, é apresentado o procedimento utilizado para resolução do modelo analítico, mostrando como resolver as não linearidades impostas pelo óleo, matriz giroscópica e grandes deslocamentos, apresentando ainda o método utilizado para aplicação dos esforços e o método de resolução do problema.

O Capítulo 4 é voltado para os resultados obtidos com o modelo analítico do Capítulo 3. É conduzida uma validação do modelo e, em seguida, avaliado o compressor com e sem alterações em seus componentes.

No Capítulo 5 está descrita a metodologia desenvolvida para obtenção do ruído radiado de um compressor. Primeiramente, são apresentados os métodos numéricos utilizados: método de elementos finitos e método de elementos de contorno. Em seguida, é apresentada a metodologia de funções de transferência, uma breve discussão sobre o domínio da frequência e sobre o cálculo de potência sonora utilizado. Por fim, são analisados os caminhos de transmissão de ruído.

No Capítulo 6 são apresentados os resultados do modelo numérico do Capítulo 5. É apresentada uma validação do modelo, uma análise da contribuição de cada caminho no ruído total irradiado pelo compressor e algumas modificações efetuadas no sistema.

O Capítulo 7 é dedicado às conclusões do trabalho e propostas para trabalhos futuros.

2 Revisão Bibliográfica

Para contextualizar as duas metodologias desenvolvidas é apresentada uma breve revisão de trabalhos em duas etapas. A primeira com alguns trabalhos relacionados ao modelamento do comportamento dinâmico em regime transiente e a segunda com estudos realizados para avaliação de ruído.

2.1 Dinâmica de compressores em regime transiente de funcionamento para baixas frequências

O modelo dinâmico de um compressor recíproco em regime transiente de funcionamento não está completamente desenvolvido devido à complexidade em modelar todos os componentes com um único sistema de equações, sendo comumente modelado somente um ou poucos componentes separadamente. A criação de um modelo completo pode auxiliar os fabricantes de compressores a criar equipamentos mais robustos e baratos. Esse trabalho explora um modelo dinâmico de um compressor recíproco em regimes transiente e permanente, explorando os fenômenos oriundos das vibrações ocasionadas pela dinâmica das partes móveis.

Rafikova, 2006 [4] analisou numericamente a dinâmica não linear de um rotor não ideal, mostrando comportamentos como passagem da velocidade angular pela ressonância do sistema e o comportamento caótico. Sua principal contribuição foi criar um modelo numérico para essa representação.

Michalski, 2004 [5] modelou e conduziu experimentos em um rotor flexível sustentado por mancais hidrodinâmicos. Em seu trabalho é possível verificar a influência dos mancais hidrodinâmicos no comportamento de um rotor, assim como a influência da velocidade de rotação combinada com a ressonância do sistema.

Silva, 2004 [6] utilizou uma formulação simplificada dos mancais hidrodinâmicos aplicados a rotores, resolvendo o sistema no domínio do tempo por método de integração direta passo a passo. Concluiu que os parâmetros de rigidez e amortecimento do filme de óleo possuem grande influência sobre a dinâmica de rotores.

Diversos autores têm dedicado seus esforços a fim de estudar problemas de ruído e vibração em compressores herméticos para sistemas de refrigeração. Hülse, 2008 [7] criou um modelo para dinâmica de um compressor linear representando o movimento do pistão, com foco na dinâmica do gás e dos mancais do pistão lubrificadas pelo gás. Concluiu

que as perdas dos mancais pneumáticos são desprezíveis e que o tamanho das folgas influencia a capacidade de carga dos mancais.

Um modelo de mecanismo de um compressor recíproco de dois estágios foi proposto por Elhaj et al., 2008 [8], considerando um mecanismo rígido, sem lubrificação por óleo, com velocidade angular constante, para avaliar a pressão na câmara de compressão. A ausência de óleo restringe o comportamento dinâmico do mecanismo e a velocidade angular constante do rotor negligencia efeitos como variações na velocidade angular e sua influência na dinâmica do mecanismo. Impossibilita também a análise da partida e parada do compressor.

Rodrigues, 2003 [9] modelou o mecanismo de compressor recíproco, com velocidade angular do rotor constante, considerando a lubrificação nos mancais do eixo. Concluiu que o efeito do amortecimento do filme lubrificante na força transmitida pelo mancal é muito superior ao efeito da rigidez e, também, que o filme de óleo não têm influência significativa nos esforços transmitidos pelos mancais.

Fulco, Lenzi e Baars, 2007 [10] realizaram estudo semelhante, considerando a lubrificação do mecanismo nos mancais do eixo de um compressor recíproco. Contudo consideraram o conjunto eixo-rotor flexível, avaliando como essa flexibilidade influencia a dinâmica do mecanismo e os esforços transmitidos pelos mancais lubrificados. Concluíram que a flexibilidade do eixo modifica os esforços transmitidos, favorecendo o aumento dos esforços nas frequências naturais do eixo.

Moon e Cho, 2005 [11] modelaram um mecanismo com lubrificação no contato entre o pistão e o bloco flexíveis, para a análise dinâmica e dos esforços transmitidos pelo pistão. Tiveram sucesso ao representar a distribuição de pressão sobre os mancais de contato, avaliando a influência da flexibilidade sobre os esforços transmitidos do pistão ao bloco.

Kim, 2003 [12] foi além, considerando a lubrificação tanto do pistão quanto do eixo, tendo uma melhor aproximação da dinâmica do mecanismo em regime permanente de compressão. Concluiu que o aumento do valor da viscosidade do óleo, aumento da massa do pistão e da biela melhoram a estabilidade do eixo. Também que uma trajetória estável do pistão pode ser obtida com a redução do espaçamento do mancal do pistão ou o aumento da viscosidade do óleo.

Já Daniel, 2008 [13] preocupou-se com a dinâmica de um sistema biela/pino/pistão, obtendo a órbita do pino no interior do pistão através de uma representação de filme de óleo por uma solução simplificada da equação de Reynolds, obtendo também a distribuição dos esforços no interior do mancal.

Gerardin, 2005 [14] tentou, sem sucesso, representar o sistema dinâmico pistão-biela-manivela de um compressor com os mancais hidrodinâmicos lubrificados por óleo. A lubrificação foi representada com o uso do método de elementos finitos e utilizada uma integração temporal empregando métodos Runge-Kutta, sem conseguir a convergência do algoritmo que representava o sistema.

Dufour et al., 1995 [15] apresentam um modelo diferente, considerando o mecanismo sem lubrificação, contudo o rotor com velocidade angular variável e o bloco do compressor recíproco suportado por molas. A dinâmica do mecanismo e do bloco foi avaliada durante a partida, regime permanente e parada do compressor.

Alguns estudos foram conduzidos com o intuito de reduzir as vibrações em compressores. Levecque et al., 2001 [16] desenvolveram um modelo do compressor considerando a carcaça suportada pelos isoladores de borracha e o conjunto interno suportado pelas molas com o intuito de balancear o compressor. Consideraram o conjunto eixo, rotor, bloco e estator modelados utilizando o método de elementos finitos, fornecendo alguma flexibilidade para os componentes do compressor. Representou ainda o contato por óleo do eixo com o bloco, contudo, não consideraram a lubrificação dos demais componentes do mecanismo de compressão, os efeitos transientes da variação da velocidade angular do rotor e não exploraram as variações das propriedades das conexões e o comportamento dos esforços transmitidos.

Com o intuito de reduzir os esforços transmitidos, Estupinã e Santos, 2009 [17] estudaram a dinâmica de um mecanismo rígido com velocidade angular constante do rotor desconsiderando a lubrificação do mecanismo inteiro e não consideraram a presença de outras partes do compressor além do mecanismo de compressão.

É importante observar que algumas tentativas foram efetuadas por Pulido, 2009 [18] ou Gerardin, 2005 [14] no intuito de modelar um mecanismo de compressão completo, mas encontraram dificuldades com a convergência do algoritmo e com o grande tempo computacional para solução do modelo numérico.

A partir da revisão da literatura fica claro que nenhum modelo foi bem sucedido em representar a lubrificação do mecanismo completo, considerando as variações na velocidade angular do rotor, bem como a partida e parada do compressor. Tendo isso em vista, este trabalho apresenta uma metodologia para modelar o conjunto interno e externo do compressor, o óleo lubrificante nos mancais do mecanismo de compressão, avaliando os efeitos devidos à dinâmica acoplada entre os componentes do mecanismo e a dinâmica do óleo lubrificante. É também

igualmente importante a capacidade do modelo em representar as variações na velocidade angular do rotor, permitindo demonstrar de forma mais precisa a partida, regime permanente e parada do compressor. Por si só, o modelo completo já caracteriza um trabalho inovador, contudo também é feita uma análise profunda sobre aspectos do funcionamento do compressor, propiciando um aprendizado sobre o comportamento dinâmico acoplado das partes móveis.

2.2 Dinâmica de compressores em regime permanente de funcionamento para médias e altas frequências

Existem diversos estudos de modelos numéricos e trabalhos experimentais sobre o ruído de compressores. Contudo não foi encontrado na literatura um modelo numérico capaz de simular o ruído de um compressor com todas suas partes relevantes. Essa seção dedica-se a apresentar alguns trabalhos relacionados com o ruído de compressores. Sato, You e Jeon, 2007 [19] estudaram a qualidade sonora relacionada a refrigeradores descrevendo diversas fontes de ruído do sistema, sendo uma das que se destaca é o compressor.

Fagoti e Puff, 2001 [20] mostraram algumas abordagens numéricas e experimentais usadas na indústria para resolução de problemas e desenvolvimento de novos compressores, apresentando as interações entre as diversas áreas.

Para entender a influência do acumulador em um compressor rotativo, Zhu et al., 2008 [21] removeram o ruído do acumulador experimentalmente e avaliaram sua influência no ruído do compressor conforme a Figura 2. Identificaram numericamente quais modos próprios acústicos e estruturais que poderiam estar irradiando ruído, modificando-os para conseguir uma redução na radiação sonora.

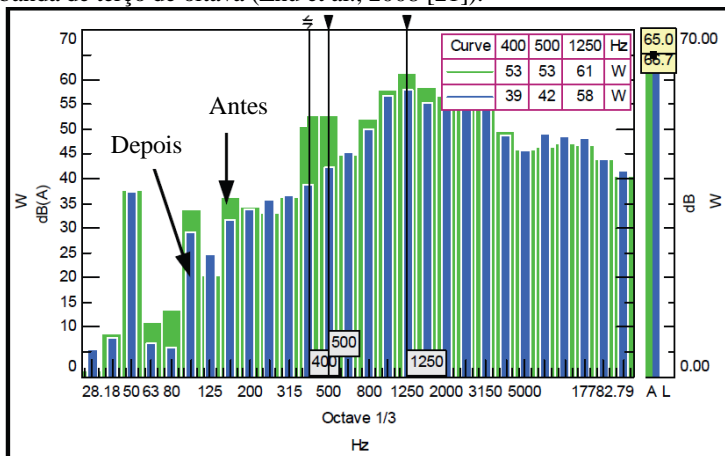
Li et al., 2008 [22] também avaliaram numericamente um acumulador de um compressor rotativo considerando os efeitos acústicos e estruturais. Em suas avaliações conseguiram reduzir o nível de ruído radiado do acumulador.

Nuñez et al., 2010 [23] apresentaram uma metodologia híbrida, i.e., numérico/experimental para identificar a contribuição no ruído total irradiado pelo compressor devida a dois caminhos de transmissão, as molas e o tubo de descarga, conseguindo validar o modelo de identificação dos caminhos de transmissão.

Moorhouse, 2005 [24] apresenta uma ferramenta (*Virtual Acoustic Prototypes*) para virtualizar o ruído gerando por fontes sonoras, dentre

elas um compressor, identificando os caminhos de ruído e emitindo o ruído separadamente dos principais irradiadores.

Figura 2 - Ruído do compressor rotativo com (verde) e sem (azul) o acumulador em banda de terço de oitava (Zhu et al., 2008 [21]).



A partir da revisão da literatura, pode ser observado que trabalhos já foram conduzidos com o intuito de caracterizar as fontes e modelar componentes radiadores de ruído de compressores. Contudo, apenas os trabalhos experimentais identificam as fontes de ruído e nenhum modelo numérico foi desenvolvido para representar a contribuição de ruído radiado por todos os componentes. Deste modo, esta etapa do trabalho será direcionada ao desenvolvimento de um modelo numérico do ruído radiado por um compressor possibilitando a identificação das principais fontes e através de análises com baixo custo computacional.

3 Metodologia para modelagem dinâmica de compressores em regime transiente de funcionamento para baixas frequências

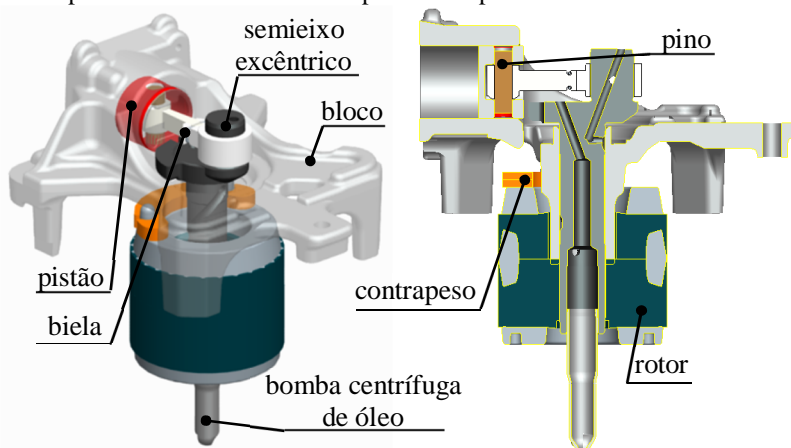
A metodologia de modelagem dinâmica do compressor completo em regime transiente de funcionamento tem como objetivo criar um modelo capaz de representar os efeitos de baixas frequências provenientes da dinâmica de multicorpos do compressor. Este modelo considera o efeito da dinâmica do subconjunto pino-pistão, biela, eixo-rotor e bloco-estator, avaliando seus acoplamentos através de um filme de óleo lubrificante, a conexão com a carcaça a partir das molas e do tubo de descarga, bem como a variação da velocidade angular do rotor devido ao torque eletromagnético e à pressão na câmara de compressão do gás refrigerante. Com este modelo é possível identificar os esforços que são transmitidos à carcaça, podendo assim trabalhar em sua redução a partir da modificação de parâmetros como por exemplo a viscosidade do óleo. Também é possível identificar fenômenos dinâmicos oriundos da interação entre todos os componentes.

Nesta seção é apresentada uma metodologia para criar um modelo analítico de multicorpos capaz de representar a dinâmica do compressor em baixas frequências, discutindo a respeito do modelo matemático do sistema de multicorpos. Após, é apresentado o procedimento para resolução do sistema de equações, mostrando as considerações efetuadas bem como o procedimento adotado para resolução dos sistemas não lineares. Por fim, é apresentada uma breve discussão a respeito da metodologia empregada.

3.1 Modelo analítico do conjunto do compressor

O conjunto denominado mecanismo de compressão de um compressor recíproco é composto por sete partes: a bomba centrífuga de óleo, o rotor, o contrapeso, o eixo, a biela, o pino e o pistão (Figura 3). A bomba centrífuga de óleo, o rotor, o contrapeso e o eixo são rigidamente conectados e considerados como um único corpo, sendo denominados como subconjunto eixo-rotor. O mesmo acontece com o pino e o pistão, sendo denominados como subconjunto pino-pistão. Apesar da biela ser um único corpo, por consistência de nomenclatura, é denominada de subconjunto biela. Desta forma, esses sete componentes que formam o mecanismo são agrupados em três subconjuntos, o eixo-rotor, a biela e o pino-pistão.

Figura 3 - Vista em perspectiva (esquerda) e seccionada (direita) do mecanismo de compressão e o bloco de um compressor recíproco.



O contato entre os subconjuntos que formam o mecanismo de compressão é feito através de pequenos espaços entre eles (folgas) que permitem a movimentação do mecanismo. Essas folgas são da ordem de dezena de micrometros (μm) e são preenchidas com óleo lubrificante, proporcionando uma conexão mais suave entre esses subconjuntos e reduzindo o atrito. As conexões entre os subconjuntos são seis: duas conectando o subconjunto eixo-rotor ao bloco, uma conectando o eixo-rotor com a biela, uma conectando a biela ao pino-pistão e duas conectando o subconjunto pino-pistão ao bloco.

Para o funcionamento do mecanismo de compressão, o estator exerce um torque eletromagnético sobre o eixo-rotor. Esse torque induz um momento angular sobre o subconjunto eixo-rotor que, devido à sua extremidade excêntrica, transforma o movimento de rotação em uma das extremidades da biela em movimento de translação do pino-pistão. O movimento de translação do pino-pistão realiza a sucção e a compressão do gás refrigerante. O torque eletromagnético e a pressão atuando sobre o pistão são os principais esforços gerados pelo mecanismo de compressão. Ainda, existem as forças de atrito atuando sobre esse mecanismo, i.e., forças não conservativas que geram dissipação de energia no sistema, reduzindo sua eficiência.

Deve ser mencionado que existem outras forças que excitam esse sistema, como aquelas devido aos desbalanceamentos das massas dos corpos rígidos com momento angular, devido ao movimento dos componentes do mecanismo, a reação do torque eletromagnético no eixo-

rotor sobre o estator e a reação da pressão exercida no pistão sobre o bloco do compressor.

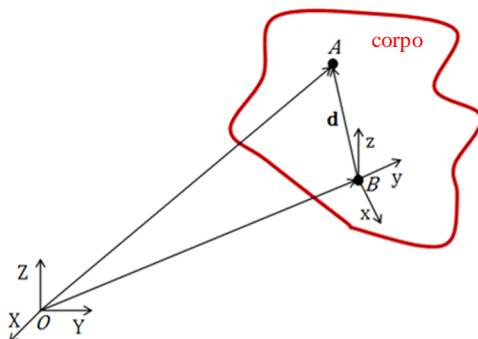
Ainda, compondo o conjunto interno, existe o subconjunto bloco-estator, o tubo de descarga, o filtro acústico de descarga e quatro molas. O subconjunto bloco-estator é conectado à carcaça do compressor através das quatro molas e do tubo de descarga.

Apesar de ser considerado todo o conjunto interno, existem algumas limitações neste modelo. A carcaça é considerada rígida para o subconjunto bloco-estator, pois esta é acoplada ao refrigerador por isoladores de borracha que, quando comparado ao acoplamento do conjunto interno promovido pelas molas e tubo de descarga, pode ser modelado por uma parede rígida. Essa aproximação pode ser considerada como uma interação fraca entre o conjunto interno e externo, ou seja, o conjunto interno excita o conjunto externo, mas o caminho contrário é desconsiderado. Outra importante consideração admitida é que todos os componentes do compressor são considerados rígidos, exceto por suas conexões (molas, tubo de descarga e óleo lubrificante), que serão discutidas posteriormente.

3.1.1 Modelo dinâmico

O modelo dinâmico do mecanismo de compressão é representado pelas equações de Newton-Euler (Equações (1) e (3)). Essas equações podem ser arranjadas em termos da dependência linear e angular para representar o movimento do centro de massa de um corpo rígido. Para auxiliar o entendimento dessas equações é apresentado um esquema da posição de um corpo genérico em dois centros diferentes de coordenadas, chamados de sistema de coordenadas inercial sobre a origem O e um sistema de coordenadas móvel fixado sobre o corpo rígido (ponto B), e um centro de massa do corpo rígido (ponto A) apresentados na Figura 4.

Figura 4 - Esquema da posição de um corpo em dois diferentes sistemas de coordenadas: sistema de coordenadas inercial (X, Y, Z) e o sistema de coordenadas móvel (x, y, z); Ponto A representa o centro de massa do corpo.



O somatório das forças que atuam sobre o centro de massa de um corpo rígido em um sistema de coordenadas inercial pode ser representado pelas suas dependências com o sistema de coordenadas móvel (Ardema, 2005 [25]):

$$\mathbf{f}_A = m\mathbf{a}_A \equiv m(\mathbf{a}_d + \dot{\boldsymbol{\omega}} \times \mathbf{d} + 2\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{v}_d + \boldsymbol{\omega} \times (\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{d}) + \mathbf{a}_B), \quad (1)$$

onde \mathbf{f}_A é o vetor força externa atuando sobre o corpo; m , a massa do corpo rígido; \mathbf{a}_A , a aceleração de A em relação ao sistema de coordenadas posicionado em O ; \mathbf{a}_d , a aceleração de A em relação do sistema de coordenadas posicionado em B ; $\dot{\boldsymbol{\omega}}$, a aceleração angular do corpo; \mathbf{d} , a distância do ponto A no sistema de coordenadas em B ; $\boldsymbol{\omega}$, a velocidade angular do corpo; \mathbf{v}_d , a velocidade de A em relação ao sistema de coordenadas em B e \mathbf{a}_B , a aceleração do sistema de coordenadas em B em relação ao sistema de coordenada em O . Dentro dos parênteses, no lado direito da Equação (1), estão os termos que transformam a aceleração linear no sistema de coordenadas inercial para o sistema de coordenadas móvel. Cada termo representa um tipo de força: o termo $m\dot{\boldsymbol{\omega}} \times \mathbf{d}$ representa a força de Euler; o termo $2m\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{v}_d$ representa a força de Coriolis e o termo $m\boldsymbol{\omega} \times (\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{d})$ representa a força centrífuga. Já que o corpo é rígido, os termos de aceleração e velocidade de A em relação a B são nulos ($\mathbf{a}_d = \mathbf{v}_d = \mathbf{0}$) resultando na equação:

$$\mathbf{f}_A = m(\dot{\boldsymbol{\omega}} \times \mathbf{d} + \boldsymbol{\omega} \times (\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{d}) + \mathbf{a}_B). \quad (2)$$

A soma de todos os momentos atuando sobre o sistema de coordenadas móvel pode ser matematicamente representada como (Ardema, 2005 [25]):

$$\mathbf{m}_B = \frac{d(\mathbf{I}\boldsymbol{\omega})}{dt} + \boldsymbol{\omega} \times (\mathbf{I}\boldsymbol{\omega}) + \mathbf{d} \times m\mathbf{a}_B, \quad (3)$$

sendo \mathbf{m}_B o vetor momento externo atuando sobre o corpo rígido no sistema de coordenadas em B e \mathbf{I} a matriz tensões de inércia do corpo. Essa equação é válida para um sistema de coordenadas móvel fixo sobre o centro de massa ou um sistema de coordenadas girante fixo sobre um sistema de coordenadas inercial (Santos, 2001 [26]). O termo $\boldsymbol{\omega} \times (\mathbf{I}\boldsymbol{\omega})$ representa o termo de Euler e $\mathbf{d} \times m\mathbf{a}_B$ representa o momento devido ao desbalanceamento de massa.

Considerando um espaço Euclidiano onde qualquer parte do compressor pode transladar ou girar em todas as três direções, o corpo possui seis graus de liberdade. As equações do movimento de Newton-Euler para cada componente podem ser escritas na seguinte forma matricial (uma forma similar pode ser encontrada em Shabana, 2010 [27]):

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}_n^{xx} & \mathbf{M}_n^{x\theta} \\ \mathbf{M}_n^{\theta x} & \mathbf{M}_n^{\theta\theta} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\mathbf{x}}_n \\ \ddot{\boldsymbol{\theta}}_n \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{G}_n^{x\theta} \\ \mathbf{0} & \mathbf{G}_n^{\theta\theta} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\mathbf{x}}_n \\ \dot{\boldsymbol{\theta}}_n \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{f}_n^e \\ \mathbf{m}_n^e \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \mathbf{f}_n^C \\ \mathbf{m}_n^C \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \mathbf{f}_n^K \\ \mathbf{m}_n^K \end{Bmatrix}, \quad (4)$$

onde o índice n indica o número referente a uma parte do compressor, assumindo o valor 1 para o subconjunto pino-pistão, 2 para o subconjunto biela, 3 para o subconjunto eixo-rotor e 4 para o subconjunto bloco-estator; \mathbf{M}_n^{xx} , $\mathbf{M}_n^{x\theta}$, $\mathbf{M}_n^{\theta x}$, $\mathbf{M}_n^{\theta\theta}$ são os termos da matriz de inércia para cada subconjunto; $\mathbf{G}_n^{x\theta}$, $\mathbf{G}_n^{\theta\theta}$, os termos da matriz giroscópica que contempla tanto os efeitos giroscópicos quanto os efeitos das forças centrífugas; \mathbf{f}_n^C e \mathbf{m}_n^C , respectivamente, a força e o momento devidos aos efeitos de amortecimento equivalente do óleo lubrificante; \mathbf{f}_n^K e \mathbf{m}_n^K , respectivamente, a força e o momento devidos aos efeitos da rigidez equivalente do óleo lubrificante; \mathbf{f}_n^e e \mathbf{m}_n^e , respectivamente, as forças e os momentos externos; $\ddot{\mathbf{x}}_n$, $\dot{\mathbf{x}}_n$, \mathbf{x}_n , respectivamente, os vetores aceleração, velocidade e deslocamento; $\ddot{\boldsymbol{\theta}}_n$, $\dot{\boldsymbol{\theta}}_n$, $\boldsymbol{\theta}_n$, respectivamente, os vetores aceleração, velocidade e deslocamento angular.

As matrizes de massa e inércia que representam cada corpo, podem ser representadas pelas Equações (5), (6) e (7):

$$\mathbf{M}_n^{xx} = \begin{bmatrix} m_n & 0 & 0 \\ 0 & m_n & 0 \\ 0 & 0 & m_n \end{bmatrix}, \quad (5)$$

$$\mathbf{M}_n^{\theta\theta} = (\mathbf{M}_n^{\theta x})^T = \begin{bmatrix} 0 & m_n d_n^z & -m_n d_n^y \\ -m_n d_n^z & 0 & m_n d_n^x \\ m_n d_n^y & -m_n d_n^x & 0 \end{bmatrix}, \quad (6)$$

$$\mathbf{M}_n^{\theta\theta} = \begin{bmatrix} I_n^{xx} & I_n^{xy} & I_n^{xz} \\ I_n^{yx} & I_n^{yy} & I_n^{yz} \\ I_n^{zx} & I_n^{zy} & I_n^{zz} \end{bmatrix}, \quad (7)$$

onde m_n é a massa referente ao corpo n ; I_n^{jj} e I_n^{ij} , com $i = x, y, z$ e $j = x, y, z$, são, respectivamente, o momento e produto de inércia; d_n^i , a posição do centro de massa do corpo n em relação ao sistema de coordenadas.

O efeito giroscópico e a força do centro de massa desbalanceado, chamado de matriz giroscópica, podem ser escritos como:

$$\mathbf{G}_n^{x\theta} = \begin{bmatrix} m_n(\dot{\theta}_n^y d_n^y + \dot{\theta}_n^z d_n^z) & -m_n \dot{\theta}_n^y d_n^x & -m_n \dot{\theta}_n^z d_n^x \\ -m_n \dot{\theta}_n^x d_n^y & m_n(\dot{\theta}_n^x d_n^x + \dot{\theta}_n^z d_n^z) & -m_n \dot{\theta}_n^z d_n^y \\ -m_n \dot{\theta}_n^x d_n^z & -m_n \dot{\theta}_n^y d_n^z & m_n(\dot{\theta}_n^x d_n^x + \dot{\theta}_n^y d_n^y) \end{bmatrix} \quad (8)$$

e

$$\mathbf{G}_n^{\theta\theta} = \begin{bmatrix} \dot{\theta}_n^y I_n^{zx} - \dot{\theta}_n^z I_n^{yx} & \dot{\theta}_n^y I_n^{zy} - \dot{\theta}_n^z I_n^{yy} & \dot{\theta}_n^y I_n^{zz} - \dot{\theta}_n^z I_n^{yz} \\ \dot{\theta}_n^z I_n^{xx} - \dot{\theta}_n^x I_n^{zx} & \dot{\theta}_n^z I_n^{xy} - \dot{\theta}_n^x I_n^{zy} & \dot{\theta}_n^z I_n^{xz} - \dot{\theta}_n^x I_n^{zz} \\ \dot{\theta}_n^x I_n^{yx} - \dot{\theta}_n^y I_n^{xx} & \dot{\theta}_n^x I_n^{yy} - \dot{\theta}_n^y I_n^{xy} & \dot{\theta}_n^x I_n^{yz} - \dot{\theta}_n^y I_n^{xz} \end{bmatrix}, \quad (9)$$

onde $\dot{\theta}_n^i = \dot{\theta}_n^i(t)$ é a velocidade do corpo n na direção i . De acordo com a Equação (3), o sistema de coordenadas deve ser definido com a origem coincidente com o centro de massa ou com um sistema de coordenadas girante e, para simplificar a matriz de massa e a matriz giroscópica, o sistema de coordenadas de todos os componentes são considerados sobre o centro de massa de cada corpo, tornando nulos os termos dependentes de d_n^i , i.e., $\mathbf{G}_n^{x\theta} = \mathbf{M}_n^{x\theta} = \mathbf{0}$.

As forças e momentos devidos aos efeitos de rigidez e amortecimento equivalentes, representados na Equação (4), são

dependentes das matrizes quadradas de rigidez \mathbf{K}_n e amortecimento \mathbf{C}_n . Essas matrizes são representadas nas três direções cartesianas conforme as equações:

$$\mathbf{K}_n = \begin{bmatrix} k_n^{xx} & 0 & 0 \\ 0 & k_n^{yy} & 0 \\ 0 & 0 & k_n^{zz} \end{bmatrix} \quad (10)$$

e

$$\mathbf{C}_n = \begin{bmatrix} c_n^{xx} & 0 & 0 \\ 0 & c_n^{yy} & 0 \\ 0 & 0 & c_n^{zz} \end{bmatrix}, \quad (11)$$

onde k_n^{ii} e c_n^{ii} são, respectivamente, os termos de rigidez e amortecimento do corpo n nas três direções ortogonais.

As forças e momentos exercidos entre dois corpos interconectados por essa rigidez e amortecimento equivalente podem ser representados como:

$$\begin{Bmatrix} \mathbf{f}_n^K \\ \mathbf{m}_n^K \end{Bmatrix} = - \begin{Bmatrix} \mathbf{K}_n(\mathbf{x}_n - \mathbf{x}_m + \mathbf{A}_n \mathbf{r}_n - \mathbf{A}_m \mathbf{r}_m) \\ \mathbf{A}_n \mathbf{r}_n \mathbf{K}_n(\mathbf{x}_n - \mathbf{x}_m + \mathbf{A}_n \mathbf{r}_n - \mathbf{A}_m \mathbf{r}_m) \end{Bmatrix} \quad (12)$$

e

$$\begin{Bmatrix} \mathbf{f}_n^C \\ \mathbf{m}_n^C \end{Bmatrix} = - \begin{Bmatrix} \mathbf{C}_n(\dot{\mathbf{x}}_n - \dot{\mathbf{x}}_m + \dot{\boldsymbol{\theta}}_n \mathbf{r}_n - \dot{\boldsymbol{\theta}}_m \mathbf{r}_m) \\ \mathbf{A}_n \mathbf{r}_n \mathbf{C}_n(\dot{\mathbf{x}}_n - \dot{\mathbf{x}}_m + \dot{\boldsymbol{\theta}}_n \mathbf{r}_n - \dot{\boldsymbol{\theta}}_m \mathbf{r}_m) \end{Bmatrix}, \quad (13)$$

onde n e m são os índices representando cada um dos corpos interconectados pela rigidez \mathbf{K}_n e amortecimento \mathbf{C}_n ; \mathbf{r}_n é a posição da conexão em relação ao centro de coordenadas móvel do n -ésimo corpo; \mathbf{A}_n é a matriz de transformação dos movimentos para o sistema de coordenadas inercial. As Equações (12) e (13) representam as forças e momentos devidos à rigidez e ao amortecimento em cada uma das conexões. Visando ter todas as forças aplicadas sobre cada um dos corpos, a soma de todas as forças e momentos devidos a cada uma das conexões que cada um dos corpos possui deve ser efetuada. Entretanto, o número de conexões e suas localizações serão discutidos em uma seção posterior.

A Equação do movimento completa para o sistema completo, i.e., para os quatro subconjuntos: pino-pistão (denominado 1), biela (denominado 2), eixo-rotor (denominado 3) e bloco-estator (denominado 4) obtida a partir da Equação (4), pode ser arranjada da seguinte forma:

$$\mathbf{M} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{\theta}_2 \\ \ddot{x}_3 \\ \ddot{\theta}_3 \\ \ddot{x}_4 \\ \ddot{\theta}_4 \end{Bmatrix} + \mathbf{G} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{\theta}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{\theta}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{\theta}_3 \\ \dot{x}_4 \\ \dot{\theta}_4 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_1^e \\ m_1^e \\ f_2^e \\ m_2^e \\ f_3^e \\ m_3^e \\ f_4^e \\ m_4^e \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} f_1^C \\ m_1^C \\ f_2^C \\ m_2^C \\ f_3^C \\ m_3^C \\ f_4^C \\ m_4^C \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} f_1^K \\ m_1^K \\ f_2^K \\ m_2^K \\ f_3^K \\ m_3^K \\ f_4^K \\ m_4^K \end{Bmatrix}, \quad (14)$$

onde:

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} M_1^{xx} & M_1^{x\theta} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ M_1^{\theta x} & M_1^{\theta\theta} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_2^{xx} & M_2^{x\theta} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_2^{\theta x} & M_2^{\theta\theta} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & M_3^{xx} & M_3^{x\theta} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & M_3^{\theta x} & M_3^{\theta\theta} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & M_4^{xx} & M_4^{x\theta} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & M_4^{\theta x} & M_4^{\theta\theta} \end{bmatrix} \quad (15)$$

e

$$\mathbf{G} = \begin{bmatrix} 0 & G_1^{x\theta} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & G_1^{\theta\theta} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & G_2^{x\theta} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & G_2^{\theta\theta} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & G_3^{x\theta} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & G_3^{\theta\theta} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & G_4^{x\theta} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & G_4^{\theta\theta} \end{bmatrix}. \quad (16)$$

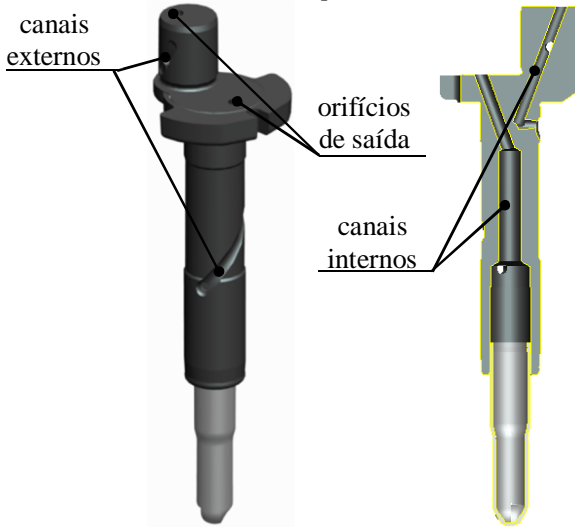
A equação resultante representa o modelo analítico que deve ser resolvido a fim de fornecer a resposta dinâmica do funcionamento do compressor, como proposto nesse trabalho. Entretanto, são necessários

conhecimentos sobre o sistema para resolvê-la, como o comportamento do óleo, as forças externas envolvidas no processo de compressão do gás e algumas considerações matemáticas sobre o processo de solução do sistema de equações.

3.1.2 Filme de óleo lubrificante

O filme de óleo lubrificante está presente em todos os mancais do mecanismo, com a função de prevenir a fricção entre as partes interconectadas. Para permitir tal lubrificação existe um volume de óleo depositado na parte inferior da carcaça do compressor. Esse óleo é succionado pela bomba centrífuga localizada na parte inferior do subconjunto eixo-rotor (Figura 5). O óleo é succionado através da força centrífuga, preenchendo os canais internos e externos, saindo pelos orifícios do eixo e lubrificando, assim, os mancais inferior e superior de contato do eixo com o bloco e o semieixo excêntrico. Os demais mancais são lubrificadas através dos orifícios de saída localizados no topo do eixo, espalhando o óleo por todo o compressor. Lückmann, 2009 [28] apresenta um modelo numérico representando a dinâmica do bombeamento do óleo do fundo de um compressor recíproco através de seus canais, sendo ejetado pelos orifícios de saída.

Figura 5- Eixo e bomba de óleo (esquerda) e vista seccionada (direita).



Para representar o efeito da lubrificação, este trabalho considera um modelo de óleo ideal, i.e., não existe perda de energia no sentido angular nos mancais lubrificados. Por exemplo, o eixo possui um momento angular, contudo, seus mancais lubrificados por óleo não possuem atrito. Entretanto, os componentes são capazes de se movimentar em todas as direções com algumas restrições feitas pelo óleo lubrificante. O comportamento do lubrificante pode ser obtido experimentalmente e aplicado aos modelos analíticos como efetuado por Rodrigues, 2003 [9], onde a resposta experimental do mancal foi utilizada para avaliar os esforços transmitidos pela conexão do eixo e pistão com o bloco. Já Xie et al., 2006 [29] utilizaram as equações de Reynolds para representar o filme de óleo nos mancais de um subconjunto eixo-rotor flexível. Couto, 2006 [30] efetuou uma abordagem similar, também utilizando as equações de Reynolds e representando o óleo através do método de volumes finitos e por elementos finitos, resolvendo as equações de Reynolds em um sistema de multicorpos rígido com o sistema de equações desacoplado das equações do óleo. Ainda, um modelo analítico simplificado foi apresentado por Fulco, 2007 [10], a fim de representar o óleo lubrificante do mancal do subconjunto eixo-rotor obtendo a resposta dinâmica e os esforços transmitidos para a estrutura do subconjunto bloco-estator. Fulco, 2008 [31] comparou o modelo de óleo lubrificante utilizando o método de volumes finitos utilizado por Couto, 2006 [30], com o modelo analítico desenvolvido por Fulco [10], mostrando que apesar de uma aproximação matemática mais apurada com o método de volumes finitos, o modelo simplificado mostrou-se mais rápido e apresentou convergência com um menor número de iterações na resolução das equações do movimento.

Foi escolhido o modelo simplificado de Fulco, 2007 [10] devido à necessidade de um algoritmo rápido para simular a dinâmica do compressor no domínio do tempo (ver Fulco, 2008 [31] e Pulido, 2009 [18]), e devido à possibilidade de dividir a influência do óleo em dois termos, um correspondendo à rigidez e outro ao amortecimento promovido pelo óleo lubrificante. Essas dependências podem ser expressas como:

$$\mathbf{f}_n^{K,i} = -K\varepsilon \left[\frac{\|\mathbf{d}_{n,m}\|}{\varepsilon} \right]^p \frac{(\mathbf{d}_{n,m})^i}{\|\mathbf{d}_{n,m}\|}, \quad (17)$$

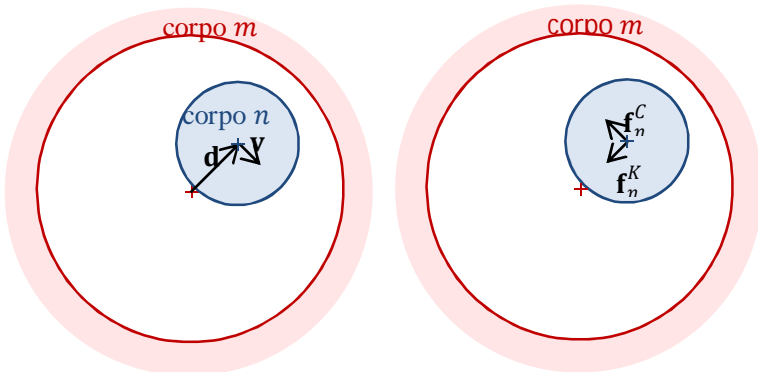
$$\mathbf{f}_n^{C,i} = -C\vartheta \left[\frac{\|\mathbf{v}_{n,m}\|}{\vartheta} \right]^q \frac{(\mathbf{v}_{n,m})^i}{\|\mathbf{v}_{n,m}\|}, \quad (18)$$

$$\mathbf{d}_{n,m} = (\mathbf{x}_m - \mathbf{x}_n + \mathbf{A}_m \mathbf{r}_m - \mathbf{A}_n \mathbf{r}_n)^2, \quad (19)$$

$$\mathbf{v}_{n,m} = (\dot{\mathbf{x}}_m - \dot{\mathbf{x}}_n + \dot{\boldsymbol{\theta}}_m \mathbf{r}_m - \dot{\boldsymbol{\theta}}_n \mathbf{r}_n)^2, \quad (20)$$

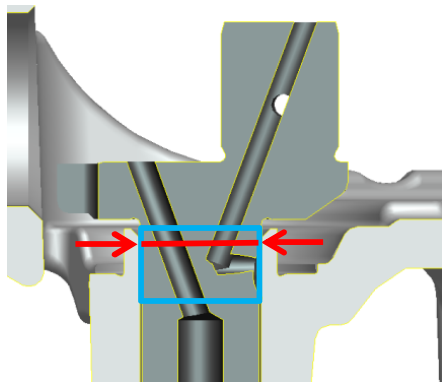
onde K e C são, respectivamente, o coeficiente de rigidez e de amortecimento; ε é o valor da folga radial do mancal; ϑ é a velocidade de referência; $\mathbf{d}_{n,m}$ e $\mathbf{v}_{n,m}$ são, respectivamente, o deslocamento relativo e a velocidade entre dois corpos n e m em um dos mancais lubrificados por óleo; $(\mathbf{d}_{n,m})^i$ e $(\mathbf{v}_{n,m})^i$ são, respectivamente, o deslocamento relativo e a velocidade na direção i ; p e q são expoentes. Os valores de todas as constantes foram obtidos através da comparação de resultados preditos pelo modelo analítico simplificado com os resultados preditos pelo modelo de volume finitos Fulco, 2008 [31] e os valores podem ser encontrados no Apêndice A. Pode-se observar nas Equações (19) e (20) que \mathbf{d} e \mathbf{v} podem ser definidos como função do deslocamento e velocidade relativos entre dois corpos conectados. O movimento de um corpo dentro da folga do mancal, como por exemplo o movimento relativo do subconjunto pino-pistão e o subconjunto bielam, é representado na Figura 6. O óleo se opõe ao movimento em apenas duas direções, i.e., o movimento ocorre apenas no plano.

Figura 6 – Movimento relativo dentro da folga (esquerda) e forças exercidas devido aos efeitos de rigidez e amortecimento do óleo (direita). A velocidade \mathbf{v} é um valor arbitrário.



O modelo analítico do mancal é representado em um espaço cartesiano bidimensional, mostrado na Figura 6. Entretanto, o modelo analítico do mancal também possui a terceira dimensão do espaço cartesiano que ainda precisa ser definida. Essa terceira dimensão está relacionada à posição onde a força é aplicada sobre o mancal. Essa posição é definida como 20% do comprimento do mancal no sentido da posição mais próxima entre os dois corpos. Como apresentado na Figura 7 (mancal superior do subconjunto eixo-rotor), a posição mais próxima de contato entre as duas peças é a parte superior do mancal, sendo essa escolha apontada com setas vermelhas. A posição de aplicação da força exercida pelo óleo sobre a estrutura é importante pois influencia no momento aplicado sobre a estrutura, sendo este efeito estudado por Fulco, 2008 [31] e foi concluído que 20% do comprimento do mancal para aplicação da força exercida pelo mancal se aproxima ao momento exercido pela força distribuída do óleo lubrificante.

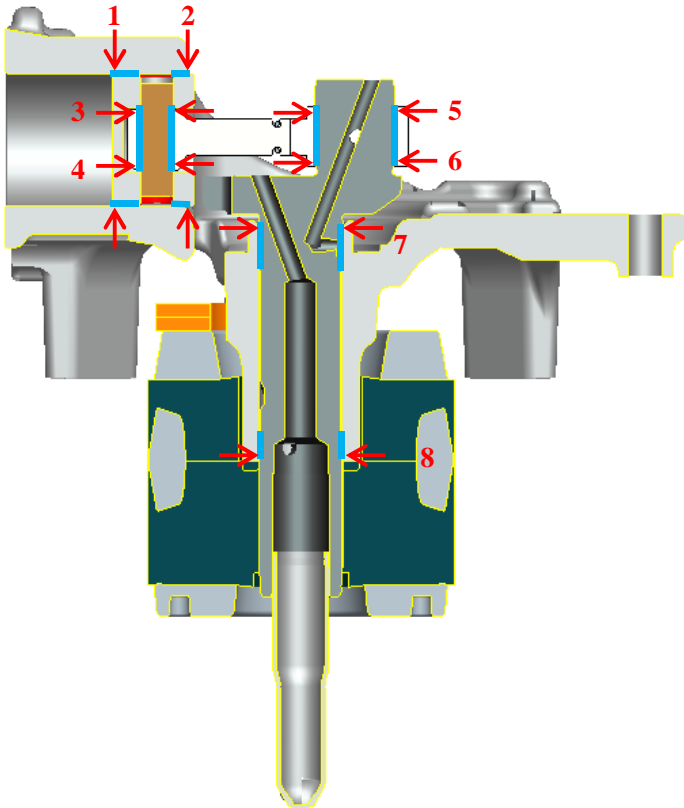
Figura 7 - O mancal superior do subconjunto eixo-rotor está representado em azul e a posição mais próxima entre o eixo-rotor e o bloco-estator está apontada por setas vermelhas.



Existem oito posições possíveis onde duas partes do mecanismo atingem o ponto mais próximo entre si, mostradas na Figura 8 e é necessário levar em conta o fator multiplicativo de 20% comentado no parágrafo anterior. Esses mancais podem ser divididos em: dois no contato do pistão com o bloco, o mancal frontal do subconjunto pino-pistão (1) e o mancal traseiro do subconjunto pino-pistão (2); dois para o contato do pino com a biela, o mancal superior da biela (3) e o mancal

inferior da biela (4); dois para o contato da biela com o subconjunto eixo-rotor, o mancal superior do excêntrico (5) e o mancal inferior do excêntrico (6); e por fim, dois para o contato entre o subconjunto eixo-rotor com o subconjunto bloco-estator, o mancal superior do subconjunto eixo-rotor (7) e o mancal inferior do subconjunto eixo-rotor (8). As posições de todas as conexões estão listadas na Tabela 3 do Apêndice A.

Figura 8 - Mancais do mecanismo de compressão: os mancais representados em azul e estão numerados com a posição de contato apontada por setas vermelhas.

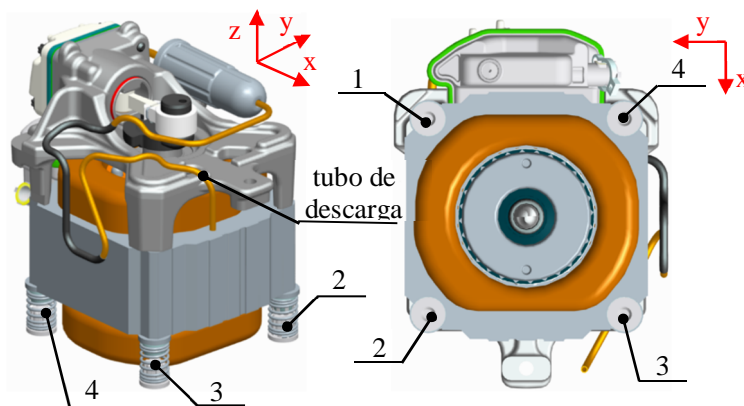


3.1.3 Demais contatos

Além dos contatos promovidos pelo óleo lubrificante, ainda existe o apoio do conjunto interno na carcaça. Este apoio é promovido por um conjunto de quatro molas, numeradas de 1 a 4, e pelo tubo de descarga,

ambos apresentados na Figura 9. Por estas conexões são transferidos os esforços para a carcaça do compressor e, posteriormente, para o exterior através da irradiação de ruído ou pela transmissão de esforços ao refrigerador.

Figura 9 - Vista em perspectiva (esquerda) e vista inferior (direita) do conjunto interno do compressor. Direções destacadas nos sistemas de coordenadas em vermelho.



Tanto as molas como o tubo de descarga são representados por uma rigidez e um amortecimento equivalente, como mostrado nas Equações (10) e (11). Com essa abordagem, todos os efeitos dos modos próprios de vibração de cada um desses componentes é desprezado, sendo que os valores utilizados de rigidez e amortecimento podem ser encontrados no Apêndice A.

O amortecimento utilizado tanto para o tubo de descarga quanto para as molas é de 2% do valor do amortecimento crítico, proporcionando um amortecimento muito baixo para a estrutura. Contudo, esse amortecimento pode ser maior que 2%, já que as molas estão imersas em óleo, bem como algumas espiras do estator.

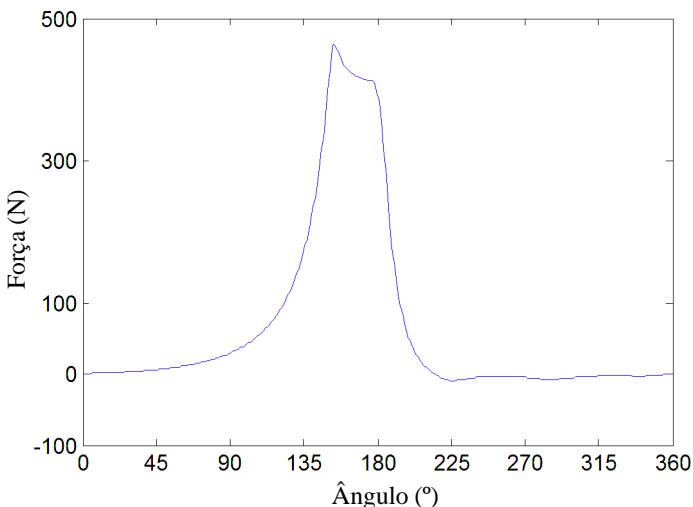
3.1.4 Forças externas aplicadas sobre o mecanismo

O mecanismo de compressão é submetido a forças externas que podem ser separadas em três grupos: a força de compressão, a força eletromagnética e a força de fricção. Cada um destes grupos de forças tem suas características e serão descritos a seguir.

3.1.4.1 Força de compressão

A força de compressão resulta da diferença de pressão entre o gás que está sendo comprimido na câmara de compressão e o gás dentro da cavidade do compressor. Na cavidade do compressor a pressão é considerada constante, i.e., uniforme no espaço e invariante no tempo. Já dentro da câmara de compressão a pressão é considerada dependente da posição angular do eixo. Quando a compressão do gás ocorre, a pressão na câmara aumenta, abrindo assim a válvula e descarregando o gás, consequentemente reduzindo a pressão na câmara. Este fenômeno é cíclico, repetindo-se a cada volta completa do eixo. A variação da pressão é considerada como uma distribuição uniforme no espaço, contudo variante no tempo. Nesta situação a força resultante aplicada sobre o pistão possui a mesma direção do movimento do pistão e, como reação, uma força igual porém de sentido contrário é aplicada sobre o bloco. A variação da pressão na câmara de compressão é dependente da posição angular do eixo ($\mathbf{f}_1^{e,P}(\theta)$). A força resultante sobre o pistão foi obtida experimentalmente por Pellegrini [32] para a realização deste trabalho, sendo apresentada na Figura 10.

Figura 10 - Força aplicada sobre o pistão: o ângulo de 0° representa o pistão na posição mais distante do cabeçote enquanto a posição de 180° representa a posição do pistão mais próxima da parede do bloco.



3.1.4.2 Força eletromagnética

O estator, através de uma corrente elétrica, gera um campo eletromagnético induzindo um momento angular sobre o rotor. Esse movimento de rotação no subconjunto eixo-rotor movimenta o mecanismo de compressão e, conseqüentemente, comprime o gás refrigerante. Existem dois estágios nesta excitação: um primeiro no momento de partida do compressor até 0,8 s, em que a corrente aplicada ao estator (corrente de partida) é amplificada, gerando um torque elevado sobre o rotor em baixa velocidade angular (Figura 11). Após, o motor estabiliza com a corrente de regime permanente de funcionamento, fornecendo torques mais elevados para velocidades angulares mais altas (Figura 12). Esta diferença nas curvas de torque torna-se necessária para garantir uma partida do mecanismo de compressão, atingindo velocidades angulares mais elevadas no regime permanente de funcionamento. Além do torque aplicado sobre o rotor, ainda existe o momento de reação sobre o estator, que possui mesmo valor e direção porém sentido contrário. Esses torques são aplicados como momentos externos ao subconjunto eixo-rotor ($\mathbf{m}_3^{e,T}(\dot{\theta})$), sendo apresentados nas figuras seguintes, que foram obtidas experimentalmente pela empresa colaboradora [32].

Figura 11- Torque sobre o rotor devido à corrente de partida (0 - 0,8s), Pellegrini [32].

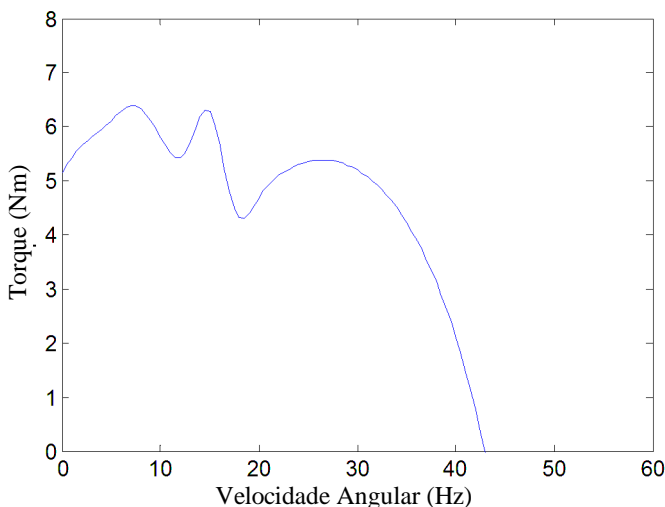
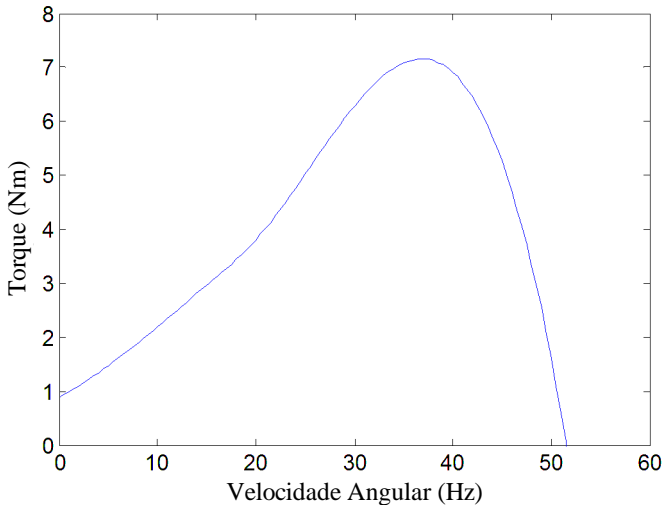


Figura 12- Torque no regime permanente de funcionamento do compressor (após 0,8s), Pellegrini [32].



3.1.4.3 Forças dissipativas sobre o mecanismo

Existem perdas de energia no mecanismo de compressão oriundas de diferentes fontes, como por exemplo de um fator de fricção proveniente do lubrificante, do processo de bombeamento do óleo e das perdas envolvidas no processo de compressão. Para representar essas perdas, um termo de amortecimento viscoso angular é inserido referente ao subconjunto eixo-rotor, em oposição ao seu movimento angular. Esse amortecimento é um torque resistivo proporcional à velocidade angular do subconjunto eixo-rotor que pode ser representado da seguinte forma:

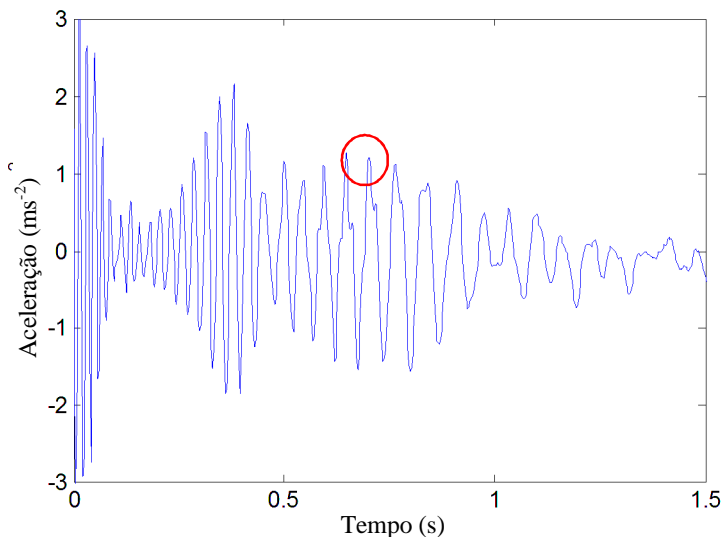
$$m_3^{e,D}(\dot{\theta}) = -A\dot{\theta}_3^2, \quad (21)$$

onde $m_3^{e,D} \equiv m_3^{e,D}(\dot{\theta})$ é o torque dissipativo externo aplicado sobre o subconjunto eixo-rotor e A é uma constante.

Quando o compressor está operando sem pressão na linha de compressão, o mecanismo deixa de funcionar devido ao efeito das forças de atrito. Nestas circunstâncias, nenhuma força é aplicada sobre o pistão, i.e., não há pressão no tubo de descarga. Um experimento com o compressor funcionando em vazio foi conduzido a fim de avaliar essas

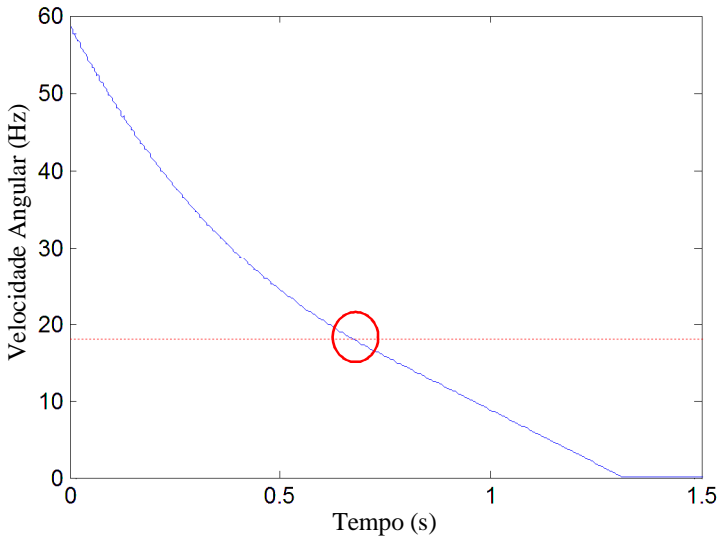
forças de atrito. O compressor foi alimentado com uma corrente alternada de 60 Hz. Um acelerômetro foi colocado na parte externa da carcaça do compressor para medir a resposta vibratória durante o processo de parada. É possível perceber na Figura 13 que ocorre uma amplificação na resposta vibratória em aproximadamente 0,7 s. Essa amplificação ocorre pois a frequência de rotação do subconjunto eixo-rotor coincide com uma das ressonâncias do compressor. Para computar a frequência de vibração (e conseqüentemente a frequência de rotação), foi obtida a diferença do tempo entre dois picos consecutivos durante a resposta ressonante e obtido o inverso deste valor para estimar a frequência naquele ponto, obtendo-se o valor de 18 Hz.

Figura 13 - Resposta vibratória (aceleração) medida na carcaça do compressor durante o processo de parada do mecanismo de compressão.



Foi assumido que a excitação da carcaça é devida à vibração do mecanismo e que a frequência de vibração do mecanismo está diretamente relacionada com a velocidade angular do rotor. Em outras palavras, significa que a frequência de vibração é a mesma que a velocidade angular do rotor. Deste modo, a velocidade angular predita em 0,7s deve coincidir com a vibração de 18 Hz. O compressor desacelerou de 60 Hz para 18 Hz em 0,7 s, tal que $A = 0,65 \text{ Nms}^2$ e a velocidade angular predita pode ser analisada na Figura 14.

Figura 14 - Velocidade angular predita do subconjunto eixo-rotor durante o processo de parada do mecanismo.



Contudo, caso fosse utilizada apenas a Equação (21), não poderia ocorrer a parada do mecanismo, pois quanto menor a velocidade angular, menor a força dissipativa. Deste modo, para velocidade angular menor que 10 Hz, foi considerado o torque dissipativo constante, $m_3^{e,D} = -100A$, garantindo assim uma parada total do mecanismo.

Outra possibilidade para avaliar a constante A é considerar o tempo que a carcaça leva para parar de vibrar. Contudo, esse tempo é a soma do tempo que o mecanismo requer para parar além do tempo que a carcaça demora para parar devido ao amortecimento dos isoladores de borracha, molas e tubos. Para simplificar a análise, foi escolhido apenas o primeiro método.

3.2 Procedimento de solução

Analisando todos os corpos e suas respectivas conexões resulta um conjunto de equações descrito na Equação (14). Essa equação considera implicitamente a dependência com o espaço e tempo, e pode ser reescrita da seguinte forma:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{G}(t)\dot{\mathbf{q}}(t) = \mathbf{f}^e(\mathbf{q}(t), \dot{\mathbf{q}}(t)) + \mathbf{f}^C(\dot{\mathbf{q}}(t)) + \mathbf{f}^K(\mathbf{q}(t)), \quad (22)$$

onde,

$$\ddot{\mathbf{q}}(t) = \begin{Bmatrix} \ddot{\mathbf{x}}_1(t) \\ \ddot{\boldsymbol{\theta}}_1(t) \\ \ddot{\mathbf{x}}_2(t) \\ \ddot{\boldsymbol{\theta}}_2(t) \\ \ddot{\mathbf{x}}_3(t) \\ \ddot{\boldsymbol{\theta}}_3(t) \\ \ddot{\mathbf{x}}_4(t) \\ \ddot{\boldsymbol{\theta}}_4(t) \end{Bmatrix}, \quad (23)$$

$$\dot{\mathbf{q}}(t) = \begin{Bmatrix} \dot{\mathbf{x}}_1(t) \\ \dot{\boldsymbol{\theta}}_1(t) \\ \dot{\mathbf{x}}_2(t) \\ \dot{\boldsymbol{\theta}}_2(t) \\ \dot{\mathbf{x}}_3(t) \\ \dot{\boldsymbol{\theta}}_3(t) \\ \dot{\mathbf{x}}_4(t) \\ \dot{\boldsymbol{\theta}}_4(t) \end{Bmatrix}, \quad (24)$$

$$\mathbf{q}(t) = \begin{Bmatrix} \mathbf{x}_1(t) \\ \boldsymbol{\theta}_1(t) \\ \mathbf{x}_2(t) \\ \boldsymbol{\theta}_2(t) \\ \mathbf{x}_3(t) \\ \boldsymbol{\theta}_3(t) \\ \mathbf{x}_4(t) \\ \boldsymbol{\theta}_4(t) \end{Bmatrix}, \quad (25)$$

$$\mathbf{f}^e \equiv \mathbf{f}^e(\mathbf{q}(t), \dot{\mathbf{q}}(t)) = \left\{ \begin{array}{c} \mathbf{f}_1^{e,P}(\boldsymbol{\theta}_1(t)) \\ 0 \\ -\mathbf{f}_1^{e,P}(\boldsymbol{\theta}_1(t)) \\ 0 \\ 0 \\ \mathbf{m}_3^{e,T}(\dot{\boldsymbol{\theta}}_3(t)) + \mathbf{m}_3^{e,D}(\dot{\boldsymbol{\theta}}_3(t)) \\ 0 \\ -\mathbf{m}_3^{e,T}(\dot{\boldsymbol{\theta}}_3(t)) \end{array} \right\}, \quad (26)$$

$$\mathbf{f}^C \equiv \mathbf{f}^C(\dot{\mathbf{q}}(t)) = \left\{ \begin{array}{c} \mathbf{f}_1^C(\dot{\mathbf{q}}(t)) \\ \mathbf{m}_1^C(\dot{\mathbf{q}}(t)) \\ \mathbf{f}_2^C(\dot{\mathbf{q}}(t)) \\ \mathbf{m}_2^C(\dot{\mathbf{q}}(t)) \\ \mathbf{f}_3^C(\dot{\mathbf{q}}(t)) \\ \mathbf{m}_3^C(\dot{\mathbf{q}}(t)) \\ \mathbf{f}_4^C(\dot{\mathbf{q}}(t)) \\ \mathbf{m}_4^C(\dot{\mathbf{q}}(t)) \end{array} \right\}, \quad (27)$$

$$\mathbf{f}^K \equiv \mathbf{f}^K(\mathbf{q}(t)) = \left\{ \begin{array}{c} \mathbf{f}_1^K(\mathbf{q}(t)) \\ \mathbf{m}_1^K(\mathbf{q}(t)) \\ \mathbf{f}_2^K(\mathbf{q}(t)) \\ \mathbf{m}_2^K(\mathbf{q}(t)) \\ \mathbf{f}_3^K(\mathbf{q}(t)) \\ \mathbf{m}_3^K(\mathbf{q}(t)) \\ \mathbf{f}_4^K(\mathbf{q}(t)) \\ \mathbf{m}_4^K(\mathbf{q}(t)) \end{array} \right\}, \quad (28)$$

onde t é o tempo; $\mathbf{q}(t)$, $\dot{\mathbf{q}}(t)$, $\ddot{\mathbf{q}}(t)$ são, respectivamente, o deslocamento, velocidade e aceleração generalizados.

O tempo t é considerado discreto, ao invés de contínuo a fim de se solucionar numericamente o sistema de equações (Equação (22)). Assim tem-se:

$$t(l) = l \Delta t, \quad (29)$$

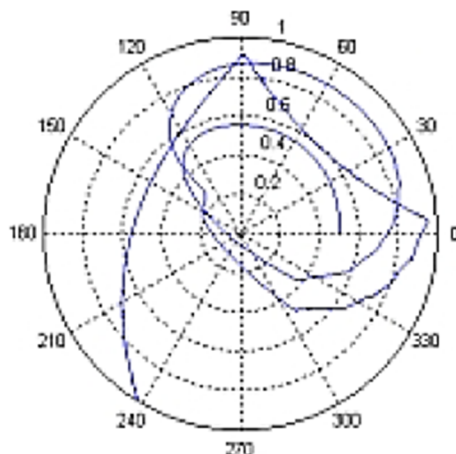
onde Δt é o incremento de tempo e l é um número não negativo e inteiro. Para solucionar o sistema de equações é necessário resolver as não linearidades atribuídas ao óleo, à matriz giroscópica, aos grandes deslocamentos e às forças externas. Neste caso, é necessário escolher o tipo de resolução que será utilizado para o sistema de equações e o método para resolver cada uma das não linearidades

3.2.1 Modelo não linear do óleo lubrificante

Conforme discutido anteriormente, o óleo lubrifica todas as partes do mecanismo. As forças exercidas por essas conexões são modeladas como um efeito não linear mostrado nas Equações (17) e (18).

Como reportado por Bode, 2002 [33], é usual em problemas não lineares obter dificuldades na convergência numérica ao utilizar um modelo de lubrificação por óleo tipo *squeeze film* nos mancais do eixo-rotor, obtendo instabilidade orbital para diversos incrementos de tempo. A Figura 15 mostra um resultado de instabilidade orbital onde o eixo tem máximo deslocamento no círculo externo da figura. Pode-se verificar que antes de atingir o máximo deslocamento, o eixo sofre aparentes choques com uma parede invisível, caracterizando uma instabilidade numérica.

Figura 15 - Órbita predita para um rotor horizontal sustentado por um modelo de lubrificação de óleo tipo *squeeze film*. (Bode, 2002 [33])



Gerardin, 2005 [14] também relatou dificuldades em garantir a convergência na integração no domínio do tempo para o mecanismo de compressão completo utilizando um modelo para o óleo lubrificante.

Outra dificuldade usual é o tempo computacional necessário para solucionar esses sistemas de equações para modelos analíticos de compressores. Como mostrado em Pulido, 2009 [18], ao modelar ao mesmo tempo dois componentes de um mecanismo de compressão com mancais lubrificadas com óleo, foi observado um tempo excessivo para solucionar o sistema de equações. Muitas vezes esse tempo de processamento torna inviável avaliar diversos componentes ao mesmo tempo, bem como impossível utilizar algoritmos otimizadores, sendo de pouca utilidade para as empresas que precisam de resultados rápidos em seus desenvolvimentos de produtos.

Para solucionar essas não linearidades, existem várias maneiras possíveis e duas serão exploradas nesse trabalho. Uma delas consiste em calcular as forças externas e aplicar nos componentes do compressor. Alternativamente, as forças podem ser linearizadas e aplicadas no sistema como termos de rigidez e amortecimento nas equações do movimento.

3.2.1.1 *Opção 1: Aplicação das forças externas*

Para aplicar as forças sobre os mancais como forças externas é necessário inicialmente calcular os seus valores. Tais forças são dependentes da posição e da velocidade do sistema e isto implica em utilizar os valores destas grandezas do último passo de tempo. Essa metodologia pode ser encontrada em Fulco, 2008 [31], a qual foi utilizada para representar o óleo lubrificante no subconjunto eixo-rotor.

Para garantir a convergência do sistema, foi usada uma equação para definir o tamanho do passo de tempo. Com esse valor é possível estimar o novo passo de tempo quando mudanças são feitas nos valores de K e C , evitando assim, o método empírico de detecção do passo de tempo (procedimento de tentativa e erro para qual passo de tempo é suficiente para o problema) e o uso desnecessário de processamento computacional para um passo de tempo superestimado. A equação desenvolvida por Fulco, 2008 [31] pode ser descrita como:

$$\Delta t \leq \frac{1}{K \|\mathbf{v}^{\max}\| + C \|\mathbf{a}^{\max}\|} \quad (30)$$

onde $\|\mathbf{v}^{\max}\|$ e $\|\mathbf{a}^{\max}\|$ são, respectivamente, a máxima norma da velocidade e aceleração sobre o mancal.

Essa metodologia considera as variáveis de deslocamento e velocidade tão pequenas que são praticamente as mesmas do passo de tempo anterior. Essa abordagem leva a um procedimento rápido de solução numérica, contudo com um pequeno passo de tempo para um único componente. Quando adicionados outros componentes, esse passo de tempo deverá ser reduzido. Isso ocorre pois a força aplicada a um subconjunto levará um passo de tempo para ser considerada no subconjunto adjacente. Desta forma, é necessário dividir o passo de tempo, calculado pela Equação (30), pelo número de componentes que serão avaliados, nesse caso, por quatro componentes. Assim, o novo passo de tempo $\Delta t'$ é dado por:

$$\Delta t' = \frac{\Delta t}{4}. \quad (31)$$

Um método variante foi utilizado por Estupinã e Santos, 2009 [17], onde o deslocamento e a velocidade foram estimados utilizando um método iterativo para recalculer o valor das variáveis até a variação dos esforços se tornar menor, ou igual, a uma tolerância pré-definida. Esse método evita problemas de convergência, contudo leva a um maior processamento computacional para cada passo de tempo.

3.2.1.2 Opção 2: Linearização dos efeitos não lineares

A segunda possibilidade é linearizar o modelo do óleo lubrificante descrito nas Equações (17) e (18). Isso significa que a força exercida pelo óleo lubrificante depende do deslocamento e velocidade em uma potência de primeira ordem, i.e., considera-se $p = q = 1$. Esse tipo de aproximação pode ser encontrada em Shwertassek, Dombrowski e Wallrapp, 1999 [34] ou Shwertassek, Wallrapp e Shabana, 1999 [35] e Offner e Priebisch, 2006 [36]. Para linearizar o modelo do filme de óleo, admite-se que todas as forças são definidas de acordo com as forças do passo de tempo anterior:

$$f_n^{K,i}(l) = -K\varepsilon \left[\frac{\|\mathbf{d}_{n,m}(l)\|}{\varepsilon} \right]^p \frac{[\mathbf{d}_{n,m}(l)]^i}{\|\mathbf{d}_{n,m}(l)\|} \quad (32)$$

e

$$f_n^{C,i}(l) = -C\vartheta \left[\frac{\|\mathbf{v}_{n,m}(l)\|}{\vartheta} \right]^q \frac{[\mathbf{v}_{n,m}(l)]^i}{\|\mathbf{v}_{n,m}(l)\|} \quad (33)$$

Os valores da força exercida pelo filme lubrificante de óleo como função do valor atual de tempo são definidas de acordo com a rigidez e amortecimento equivalentes dependentes do passo anterior de tempo,

$$f_n^{K,i}(l+1) = -K_{eq}(l) [\mathbf{d}_{n,m}(l+1)]^i \quad (34)$$

e

$$f_n^{C,i}(l+1) = -C_{eq}(l) [\mathbf{v}_{n,m}(l+1)]^i. \quad (35)$$

Os valores equivalentes de rigidez e amortecimento podem ser estimados pela representação não linear de rigidez e amortecimento calculadas no instante de tempo anterior. Desta forma, obtém-se:

$$K_{eq}(l) = K \left[\frac{\|\mathbf{d}_{n,m}(l)\|}{\varepsilon} \right]^{p-1} \quad (36)$$

e

$$C_{eq}(l) = C \left[\frac{\|\mathbf{v}_{n,m}(l)\|}{\vartheta} \right]^{q-1} \quad (37)$$

Esta será a metodologia utilizada para calcular a força exercida pelo óleo lubrificante. Ambos os métodos precisam do mesmo tempo para resolver um passo de tempo, contudo o segundo método requer cerca de 100 passos de tempo a menos para obter a convergência numérica, sendo assim o mais adequado para o propósito desse trabalho.

3.2.2 Matriz giroscópica não linear

A aparência do termo matriz giroscópica pode ser compreendida pelo princípio da conservação do momento angular e pela física dos

sistemas de coordenadas girantes (Ardema, 2005 [25]). Esse efeito é não linear devido à dependência da velocidade angular como mostrado nas Equações (8) e (9). Para resolver essa não linearidade, a matriz giroscópica do passo de tempo atual é considerada dependente das velocidades do passo de tempo anterior. Esse é um processo de linearização similar ao processo utilizado no filme lubrificante de óleo, i.e., ambos os métodos transformam o efeito não linear em linear e dependente do passo de tempo anterior. Deste modo a matriz giroscópica resulta em:

$$\mathbf{G}_n(l+1) = [\{0\} \quad \{0\} \quad \{0\} \quad \{G_n^4\} \quad \{G_n^5\} \quad \{G_n^6\}], \quad (38)$$

$$\{0\} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}, \quad (39)$$

e

$$\{G_n^4\} = \begin{Bmatrix} m_n(\dot{\theta}_n^y(l)d_n^y + \dot{\theta}_n^z(l)d_n^z) \\ -m_n\dot{\theta}_n^x(l)d_n^y \\ -m_n\dot{\theta}_n^x(l)d_n^z \\ \dot{\theta}_n^y(l)I_n^{zx} - \dot{\theta}_n^z(l)I_n^{yx} \\ \dot{\theta}_n^z(l)I_n^{xx} - \dot{\theta}_n^x(l)I_n^{zx} \\ \dot{\theta}_n^x(l)I_n^{yx} - \dot{\theta}_n^y(l)I_n^{xx} \end{Bmatrix}, \quad (40)$$

$$\{G_n^5\} = \begin{Bmatrix} -m_n\dot{\theta}_n^y(l)d_n^x \\ m_n(\dot{\theta}_n^x(l)d_n^x + \dot{\theta}_n^z(l)d_n^z) \\ -m_n\dot{\theta}_n^y(l)d_n^z \\ \dot{\theta}_n^y(l)I_n^{zy} - \dot{\theta}_n^z(l)I_n^{yy} \\ \dot{\theta}_n^z(l)I_n^{xy} - \dot{\theta}_n^x(l)I_n^{zy} \\ \dot{\theta}_n^x(l)I_n^{yy} - \dot{\theta}_n^y(l)I_n^{xy} \end{Bmatrix}, \quad (41)$$

$$\{G_n^6\} = \begin{Bmatrix} -m_n \dot{\theta}_n^z(l) d_n^x \\ -m_n \dot{\theta}_n^z(l) d_n^y \\ m_n (\dot{\theta}_n^x(l) d_n^x + \dot{\theta}_n^y(l) d_n^y) \\ \dot{\theta}_n^y(l) I_n^{zz} - \dot{\theta}_n^z(l) I_n^{yz} \\ \dot{\theta}_n^z(l) I_n^{xz} - \dot{\theta}_n^x(l) I_n^{zz} \\ \dot{\theta}_n^x(l) I_n^{yz} - \dot{\theta}_n^y(l) I_n^{xz} \end{Bmatrix}. \quad (42)$$

A Equação (38) é a forma linearizada da matriz giroscópica utilizada para resolução deste modelo.

3.2.3 Grandes deslocamentos não lineares

Cada corpo tem um grau de liberdade com grande deslocamento, por exemplo, o subconjunto pino-pistão pode transladar em uma direção. Essa translação move a posição de contato entre o pistão e a parede rígida do bloco. Entretanto, o subconjunto eixo-rotor e biela, pode rotacionar em uma direção e essa rotação irá proporcionar uma não linearidade contendo funções dependentes de senos e cossenos relacionadas à posição angular. Considerando que qualquer subconjunto possui um grande deslocamento, pode-se considerar a seguinte aproximação:

$$(1 - \cos(\theta_n^i) \cos(\theta_n^j)) \cong (1 - \cos(\theta_n^i)) + (1 - \cos(\theta_n^j)), \quad (43)$$

para:

$$\theta_n^i \text{ ou } \theta_n^j \ll 2\pi.$$

Cada passo no tempo corresponde a uma parte do movimento total de um corpo n , admitindo-se que o deslocamento angular de qualquer subconjunto é suficientemente pequeno para que seja considerado um pequeno deslocamento em cada passo de tempo. Então, a soma de todos os pequenos deslocamentos se torna um comportamento de grande deslocamento (Shabana, 1998 [37]). Deste modo, pode-se dividir um deslocamento angular em dois termos:

$$\theta_n^i(l+1) = \theta_n^i(l) + \Delta\theta_n^i(l+1), \quad (44)$$

onde $\theta_n^i(l)$ é o deslocamento angular do corpo n na direção a no tempo $t(l)$ e $\Delta\theta_n^i(l+1)$ é a variação do deslocamento angular no instante de tempo $t(l)$ para $t(l+1)$.

Admitindo que a variação do deslocamento angular $\Delta\theta_n^i(l+1)$ é pequena em um intervalo de tempo, é possível transformar todas as dependências de senos em cossenos nas seguintes equações:

$$\sin(\theta_n^i(l+1)) = \sin(\theta_n^i(l)) + \Delta\theta_n^i(l+1)\cos(\theta_n^i(l)), \quad (45)$$

$$\cos(\theta_n^i(l+1)) = \cos(\theta_n^i(l)) - \Delta\theta_n^i(l+1)\sin(\theta_n^i(l)). \quad (46)$$

As equações não lineares com dependência de $\theta_n^i(l+1)$ agora são funções lineares dependentes da variável $\Delta\theta_n^i(l+1)$ e dependentes do deslocamento angular no passo de tempo anterior.

3.2.4 Aplicação dos esforços externos

Como visto anteriormente, as forças externas aplicadas sobre o mecanismo são o torque do motor, a diferença de pressão sobre o pistão e as forças dissipativas. Todas essas forças são obtidas considerando o estado do compressor no passo de tempo anterior. Tendo isso em vista a Equação (22) pode ser reescrita da seguinte forma:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}}(l+1) + \mathbf{G}(l)\dot{\mathbf{q}}(l+1) = \mathbf{f}^e(\mathbf{q}(l), \dot{\mathbf{q}}(l)) + \mathbf{f}^c(\dot{\mathbf{q}}(l), \dot{\mathbf{q}}(l+1)) + \mathbf{f}^k(\mathbf{q}(l), \mathbf{q}(l+1)). \quad (47)$$

Com essa equação é possível resolver numericamente o sistema com todas as considerações já mencionadas e prever o comportamento do compressor no domínio do tempo.

3.2.5 Resolução do sistema de equações diferenciais

Dentre os vários métodos de solução de sistemas de equações diferenciais ordinárias, dois foram testados nesse trabalho: o método de diferenças finitas e o de Runge Kutta.

O método de diferenças finitas estima o resultado de uma equação diferencial através de uma aproximação do resultado de uma derivada com base em uma série de somas. Para uma derivada no domínio do tempo, a aproximação é baseada nos passos de tempo anteriores e quanto

maior o número de passos utilizados, melhor é a precisão dos resultados. Pulino e Torres, 2006 [38] explicaram como criar aproximações de ordens mais elevadas e a discretização necessária para garantir a convergência no método de diferenças finitas. Souza, 1997 [39] demonstrou como utilizar o método de diferenças finitas de quarta ordem aplicado especialmente à equação do movimento, sendo esta a ordem escolhida para resolver o sistema de equações neste trabalho.

Outra possibilidade é utilizar o método de Runge-Kutta para resolver o sistema de equações diferenciais ordinárias, o qual está bem documentado na literatura, como em Jackiewicz, 1996 [40]. Esse método, como o método de diferenças finitas, possui diferentes ordens. Butt, 2007 [41] mostra como escolher a ordem adequada para diferentes aplicações e para esse trabalho foi escolhido o método de Runge Kutta de dois estágios, de quarta e quinta ordens.

Comparando ambos os métodos, o método de diferenças finitas é pelo menos 10 vezes mais rápido que o de Runge Kutta para resolver um único passo de tempo. Entretanto, o método de diferenças finitas requer um passo de tempo muito menor para garantir a convergência, sendo aproximadamente 10^{-5} vezes menor que o necessário para o método de Runge Kutta.

Tendo em vista o que foi discutido anteriormente, a respeito do tempo de processamento, foi escolhido o método de Runge Kutta para este trabalho. Esse conjunto de rotinas para utilização e resolução das equações diferenciais pode ser encontrado em Higham e Higham, 2005 [42] e nas rotinas abertas LAPACK, 2004 [43].

3.3 Discussão sobre a metodologia

Algumas referências apontam a dificuldade de convergência dos modelos numéricos de compressores. Bode, 2002 [33] encontrou dificuldades no modelamento do mecanismo de compressão, não conseguindo simular todos os componentes em um único modelo. Já Couto, 2006 [30] garantiu a convergência apenas com o desacoplamento do modelo do óleo da dinâmica de multicorpos do mecanismo.

Para superar essas dificuldades no modelamento completo do compressor, diversas técnicas matemáticas foram empregadas no modelo analítico. Como visto neste capítulo, todas as metodologias utilizadas para resolução do sistema de equações pode ser encontrada na literatura. Contudo, ainda não havia sido apresentado um trabalho acoplando todos os componentes internos do compressor bem como a lubrificação por óleo, apoios por molas, presença do torque do motor elétrico dependente

da velocidade angular relativa entre o rotor e estator, resolvidos de forma acoplada, em regime transiente de funcionamento e em um tempo viável computacionalmente.

A escolha das metodologias foi baseada na premissa da dificuldade de convergência dos modelos atuais de compressores bem como o elevado tempo computacional dos atuais modelos. Foram linearizados todos os modelos não lineares, selecionado o método de resolução do sistema de equações ordinárias mais adequado, possibilitando uma convergência para todas as partes do compressor acopladas em um único sistema de equações, e como será apresentado no próximo capítulo, o modelo obteve uma boa representação do problema físico, permitindo observar fenômenos não observados anteriormente.

Esta metodologia pode ser empregada na solução de problemas na indústria e otimização dos compressores, bem como outros sistemas mecânicos similares. O tempo de resolução de 60s de funcionamento do compressor, i.e., da partida até o regime estacionário é em torno de 1 hora em um computador modesto (core 2 duo 1.6 GHz com 2 Mb de RAM 600 MHz)

3.3.1 Limitações do modelo

Já que todos os corpos, exceto suas conexões, são considerados rígidos, os efeitos da flexibilidade dos componentes como por exemplo o efeito dos modos de vibração são negligenciados. Entretanto, como mostrado por Fulco, 2007 [10], a flexibilidade do subconjunto eixo-rotor tem influência sobre as forças transmitidas pelo filme lubrificante de óleo. Fulco, 2007 [10] também mostrou que a flexibilidade não influencia o movimento orbital do subconjunto eixo-rotor, i.e., o movimento do ponto central do eixo-rotor dentro da folga do mancal. Essas considerações também são admitidas para os outros mancais lubrificadas por óleo, o mancal do subconjunto pino-pistão e da biela.

O primeira frequência natural dos corpos rígidos (desconsiderando as conexões) é de 900 Hz aproximadamente. Contudo, as molas possuem sua primeira frequência natural em torno de 300 Hz e o tubo de descarga em torno de 150 Hz. Tendo em vista o que foi mencionado no parágrafo anterior, admite-se que a maior frequência que pode-se avaliar os resultados é em torno de 120 Hz (20% abaixo do primeiro modo natural de vibração), pois em frequências mais altas os resultados estimados e experimentais podem conter grandes diferenças.

Para frequências acima de 120 Hz será utilizado um modelo numérico acoplado elementos finitos, elementos de contorno e

metodologia de função de transferência, resolvendo assim o modelo completo do compressor para frequências acima de 120 Hz.

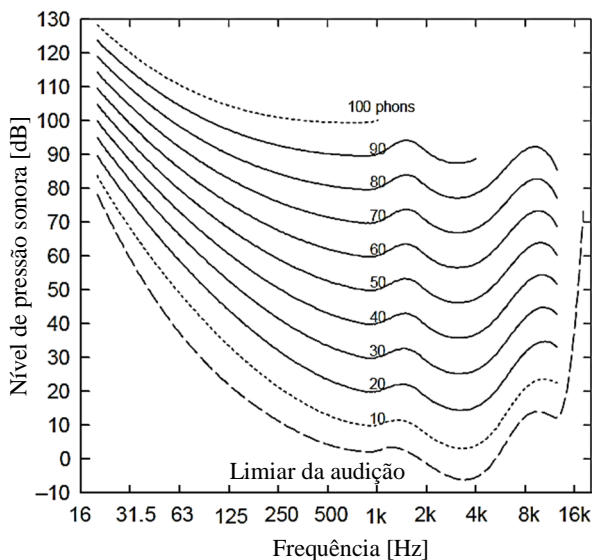
3.3.2 *Ruído Radiado*

Uma das grandes preocupações da indústria é o ruído radiado pela vibração do compressor. Como descrito na Seção 3.3.1 a dinâmica do compressor em regime transiente de funcionamento será avaliada até 120 Hz. Até esta frequência, observam-se vibrações com maior amplitude, contudo o ruído radiado mesmo que elevado, tende a ser menos percebido pelo ser humano.

Isto ocorre pois o ser humano não ouve as frequências de forma linear, i.e., em algumas frequências o ruído percebido é mais acentuado que em outras. A curva de ponderação “A” foi baseada no trabalho de Fletcher e Munson, 1933 [44] que obteve a curva de níveis de pressão sonora percebidos no domínio da frequência para 40 phons de intensidade, i.e., como sujeitos percebem e consideram igual a um ruído de 40 dB a 1000 Hz, em outras frequências. Também o nível mínimo da audição foi estudado por Poulsen e Han, 2000 [45]. Curvas de intensidade sonora percebida em outros níveis (phons) foram estudadas por Fastl, et al., 1990 [46]. Um estudo aprofundado foi conduzido por Suzuki, et. al. estimando contornos para os níveis sonoros percebidos como o apresentado na Figura 16.

Analisando a Figura 16 é possível identificar que o ruído em torno de 120 Hz necessita ter uma potência sonora mais elevada para ser igualmente identificado em 1000 Hz. Deste modo o nível de ruído que pode ser estimado pelo algoritmo que estuda a dinâmica do compressor deve ser percebido de forma bastante atenuada quando comparado com ruídos em outras frequências.

Figura 16 - Resposta de nível sonoro percebido no domínio da frequência retirada do trabalho conduzido por Suzuki, et al., 2003 [47].



Levando em conta a grande dificuldade de simular o sistema no domínio do tempo e o fato do ruído até 120 Hz ter menor impacto na audição humana quando comparado com ruídos de mais alta frequência, é desconsiderada a análise de ruído para o modelo dinâmico do transiente do compressor. Contudo, na análise em regime permanente de funcionamento para mais altas frequências, discutida nos capítulos posteriores, será considerado o ruído do compressor e não somente a sua resposta vibratória.

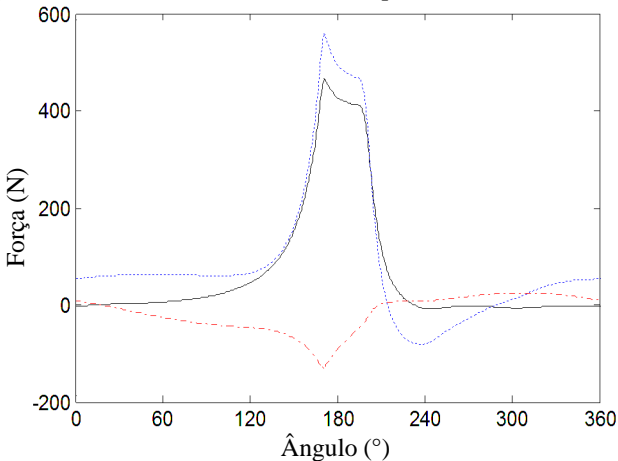
4 Resultados para dinâmica de compressores em regime transiente de funcionamento para baixas frequências

Para validar o modelo apresentado neste trabalho, algumas verificações no comportamento conhecido do compressor foram efetuadas bem como uma validação com base em resultados experimentais. Todos os parâmetros físicos usados nas simulações estão apresentados no Apêndice A. Posteriormente, serão discutidos resultados obtidos a partir do modelo durante a partida, regime permanente e parada do compressor, procurando entender mais a fundo seu comportamento.

4.1 Verificação e validação

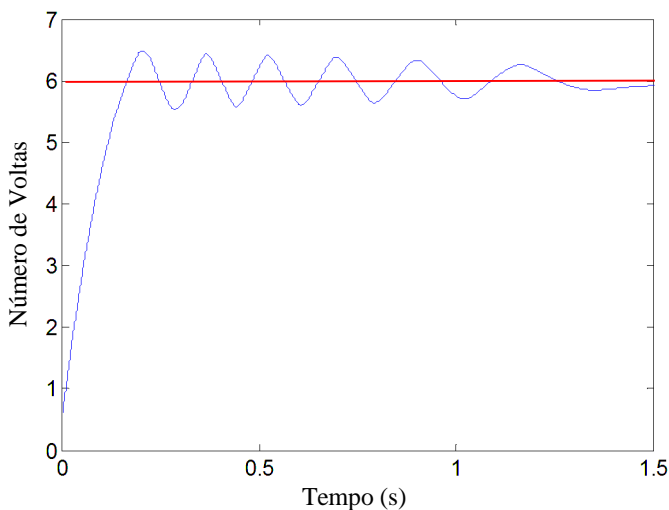
Para verificar aspectos fenomenológicos do compressor, inicialmente será avaliada a força transmitida pelo mancal superior do subconjunto eixo-rotor (Figura 17). É esperado que a força transmitida pelo mancal superior do subconjunto eixo-rotor ao bloco tenha o mesmo comportamento, porém com diferente magnitude, da força de compressão do gás aplicada sobre o subconjunto pino-pistão, como apresentado por Estupinã, 2009 [17], Rodrigues, 2003 [9] e Fulco, 2007 [10]. As direções dos esforços foram representadas no sistema de coordenadas da Figura 9.

Figura 17 - Força de compressão sobre o pistão (linha preta), sobre o eixo-rotor na direção y (linha tracejada vermelha) e na direção x (linha tracejada azul) em regime permanente de funcionamento do compressor.



Outro comportamento analisado é durante o processo de parada do compressor. Alguns ciclos após o motor elétrico interromper o fornecimento de energia ao eixo-rotor, o mecanismo deixa de comprimir o gás, revertendo o movimento do eixo-rotor devido à falta de energia para completar um ciclo de compressão, i.e., a energia necessária para comprimir o gás é maior que a energia disponível no sistema. Esse comportamento foi mostrado por Dufour et al., 1995 [15], com seu modelo, que também observaram experimentalmente que após cinco ciclos o compressor revertia a direção de movimento. O mesmo comportamento foi encontrado (Figura 18) e pode ser observado após 6 ciclos de compressão (0,2s).

Figura 18 - Posição angular do eixo-rotor em número de voltas pelo tempo após o desligamento do motor elétrico.



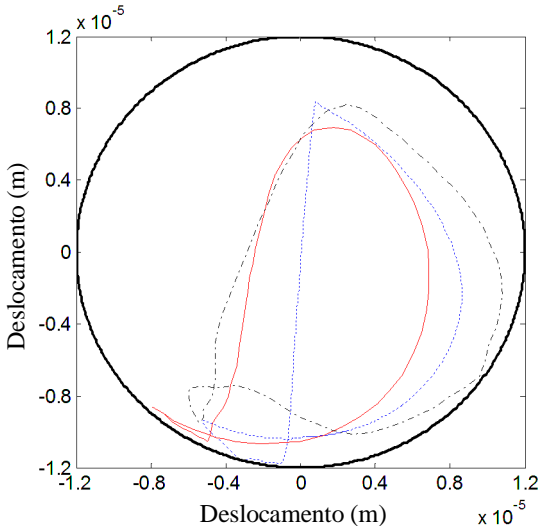
Para validar o modelo, resultados experimentais da órbita do mancal superior do subconjunto eixo-rotor foram obtidos por Couto, 2006 [30] e usados nesse trabalho. Couto modelou o mecanismo de compressão de um modelo similar de compressor, representando a lubrificação por óleo com o método de volumes finitos. A dinâmica do mecanismo foi modelada utilizando a teoria de multicorpos, considerando todos os subconjuntos rigidamente conectados, i.e., sem a lubrificação por óleo e também se considerou a velocidade angular do eixo-rotor constante. Com

os resultados obtidos através do modelo de multicorpos foi estimada a órbita do eixo-rotor em mancais lubrificadas por óleo.

Como o modelo do compressor utilizado por Couto e nesse trabalho são similares, apenas algumas alterações foram efetuadas. Couto controlou experimentalmente a pressão na sucção e descarga do gás, medindo a pressão na câmara de compressão. Para ajustar a geometria dos modelos, as matrizes de massa do eixo-rotor e pino-pistão foram ajustadas. Por fim Couto mediu a órbita do eixo no mancal.

É possível observar na Figura 19 que a órbita do mancal superior do subconjunto eixo-rotor estimada pelo presente modelo tem um comportamento similar ao resultado experimental, possuindo trajetória composta por uma região maior e outra menor.

Figura 19 - Órbita do mancal superior do subconjunto eixo-rotor predita por Couto, 2006 [30] (linha vermelha), medida por Couto (linha preta tracejada) e predita neste trabalho (linha azul tracejada) com o mecanismo em regime permanente de funcionamento.

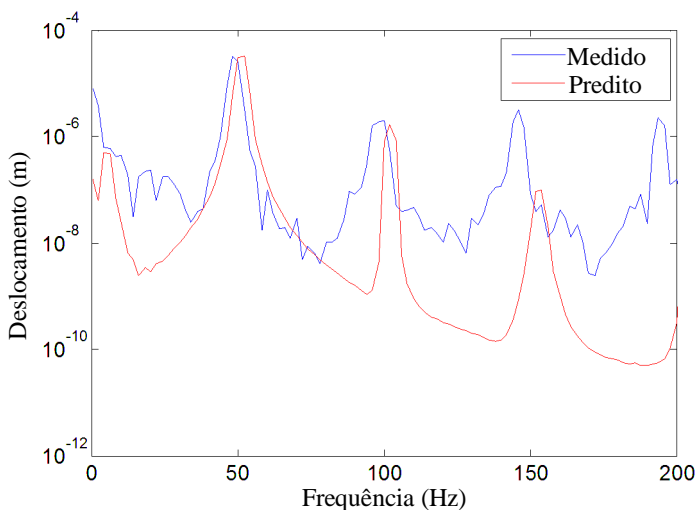


Entretanto, diferenças foram encontradas em relação aos resultados estimados por esse modelo, preditos por Couto. Essas diferenças são atribuídas a alguns fatores. Um deles é que Couto utilizou um modelo de óleo lubrificante mais preciso, entretanto um modelo dinâmico menos acurado, já que o cálculo de multicorpos é independente da lubrificação por óleo. Também o fato da velocidade do eixo ser considerada constante e não variável.

Ainda com o intuito de validar o modelo, são comparados os deslocamentos no topo das molas de suspensão. O experimento foi conduzido durante 0,5s em regime permanente de compressão, sendo preditos os resultados no mesmo intervalo de tempo. Apesar de possuir quatro molas, são comparados resultados e dados experimentais somente na mola número 1. Para as demais molas os resultados são similares, não sendo apresentados apesar da validação ter sido realizada para as demais molas.

Os deslocamentos da mola 1 na direção z são apresentados no domínio da frequência na Figura 20. Em 50 Hz foi medida a frequência fundamental de funcionamento do sistema e o resultado predito possui amplitude similar, porém a frequência fundamental predita (51 Hz) é ligeiramente maior que a medida. Esse efeito é provavelmente fruto de diferenças nas forças dissipativas que atuam no sistema, bem como alguma diferença no torque real aplicado sobre o subconjunto eixo-rotor. De mesmo modo, o resultado estimado para a primeira harmônica apresenta boa coerência com o experimental. Para as demais harmônicas os resultados começaram a se diferenciar já que o sistema modelado não considera nenhuma frequência natural do sistema.

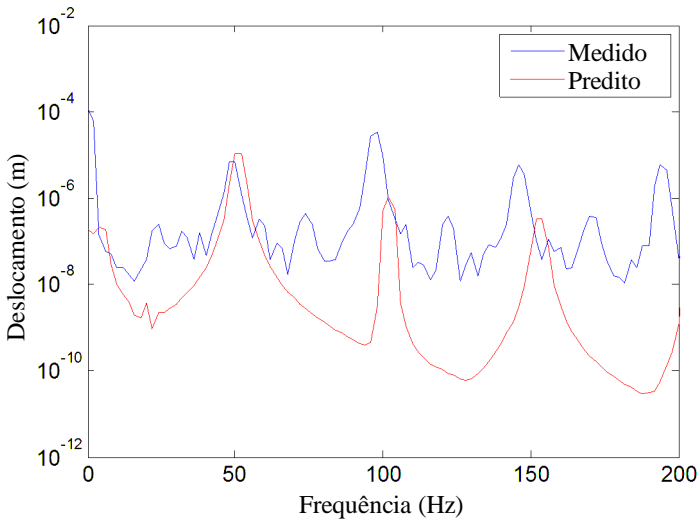
Figura 20 - Deslocamento no topo da mola 1 medido (azul) e predito (vermelho) na direção z no domínio da frequência.



A mesma análise comparativa foi efetuada para as direções x e y , sendo utilizada a norma do deslocamento no plano. Este acoplamento é

usado para evitar erros devido ao posicionamento dos acelerômetros. A norma do deslocamento da mola 1 na direção transversal está apresentada na Figura 21. Como na Figura 20, na frequência fundamental de funcionamento do compressor (50 Hz) os resultados possuem boa concordância, contudo na primeira harmônica já existem discrepâncias no que diz respeito à amplitude do pico. Diferenças acima de 50 Hz podem ser induzidas por erros no experimentos e imperfeições no modelo real do compressor.

Figura 21 - Norma do deslocamento no plano (direções x e y) à mola medido (azul) e predito (vermelho), para o topo da mola 1.



A validação mostrou que para frequências próximas a 50 Hz o modelo possui uma boa representação dos resultados experimentais. Já na primeira harmônica surge diferenças entre os resultados estimados e experimentais. Contudo, acredita-se que essas diferenças devem-se às dificuldades no posicionamento dos acelerômetros no experimento, já que na direção z os resultados estimados são coerentes com os medidos. Portanto, este modelo poderá ser utilizado para frequências até 50 Hz com boa representatividade e até 100 Hz como um bom indicativo do que deve ocorrer com a dinâmica do compressor.

4.2 Mecanismo de compressão

Nesta etapa será avaliado o mecanismo de compressão, desconsiderando os efeitos das molas sobre o sistema. Deste modo, é possível ter uma visão mais clara sobre os efeitos isolados do mecanismo de compressão.

4.2.1 Compressor Padrão

O compressor é modelado com parâmetros listados no Apêndice A, representando o modelo real do compressor. Com essa análise é possível encontrar a fenomenologia relacionada à dinâmica do compressor e os principais caminhos para transmissão da vibração.

A resposta transiente durante a partida e parada do compressor não são usualmente estudadas por outros autores e quando estudadas geralmente agregam simplificações, como a ausência de óleo lubrificante. Deste modo, serão discutidos os comportamentos transientes do momento de partida até o momento de parada do compressor.

O comportamento do mancal superior do subconjunto eixo-rotor durante os primeiros estágios de compressão (primeiro estágio do motor elétrico) e durante o ciclo permanente de funcionamento estão apresentados na Figura 22. É possível verificar que a órbita muda rapidamente do primeiro estágio de torque do motor para o segundo estágio de torque, assumindo o ciclo permanente de funcionamento.

O comportamento da órbita do mancal superior do subconjunto eixo-rotor durante o processo de parada pode ser observado na Figura 23. Combinando esses resultados com os resultados da evolução da órbita do mancal superior do subconjunto eixo-rotor quando o mecanismo está parando (Figura 24), é possível verificar a mudança no comportamento da órbita após seis ciclos de compressão. Este tipo de mudança ocorre devido à alteração no movimento do mecanismo após os seis ciclos de compressão, já que reverte seu movimento por não possuir mais energia suficiente para comprimir o gás.

Figura 22 - Órbita do mancal superior do subconjunto eixo-rotor durante a partida do mecanismo, antes de 0,8s (linha azul) e em regime permanente de funcionamento (linha vermelha tracejada).

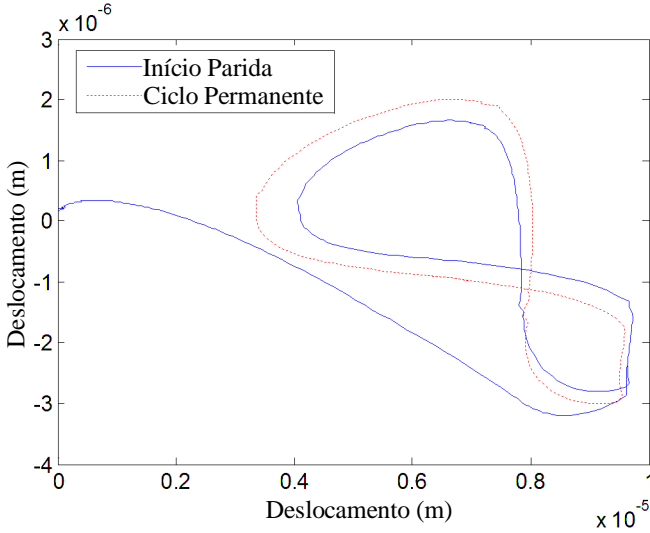


Figura 23 - Órbita do mancal superior do subconjunto eixo-rotor durante a parada do compressor (após desligamento do motor elétrico) enquanto há a compressão do gás (linha azul) e após o mecanismo não possuir energia para comprimir o gás (linha vermelha tracejada).

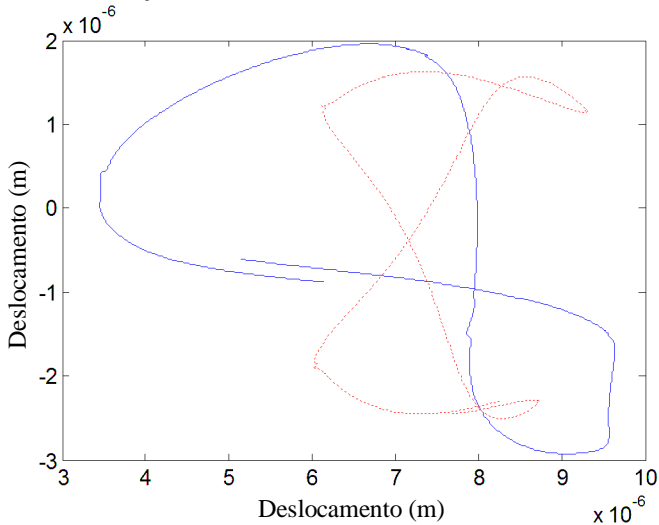
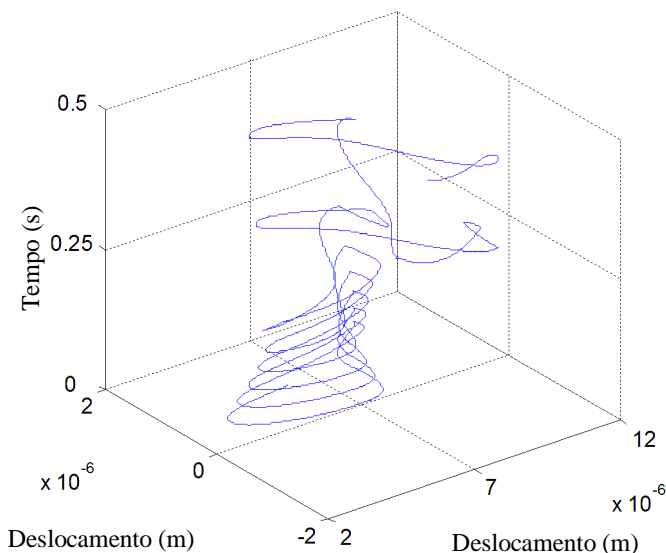


Figura 24 - Evolução no tempo da órbita do mancal superior do subconjunto eixo-rotor durante a parada do compressor.



Nas Figuras 25 e 26 está apresentada a velocidade angular do eixo-rotor durante o processo de partida. É possível verificar que a velocidade angular muda rapidamente quando o torque do motor altera em 0,8s (Seção 3.1.4.2). A velocidade angular média passa de 42 Hz para 51 Hz durante essa mudança. Também é possível verificar uma variação na velocidade angular devida à mudança no torque necessário durante a compressão do gás, i.e., em cada ciclo de compressão é necessário um torque elevado para sustentar a velocidade angular quando o mecanismo está comprimindo o gás, fazendo com que a velocidade angular do eixo-rotor reduza, e quando o mecanismo está succionando o gás, é necessário um torque mais baixo para manter a velocidade angular, causando um aumento na velocidade angular do eixo-rotor.

Figura 25 - Velocidade angular do eixo-rotor durante a partida do compressor e em regime permanente de funcionamento.

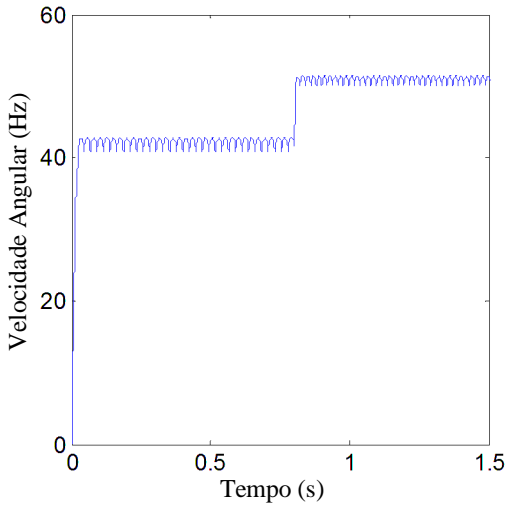
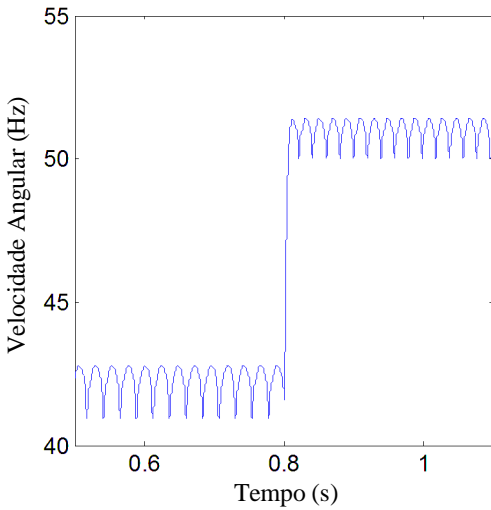


Figura 26 - Velocidade angular do eixo-rotor no momento da troca do primeiro estágio (Figura 11) para o segundo estágio (Figura 12) de funcionamento do motor elétrico.



Com a velocidade do rotor mais elevada, é esperado um aumento na força transmitida pelos contatos devido aos desbalanceamentos no compressor (Figuras 27 a 34). Entretanto, após 0,8 s, é possível verificar no mancal superior do subconjunto eixo-rotor na direção y ocorre um aumento significativo no valor da força. Durante o processo de parada ocorre uma mudança na forma da força transmitida pelos mancais somente na direção y. Essa mudança ocorre devido à mudança do comportamento do mecanismo após seis voltas depois do desligamento do motor elétrico.

Figura 27 - Força transmitida pelo mancal frontal do subconjunto pino-pistão (Figura 8) na direção z durante a partida do compressor.

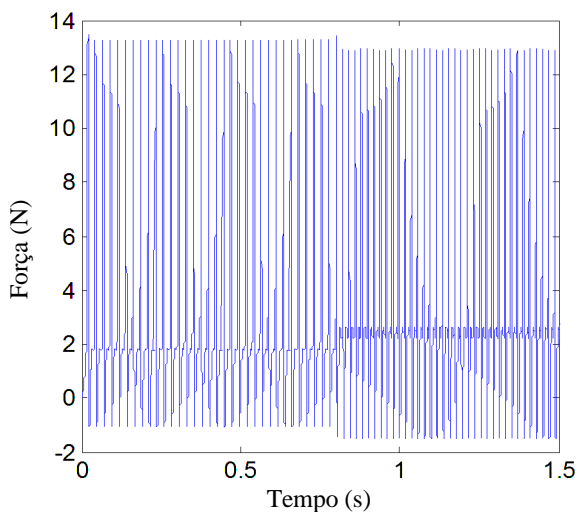


Figura 28 - Força transmitida pelo mancal frontal do subconjunto pino-pistão (Figura 8) na direção z durante a parada do compressor.

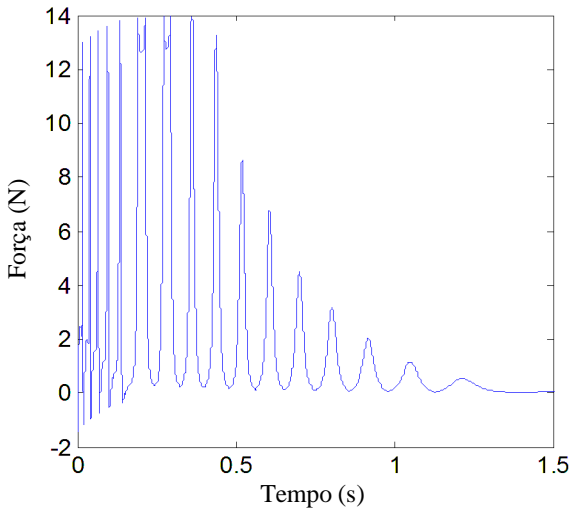


Figura 29 - Força transmitida pelo mancal frontal do subconjunto pino-pistão (Figura 8) na direção y durante a partida do compressor.

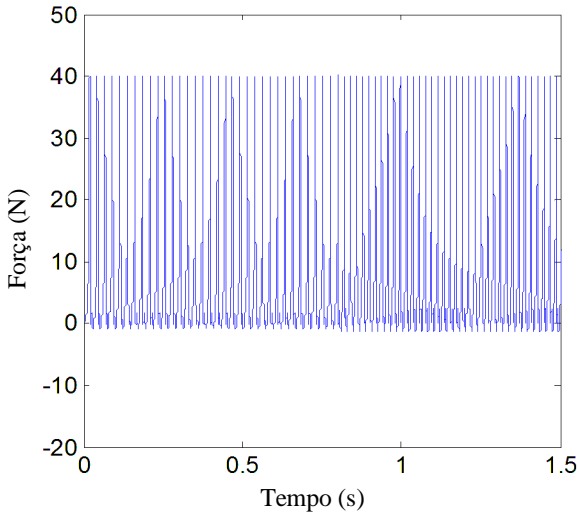


Figura 30 - Força transmitida pelo mancal frontal do subconjunto pino-pistão (Figura 8) na direção y durante a parada do compressor.

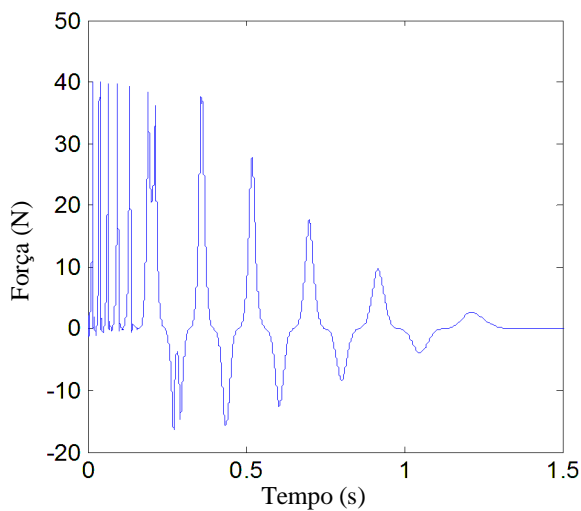


Figura 31 - Força transmitida pelo mancal superior do subconjunto eixo-rotor (Figura 8) na direção x durante a partida do compressor.

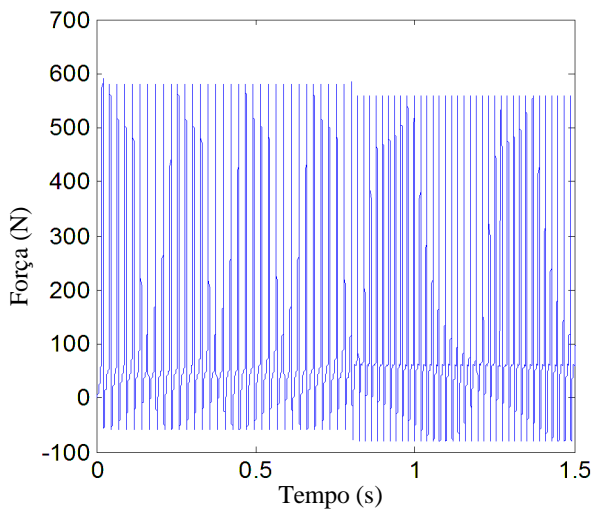


Figura 32 - Força transmitida pelo mancal superior do subconjunto eixo-rotor (Figura 8) na direção x durante a parada do compressor.

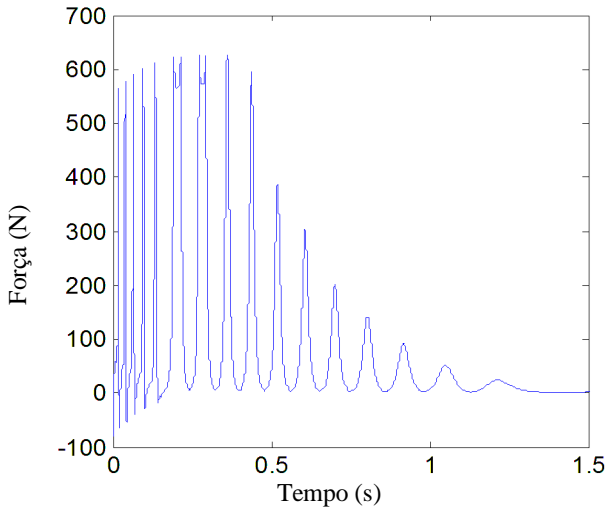


Figura 33 - Força transmitida pelo mancal superior do subconjunto eixo-rotor (Figura 8) na direção y durante a partida do compressor.

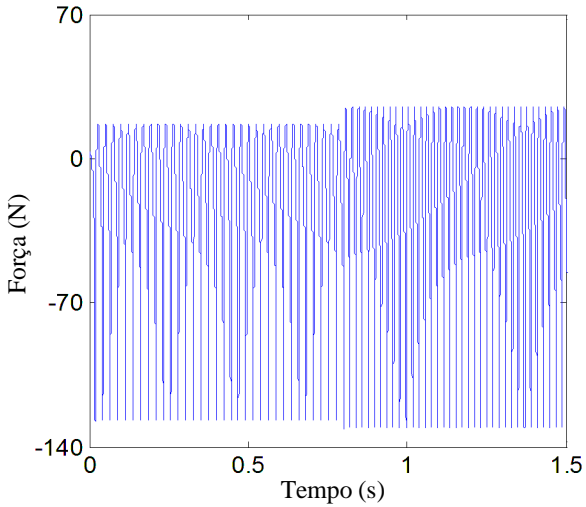
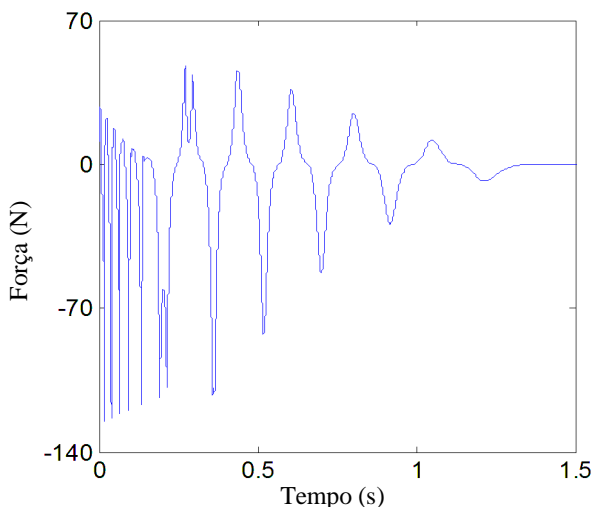


Figura 34 - Força transmitida pelo mancal superior do subconjunto eixo-rotor na direção y durante a parada do compressor.



Para aprimorar a compreensão do comportamento do mecanismo, uma representação da amplitude da força transmitida é apresentada na forma de um diagrama de frequência versus tempo (Figuras 35 a 38) com incremento na frequência de 5 Hz e no tempo de 0,2 s. A amplitude da força está apresentada em escala logarítmica através de cores, onde cores mais quentes (vermelho) representam valores mais altos e as mais frias (azul) valores mais baixos. É possível confirmar nas Figuras 35 e 36 que a transição entre os dois estágios do motor elétrico ocorre de forma rápida e que a força em regime permanente de funcionamento excita frequências mais altas que no primeiro estágio de funcionamento do motor elétrico. A amplitude máxima ocorre na frequência fundamental do sistema (frequência de rotação) e suas harmônicas, tornando-se mais baixa em frequências mais altas. É possível verificar no início do processo de parada (Figuras 37 e 38) que as forças excitam frequências mais altas, em um espectro amplo, quando comparadas às do regime permanente. A 0,2s (reversão do rotor) quase todas as frequências altas desaparecem e o conteúdo espectral restringe-se apenas às frequências mais baixas. Com esses resultados é esperado que o compressor excite mais o refrigerador durante o processo de parada que durante a partida e o regime permanente de funcionamento.

Figura 35 - Diagrama de frequência e tempo da força transmitida pelo mancal superior do subconjunto eixo-rotor na direção x durante a partida do compressor.

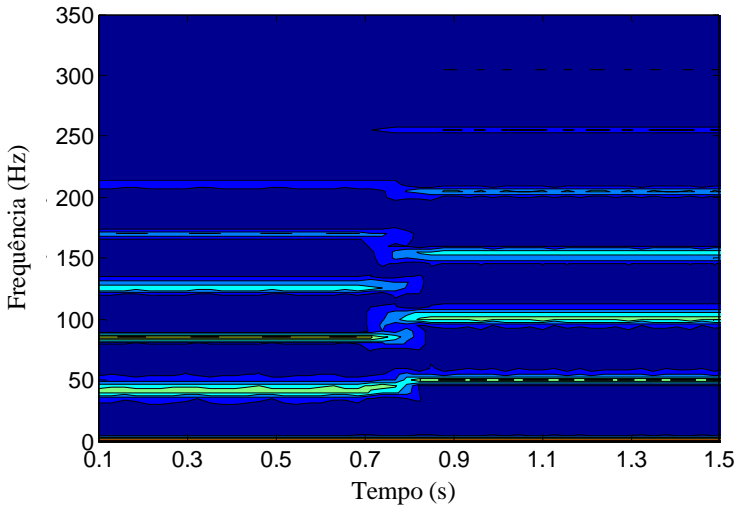


Figura 36 - Zoom em frequência da Figura 35.

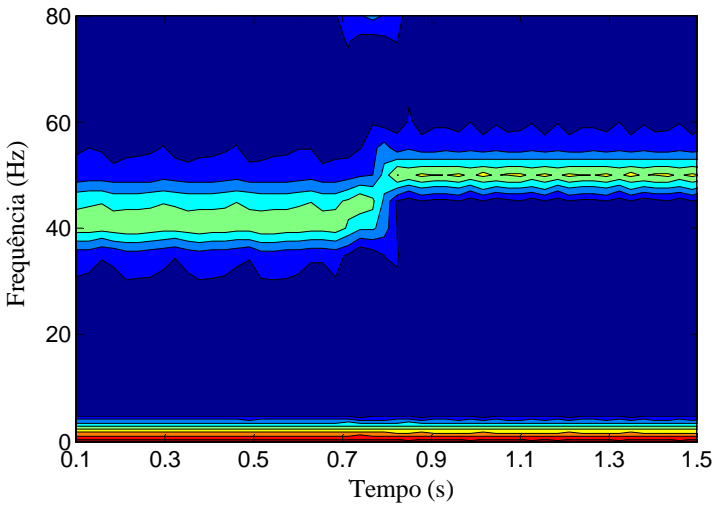


Figura 37 - Diagrama de frequência e tempo da força transmitida pelo mancal superior do subconjunto eixo-rotor na direção x durante a parada do compressor.

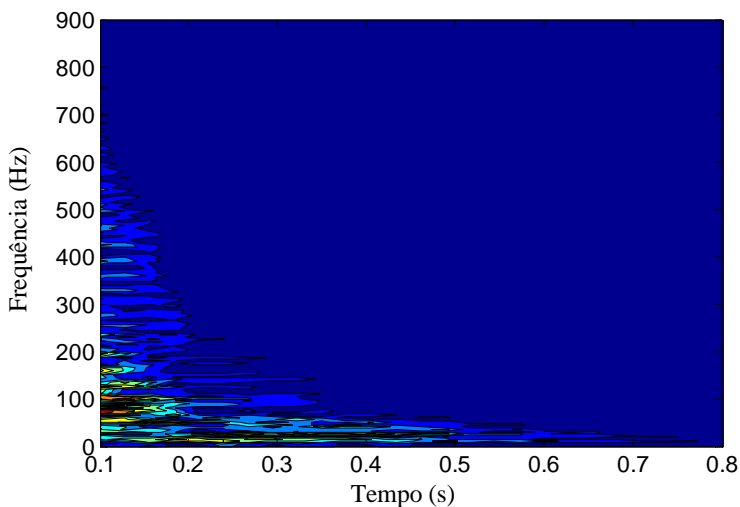
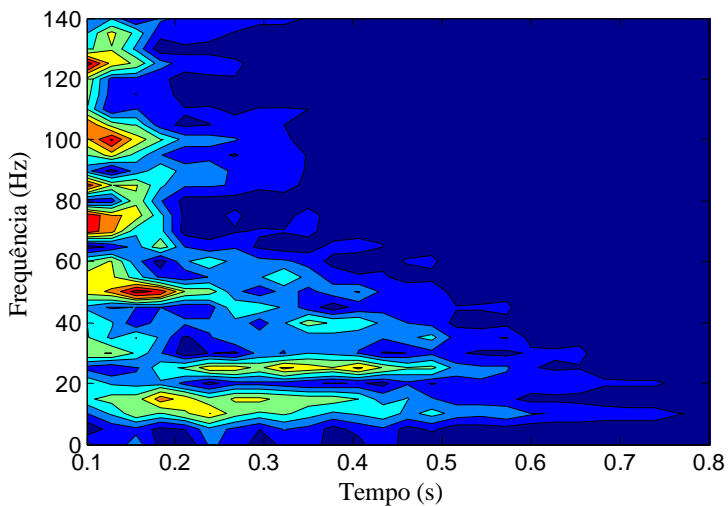


Figura 38 - Zoom em frequência da Figura 37.



Avaliando apenas o mecanismo de compressão, é possível identificar que a órbita do mancal superior do subconjunto eixo-rotor, tanto quanto os esforços transmitidos pelos mancais, rapidamente

atingem seus ciclos permanentes de funcionamento, tanto no primeiro estágio de compressão (até 0,8s) bem como após a alteração do torque do motor elétrico. As forças transmitidas pelos mancais são dependentes da frequência fundamental do sistema (frequência de rotação) e das suas harmônicas.

Assim, como para a força e a órbita, a velocidade angular do rotor rapidamente atinge os valores do regime permanente. A variação na velocidade angular é dependente da compressão do gás refrigerante, no momento de maior força de compressão a velocidade reduz.

Durante a parada do mecanismo, a força transmitida pelos mancais passa a não ser governada apenas pela frequência fundamental do sistema e suas harmônicas, mostrando componentes em um amplo espectro de frequência. Também é possível verificar um acréscimo no valor da amplitude da força transmitida pelos mancais. A órbita do mancal superior do eixo rotor apresenta uma mudança abrupta em seu comportamento no momento que o mecanismo não possui energia suficiente para comprimir o gás, revertendo seu sentido de giro.

4.2.2 Efeitos de mudanças no mecanismo

A massa de balanceamento do eixo-rotor foi cuidadosamente escolhida para garantir o balanceamento do sistema, considerando forças atuantes sobre o mecanismo. Nesse sentido, é esperado um aumento da força transmitida pelo subconjunto eixo-rotor ao bloco quando o desbalanceamento é nulo, i.e., o centro de massa do subconjunto eixo-rotor coincide com o eixo de rotação. Isso pode ser verificado na Figura 39, onde ocorreu um aumento da força transmitida pelo mancal superior do subconjunto eixo-rotor para o bloco

Existem diferentes óleos lubrificantes possíveis de serem utilizado, cada um com suas propriedades físicas e comportamentos. Para verificar a influência da escolha do óleo na força transmitida, dois outros modelos de óleo foram propostos, um com a constante de rigidez (Equação (17)) e amortecimento (Equação (18)) cinco vezes menor e outro com a rigidez três vezes menor e amortecimento quatro vezes maior (Figura 40).

Figura 39 - Força transmitida pelo mancal superior do subconjunto eixo-rotor ao bloco na direção x para o compressor padrão (linha azul) e para o centro de massa sobre o eixo de giração do sistema (linha tracejada vermelha).

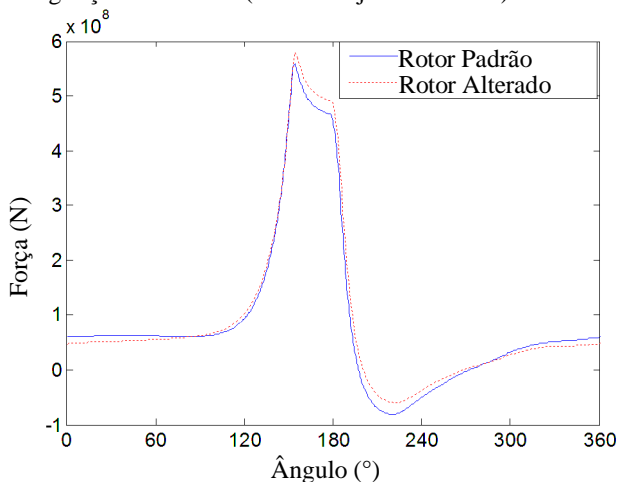
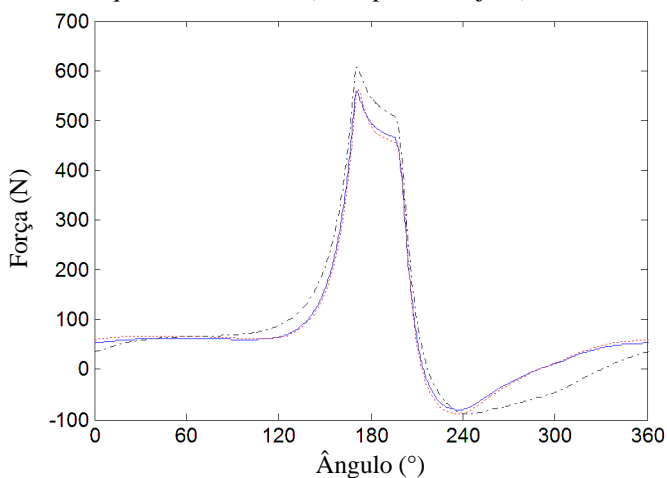


Figura 40 - Força transmitida pelo mancal superior do subconjunto eixo-rotor para o bloco na direção x para três parâmetros diferentes do filme de óleo: modelo padrão (linha azul), modelo com constante de rigidez e amortecimento cinco vezes menor (linha vermelha tracejada) e modelo com rigidez três vezes menor e amortecimento quatro vezes maior (linha preta tracejada).



É importante notar que a redução drástica nos parâmetros leva a pequenas alterações na força transmitida pelo mancal superior do

subconjunto eixo-rotor ao bloco. Entretanto, o aumento do amortecimento acarreta um significativo aumento na força transmitida. Essa variação no parâmetro pode ser fisicamente compreendida pelas variações na viscosidade do óleo, i.e., uma viscosidade mais alta acarreta uma constante de amortecimento mais elevada.

4.3 Compressor interno completo

Nesta seção é avaliado o compressor interno completo, incluindo a presença das molas, sendo feito um estudo sobre o compressor padrão e posteriormente avaliada a influência de mudança nos parâmetros do compressor sobre a sua resposta dinâmica.

4.3.1 Compressor padrão

As forças transmitidas pelas molas possuem magnitudes diferentes em cada uma das direções cartesianas. Apesar da resposta de todas as molas serem diferentes, será analisada a mola 1 e um comportamento similar pode ser encontrado nas demais molas. A força transmitida pela mola 1 para a carcaça está apresentada nas Figuras 41 e 42. A maior amplitude de força transmitida pela mola é na direção x (Figura 41), contudo a maior variação da força pode ser encontrada na direção z (Figura 42). A direção y é a que possui menor magnitude de esforço transmitido para ambas as situações.

Figura 41 - Forças transmitidas pela mola 1 para a carcaça na direção de x (azul), y (verde) e z (vermelho).

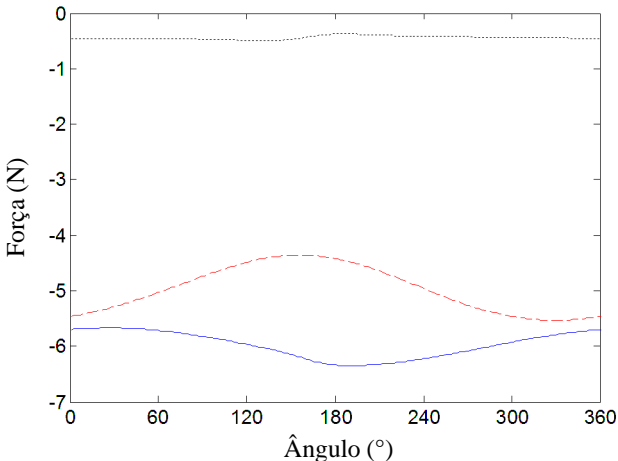
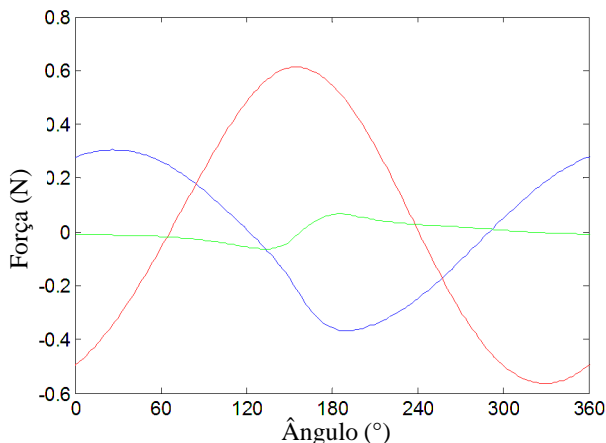
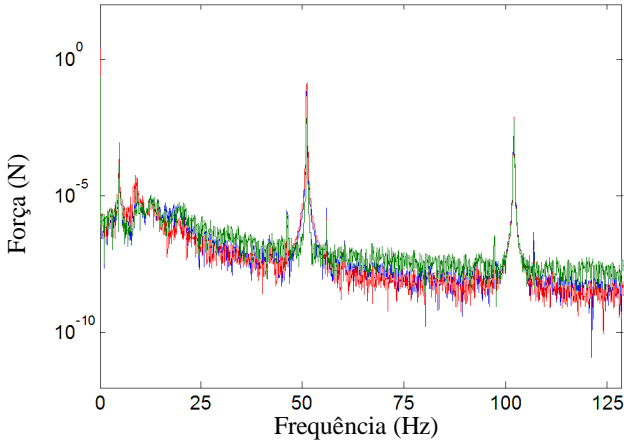


Figura 42 - Variação das forças transmitidas pela mola 1 para a carcaça na direção x (azul), y (verde) e z (vermelho) em relação aos valores médios das respectivas forças.



A norma de força transmitida, no domínio da frequência, pela mola 1 para a carcaça do compressor está apresentada na Figura 43. Possui picos de amplitude em 5 Hz e 8 Hz, em todas as três direções. Esses picos estão relacionados com as ressonâncias do sistema. Também é observado pico em 51 Hz (frequência de rotação). Como esperado, as amplitudes mais baixas ocorrem na direção y já que as maiores excitações não ocorrem nesta direção.

Figura 43 - Norma da força transmitida pela mola 1 para a carcaça na direção x (azul), y (verde) e z (vermelho) no domínio da frequência.



A norma do valor da força transmitida para cada uma das molas está apresentada nas Figuras 44 e 45. Como cada mola está localizada em uma posição diferente, é esperado que possuam amplitudes de força transmitida diferentes entre si. Na frequência de rotação de 51 Hz, também como nos picos adjacentes, a amplitude da força difere em até 4 vezes entre as molas (Figura 44), contudo todas possuem o mesmo comportamento (Figura 45).

Figura 44 - Norma do valor da força transmitida pelas molas 1 (azul), 2 (vermelho), 3 (verde) e 4 (preto) no domínio da frequência de 0 até 150 Hz.

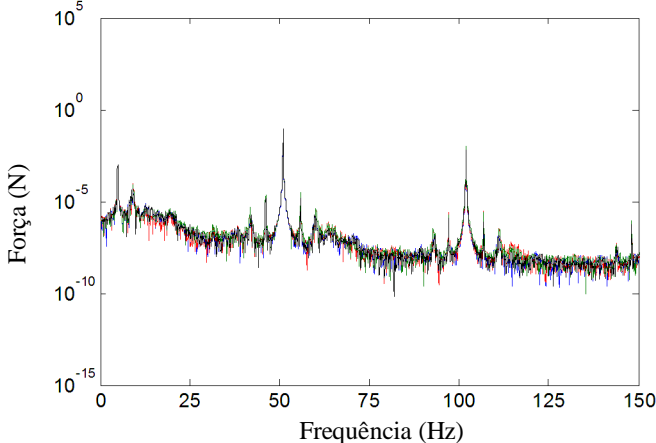
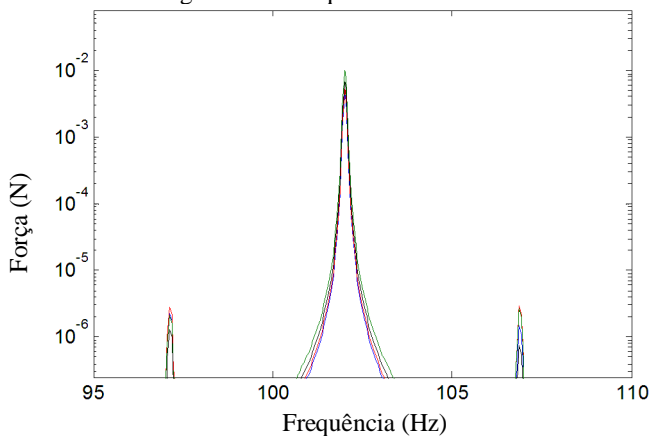
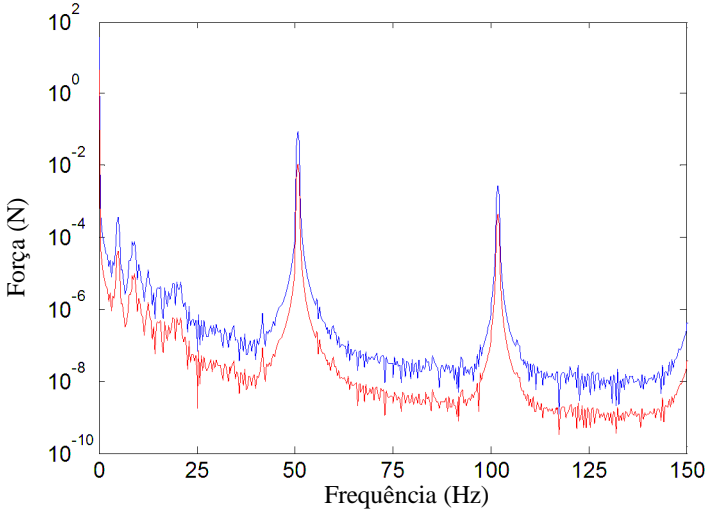


Figura 45 - Zoom da Figura 44 na frequência de 95 Hz até 100 Hz.



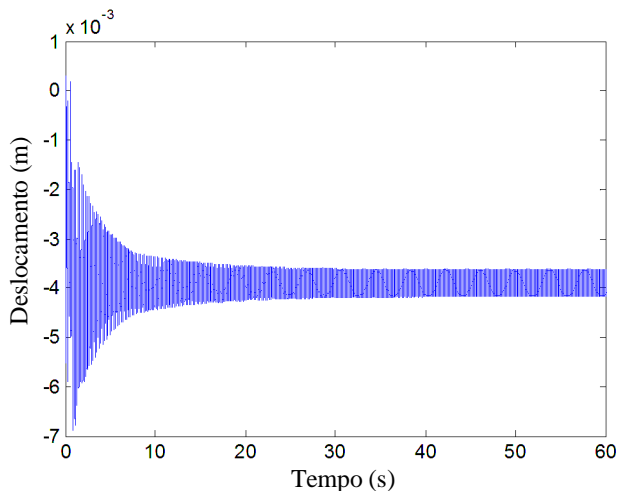
Comparando a norma da força transmitida pela mola 1 com a norma da força transmitida pelo tubo de descarga para a carcaça (Figura 46) é possível verificar que possuem o mesmo comportamento, contudo o tubo de descarga possui uma força em torno de dez vezes menor em todas as frequências avaliadas que a força transmitida pela mola 1. Tendo em vista esse resultado, a força transmitida pelo tubo de descarga para a carcaça pode ser desprezada. Contudo, para frequências mais altas que as analisadas, o tubo de descarga possui modos naturais de vibração podendo alterar este comportamento.

Figura 46 - Norma da força transmitida pela mola 1 (azul) e tubo de descarga (vermelho) no domínio da frequência.



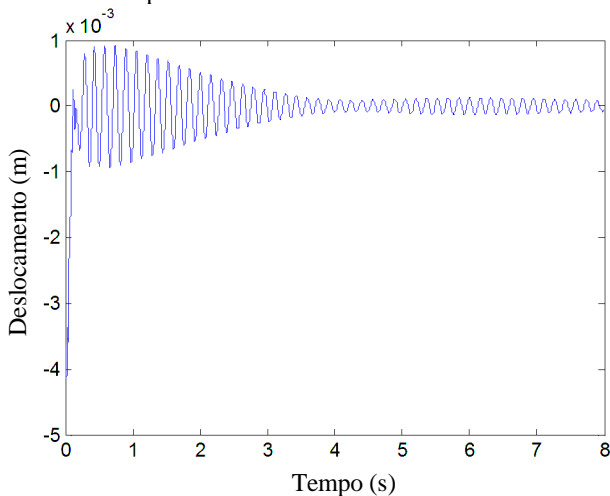
Quando o compressor muda o torque, durante a partida do compressor, em 0,8s era esperada uma rápida mudança de comportamento como visto na Seção 4.2.1. Entretanto, como pode ser observado na Figura 47, a presença das molas faz com que seja necessário um longo tempo para atingir o regime permanente de funcionamento (em torno de 50s). Esse comportamento é devido ao baixo amortecimento presente nas molas. Também é possível observar que a amplitude do deslocamento do centro de massa do subconjunto bloco-estator é maior durante a partida, reduzindo seu valor no regime permanente de funcionamento.

Figura 47 - Deslocamento do centro de massa do subconjunto bloco-estator na direção x durante a partida e o regime permanente de funcionamento do compressor.



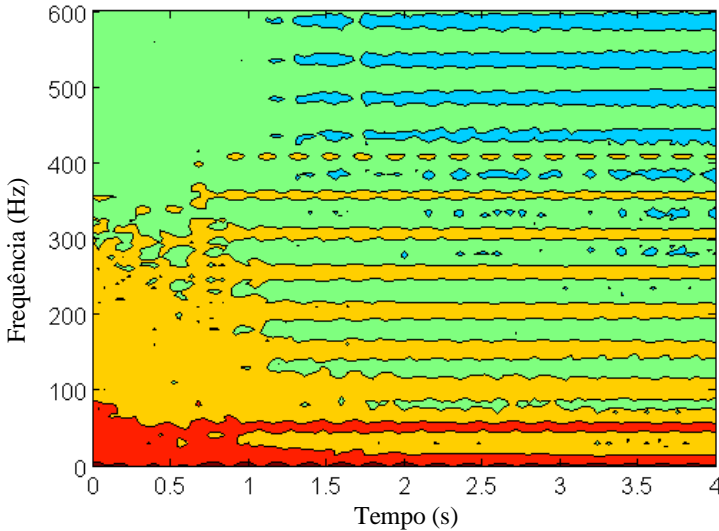
Como pode ser observado na Figura 48, uma mudança abrupta no deslocamento do subconjunto bloco-estator ocorre, partindo de um valor médio de aproximadamente -4×10^{-3} m para 0 m.

Figura 48 - Deslocamento do centro de massa do subconjunto bloco-estator na direção do x durante a parada.



A Figura 49 apresenta um diagrama frequência e tempo da força transmitida pela mola 1 para a carcaça durante os primeiros 4s após a partida do compressor sendo que quanto maior a força mais quente a cor (vermelho). Antes do momento em que o motor elétrico altera o comportamento do torque durante a partida (0,8s) a força é mais intensa até 100 Hz e sem grande influência da velocidade angular do subconjunto eixo-rotor. Após 0,8s é possível verificar que a magnitude da força transmitida se torna dependente da frequência de rotação do eixo-rotor, possuindo amplitudes mais elevadas na frequência fundamental e em suas harmônicas.

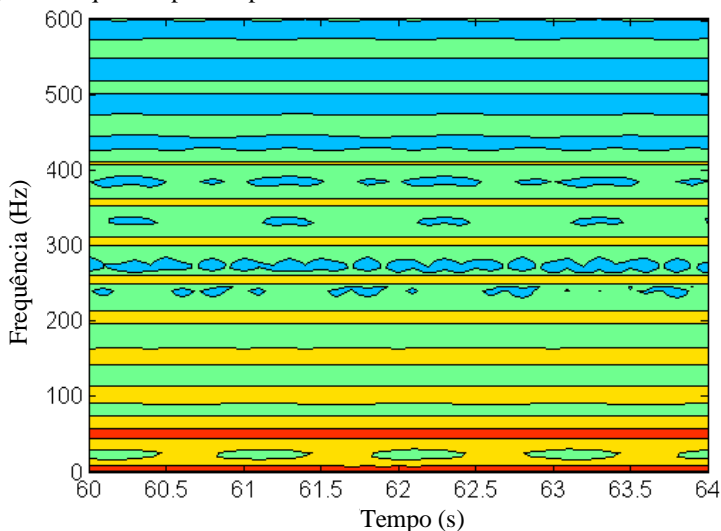
Figura 49 - Norma do valor da força transmitida pela mola 1 para a carcaça do compressor nos primeiros 4s de funcionamento apresentada em um diagrama frequência por tempo.



Como visto anteriormente, o regime permanente de funcionamento do compressor é atingido a aproximadamente 50 s, portanto é considerado que a partir de 60s o compressor já está no estado permanente de funcionamento. É possível verificar na Figura 50 que a carcaça é excitada principalmente na frequência fundamental de rotação do sistema e suas harmônicas. Contudo é possível verificar um padrão de baixa frequência na força transmitida e esse padrão se repete a aproximadamente cada 1 s. Apesar de ser considerado um estado permanente de funcionamento, o

comportamento do sistema não é constante e nem repetitivo possuindo pequenas alterações a cada instante de tempo.

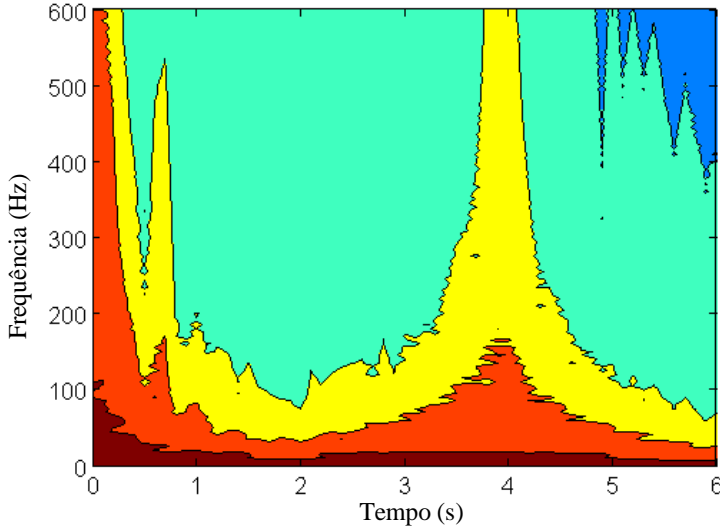
Figura 50 - Norma do valor da força transmitida pela mola 1 para a carcaça do compressor em regime permanente de funcionamento apresentada em um diagrama frequência por tempo.



Após o desligamento do motor elétrico, o eixo-rotor reduz sua velocidade angular. A força transmitida pela mola 1 para a carcaça está apresentada na Figura 51. A norma do valor da força transmitida pela mola 1 para a carcaça do compressor durante o processo de parada possui um comportamento diferente da partida e do regime permanente de funcionamento do compressor, não sendo possível encontrar picos na frequência de rotação do sistema. Entretanto, pode ser encontrado um acréscimo na força transmitida em todo o espectro próximo a 0,8s e 4s após o desligamento do motor elétrico. Esses aumentos na amplitude são devidos às frequências de ressonância do sistema.

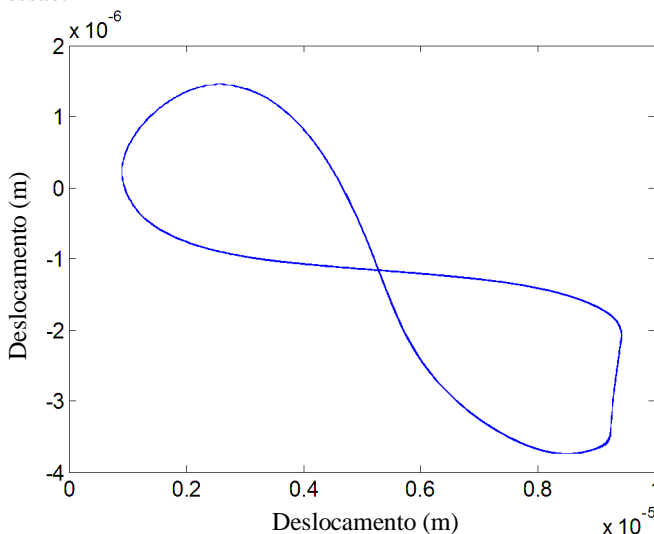
É possível verificar que o compressor não parou completamente após 6s, devido ao baixo amortecimento das molas. Também é importante salientar que não é possível identificar a inversão da direção de rotação do rotor em 0,2s na força transmitida pela mola 1, ao contrário da força transmitida pelos mancais, como mostrado anteriormente.

Figura 51 - Norma do valor da força transmitida pela mola 1 para a carcaça do compressor durante o processo de parada apresentada em um diagrama frequência por tempo.



Como visto na Figura 50, quando o compressor está em estado permanente de funcionamento, a força transmitida pelas molas não é constante no tempo, possuindo uma variação quase periódica. Contudo essa variação não possui influência significativa na resposta da órbita do mancal superior do eixo-rotor em estado permanente de compressão como pode ser visto na Figura 52. A variação da órbita é menor que 0,5% entre cada ciclo de compressão.

Figura 52 - Órbita do mancal superior do eixo-rotor no estado permanente de compressão.



Nesta seção foi possível analisar o comportamento do compressor padrão. Foi apresentado que o tubo de descarga não possui influência significativa na força transmitida para a carcaça do compressor quando comparado às molas (desconsiderando os modos próprios de vibração).

Durante a partida a dependência em da frequência de rotação dos esforços transmitidos pelas molas é muito baixa, ou nula, contudo após os primeiros 0,8s essa dependência passa a se tornar dominante, destacando a frequência fundamental e as harmônicas. O tempo para o compressor atingir o regime permanente de funcionamento é em torno de 50s e, apesar de se encontrar em regime permanente, é possível encontrar variações periódicas nas forças transmitidas, bem como outras variações que são quase-periódicas, contudo existem pequenas diferenças em seus comportamentos.

Durante a parada, as forças transmitidas pelas molas para a carcaça apresentam pouca dependência da frequência fundamental e suas harmônicas. Contudo, quando a frequência de rotação passa por uma ressonância do sistema, o nível dos esforços transmitidos se elevam para todo o espectro de frequências. Este resultado indica que, em algum momento da parada do compressor, um alto esforço é transmitido para a carcaça elevando os níveis de vibração e ruído radiado.

Por fim, foi avaliada a órbita do mancal superior do subconjunto eixo-rotor, apresentando que a variação dessa órbita entre cada ciclo de compressão é menor que 0,5%, indicando que apesar de existirem variações no regime permanente de funcionamento do compressor, elas têm pequeno impacto sobre a posição do eixo no mancal lubrificado por óleo.

4.3.2 *Efeitos de mudanças no compressor*

Algumas variações nas propriedades das conexões podem indicar possibilidade de melhorias e também uma compreensão dos fenômenos da dinâmica do compressor. O intuito dessas melhorias é reduzir a vibração transmitida e o ruído radiado pela carcaça. A vibração é transmitida pelas molas e pelo tubo de descarga. Entretanto, o tubo de descarga é desconsiderado, já que a força que ele transmite para a carcaça é cerca de 10 vezes menor que a força de uma mola (como visto na Figura 46). O ruído radiado pode ser devido à excitação da carcaça pelas molas e tubo de descarga ou pela irradiação sonora do conjunto interno que por sua vez é transmitida pela carcaça. Entretanto, neste momento serão avaliadas apenas as forças transmitidas para a carcaça até 150 Hz.

As molas podem ter uma influência direta no deslocamento do subconjunto bloco-estator e na força transmitida à carcaça. Alterando a rigidez das molas é possível compreender e sugerir uma configuração com melhor desempenho. Quatro possibilidades foram arbitrariamente escolhidas para o valor do coeficiente de rigidez da mola (Equação (17)):

- caso A - coeficiente de rigidez 50% maior que o atual;
- caso B - coeficiente de rigidez 100% maior que o atual;
- caso C - coeficiente de rigidez 50% menor que o atual;
- caso D - coeficiente de rigidez 75% menor que o atual;

As normas dos deslocamentos do centro de massa do subconjunto bloco-estator, no estado permanente de compressão para o caso atual e os casos A e B, estão apresentadas nas Figuras 53 e 54. Embora o deslocamento do centro de massa do subconjunto bloco-estator com os modelos de mola atual e os casos A e B, possuam diferentes amplitudes médias no domínio do tempo, a resposta em frequência é a mesma para frequência de rotação (51 Hz) e suas harmônicas. Entretanto, o primeiro pico de amplitude (5 Hz) e os demais picos adjacentes à frequência de rotação e suas harmônicas (circulados em vermelho na Figura 54) estão

apenas no caso atual, onde as molas são mais flexíveis mostrando que a resposta de deslocamento da estrutura é sensível a flexibilidade das molas.

Figura 53 - Norma do deslocamento do centro de massa do subconjunto bloco estator no estado permanente de funcionamento no domínio do tempo. Molas atuais (linha azul), caso A (linha vermelha) e caso B (linha verde).

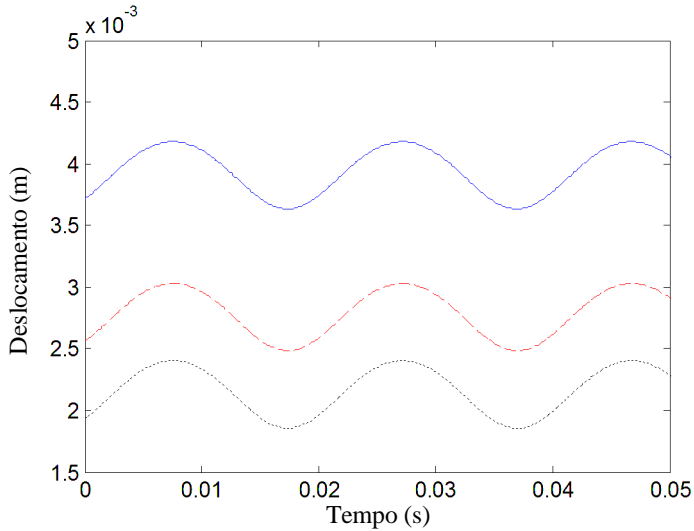
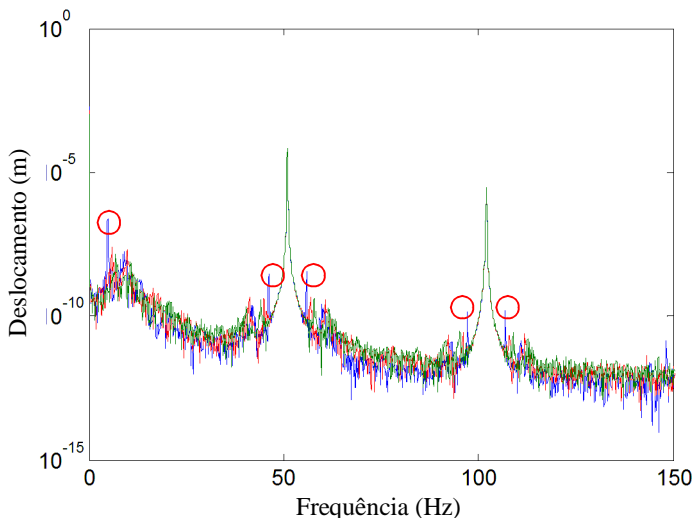


Figura 54 - Norma do deslocamento do centro de massa do subconjunto bloco estator no estado permanente de funcionamento no domínio da frequência. Molas atuais (linha azul), caso A (linha vermelha) e caso B (linha verde).



As normas das forças transmitidas pela mola 1 para a carcaça do compressor no estado permanente de funcionamento para o caso atual e os casos A e B, estão apresentadas na Figuras 55 e 56. A força transmitida no caso B (molas 100% mais rígidas) é maior que no caso A (molas 50% mais rígidas) que é maior que no caso atual tanto no domínio do tempo quanto no domínio da frequência (na frequência fundamental e harmônicas). Entretanto, apenas com a mola atual aparecem os picos em 5 Hz e próximos a frequência fundamental e harmônicas (círculos vermelhos na Figura 56).

Figura 55 - Norma da força transmitida pela mola 1 à carcaça do compressor no estado permanente de funcionamento no domínio do tempo. Molas atuais (linha azul), caso A (linha vermelha) e caso B (linha verde).

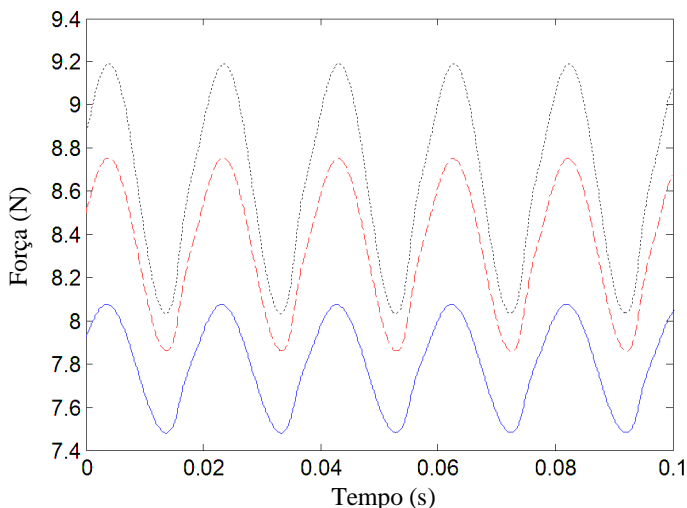
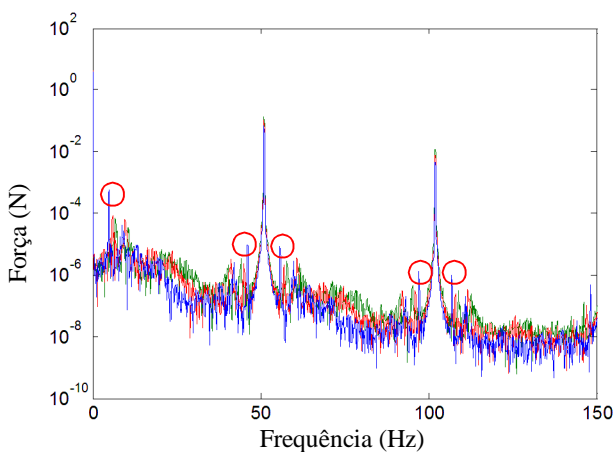


Figura 56 - Norma da força transmitida pela mola 1 à carcaça do compressor no estado permanente de funcionamento no domínio da frequência. Molas atuais (linha azul), caso A (linha vermelha) e caso B (linha verde).



A norma do deslocamento do centro de massa do subconjunto bloco-estator no domínio do tempo para o caso atual, casos C e D, está apresentada nas Figuras 57 e 58. Nos primeiros 0,8s (Figura 57), o valor

do deslocamento do centro de massa do subconjunto bloco-estator para o caso atual e caso C possuem amplitudes similares, entretanto o caso D aumenta a amplitude de deslocamento, tornando impossível a solução do algoritmo pois o deslocamento cresce indefinidamente, perdendo a convergência. Avaliando uma janela de tempo maior para o caso atual e caso C (Figura 58), é possível verificar que a amplitude média do deslocamento aumenta no caso C e após algum tempo atinge o regime permanente de funcionamento.

Figura 57 - Norma do deslocamento do centro de massa do subconjunto bloco estator no domínio do tempo (0s até 0,8s). Molas atuais (linha azul), caso C (linha vermelha) e caso D (linha verde).

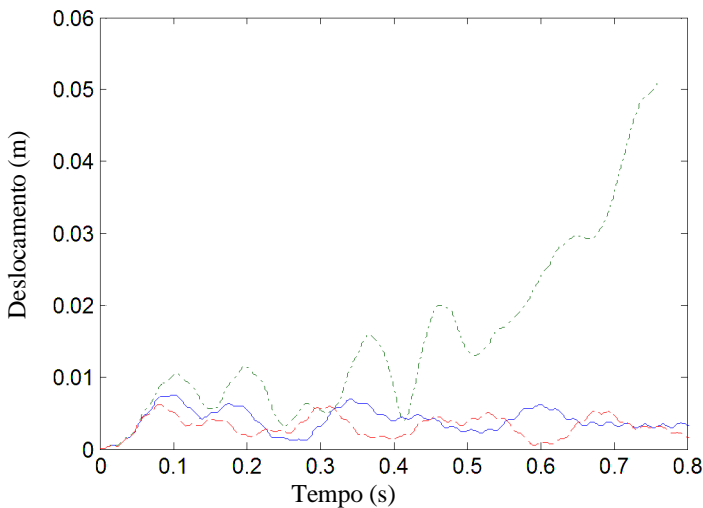
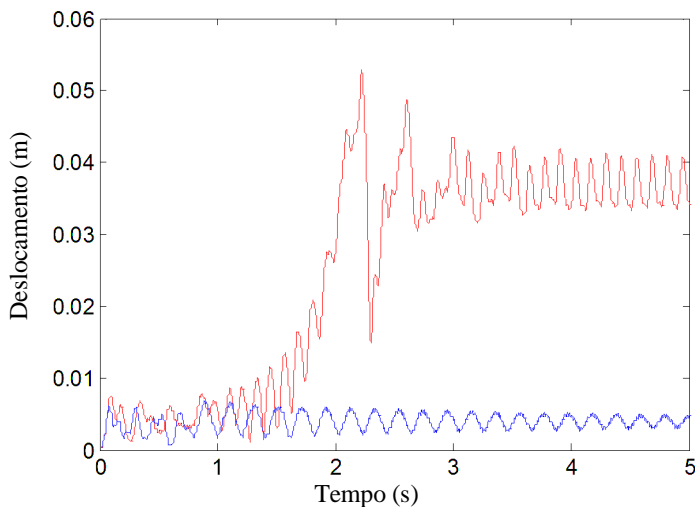
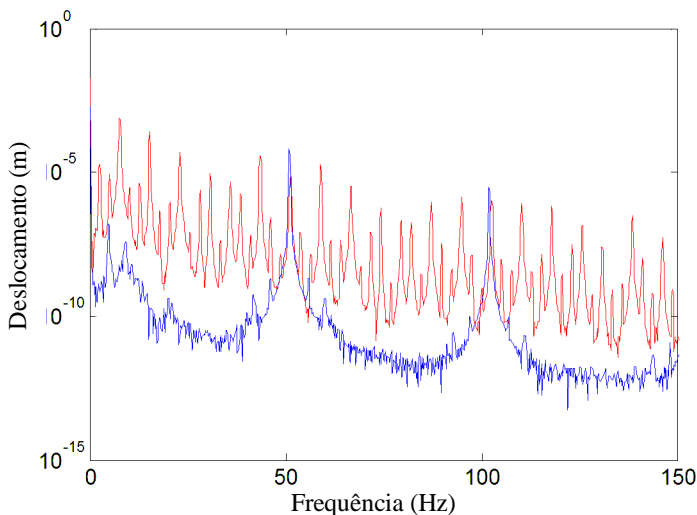


Figura 58 - Norma do deslocamento do centro de massa do subconjunto bloco estator no domínio do tempo (0s até 5s). Molas atuais (linha azul), caso C (linha vermelha).



A norma do deslocamento do centro de massa do subconjunto bloco-estator em estado permanente de compressão no domínio da frequência para o caso atual e caso C estão apresentados na Figura 59. Fica claro que no caso C o sistema está excitado em um amplo espectro.

Figura 59 - Norma do deslocamento do centro de massa do subconjunto bloco estator no estado permanente de funcionamento no domínio da frequência. Molas atuais (linha azul), caso C (linha vermelha).

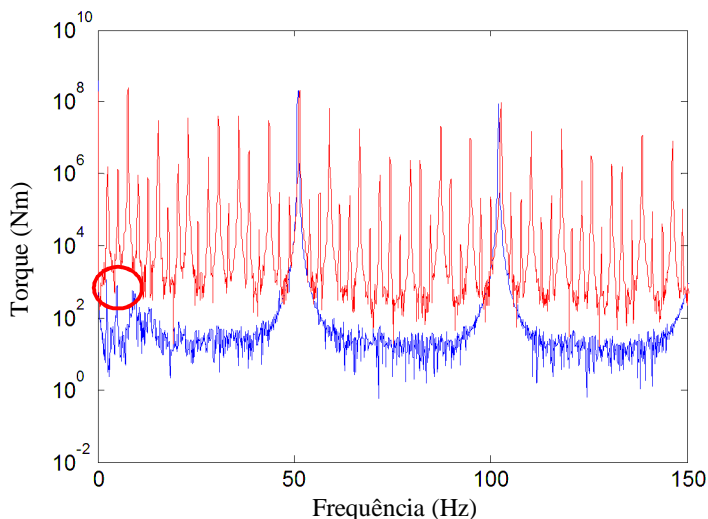


Para entender esse fenômeno, o torque sobre o rotor e estator no estado permanente de compressão no domínio da frequência para o caso atual e o caso C está apresentado na Figura 60. Como pode ser observado, o torque para o caso atual possui alguma influência em baixas frequências apresentando três pequenos picos de amplitude (circulados em verde), e o torque possui os mesmo picos apresentados no deslocamento do subconjunto bloco-estator.

Essas frequências que aparecem no torque do rotor estão presentes nos espectros das forças das molas. As molas excitam um movimento angular no subconjunto bloco-estator. Essa rotação influencia na velocidade relativa entre o subconjunto bloco-estator e o subconjunto eixo-rotor. Como o torque é proporcional à velocidade relativa (Seção 3.1.4.2), é influenciado pela excitação gerada pelas molas. Entretanto, o torque é a principal excitação do compressor, gerando o movimento do mecanismo e excitando todo o compressor interno em suas frequências características. Essa excitação gerada pelo torque, por sua vez, excita as molas, criando um processo de excitação mútua. Dependendo do parâmetro de rigidez da mola, essa excitação pode levar a um grande deslocamento do conjunto interno, acarretando uma grande força transmitida à carcaça. Também vale ressaltar que um grande

deslocamento ocasionaria impactos do conjunto interno contra a carcaça, gerando ruído excessivo.

Figura 60 - Torque sobre o rotor e estator no estado permanente de compressão no domínio da frequência. Caso atual (linha azul) e caso C (linha vermelha).



Tendo em vista o que foi apresentado, pode-se concluir que existe uma rigidez ótima para a mola, já que um alto valor de rigidez acarreta uma grande força transmitida para a carcaça e, em contrapartida, uma rigidez demasiadamente baixa acarreta o fenômeno de auto excitação do compressor.

O óleo é uma conexão com alto amortecimento e para entender o que essas conexões podem afetar nas forças transmitidas à carcaça, foram propostos dois casos de mudança no coeficiente de amortecimento do filme lubrificante de óleo (Equação (18)):

- caso E - coeficiente de amortecimento três vezes menor que o atual;
- caso F - coeficiente de amortecimento três vezes maior que o atual.

Mudanças no coeficiente de amortecimento do óleo lubrificante podem ser causadas por mudanças em sua viscosidade. A norma do deslocamento do subconjunto bloco-estator e a norma da força

transmitida pela mola 1 para a carcaça no estado permanente de compressão no domínio da frequência para o caso E e caso F estão apresentados respectivamente nas Figuras 61 e 62. Comparando os resultados dos casos E e F, o aumento do amortecimento faz dobrar os esforços transmitidos. Desta forma, filmes de óleo com um menor coeficiente de amortecimento devem reduzir as excitações que são transmitidas para a carcaça.

Figura 61 - Norma do deslocamento do subconjunto bloco-estator no estado permanente de funcionamento no domínio da frequência. Caso atual (linha azul), caso E (linha vermelha) e caso F (linha verde).

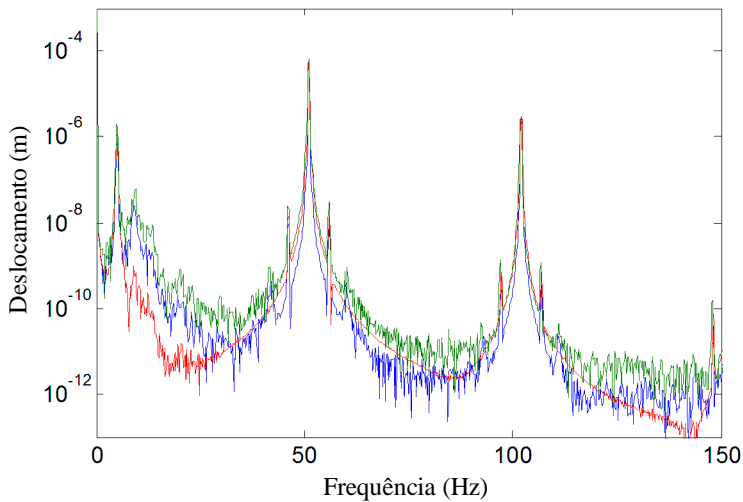
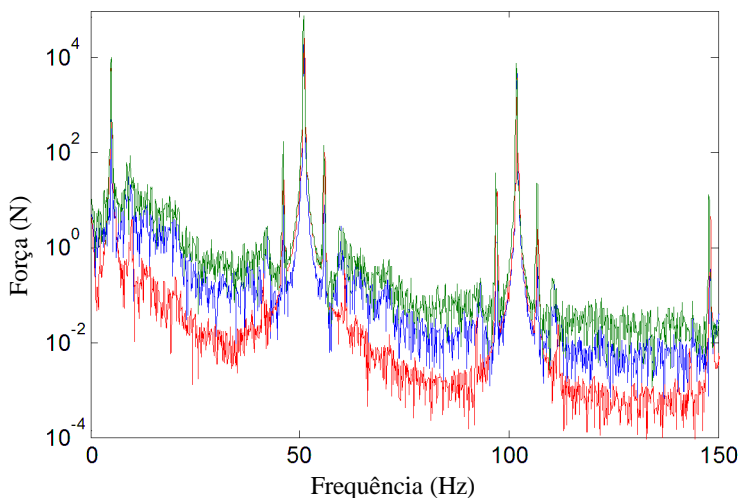


Figura 62 - Norma da força transmitida pela mola 1 a carcaça no estado permanente de funcionamento no domínio da frequência. Caso atual (linha azul), caso E (linha vermelha) e caso F (linha verde).



4.4 Revisão dos resultados

Neste capítulo foi apresentado o impacto das alterações nas molas e no filme de óleo lubrificante sobre a força transmitida para a carcaça e deslocamentos do subconjunto bloco-estator.

Com o aumento da rigidez das molas, foi possível identificar que o deslocamento do subconjunto bloco-estator reduziu sua amplitude contudo manteve a variação. Já os esforços transmitidos pelas molas aumentou tanto a amplitude como a variação.

Reduzindo a rigidez das molas ocorreu um fenômeno até então não encontrado na literatura, onde a excitação das molas influenciaram a velocidade relativa entre o rotor e o estator, alterando o torque do motor elétrico que, conseqüentemente, excitou as molas, gerando assim uma instabilidade dinâmica na estrutura. O modelamento deste efeito só foi possível pois o torque é dependente da velocidade relativa do estator e rotor e, desta forma, os movimentos do estator induzidos pelas molas influenciam no torque elétrico e vice e versa.

Sabe-se que para molas mais flexíveis que a atual são evidenciados choques do conjunto interno com a carcaça. Até o presente momento esses choques eram atribuídos apenas ao maior deslocamento absoluto do

conjunto interno devido à maior flexibilidade das molas (Figura 54). Contudo, foi apresentado neste trabalho que não ocorre apenas o maior deslocamento das molas mas também uma reação auto excitada do torque com o movimento das molas.

Outro resultado inovador desta seção é a verificação da influência do filme lubrificante de óleo no efeito da força transmitida pelas molas para a carcaça. Pôde-se verificar que variando as propriedades físicas de amortecimento do filme lubrificante de óleo, é possível reduzir os esforços transmitidos pelas molas para a carcaça.

Também foi verificado que as forças transmitidas pelas molas são dependentes da rigidez, sendo menores as forças transmitidas para molas mais flexíveis. Contudo, molas muito flexíveis podem acarretar o fenômeno de auto excitação. Por este motivo existe um valor ideal de rigidez para as molas, que é a menor rigidez possível sem ocorrer o fenômeno de auto excitação, garantindo assim um menor esforço transmitido à carcaça.

Esta ferramenta numérica pode auxiliar no desenvolvimento de compressores, tanto na otimização dos componentes como também a compreender os fenômenos dinâmicos envolvidos no processo de compressão do gás.

5 Metodologia para a análise em médias e altas frequências

No Capítulo 3 foi apresentada uma análise do comportamento dinâmico de baixas frequências considerando efeitos como a partida e parada do compressor e torque variável do motor elétrico, buscando reduzir as vibrações e esforços transmitidos para carcaça do compressor.

Neste capítulo é apresentada uma metodologia criada para avaliar a dinâmica do compressor em médias e altas frequências, obtendo não somente as vibrações e esforços transmitidos ao refrigerador, como também o ruído radiado pelo compressor. Assim como o desenvolvimento do modelo para baixas frequências, este também busca uma solução prática que possa ser utilizada no desenvolvimento e aperfeiçoamento de produtos, sendo um modelo de solução rápida que possibilita a otimização de diversos componentes com foco na radiação sonora.

5.1 Métodos numéricos

Existem diversos métodos numéricos que auxiliam na representação dos fenômenos físicos que ocorrem no mundo real. Alguns desses métodos existem há várias décadas e foram aperfeiçoados ao longo dos anos. Atualmente existem softwares comerciais implementados com esses métodos numéricos. Dois destes foram utilizados neste trabalho e serão apresentados resumidamente nesta seção: o método de elementos finitos (FEM) e o método de elementos de contorno (BEM).

5.1.1 Método de Elementos Finitos

Diversos problemas de engenharia podem ser representados através de equações diferenciais parciais. Entretanto, quando os domínios tornam-se complexos é preciso recorrer aos métodos numéricos para encontrar solução.

O método de elementos finitos (FEM - *Finite Element Method*) é um método robusto para resolver este tipo de situação, que consiste em discretizar o domínio em formas aproximadas por um número finito de elementos.

Esta metodologia existe há décadas, sendo o matemático alemão Richard Courant considerado o pioneiro na utilização de FEM para solucionar o problema de torção de Saint Venant em 1943. Ao longo do tempo o método passou por muitos aprimoramentos e atualmente é usado de forma rotineira em trabalhos de pesquisa e de desenvolvimento de

produtos. Algumas referências básicas podem ser citadas tais como, Cook et al., 2002 [48], Hughes, 1987 [49] e Szabó e Babuska, 1991 [50].

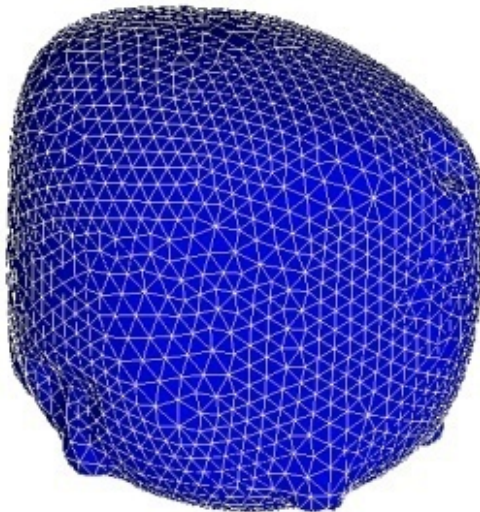
Neste trabalho, o método de elementos finitos será usado para modelar componentes estruturais e acústicos. Assim como visto na Seção 3, as equações do movimento podem ser representadas na forma matricial:

$$[\mathbf{M}]\{\ddot{\mathbf{x}}\} + [\mathbf{C}]\{\dot{\mathbf{x}}\} + [\mathbf{K}]\{\mathbf{x}\} = \{\mathbf{f}\}, \quad (48)$$

onde $[\mathbf{M}]$ é a matriz de massa; $[\mathbf{C}]$, a matriz de amortecimentos; $[\mathbf{K}]$, a matriz de rigidez e \mathbf{f} , as forças externas aplicadas.

Conforme comentado anteriormente, o domínio é dividido em diversos subdomínios, denominados elementos, sendo o conjunto chamado de malha do domínio. Na Figura 63 está apresentada uma malha típica da carcaça de um compressor (domínio), sendo que cada divisão triangular representa um elemento (subdomínio).

Figura 63 - Carcaça de um compressor representada por diversos elementos.



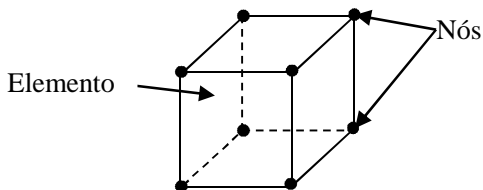
Os componentes de massa, amortecimento e rigidez de cada um desses elementos é inserida na representação matricial da equação do movimento (Equação (48)), bem como as forças externas aplicadas.

Os elementos podem possuir diversas formas básicas, com geometrias de uma dimensão, como tubos e vigas; ou em duas dimensões,

como triângulos e quadrados; ou ainda em três dimensões, como pirâmides e prismas.

As características dinâmicas de cada um destes elementos são concentradas nos nós, de forma que, para cada grau de liberdade, se tenha uma equação algébrica. Essas equações podem assumir formas mais simplificadas, como aproximações de primeira ordem, ou formas mais complexas, com aproximações de ordens superiores.

Figura 64 - Representação de um elemento com três dimensões.



Assim como para a representação estrutural, o FEM pode ser também utilizado para resolver a equação da onda sonora, escrita na forma linear:

$$\nabla^2 p - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = e, \quad (49)$$

onde p é a pressão sonora; c é a velocidade do som no meio; e representa as fontes sonoras externas.

A Figura 65 apresenta a malha da cavidade de um compressor, ocupando todo o espaço contido pelo gás refrigerante. É nesse espaço que a energia sonora é transmitida do conjunto interno bloco/motor para a carcaça.

Figura 65 - Representação da malha da cavidade do compressor.



Pode-se, assim, calcular o campo acústico em cavidades, incluindo filtros acústicos e avaliar as respectivas frequências de ressonância e fluxo de energia vibratória transmitida através destes meios. Neste trabalho foi utilizado o software comercial ANSYS, 2001 [51].

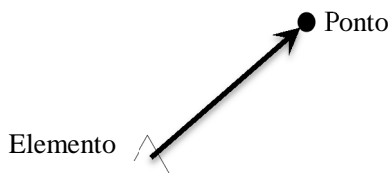
Contudo, para calcular o ruído radiado para o exterior da carcaça, seriam necessários muitos elementos, e deste modo, a matriz de solução tornar-se-ia muito extensa, necessitando de um grande esforço computacional. Portanto, para problemas de radiação sonora, costuma-se utilizar o método de elementos de contorno que será discutido na próxima seção.

5.1.2 Método de Elementos de Contorno

Assim como o método de elementos finitos, o método de elementos de contorno (BEM - *Boundary Elements Method*) consiste em representar um sistema de equações em domínios menores. Contudo, ao contrário dos elementos finitos, que se aplicam a um domínio interno, os elementos de contorno representam apenas sua fronteira e o método utiliza a resolução de equações na forma integral. Uma literatura básica pode ser encontrada em Wrobel, 2002 [52] e Stefan e Sauter, 2010 [53].

Como comentado, apenas a fronteira do problema é representada, sendo possível obter o resultado em um ponto do espaço como mostra a Figura 66.

Figura 66 - Representação da resposta de um elemento calculada em um ponto do espaço.



Assim, as respostas de todos os elementos podem ser calculadas em um único ponto no espaço. Utilizando o princípio da superposição (Halliday, Resnick e Walker, 2010 [54]), o resultado de cada elemento naquele ponto é calculado e somado, obtendo-se a resposta total para o ponto em questão.

Para tanto, foi definida uma malha para a fronteira do problema, neste caso a parte exterior da carcaça (Figura 67) e definidos pontos onde se deseja calcular os resultados, os quais estão representados por uma malha esférica (Figura 68). Desta forma, é possível calcular a potência sonora irradiada.

Figura 67 - Malha de BEM para carcaça

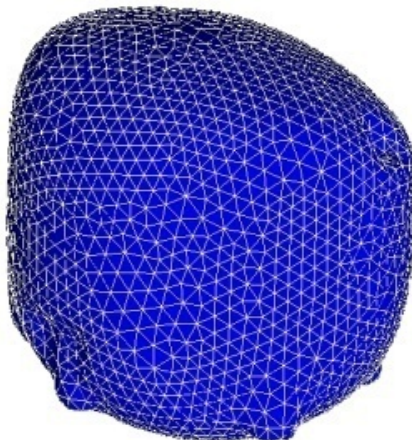
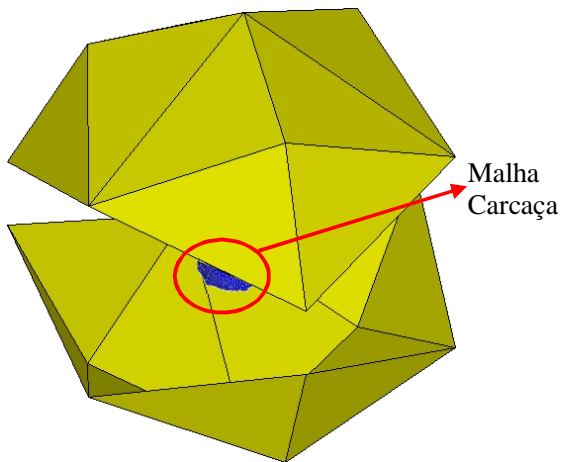


Figura 68 - Malha dos pontos para cálculo da potência sonora irradiada.



Neste trabalho foi utilizado o software comercial LMS [55] para solução do sistema de equação com método de elementos de contorno.

5.2 Metodologia de Funções de Transferência

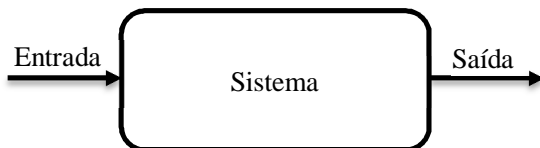
Uma função de transferência (FT) é dada pela razão entre um sinal de saída e um de entrada de um sistema linear, ambos no domínio da frequência. Os sinais de entrada podem representar uma excitação ou um deslocamento prescrito. O de saída pode representar uma resposta ou uma excitação transmitida. A função de transferência para um sistema pode ser escrita na forma:

$$Ft = \frac{S}{E}, \quad (50)$$

onde Ft é função de transferência do sistema; E , a entrada e S , a saída do sistema.

Figura 69 apresenta um diagrama com uma entrada e uma saída.

Figura 69 - Diagrama de entrada e saída de um sistema.



Como comentado, é considerado apenas o regime permanente de funcionamento, possibilitando o cálculo do problema no domínio da frequência. Deste modo, as funções de transferência são computadas com sua dependência da frequência da seguinte forma:

$$Ft_i(\omega) = \frac{S_i(\omega)}{E_i(\omega)}, \quad (51)$$

onde i é o i -ésimo caminho de transmissão de energia representado e ω é a frequência angular. A análise no domínio da frequência forma números complexos, sendo os mesmos considerados em todas as manipulações matemáticas.

Foram criadas funções de transferência para componente de cada possível caminho de transmissão de energia vibratória, sendo possível separar, de forma simplificada, a contribuição de cada caminho no ruído radiado. Outra vantagem está no fato de que, após representado o sistema por funções de transferência, a resolução do problema passa a ter baixo custo computacional.

5.3 Potência sonora

Além do desempenho energético do compressor, o ruído radiado pelo mesmo é um dos fatores mais importantes na relação do produto com o cliente. O desenvolvimento de uma ferramenta numérica para predição do comportamento vibroacústico do compressor completo, em altas frequências, é importante para predizer o ruído radiado pelo mesmo.

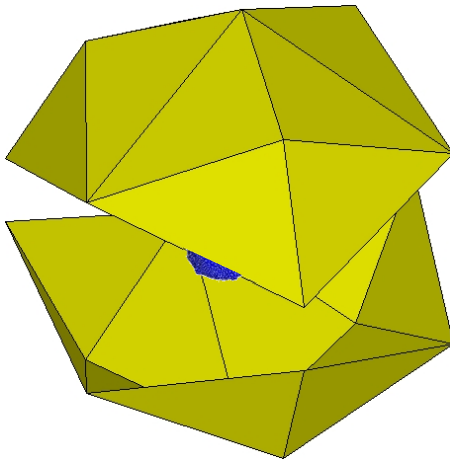
Tendo em vista o alto custo computacional de um modelo vibroacústico em elementos finitos, deseja-se obter uma ferramenta rápida de cálculo vibroacústico, mesmo que simplificada, para auxiliar no desenvolvimento e otimização de novos produtos.

5.3.1 Cálculo da potência sonora

O cálculo da potência sonora foi efetuado pelo mesmo procedimento de cálculo dos resultados experimentais (todos os resultados foram obtidos por Pellegrini e sua equipe [32]) e numéricos, facilitando a comparação dos resultados. O procedimento baseia-se na norma ISO 3745, 2003 [56].

São criadas áreas virtuais para cada microfone, possuindo nível de ruído igual ao do adquirido no ponto. Ao todo são 20 microfones posicionados de tal forma que abranjam sempre áreas iguais em uma superfície esférica de medição. Na Figura 70 está apresentada a distribuição destes microfones.

Figura 70 - Distribuição dos microfones na esfera ao redor do sistema. Cada vértice representa um microfone.



Obtendo os valores de pressão sonora em cada um desses pontos é possível então estimar a potência sonora de acordo com o conjunto de equações abaixo:

$$Lp_i = 10 \log \left(\frac{|p|^2}{p_0^2} \right), \quad (52)$$

$$p_0 = 2 \times 10^{-5} [Pa], \quad (53)$$

$$L_p = 10 \log \left[\frac{1}{N} \sum_i 10^{0,1Lp_i} \right], \quad (54)$$

$$L_W = L_p + 10 \log(4\pi r^2), \quad (55)$$

onde p é a pressão sonora medida; p_0 , a pressão de referência; Lp_i , o nível de pressão sonora no i -ésimo ponto; Lp , o nível de pressão sonora na área da esfera; N , o número de pontos na malha esférica; r , o raio da esfera; L_W , o nível de potência sonora irradiado pelo sistema.

5.3.2 Potência sonora através do uso dos vetores de transferência acústicos

Como o objetivo é desenvolver uma ferramenta de simulação numérica do ruído do compressor com baixo custo computacional, é empregada uma metodologia conhecida como vetores de transferência acústicos (*ATV - Acoustic Transfer Vectors* encontrado em LMS [55]).

Esta metodologia baseia-se na criação de funções de transferência para cada elemento da malha em todos os pontos de resultados, obtendo uma matriz com diversos vetores de função transferência.

Neste trabalho, a metodologia é utilizada na carcaça, sendo necessárias cerca de 50 horas para a obtenção de todas as funções de transferência, em um microcomputador com processador core 2 quad com 4 Gb ram DDR 1333 Hz. Contudo, após criada a matriz, são necessários apenas alguns segundos para a obtenção da potência sonora, uma vez calculada a resposta (vibração) da carcaça.

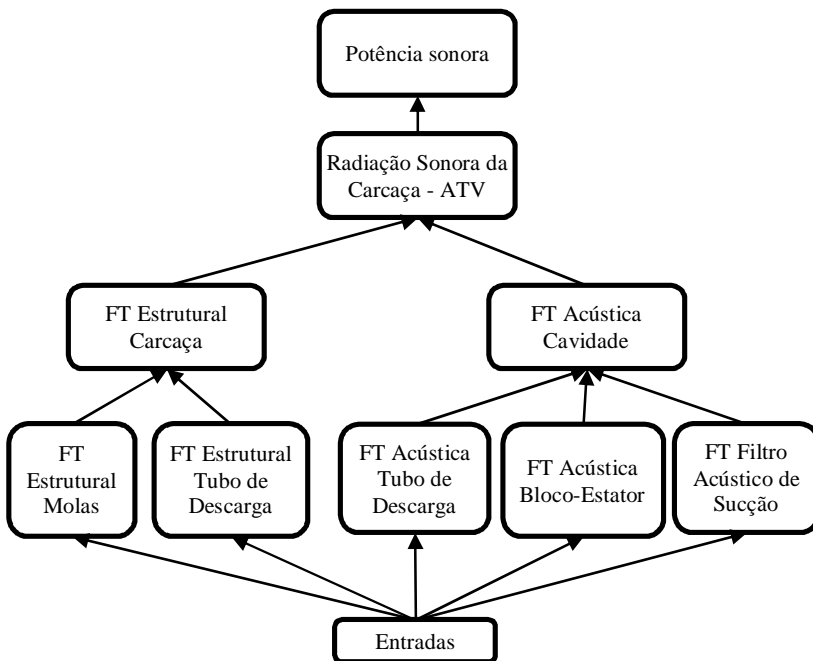
5.4 Caminhos de transmissão

A identificação da contribuição de cada componente no ruído radiado por um compressor não é uma tarefa fácil. Deste modo, para identificar a contribuição destes, o sistema foi dividido em caminhos. Esses caminhos são separados em dois grandes grupos: os caminhos estruturais, que transmitem a energia vibratória para a carcaça através do

contato direto; e os caminhos acústicos, que transmitem a energia através da cavidade.

Os caminhos estruturais são compostos pelas funções de transferência das molas e do tubo de descarga, transmitindo a energia vibratória para a carcaça. Já os caminhos acústicos são compostos pelo filtro acústico de sucção, subconjunto bloco-estator e o tubo de descarga, transmitindo energia através da radiação de ruído pela cavidade. Por fim, a carcaça irradia a potência sonora total do compressor. A Figura 71 apresenta um diagrama de todos os caminhos.

Figura 71 - Diagrama dos caminhos de funções de transferência.



5.4.1 Caminhos estruturais

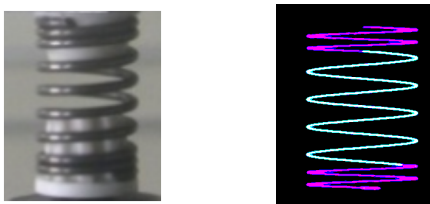
Nesta seção são apresentados os caminhos estruturais, que estão divididos em três: molas, tubo de descarga e carcaça. Para representar cada um desses caminhos é necessário criar as respectivas funções de transferência.

5.4.1.1 Molas

As molas transmitem as vibrações do motor elétrico para a carcaça, sendo muito flexíveis quando comparadas à carcaça e o bloco-estator. Deste modo, a mola é considerada apoiada sobre uma parede rígida (carcaça) e impostos os deslocamentos no seu topo (bloco-estator) nas três direções ortogonais e avaliadas as forças e momentos aplicados na outra extremidade.

As molas foram modeladas em FEM e para simplificar o seu modelo, foram utilizados elementos de viga. A Figura 72 apresenta uma foto de uma mola usada em compressores (esquerda) e seu modelo numérico (direita). As partes em roxo representam as espiras inativas, as quais foram consideradas rígidas pois não têm capacidade de deformação. A definição da malha foi feita seguindo o procedimento utilizando por Doi, 2011 [57].

Figura 72 - Foto de uma mola (esquerda) e o malha do modelo numérico (direita).



Para cada direção ortogonal são criadas seis funções de transferência, representando a razão da força/momento transmitido pela mola para a carcaça (saída) e o deslocamento imposto pelo bloco-estator (entrada), sendo chamadas de “FT Estrutural Molas”. São utilizados como entrada os deslocamentos do bloco-estator obtidos experimentalmente.

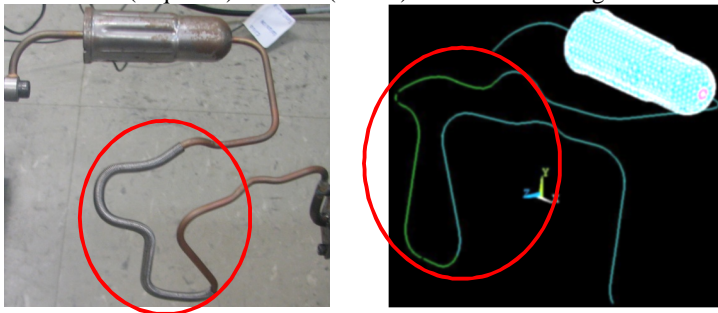
5.4.1.2 Tubo de descarga

Assim como as molas, o tubo de descarga transfere a vibração do conjunto bloco-estator para a carcaça sendo, também, um componente muito mais flexível que aqueles com os quais faz contato, que são a carcaça e o bloco-estator.

A resposta estrutural do tubo de descarga foi obtida por modelo FEM e a malha está apresentada na Figura 73, contendo elementos de casca. Foi circulado em vermelho a região que possui a mola

amortecedora, cujo papel é amortecer a vibração do tubo, sendo adicionada massa e amortecimento nesta região. A definição da malha também baseou-se no trabalho de Doi, 2011 [57].

Figura 73 - Foto (esquerda) e malha (direita) do tubo de descarga.



O tubo de descarga é também excitado acusticamente através da pressão na saída da câmara de compressão. Na saída do tubo é utilizada uma admitância acústica de tubo infinito apresentada na Equação (56). As vibrações nas paredes do tubo, excitadas pela pressão, transmitem energia vibratória para a carcaça, representando um segundo caminho de transmissão relacionado com o tubo de descarga.

Tem-se, para um tubo infinito, que:

$$Y = \frac{1}{\rho_0 c}, \quad (56)$$

no qual Y é a admitância; ρ_0 , a densidade do gás e c , a velocidade do som.

O campo acústico interno do tubo de descarga foi modelado em FEM utilizando elementos de fluido, e a malha está apresentada na Figura 74. A malha acústica obedece os requisitos de 6 elementos lineares por comprimento de onda, como descrito em LMS SYSNOISE [55]. Utiliza-se o acoplamento fluido-estrutura para transferir a excitação do fluido para as paredes do tubo.

Figura 74 - Malha acústica do filtro acústico de descarga.



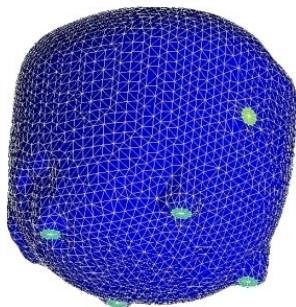
São criadas, assim, duas funções de transferência para o componente tubo de descarga, denominada “FT Estrutural Tubo de Descarga”. As entradas desse sistema são os espectros de deslocamentos ortogonais medidos no bloco-estator e o espectro de pressão medido no cabeçote (componente imediatamente antes do tubo de descarga). Já as saídas são as forças/momentos transmitidos na união entre o tubo e a carcaça.

5.4.1.3 Carcaça

A carcaça é o componente que sofre as excitações referentes a todas as funções de transferência, pois separa a parte interna da externa do compressor. Assim, são geradas funções de transferência que possuem como entrada as excitações obtidas através de todas as funções de transferência internas. As saídas desse modelo são os deslocamentos em cada nó da carcaça. Essas funções de transferência são chamadas de “FT Estrutural Carcaça”.

A carcaça foi modelada em FEM utilizando elementos de casca como mostra a Figura 75. Em azul claro estão as posições das entradas estruturais, onde estão conectadas as quatro molas e o tubo de descarga. Este modelo considerou a espessura constante e simplificou detalhes como a região da solda, a fim de simplificar o modelo numérico.

Figura 75 - Malha da carcaça.



Os esforços e momentos calculados no tubo de descarga e molas são transmitidos aos nós das regiões em azul claro na Figura 75.

5.4.2 Caminhos acústicos

Os caminhos acústicos são os que transmitem a energia vibratória de forma acústica, divididos em ruído radiado pelo tubo de descarga para a cavidade; pelo subconjunto bloco-estator para a cavidade; pelo filtro acústico de sucção para a cavidade; pela carcaça para o exterior e pela cavidade, que transporta o ruído da parte interna para a carcaça.

5.4.2.1 Carcaça

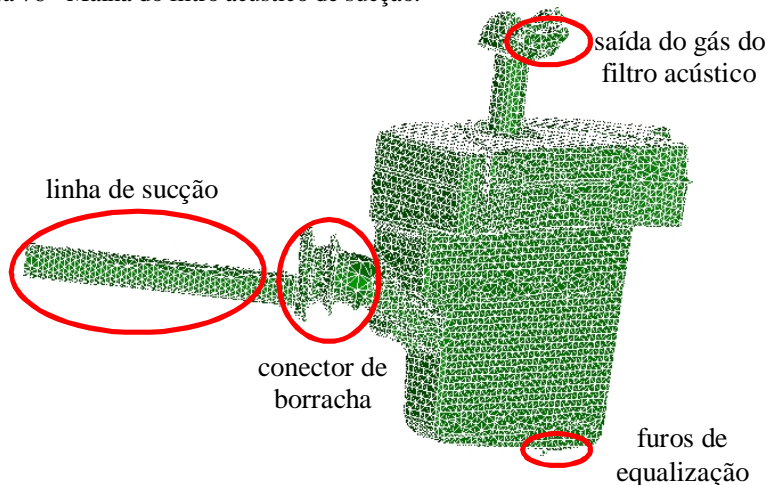
A carcaça acústica é o elemento que transforma as respostas na forma de deslocamento obtidas pela FT Estrutural Carcaça em potência sonora. A carcaça foi modelada em BEM utilizando a mesma topologia de malha com elementos de casca apresentada na Figura 75. Como discutido na seção 5.3.2, são criadas funções de transferência a partir da metodologia ATV (LMS [55]), sendo denominada “FT Acústica Carcaça”.

5.4.2.2 Filtro acústico de sucção

O filtro acústico de sucção atua na entrada do gás refrigerante para a câmara de compressão, tendo o papel de reduzir o ruído fortemente pulsante gerado pelo movimento do pistão e da válvula de sucção.

Este filtro acústico foi modelado em FEM usando elemento fluido, como apresentado na Figura 76. Esta malha atende os requisitos de 6 elementos lineares por comprimento de onda.

Figura 76 - Malha do filtro acústico de sucção.



As paredes são feitas de um material polimérico e consideradas rígidas, tal que não irradiam ruído para a cavidade. Possui um conector de borracha acoplado à carcaça, servindo para garantir o fluxo de gás diretamente da linha de sucção, evitando o vazamento de ruído pelo bocal de entrada do gás. A saída do gás ocorre na entrada da câmara de compressão. O pistão na câmara de compressão é lubrificado por óleo, e parte deste óleo flui para o interior do filtro acústico. Para garantir que o óleo não fique armazenado no filtro, dois pequenos orifícios de equalização foram criados na parte inferior. Esses detalhes estão circulos em vermelho na Figura 76.

Três condições de contorno são aplicadas ao sistema: a pressão na saída do gás do filtro acústico; a admitância acústica dos dois furos de equalização, sendo obtida a partir do modelo numérico da cavidade; e a admitância acústica da linha de sucção, considerada a mesma de um tubo infinito (Equação (56)).

As funções de transferência criadas para esse componente possuem uma entrada, que é a pressão na saída do filtro e duas saídas: a pressão nos furos de equalização, irradiando para a cavidade; e a pressão no conector, excitando a carcaça. Esse conjunto de funções de transferência é denominado “FT Filtro Acústico de Sucção”

5.4.2.3 *Tubo de descarga*

Outra forma de transmissão de energia vibratória através do tubo de descarga é a sua radiação sonora para a cavidade. Devido à dificuldade do modelamento dos tubos na malha da cavidade e por ser um pobre irradiador sonoro, será considerada apenas a radiação sonora do filtro acústico de descarga. O modelo numérico utilizado é o mesmo apresentado na Seção 5.4.1.2.

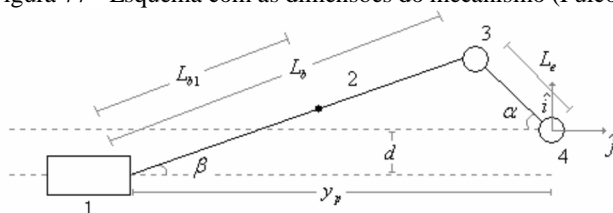
As funções de transferência criadas para esse modelo possuem as mesmas entradas: os deslocamentos do bloco estator e a pressão no início do tubo de descarga. Contudo as saídas desse modelo são os deslocamentos em cada elemento do filtro acústico de descarga, negligenciando os tubos. Essas funções de transferência são chamadas de “FT Acústica Tubo de Descarga”

5.4.2.4 *Subconjunto Bloco-Estator*

O subconjunto bloco-estator é excitado por diversas fontes, sendo as principais a força resultante da pressão na câmara de compressão, as forças transmitidas através dos mancais do subconjunto eixo-rotor e a reação do torque elétrico sobre o estator.

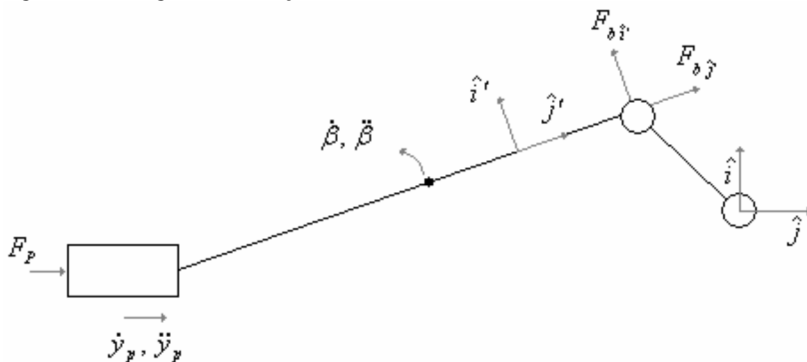
Os esforços transmitidos pelo subconjunto eixo-rotor ao bloco-estator foram calculados analiticamente no domínio do tempo por Fulco, 2008 [31]. Para esse cálculo é preciso conhecer os parâmetros geométricos do mecanismo e um esquema com essas dimensões está apresentado na Figura 77. Em seguida é apresentado um diagrama das forças sobre o mecanismo (Figura 78).

Figura 77 - Esquema com as dimensões do mecanismo (Fulco, 2008 [31]).



- | | |
|--------------------------|--|
| 1 - Pistão | y_p - Distância do pistão ao centro do eixo na direção \hat{j} |
| 2 - Biela | d - Distância do pistão ao centro do eixo na direção \hat{i} |
| 3 - Semi-eixo excêntrico | L_b - Comprimento da biela |
| 4 - Centro do eixo | L_{b1} - Comprimento da biela de seu contato com pistão ao centro de massa |
| | L_e - Comprimento do centro do eixo ao centro do semi-eixo excêntrico |
| | β - Ângulo da biela em relação à direção \hat{j} |
| | α - Ângulo de giro do eixo |

Figura 78 - Diagrama de forças sobre o mecanismo (Fulco, 2008 [31]).



- F_p - Força da pressão na câmara de compressão sobre o pistão
 $F_{db i'}$ - Força da biela sobre o semi-eixo excêntrico na direção \hat{i}'
 $F_{db j'}$ - Força da biela sobre o semi-eixo excêntrico na direção \hat{j}'

A partir dos parâmetros apresentados nas Figuras 77 e 78 é possível calcular os esforços que atuam no mecanismo. Esse equacionamento foi efetuado por Fulco, 2008 [31], conforme apresentado a seguir,

$$Fb_{i'} = \frac{m_b L b_1^2 \ddot{\beta}}{L b}, \quad (57)$$

$$Fb_{j'} = \frac{F_p + Fb_{i'}\text{sen}(\beta) - (m_p + m_b)\ddot{y}_p}{\cos(\beta)}, \quad (58)$$

$$Fb_i = Fb_{i'}\cos(\beta) + Fb_{j'}\text{sen}(\beta), \quad (59)$$

$$Fb_j = -Fb_{i'}\cos(\beta) + Fb_{j'}\text{sen}(\beta). \quad (60)$$

A velocidade de rotação do eixo é considerada constante a fim de simplificar o modelo. O ângulo de giro do eixo α dependente da velocidade angular e pode ser expresso na forma temporal conforme a equação:

$$\alpha = \omega t, \quad (61)$$

onde ω é a frequência angular de rotação do eixo e t é o tempo decorrido do ciclo do compressor. A posição dos mancais está mostrada na Figura 79.

Podem-se calcular os esforços transmitidos através destes mancais com as equações abaixo:

$$F_{S_i} = -\frac{Fb_i(d_e - d_l)}{(d_s - d_l)}, \quad (62)$$

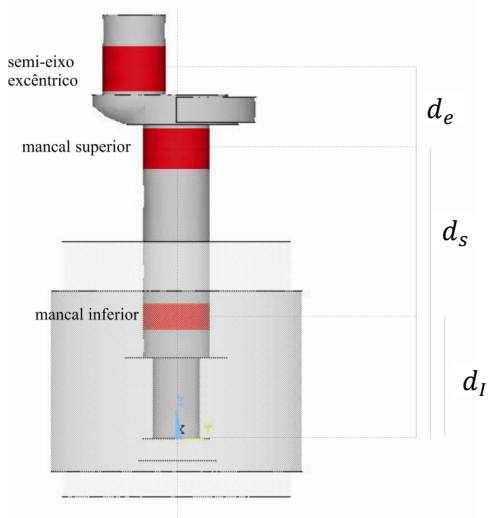
$$F_{I_i} = \frac{Fb_i(d_e - d_s)}{(d_s - d_l)}, \quad (63)$$

$$F_{S_j} = -\frac{Fb_j(d_e - d_l)}{(d_s - d_l)}, \quad (64)$$

$$F_{I_j} = \frac{Fb_j(d_e - d_s)}{(d_s - d_l)}, \quad (65)$$

onde F_{S_i} é a força no mancal superior na direção \hat{i} , F_{I_i} é a força no mancal inferior na direção \hat{i} , F_{S_j} é a força no mancal superior na direção \hat{j} e F_{I_j} é a força no mancal inferior na direção \hat{j} .

Figura 79 - Distância entre os mancais do eixo (Fulco, 2008 [31]).



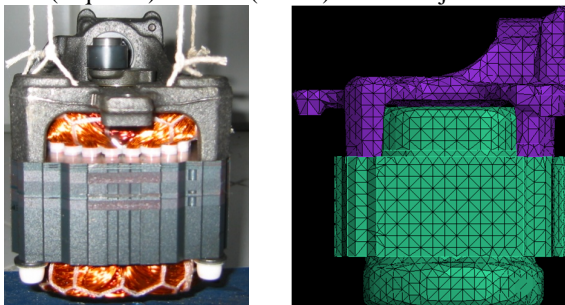
A variação do torque sobre o rotor e, conseqüentemente, a reação sobre o estator também já foi equacionada por Fulco, 2008 [31], representando o torque necessário para manter a velocidade angular do rotor constante:

$$T = Fb_i L_e , \quad (66)$$

onde T é o torque sobre o estator.

Transformando esses esforços no domínio da frequência é possível estimar numericamente os deslocamentos no bloco-estator. A estrutura real, bem como a malha modelada para a mesma, estão apresentadas na Figura 80. A parte em roxo representa o bloco, sendo utilizadas propriedades físicas de ferro fundido. Em verde está considerado o estator, que é uma estrutura complexa com fios de cobre e lâminas de aço. Contudo, esta foi considerada como uma estrutura sólida com propriedades físicas de massa, rigidez e amortecimento equivalentes. A rigidez e o amortecimento do material foram estimados ajustando a primeira frequência natural do estator numérica/experimentalmente. Também é considerada uma união perfeita entre o bloco e estator. Todas essas considerações foram efetuadas a fim de simplificar o modelo.

Figura 80 - Foto (esquerda) e malha (direita) do subconjunto bloco-estator.



De posse de todas essas informações é possível criar funções de transferência com três entradas: a pressão sobre a câmara de compressão, os esforços sobre os mancais do eixo e o torque sobre o estator. Como saídas do sistema tem-se os deslocamentos nodais na superfície da estrutura. Esse conjunto de funções de transferência chamado de “FT Acústica Bloco-Estator”.

5.4.2.5 *Cavidade*

A cavidade do compressor é composta pelo gás refrigerante e pelo óleo lubrificante. O ruído gerado em seu interior é transmitido pelo gás e pelo fluido para a carcaça estrutural. Tanto o gás como o óleo são representados por elementos de fluido. É possível visualizar na Figura 81 a representação da fronteira do gás (laranja) e a representação da fronteira do óleo (azul escuro). Em azul claro, verde escuro e verde claro representam os volumes ocupados, respectivamente, pelo filtro acústico de descarga, o conjunto bloco-estator com o mecanismo de compressão e o filtro acústico de sucção. A malha acústica obedece os requisitos de 6 elementos lineares por comprimento de onda. Foi criada uma iteração fluido-estrutura para acoplar o ruído radiado na cavidade com o deslocamento dos nós da carcaça.

Figura 81 - Malha da cavidade do compressor.



Para a geração das funções de transferência da cavidade são considerados como entradas: a pressão nos furos de equalização do filtro acústico de sucção, os deslocamentos dos nós do conjunto bloco-estator e os deslocamentos dos nós do filtro acústico de descarga. Como saída tem-se os deslocamentos dos nós da carcaça estrutural. Esse conjunto de funções de transferência é chamado de “FT Acústica Cavidade”.

5.5 Discussão sobre a metodologia

O Apêndice B apresenta os tamanhos de elementos utilizados para representar cada componente do compressor. Devido ao elevado custo computacional para a criação das funções de transferência, a análise foi limitada às bandas de terço de oitava até 6300 Hz. Para frequências maiores é necessária a utilização de elementos menores.

Para gerar todas essas funções de transferência foram necessários cerca de 10 dias utilizando dois computadores com processador core 2 quad com 4 Gb ram DDR 1333 Hz. Deste modo, para criar um novo modelo de compressor, além de preparar os modelos numéricos, são necessários cerca de 10 dias para gerar as funções de transferência. Entretanto, após criadas todas as funções de transferência é necessário cerca de 1 minuto para o cálculo do ruído radiado do compressor, sendo possível efetuar otimizações do sistema de forma rápida para um ou mais caminhos simultaneamente.

Uma limitação importante está relacionada aos esforços e deslocamentos simplificados que são utilizados para representar as funções de transferência. A rigor deveriam ser utilizadas matrizes de quatro polos a fim de considerar todos os possíveis esforços que atuam

em cada junção. Neste trabalho foram considerados apenas os esforços principais, que são as forças.

Outra limitação está no fato do modelo representar apenas o regime permanente de funcionamento, desconsiderando efeitos como a partida e parada do compressor ou variações na velocidade angular do eixo.

Foram desconsiderados alguns caminhos de transmissão, como o ruído transmitido pelo movimento da bomba de óleo, o ruído radiado pelo mecanismo.

Outra limitação são que as iterações entre os componentes ocorrem apenas no sentido de propagação da energia para a carcaça, i.e., apenas em uma via. Também os esforços transmitidos ao bloco consideram um mecanismo rígido.

Apesar das limitações do modelo numérico, este é pioneiro ao representar os diversos caminhos de transmissão de energia vibratória e estimar o ruído radiado por cada um deles. A metodologia também possibilita efetuar mudanças nos componentes isoladamente e otimizar as formas construtivas de cada componente, com o objetivo de minimizar o ruído total radiado pelo compressor.

6 Resultados da análise para médias e altas frequências

Nesta seção é analisada a contribuição de cada caminho no ruído total radiado pelo compressor, bem como é efetuada uma validação experimental através da comparação dos resultados do modelo com a potência sonora obtida experimentalmente (Pellegrini [32]).

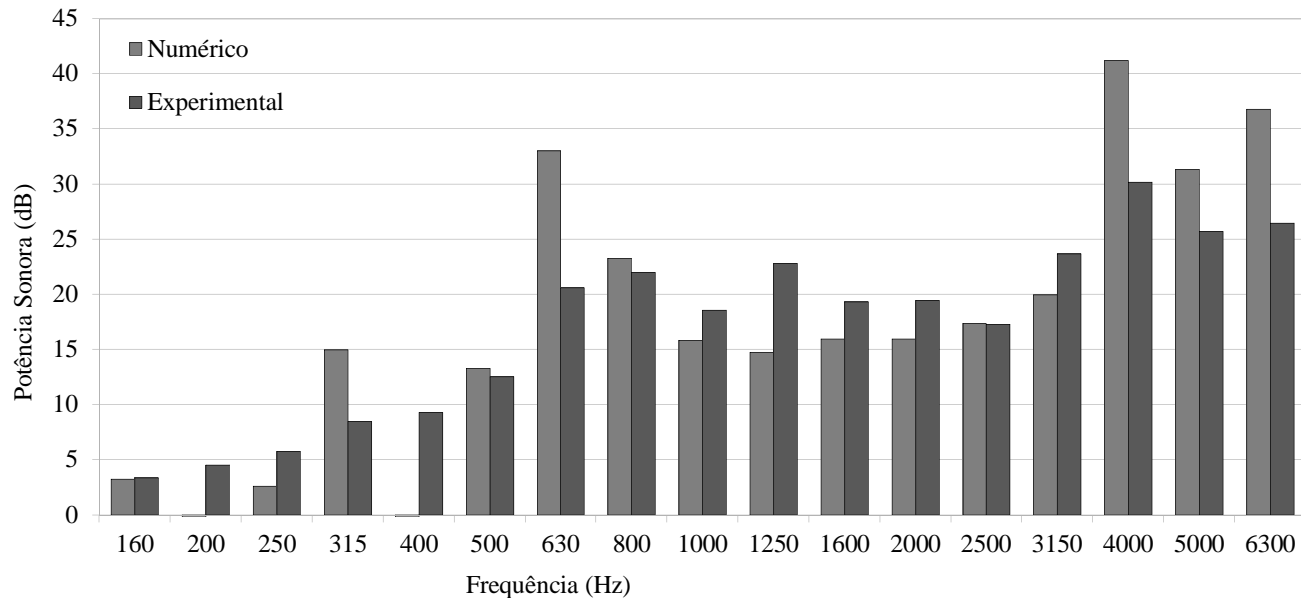
Posteriormente, serão apresentadas alterações efetuadas em componentes do compressor, mostrando as potencialidades da metodologia, bem como os efeitos de alguns componentes na potência sonora irradiada.

6.1 Validação do modelo

A Figura 82 mostra uma comparação entre os resultados experimentais de potência sonora com os calculados pelo modelo de funções de transferência. É possível verificar discrepâncias de aproximadamente 10 dB em algumas bandas de frequência, as quais podem ser causadas por diversos fatores.

Apesar dessas discrepâncias, os resultados estimados de potência sonora têm um comportamento similar aos medidos. O nível global da potência sonora obtida experimentalmente é 45 dB, enquanto que a calculada por este modelo é 51 dB, indicando uma diferença de 6 dB. Considerando as várias simplificações do modelo, pode-se afirmar que o mesmo pode ser utilizado na prática pelo menos para fins de avaliar a sensibilidade de cada componente.

Figura 82 - Potência sonora irradiada pelo compressor estimada numericamente e medida experimentalmente.



6.2 Análise das contribuições dos vários caminhos

Com essa ferramenta numérica é possível verificar a contribuição de cada um dos caminhos no ruído gerado pelo compressor. São apresentadas as contribuições dos caminhos estruturais e dos caminhos acústicos na potência sonora radiada, e por fim, os resultados combinados dos dois caminhos.

6.2.1 *Caminhos Estruturais*

Os caminhos estruturais são separados em três: molas, tubo de descarga e carcaça. Contudo, a carcaça recebe a energia sempre de outra função de transferência, i.e., é um caminho que transfere a energia vibratória gerada pelas excitações criadas no interior do compressor para o exterior. Deste modo serão discutidos apenas os caminhos referentes às molas e ao tubo de descarga.

A FT Estrutural Molas possui quatro caminhos, um para cada mola, sendo suas posições apresentadas na Figura 9. É possível verificar na Figura 83 que, apesar das molas serem iguais, os resultados de cada uma diferem entre si. Isto ocorre pois o compressor não é uma estrutura simétrica. Também é possível verificar que o ruído está concentrado principalmente nas bandas de um terço de oitava com frequências centrais em 500 Hz e 630 Hz, possuindo pouca contribuição em frequências mais altas.

A FT Estrutural Tubo de Descarga possui dois caminhos, o que é excitado pelo deslocamento do bloco e o excitado pela pressão na saída da câmara de compressão. É possível verificar na Figura 84 que até 1000 Hz, o ruído do tubo de descarga é composto basicamente pela excitação de deslocamento e após 2500 Hz ambos influenciam no ruído radiado. Em 6300 Hz existe uma alta incidência de ruído devido à excitação da pressão.

Por fim, a união dos caminhos estruturais está apresentada na Figura 85. É possível verificar que nas bandas de terço de oitava de 1000 Hz até 3150 Hz existe pouca influência dos caminhos estruturais.

Figura 83 - Contribuição no ruído radiado pela FT Estrutural Molas.

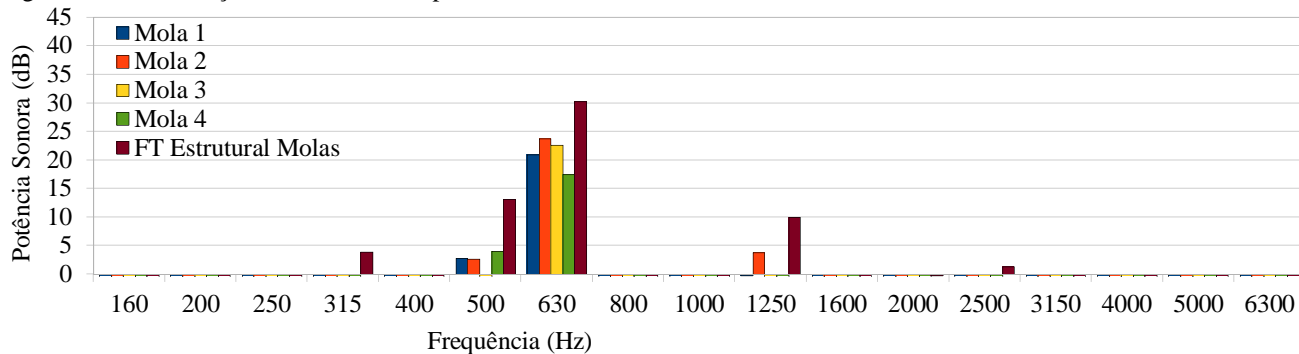


Figura 84 - Contribuição no ruído radiado pela FT Estrutural Tubo de Descarga.

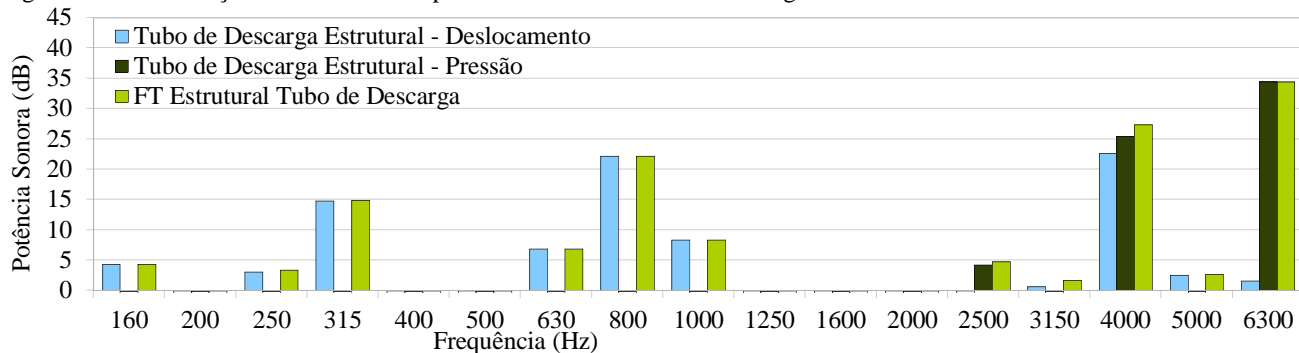
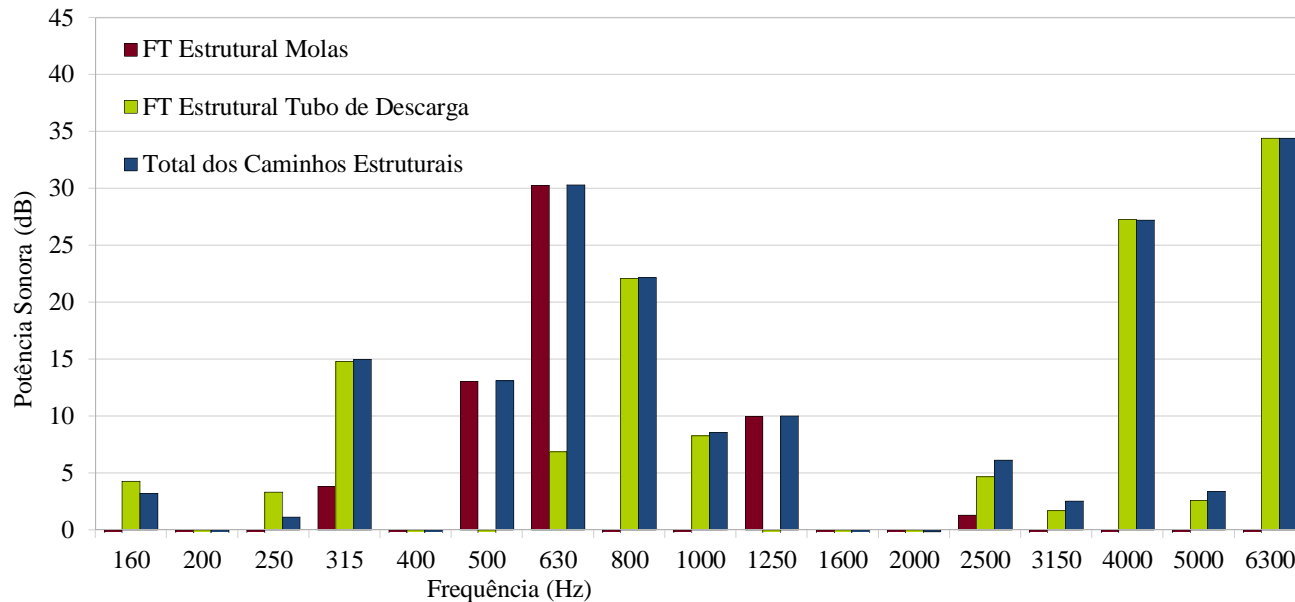


Figura 85 - Ruído radiado pela carcaça devido aos caminhos estruturais.



6.2.2 *Caminhos Acústicos*

Como visto anteriormente, os caminhos acústicos são separados em cinco: filtro acústico de sucção, tubo de descarga, subconjunto bloco-estator, cavidade e carcaça. Contudo, a cavidade e a carcaça recebem energia de outras funções de transferência, sendo portanto avaliados apenas o filtro acústico de sucção, tubo de descarga e bloco-estator.

A FT Filtro Acústico de Sucção refere-se à excitação através da pressão na saída do filtro, possuindo dois caminhos para transmissão da energia. Um caminho é referente ao ruído radiado pelos furos de equalização e o outro à excitação direta da carcaça pela pressão na saída do conector. É possível observar na Figura 86 que apenas para bandas de terço de oitava acima de 4000 Hz o filtro acústico de sucção possui uma contribuição no ruído radiado. Os furos de equalização contribuem pouco ao ruído radiado, quando comparados com o conector.

A FT Acústica Tubo de Descarga é excitada pelos deslocamentos do bloco-estator e pressão na saída da câmara de compressão. É possível observar na Figura 87 que o caminho excitado pelo deslocamento contribui para o ruído em diversas frequências, contudo na banda de 4000 Hz o caminho excitado pela pressão contribui expressivamente para o nível de ruído radiado.

A FT Acústica Bloco-Estator é excitada pela pressão na câmara de compressão, os esforços sobre o eixo e o torque sobre o estator. Seu resultado, assim como o de todos os caminhos acústicos, está apresentado na Figura 88. É possível verificar que os caminhos acústicos contribuem em bandas de frequência acima de 500 Hz. Entre 1000 Hz e 3150 Hz a FT Acústica Bloco-Estator contribuí praticamente sozinha para o ruído radiado.

Um cancelamento de ruídos ocorrem principalmente de banda de 630 Hz, i.e., a soma dos ruídos é menor que o ruído do bloco-estator. Este efeito ocorre possivelmente devido aos cancelamentos entre as fases das respostas provenientes de outros componentes, neste caso do tubo de descarga.

Figura 86 - Contribuição no ruído radiado pela FT Filtro Acústico de Sucção.

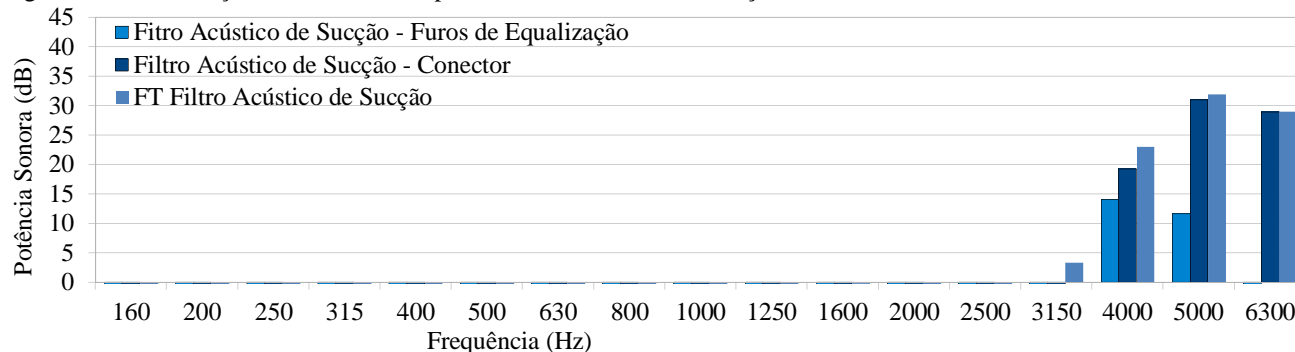


Figura 87 - Contribuição no ruído radiado pela FT Acústica Tubo de Descarga.

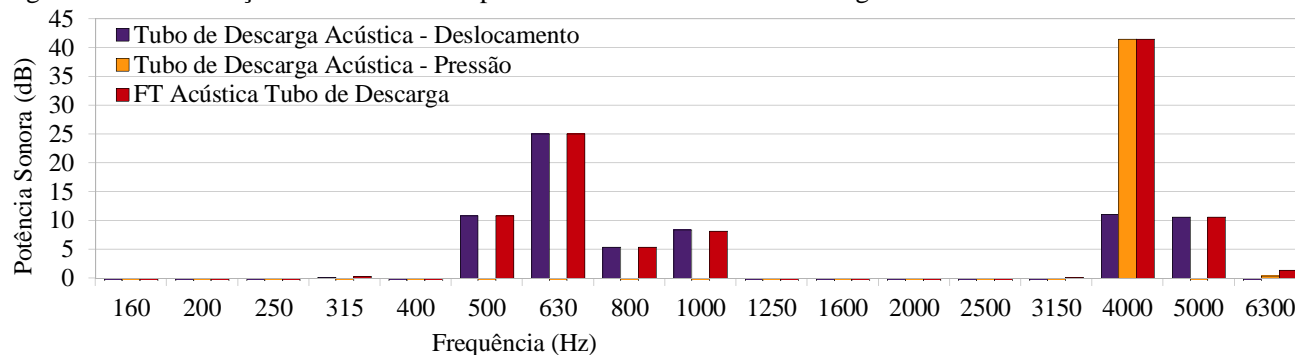
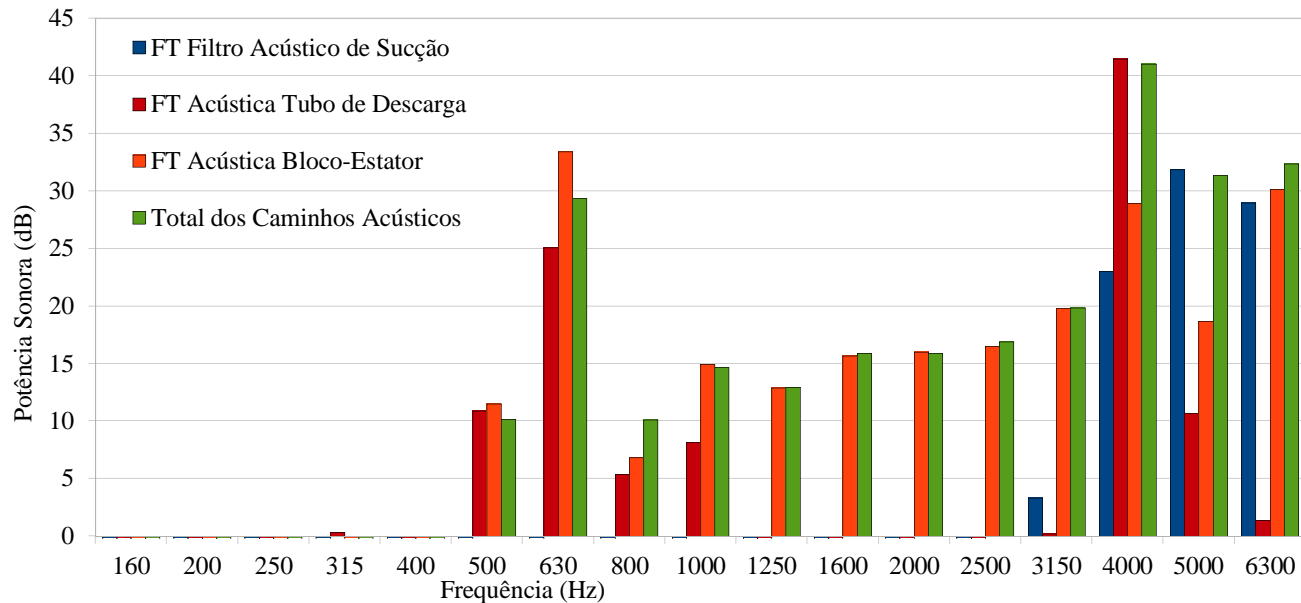


Figura 88 - Ruído radiado pela carcaça devido aos caminhos acústicos.



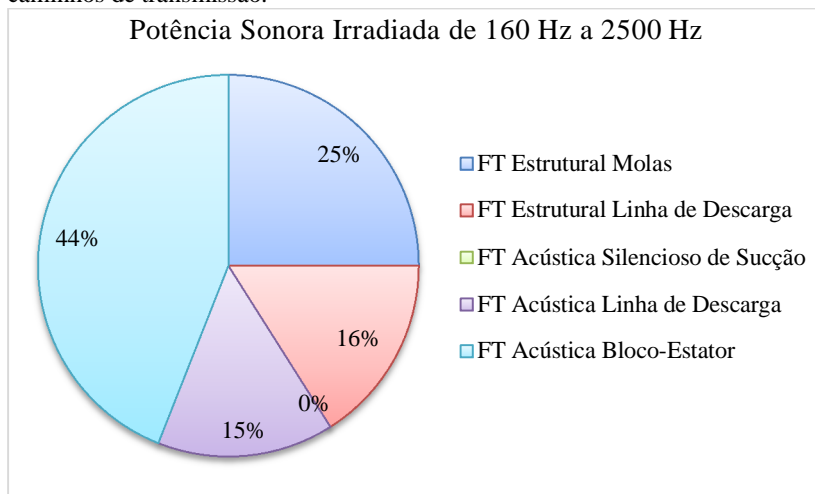
6.2.3 Ruído Total

Superpondo as contribuições de todos os caminhos estruturais e acústicos, obtém-se o ruído total do compressor (Figura 91). É possível verificar que os caminhos acústicos têm maior influência na faixa de frequência de 1000 Hz até 3150 Hz. Já nas frequências abaixo de 315 Hz existem apenas contribuições dos caminhos estruturais. Nas demais frequências ambos os caminhos influenciam no resultado de ruído.

Também pode ser avaliada a contribuição de cada caminho na potência sonora total irradiada, separando as frequências entre 160 Hz e 2500 Hz (Figura 89) e entre 3150 Hz e 6300 Hz (Figura 90).

É possível observar que para a faixa de frequências mais baixas (Figura 89), o filtro acústico de sucção não influencia no ruído radiado. Já o bloco-estator contribui com mais de 40% do ruído. As molas contribuem com 25 % e, como visto anteriormente, esse ruído está concentrado nas bandas de frequência de 500 e 630 Hz. O tubo de descarga, contribui com os restantes 31%.

Figura 89 - Potência sonora irradiada de 160 Hz a 2500 Hz para cada um dos caminhos de transmissão.



Analisando a faixa de frequência mais alta (Figura 90), é possível identificar que as molas não influenciam no ruído radiado. Já o filtro acústico de sucção passa a ter um papel importante no ruído total, contribuindo com 23% desse valor. O subconjunto bloco-estator reduz

sua contribuição para 21%. Já a soma da contribuição do tubo de descarga acústico e estrutural chega a 56%.

Figura 90 - Potência sonora irradiada de 3150 Hz a 6300 Hz para cada um dos caminhos de transmissão.

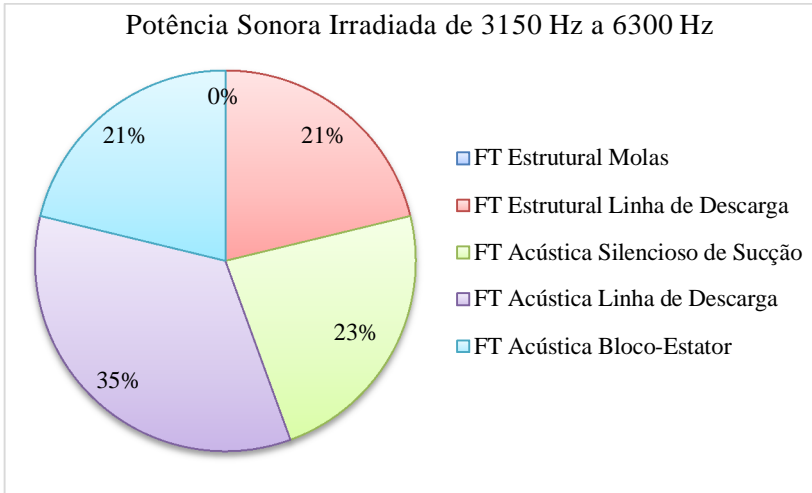
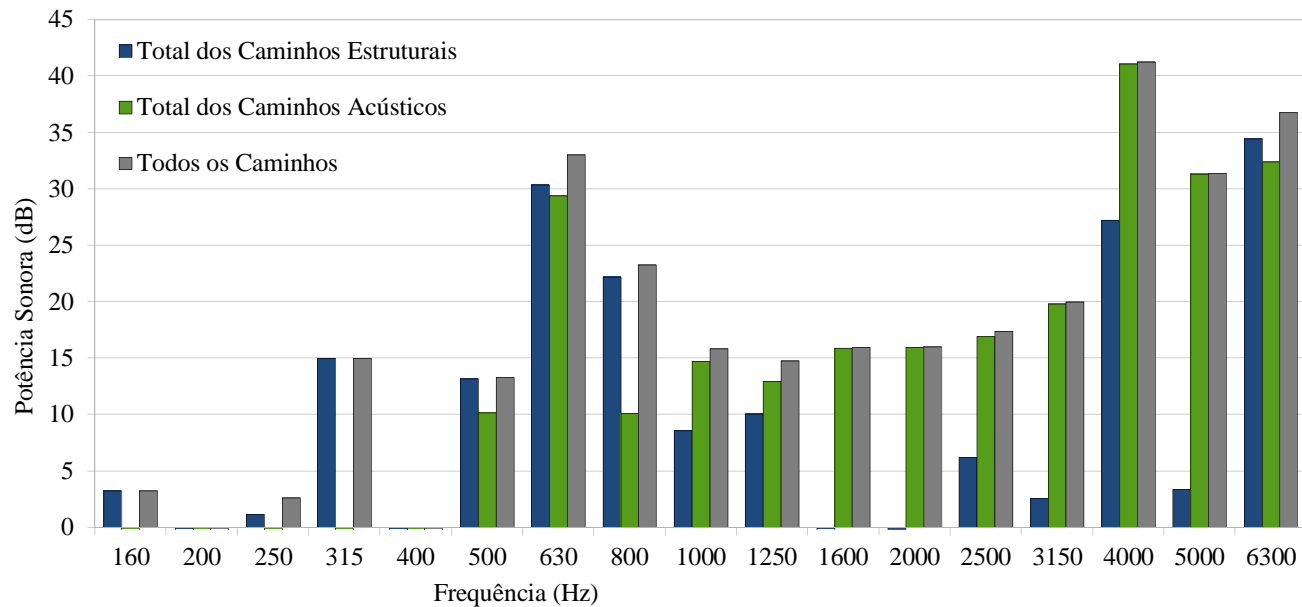


Figura 91 - Ruído radiado pela carcaça devido aos caminhos estruturais e acústicos.



6.3 Modificações no modelo

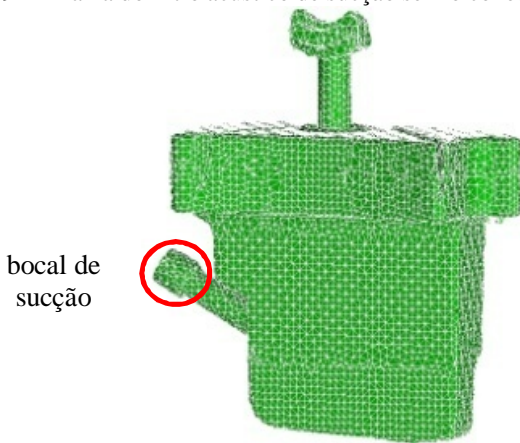
Algumas alterações foram feitas no modelo com o intuito de avaliar o potencial desta metodologia. Foi avaliada a eficiência do conector do filtro acústico de sucção no ruído radiado, da mola amortecedora no tubo de descarga e o impacto da mudança de rigidez da carcaça no ruído total radiado pelo compressor.

6.3.1 Influência do conector do filtro acústico de sucção

Em alguns modelos de compressores, não existem conectores nos filtros acústicos de sucção. Nesta seção será apresentada uma comparação entre compressor com e sem o conector.

Sem o conector, o gás passa a ser succionado diretamente da cavidade, eliminando o caminho de transmissão referente ao conector. Contudo, o bocal onde será succionado o gás pode radiar ruído do mesmo modo que os furos de equalização. Foi então gerada uma nova malha para representar a estrutura do filtro acústico (Figura 92). A partir desta malha foi criada uma condição de contorno de admitância no bocal de sucção e criadas funções de transferência para representar esse novo caminho de transmissão de ruído.

Figura 92 - Malha do filtro acústico de sucção sem o conector.



Comparando a presença e a ausência de conector (Figura 93) é possível observar que quando ausente, o ruído em baixas frequências é amplificado enquanto que nas bandas de 5000 Hz e 6300 Hz é reduzido.

Ao comparar a presença ou não do conector no ruído total (Figura 94), observa-se que a ausência do conector aumenta o ruído nas bandas até 315 Hz e na banda de 1600 Hz. A única redução encontrada é na banda de 5000 Hz. É aconselhável manter o conector no filtro acústico de sucção para este modelo de compressor, pois a ausência do mesmo deve aumentar o nível de ruído radiado.

Figura 93 - Contribuição no ruído radiado pela FT Filtro Acústico de Sucção com (atual) e sem conector.

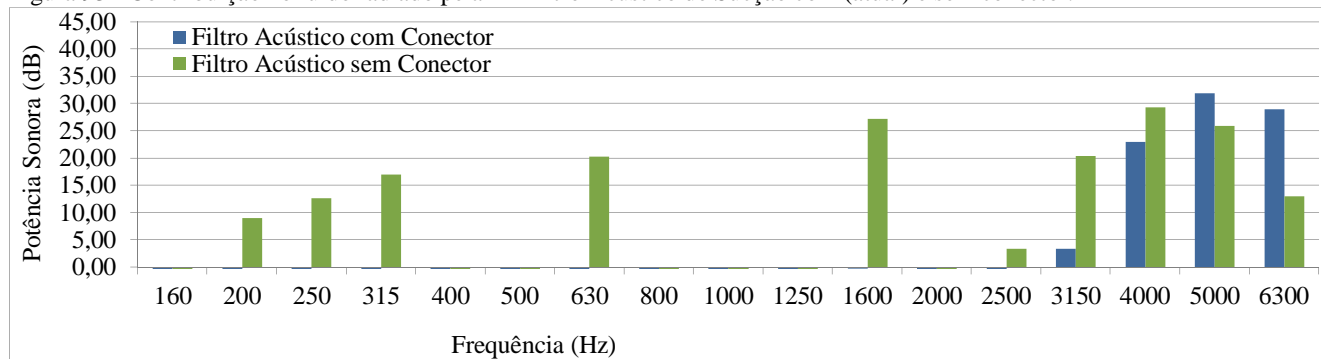
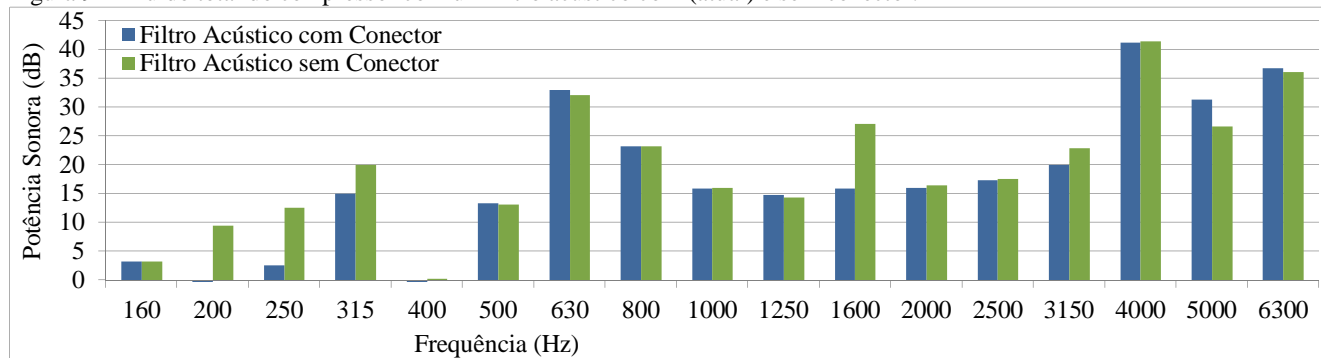


Figura 94 - Ruído total do compressor com um filtro acústico com (atual) e sem conector.



6.3.2 Influência da mola amortecedora do tubo de descarga no ruído radiado

A mola amortecedora do tubo de descarga tem por finalidade aumentar o amortecimento estrutural, reduzindo as vibrações e, conseqüentemente, o ruído radiado. Nesta seção será avaliada a eficácia desta mola no ruído total.

Para avaliar o tubo de descarga, é necessário comparar os resultados dos caminhos estruturais e acústicos e verificar o impacto no ruído total. Para os caminhos estruturais (Figura 95) a retirada da mola amortecedora amplifica o ruído em diversas frequências, principalmente nas bandas de 1000 Hz e 4000 Hz. Também ocorrem reduções de ruído em algumas bandas, sendo que a mais expressiva é em 6300 Hz.

Para os caminhos acústicos (Figura 96) as alterações são menores, contudo na mesma frequência de 1000 Hz ocorre o aumento do ruído e na frequência de 4000 Hz uma redução, se contrapondo ao resultado dos caminhos estruturais.

Avaliando o ruído total do compressor (Figura 97), a retirada da mola amortecedora amplifica o ruído total irradiado, principalmente na banda de 1000 Hz. Pode-se concluir que a mola amortecedora possui um papel importante na redução de ruído radiado pelo compressor.

Figura 95 - Contribuição no ruído radiado pela FT Estrutural Tubo de Descarga com e sem Mola.

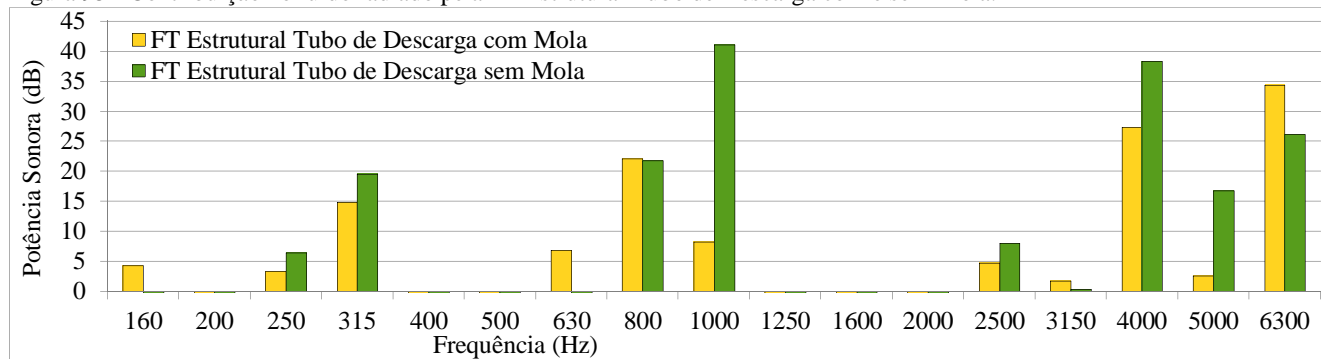


Figura 96 - Contribuição no ruído radiado pela FT Acústica Tubo de Descarga com e sem Mola.

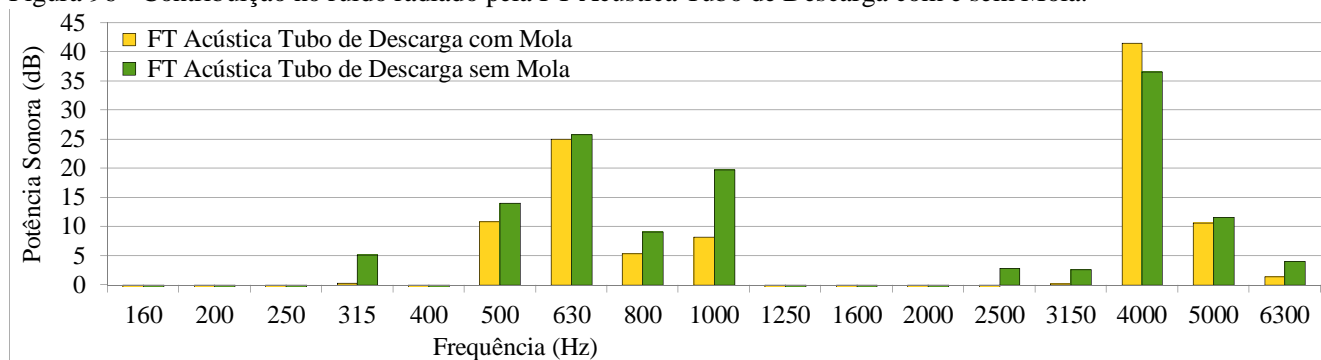
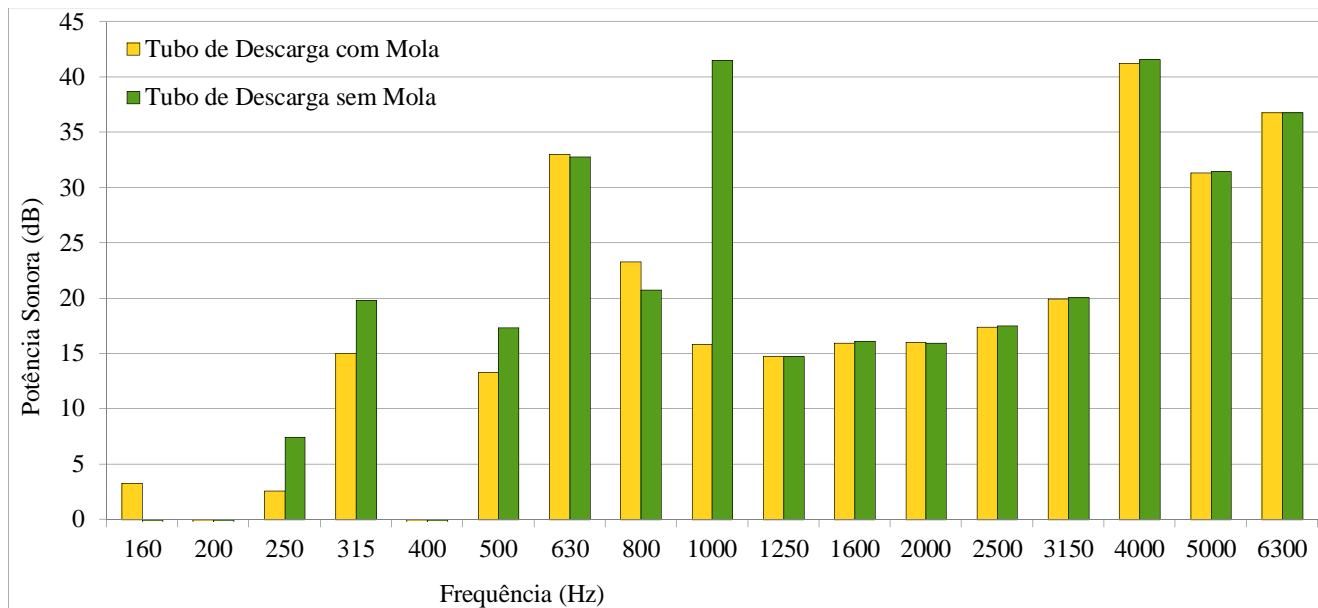


Figura 97 - Ruído total irradiado pelo compressor com um tubo de descarga com e sem mola amortecedora.



6.3.3 Rigidez da carcaça

A carcaça é um caminho através do qual todos os componentes internos transmitem energia para o exterior na forma de ruído. Portanto, alterações podem ter impactos nos resultados em todas as frequências.

Para verificar a influência da carcaça, sua rigidez foi arbitrariamente aumentada em 20 vezes. Um aumento de rigidez pode resultar de um aumento da sua espessura ou no módulo de elasticidade do material. É possível verificar na Figura 98 que o aumento da rigidez pode reduzir ruídos acima de 2000 Hz.

6.4 Revisão dos resultados

Neste capítulo foram identificadas as contribuições de cada caminho no ruído total radiado pelo compressor. Foi mostrado que em bandas até 2500 Hz o bloco contribui com 44% do ruído total sendo o principal caminho de transmissão. Para frequências de 3150 Hz até 6300 Hz, a linha de descarga contribui com 56% do ruído.

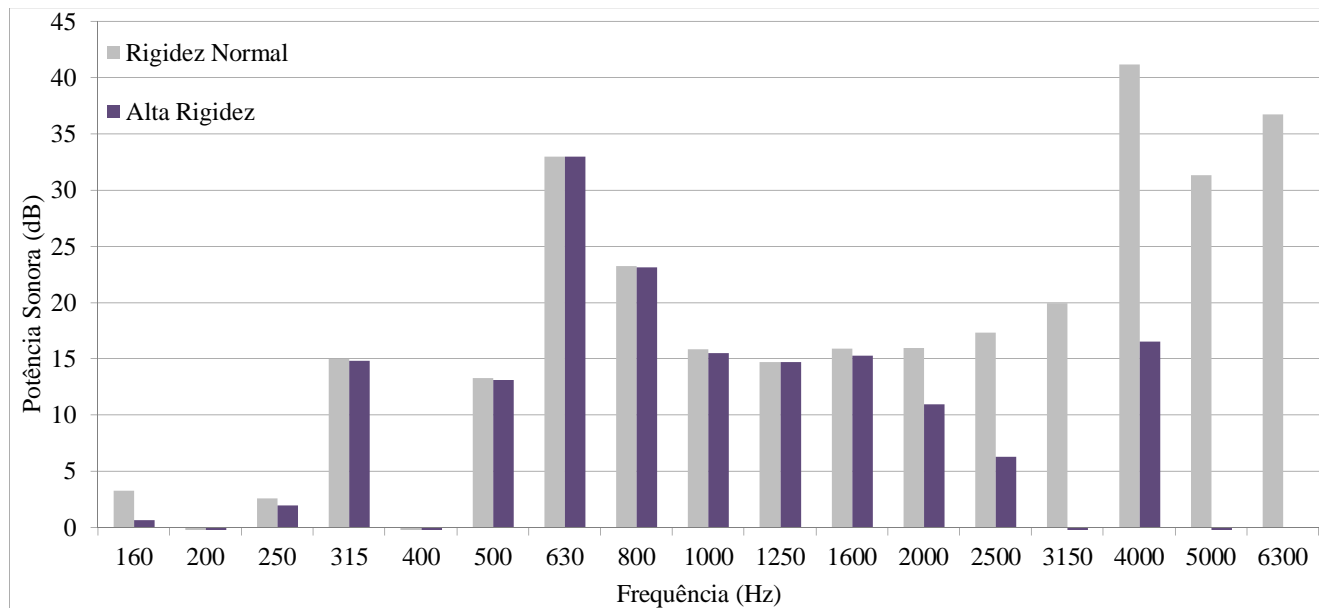
Foi apresentado que o conector do filtro acústico tem um papel importante na redução do ruído em bandas até 315 Hz e na banda de 1600 Hz.

A mola amortecedora do tubo de descarga também reduz a radiação sonora, principalmente na banda de 1000 Hz. O aumento do ruído nesta banda é em torno de 35 dB.

Já a estimativa feita para o aumento da rigidez da carcaça mostrou que o ruído pode ter melhorias a partir da banda de 2000 Hz.

Apesar da simplicidade da ferramenta numérica apresentada é inovadora pois permite identificar caminhos de transmissão de energia vibroacústica e otimizar componentes de forma simplificada, porém muito rápida.

Figura 98 - Ruído total irradiado pelo compressor com carcaça de rigidez normal e aumentada.



7 Conclusões

O desenvolvimento de uma metodologia numérica para representar a dinâmica de compressores tem sido objeto de diversos estudos, contudo não havia ainda sido publicados estudos que representassem um compressor recíproco completo em regime transiente de funcionamento, considerando a presença do óleo lubrificante e variações na velocidade angular de rotação do eixo, assim como o ruído total radiado pela carcaça.

Para atingir o objetivo, duas metodologias foram apresentadas. A primeira refere-se à dinâmica do compressor em regime transiente para baixas frequências, e a segunda à dinâmica do compressor em regime permanente para médias e altas frequências, com o objetivo de analisar o ruído radiado.

Foi apresentado um modelo analítico de compressor que considera variações na velocidade angular do subconjunto eixo-rotor, causadas pela atuação do torque eletromagnético dependente da velocidade relativa entre o rotor e o estator, e pela pressão variável na câmara de compressão. Também, forças dissipativas são estimadas e introduzidas no modelo.

O procedimento de solução utilizado focou em metodologias para aprimorar o desempenho computacional, já que foi descrita em diversos trabalhos a dificuldade de convergência dos modelos devido ao alto custo computacional. Assim, foi possível simular 60 segundos de funcionamento do compressor, capturando todos os efeitos, durante a partida, até atingir o regime estacionário.

Contudo, o modelo possui algumas limitações. Nenhuma frequência natural dos componentes foi considerada e a frequência máxima de análise é de 120 Hz. Também foi desconsiderado o ruído radiado, já que para a faixa de frequências de validade do modelo, o ouvido humano não possui uma boa percepção ao ruído.

O modelo analítico foi verificado de acordo com dados de um compressor disponíveis na literatura e também validado experimentalmente.

Em seguida foi apresentado um estudo do mecanismo de compressão (sem as molas de sustentação), avaliando as variações na velocidade angular do eixo-rotor, o comportamento das órbitas e dos esforços transmitidos pelos mancais lubrificados por óleo durante a partida, regime permanente e parada do compressor. Foi possível verificar que durante a parada, no momento em que o mecanismo não possui mais energia para efetuar a compressão do gás, é invertido o sentido de rotação, quando então a órbita do mancal superior do subconjunto eixo-rotor altera seu comportamento. Foi verificado que, durante a alteração do regime de

funcionamento do motor, o mecanismo rapidamente se estabiliza nesta nova condição de funcionamento. Também verificou-se que, durante a partida e o regime estacionário, as forças transmitidas pelos mancais dependem basicamente da frequência fundamental de rotação do sistema e suas harmônicas. Já durante a parada, diversas frequências são excitadas. Por fim foi apresentado o impacto de alterações no óleo lubrificante sobre a força transmitida pelo mancal superior do subconjunto eixo-rotor, mostrando que pouco são alterados esses esforços.

Uma análise do compressor considerando as molas de sustentação foi conduzida. Para o compressor padrão, é possível verificar a necessidade de aproximadamente 50s para o compressor atingir o regime permanente de funcionamento. Analisando as forças transmitidas pelas molas, é possível verificar que durante a partida apenas após 1s torna-se visível a influência da frequência fundamental e suas harmônicas. Também, mesmo em regime permanente de funcionamento, os esforços transmitidos pelas molas no domínio da frequência não são constantes, possuindo pequenas variações em seus comportamentos. Já durante a parada, o espectro em frequência é excitado amplamente e quando a rotação atinge uma determinada velocidade, é excitada uma frequência natural do sistema, aumentando a amplitude do esforço transmitido pelas molas para a carcaça.

Duas alterações foram efetuadas para mostrar o potencial da ferramenta. Primeiramente, foi alterada a rigidez das molas de sustentação, sendo que quando essa rigidez é aumentada os esforços transmitidos para a carcaça também aumentam. Já quando a rigidez é reduzida para um determinado valor, ocorre uma instabilidade no sistema. Essa instabilidade é devida a uma excitação mútua entre o motor elétrico e as molas de sustentação. A frequência natural de torção do sistema sustentado pelas molas influencia na velocidade relativa entre o rotor e o estator, surgindo componentes na mesma frequência no torque de excitação. Por sua vez, o torque elétrico excita todo o sistema e, conseqüentemente, as molas com uma componente com mesma frequência natural de torção do sistema, amplificando assim a resposta vibratória. Após alguns instantes o deslocamento da estrutura tornar-se-ia tão grande que passaria a se chocar contra a carcaça do compressor. Assim, observa-se que existe um valor ótimo de rigidez para as molas. Além disso, foi avaliada a influência do óleo sobre a força transmitida das molas, mostrando que um óleo com menor coeficiente de amortecimento reduz os esforços transmitidos pelas molas para a carcaça.

A metodologia desenvolvida para representar a dinâmica do compressor em médias e altas frequências apresenta a simulação de um compressor considerando a transmissão da energia vibratória dos componentes para a carcaça, obtendo como resposta o ruído radiado.

Este modelo considera o compressor operando em regime permanente de funcionamento, sem variações na velocidade angular do eixo.

Foram utilizados dois métodos numéricos para dar suporte à resolução do sistema: o método de elementos finitos e o método de elementos de contorno. O primeiro foi utilizado para representar todas as estruturas do compressor, bem como o campo acústico formado na cavidade, do filtro acústico de sucção e do tubo de descarga. Já o segundo método foi utilizado, em conjunto com os vetores de transferência acústicos (ATV), para modelar a potência sonora radiada pela carcaça.

Com o intuito de avaliar o ruído radiado, foram divididos diversos caminhos de transmissão de energia vibratória para carcaça. Esses caminhos foram agrupados em caminhos estruturais de transmissão de ruído: as molas, o tubo de descarga estrutural e a carcaça estrutural; e acústicos: a carcaça acústica, o filtro acústico de sucção, o tubo de descarga acústica, o subconjunto bloco-estator e a cavidade.

Foram criados modelos numéricos para cada um desses caminhos e, com base nestes, foi obtido um conjunto de funções de transferência. De posse das funções de transferência tornou-se possível estimar o ruído total do compressor com baixo custo computacional. Como as funções de transferência são construídas de forma isolada, é possível modificar separadamente cada caminho e calcular a influência de cada modificação no ruído total. O modelo foi validado comparando os resultados estimados do ruído total do compressor com resultados experimentais.

Efetuada uma avaliação do modelo atual do compressor, é possível verificar que, apesar das molas serem idênticas, cada uma contribui de maneira diferente no ruído radiado. Avaliando as bandas de um terço de oitava até 2500 Hz, verifica-se que o bloco-estator contribui com mais de 40% no ruído total radiado e o filtro acústico de sucção não contribui de forma significativa para o ruído. Já nas bandas de frequência de 3150 Hz até 6300 Hz, o filtro acústico juntamente com o tubo de descarga contribuem em mais de 50% do ruído total.

Mostrando a versatilidade da ferramenta, foi mostrado que o conector de sucção tem um papel importante para redução de ruído nas bandas de um terço de oitava abaixo de 315 Hz e na banda de 1600 Hz. Também foi avaliada a influência da mola amortecedora do tubo de descarga no ruído total, mostrando que reduz o ruído na banda de 1000

Hz. Por fim foi avaliada a influência da rigidez da carcaça no ruído radiado, mostrando que haveria um potencial de redução de ruído a partir da banda de 2000 Hz caso a carcaça fosse mais rígida.

Assim, foram apresentadas duas metodologias numéricas, uma representando o compressor em regime transiente de funcionamento nas baixas frequências e outra representando o compressor em regime permanente de funcionamento com o foco na radiação sonora. Ambas as metodologias foram desenvolvidas visando a aplicação no desenvolvimento e melhoria de compressores, possuindo em comum, uma grande velocidade para resolução do problema.

7.1 Inovações e resultados inovadores

O desafio era desenvolver uma metodologia para representar o comportamento dinâmico de um compressor em regime transiente e seu ruído radiado em regime permanente. Duas metodologias foram apresentadas atingindo o objetivo proposto.

Inovações:

Objetivo Primário: Metodologia para representar o regime transiente de funcionamento;

1. Resultado: identificação do efeito de excitação mútua entre as molas e o torque eletromagnético;
2. Resultado: óleo lubrificante com menor coeficiente de amortecimento reduz força transmitida a carcaça;
3. Objetivo Secundário: Baixo custo computacional possibilitou a simulação de 60s de funcionamento do compressor;

Objetivo Primário: Metodologia para representar o ruído irradiado do compressor;

1. Resultado: identificação numérica da contribuição de cada caminho no ruído do compressor;
2. Objetivo Secundário: Baixo custo computacional permite otimização de componentes isoladamente;

7.2 Artigos

Dois artigos referentes ao regime transiente de funcionamento foram redigidos e aguardam aprovação em revista.

Artigos:

1. “*Time-Domain Modeling and Analysis of a Reciprocating Compressor Mechanism for Refrigerating Systems*” [2]; Tema: inovação obtida com o desenvolvimento da metodologia para análise transiente do compressor;
2. “*Vibration Levels Transmitted by the Internal Mechanism of a Reciprocating Compressor System to the Hermetic Shell*”; Tema: resultados inovadores obtidos com a utilização da metodologia [3].

7.3 Sugestões para trabalhos futuros

Este trabalho abre portas para diversos novas pesquisas:

Metodologia para regime transiente:

1. Otimizar dinamicamente o contrapeso e a matriz de massa e inércia das peças, visando a redução dos esforços transmitidos pelas molas para a carcaça;
2. Otimizar as propriedades do lubrificante, reduzindo os esforços para a carcaça;
3. Ampliar a faixa de frequência representada pelo modelo. Representar componentes como corpos flexíveis em FEM, acoplando as novas matrizes de massa, rigidez e amortecimento no sistema de equações.

Metodologia para avaliação de ruído;

4. Utilização de técnicas de otimização para reduzir o ruído total de compressores, aprimorando o bloco/motor e a linha de descarga;
5. Desenvolver modelos que permitam estimar o ruído até frequências mais altas como para bandas de 12 kHz.

Referências

1. CROCKER, M. J. **Handbook of Noise and Vibration Control**. New Jersey: John Wiley & Sons, 2007.
2. FULCO, É. R.; VASQUES, C. M. D. A.; LENZI, A. Time-domain modeling and analysis of a reciprocating compressor mechanism for refrigerating systems.
3. FULCO, É. R.; VASQUES, C. M. D. A.; LENZI, A. Vibration levels transmitted by the internal mechanism of a reciprocating compressor system to the hermetic shell.
4. RAFIKOVA, E. **Dinâmica não-linear de um rotor não-ideal**. Dissertação de Mestrado. Universidade Estadual de Campinas. Campinas, Brasil. 2006.
5. MICHALSKI, M. A. D. C. **Análise teórico-experimental do comportamento dinâmico de um rotor horizontal suportado por mancais hidrodinâmicos**. Dissertação de Mestrado. Rio de Janeiro, Brasil. 2004.
6. SILVA, E. L. D. **Dinâmica de rotores: modelo matemático de mancais hidrodinâmicos**. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal do Paraná. Curitiba, Brasil. 2004.
7. HÜLSE, E. R. **Modelagem e análise de um compressor linear para refrigeração doméstica**. Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, Brasil, p. 114. 2008.
8. ELHAJ, M. et al. Numerical simulation and experimental study of a two-stage reciprocating compressor for condition monitoring. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v. 22, n. 2, p. 374–389, 2008.
9. RODRIGUES, R. S. **Análise dos esforços dinâmicos transmitidos pelo eixo e pistão ao bloco de compressores herméticos**. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, Brasil. 2003. Link: <http://www.tede.ufsc.br/teses/PEMC0716.pdf>.
10. FULCO, É. R.; LENZI, A.; BAARS, E. Flexibility influence on the transmitted load in a rotor-shaft system. **19th International Congress of Mechanical Engineering**, Brasília, Brasilia, Brazil, 2007. p. 8.
11. MOON, S. J.; CHO, J. R. A numerical analysis of the interaction between the piston oil film and the component deformation in a

- reciprocating compressor. **Tribology International**, v. 38, n. 5, p. 459–468, 2005.
- 12 KIM, T. J. Dynamic analysis of a reciprocating compression . mechanism considering hydrodynamic forces. **KSME International Journal**, v. 17, n. 6, p. 844-853, 2003.
- 13 DANIEL, G. B. **Análise dinâmica de um sistema pino-pistão com lubrificação hidrodinâmica**. Campinas: Dissertação de Mestrado. Universidade Estadual de Campinas, 2008.
- 14 GERARDIN, R. C. **Modelo dinâmico do sistema pistão-bielamanivela com mancais hidrodinâmicos**. Dissertação de Mestrado. Universidade Estadual de Campinas. Campinas, Brasil. 2005.
- 15 DUFOUR, R.; DER HAGOPIAN, J.; LALANNE, M. Transient and . steady state dynamic behaviour of single cylinder compressors: prediction and experiments. **Journal of Sound and Vibration**, v. 181, n. 1, p. 23-41, 1995.
- 16 LEVECQUE, N. et al. Vibration reduction of a single cylinder . reciprocating compressor based on multi-stage balancing. **Mechanism and Machine Theory**, v. 46, n. 1, p. 1-9, 2011.
- 17 ESTUPINÃN, E. A.; SANTOS, I. F. Linking rigid multibody . systems via controllable thin fluid films. **Tribology International**, v. 42, n. 10, p. 1478–1486, 2009.
- 18 PULIDO, E. E. **Feasibility of applying controllable lubrication . technics to reciprocating machines**. PhD Thesis. Technical University of Denmark. Kongens Lyngby, Denmark. 2009. Link: <http://orbit.dtu.dk/getResource?recordId=260183&objectId=1&versionId=1>.
- 19 SATO, S. I.; YOU, J.; JEON, Y. Sound quality characteristics of . refrigerator noise in real living environments with relation to psychoacoustical and autocorrelation function. **Journal of the Acoustical Society of America**, v. 122, 2007.
- 20 FAGOTTI, F.; PUFF, R. Aplicação de ferramentas numéricas no . projeto de compressores para refrigeração. **Engenharia Térmica**, p. 10-17, 2001.
- 21 ZHU, B. et al. Analysis of acoustic characteristics of accumulator of . rotary compressor. **International Compressor Engineering Conference, School of Mechanical Engineering, Purdue University**, 2008.

- 22 LI, L. et al. Noise reduction of accumulators for R410A rotary compressors. **International Compressor Engineering Conference, School of Mechanical Engineering, Purdue University**, 2008.
- 23 NUÑEZ, I. J. C. et al. Metodologia híbrida para estimativa de forças estruturais aplicada à vibroacústica de compressores herméticos. **VI Congresso Nacional de Engenharia Mecânica**, Campina Grande, 2010.
- 24 MOORHOUSE, A. Virtual acoustic prototypes: listening to machines that don't exist. **Proceedings of Acoustics**, 2005.
- 25 ARDEMA, M. D. **Newton-Euler Dynamics**. [S.l.]: Springer, 2005.
- 26 SANTOS, I. F. **Dinâmica de sistemas mecânicos: modelagem, simulação, visualização, verificação**. São Paulo: Makron Books, 2001.
- 27 SHABANA, A. A. **Computational dynamics**. [S.l.]: 3rd Edition, John Wiley and Sons, 2010.
- 28 LÜCKMANN, A. J.; ALVES, M. V. C.; JR., J. R. B. Analysis of oil pumping in a reciprocating compressor. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, p. 3118–3123, 2009.
- 29 XIE, F. et al. Dynamic analysis of a rotor-journal bearing system of rotary compressor. **Purdue Compressor Engineering & Refrigeration and Air Conditioning Conferences**, West Lafayette, Purdue, West Lafayette, United States, 2006.
- 30 COUTO, P. R. C. **Análise de mancais radiais hidrodinâmicos com aplicação em compressores herméticos de refrigeração**. Tese de Doutorado. Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, Brazil. 2006. Link: <http://tede.ufsc.br/teses/PEMC0957.pdf>.
- 31 FULCO, É. R. **Esforços dinâmicos transmitidos de um conjunto eixo-rotor flexível ao bloco de compressores herméticos**. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, Brasil. 2008. Link: <http://www.tede.ufsc.br/teses/PEMC1065-D.pdf>.
- 32 PELLEGRINI, C. **Resultados experimentais fornecidos pela EMBRACO**. [S.l.].
- 33 BODE, H. A. **Análise do movimento de eixos sustentados por mancais tipo squeeze film**. Dissertação de Mestrado. Instituto Tecnológico de Aeronáutica. São José dos Campos, Brasil. 2002.

- 34 SCHWERTASSEK, R.; DOMBROWSKI, S. V.; WALLRAPP, O.
 . Modal representation of stress in flexible multibody simulation. **Non-linear Dynamics**, v. 20, n. 4, p. 381-399, 1999.
- 35 SCHWERTASSEK, R.; WALLRAPP, O.; SHABANA, A. A.
 . Flexible multibody simulation and choice of shape functions. **Non-linear Dynamics**, v. 20, n. 4, p. 361-380, 1999.
- 36 OFFNER, G.; PRIEBSCH, H. H. **Flexible multi-body dynamics simulation – A powerful method for prediction of structure borne noise of internal combustion engines**. International Conference on Noise and Vibration Engineering. Leuven, Belgium. 2006.
- 37 SHABANA, A. A. **Dynamics of Multibody Systems**. 2ª Edição. ed. [S.l.]: Cambridge University Press, United Kingdom, 1998.
- 38 PULINO, P.; TORRES, M. H. C. **Esquemas compactos de diferenças finitas de alta ordem para problemas de Poisson: aplicativos para web**. VII Simpósium de Mecânica Computacional. Araxá, Brasil. 2006. Link: <http://www.ime.unicamp.br/~pulino/Simmec2006/apresentacao/artigo.pdf>.
- 39 SOUZA, L. A.; MOURA, C. A. Diferença finita de quarta ordem para integração no explícita no domínio do tempo de problemas elastodinâmicos. **XVIII CILAMCE**, Brasília, Brasil, Brasília, Brazil, 1997. p. 8.
- 40 JACKIEWICZ, Z.; VERMIGLIO, R.; ZENNARO, M. Regularity properties of Runge-Kutta methods for ordinary differential equations. **Applied Numerical Mathematics**, v. 22, n. 1-3, p. 251-262, 1996.
- 41 BUTT, R. **Introduction to numerical analysis using MATLAB**. Mississauga, Canada: Jones and Barlett Publishers, 2007.
- 42 HIGHAM, D. J.; HIGHAM, N. J. **MATLAB Guide**. 2 ed. ed. Philadelphia: Society for Industrial and Applied Mathematics, 2005.
- 43 FOUNDATION, N. S. LAPACK -- Linear Algebra PACKage, 2004.
 . Disponível em: <<http://www.netlib.org/lapack/>>.
- 44 FLETCHER, H.; MUNSON, W. A. Loudness, its definition, measurement and calculation. **The Journal of the Acoustical Society of America (JASA)**, v. 5, p. 82-108, 1933.

- 45 POULSEN, T.; HAN, L. A. The binaural free field hearing threshold for pure tones from 125 Hz to 16 kHz. **Acustica - acta acustica**, v. 86, p. 333-337, 2000.
- 46 FASTL, H. et al. Equal loudness contours between 100 and 1000 Hz for 30, 50, and 70 phon. **Acustica**, v. 70, p. 197-201, 1990.
- 47 SUZUKI, Y. et al. **Precise and Full-range determination of two-dimensional equal loudness contours**. [S.l.]. 2003.
- 48 COOK, R. D. et al. **Concepts and applications of finite element analysis**. 4ª Edição. ed. New York: John Wiley & Sons, 2002.
- 49 HUGHES, T. J. R. **The finite element method: linear static and dynamic finite element analysis**. New Jersey: Prentice-Hall, 1987.
- 50 SZABÓ, B.; BABUSKA, I. **Finite element analysis**. New York: John Wiley & Sons, 1991.
- 51 ANSYS users guide. Pennsylvania: ANSYS Inc, 2001.
- 52 WROBEL, L. C. **The boundary element method, applications in thermo-fluids and acoustics**. England: John Wiley & Sons, Ltd, v. 1, 2002.
- 53 STEFAN A. SAUTER, C. S. **Boundary Element Methods**. [S.l.]: Springer, 2010.
- 54 HALLIDAY, D.; RESNICK, R.; WALKER, J. **Fundamental of Physics**. 9ª. ed. [S.l.]: Wiley, 2010.
- 55 LMS. **Pre/SYSNOISE – Getting Started Manual**. [S.l.]: LMS International.
- 56 ISO3745. **Acoustics - Determination of sound power levels of noise sources using sound pressure - Precision methods for anechoic and hemi-anechoic rooms**. 2ª. ed. [S.l.]: [s.n.], 2003.
- 57 DOI, R. M. **Validação de um modelo de conjunto para predição e análise vibroacústica de um compressor hermético**. Tese de Doutorado. Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis. 2011.

Apêndice A

Cada parte do compressor interno é referenciado a um número, 1 para o subconjunto pino-pistão, 2 para o subconjunto biela, 3 para o subconjunto eixo-rotor e 4 para o subconjunto bloco-estator. A notação para cada uma das variáveis apresentada nas tabelas abaixo está descrita no capítulo 3.

As propriedades das matrizes de massa estão apresentadas na Tabela 1.

Tabela 1 - Propriedade das matrizes de massa para os quatro subconjuntos.

Propriedade	pino-pistão	biela	eixo-rotor	bloco-estator
	1	2	3	4
m_n [kg]	$3,29 \times 10^{-2}$	$2,62 \times 10^{-2}$	$9,08 \times 10^{-1}$	3,93
I_n^{xx} [kg m ²]	$3,16 \times 10^{-6}$	$9,34 \times 10^{-7}$	$6,11 \times 10^{-4}$	$8,59 \times 10^{-3}$
I_n^{yy} [kg m ²]	$2,03 \times 10^{-6}$	$7,74 \times 10^{-6}$	$3,68 \times 10^{-4}$	$8,39 \times 10^{-3}$
I_n^{zz} [kg m ²]	$2,59 \times 10^{-6}$	$7,27 \times 10^{-6}$	$6,15 \times 10^{-4}$	$8,79 \times 10^{-3}$
$I_n^{xy} = I_n^{yx}$ [kg m ²]	$2,03 \times 10^{-10}$	$-7,61 \times 10^{-8}$	$5,27 \times 10^{-7}$	$6,21 \times 10^{-4}$
$I_n^{xz} = I_n^{zx}$ [kg m ²]	–	$3,35 \times 10^{-7}$	$-5,23 \times 10^{-8}$	$-6,43 \times 10^{-6}$
$I_n^{yz} = I_n^{zy}$ [kg m ²]	–	$3,97 \times 10^{-9}$	$-3,10 \times 10^{-7}$	$-1,35 \times 10^{-6}$

As propriedades do óleo estão apresentadas na Tabela 2.

Tabela 2 - Propriedades do Óleo.

Propriedade	Valor
$K \left[\frac{N}{m} \right]$	3×10^8
ε [m]	12×10^{-6}
p	10
$C \left[\frac{N \cdot s}{m} \right]$	5×10^5
$\vartheta \left[\frac{m}{s} \right]$	5×10^{-3}
q	1

Cada conexão tem uma posição relativa ao sistema de coordenadas global como apresentado no capítulo 3 e seus valores estão apresentados na Tabela 3.

Tabela 3 - Posição do contato do óleo lubrificante.

Mancal	Posição $\times 10^{-3}$ [m]		
	x	y	z
inferior do eixo-rotor	5,3	-21,9	-
superior do eixo-rotor	5,3	24,9	-
inferior do excêntrico	15,8	37,6	-
superior do excêntrico	15,8	48,0	-
inferior da biela	-22,6	36,2	2,0
superior da biela	-22,6	47,6	2,0
traseiro do pino-pistão	-15,6	-41,9	2,0
frontal do pino-pistão	-31,1	41,9	2,0

Cada sistema de coordenada local possui uma posição em relação ao sistema de coordenadas global e ela está definido na Tabela 4.

Tabela 4 - Posição do sistema de coordenada local de cada subconjunto em relação ao sistema de coordenada global.

Subconjunto	Posição $\times 10^{-3}$ [m]		
	x	y	z
eixo-rotor	5,3	24,9	-
biela	2,7	42,4	0,7
pino-pistão	-24,2	41,9	2,0
bloco-estator	5,3	24,9	-

Cada subconjunto do compressor interno possui um centro de massa posicionado em relação ao sistema de coordenadas global e ela está definido na Tabela 5.

Tabela 5 - Posição do centro de massa de cada subconjunto em relação ao sistema de coordenada global.

Subconjunto	Posição $\times 10^{-3}$ [m]		
	x	y	z
eixo-rotor	5,0	-17,4	0,0
biela	2,7	42,4	74,1
pino-pistão	-24,2	41,9	2,0
bloco-estator	2,2	-12,4	0,0

As constantes de rigidez e amortecimento estão apresentadas na Tabela 6.

Tabela 6 - Valores do coeficiente de rigidez e amortecimento para as molas e o tubo de descarga.

Constante	molas	tubo de descarga
$K^{xx} \left[\frac{N}{m} \right]$	$6,0 \times 10^6$	$6,9 \times 10^5$
$K^{yy} \left[\frac{N}{m} \right]$	$3,8 \times 10^6$	$4,5 \times 10^5$
$K^{zz} \left[\frac{N}{m} \right]$	$6,0 \times 10^6$	$7,9 \times 10^5$
$C^{xx} \left[\frac{N \cdot s}{m} \right]$	$6,0 \times 10^3$	$6,9 \times 10^1$
$C^{yy} \left[\frac{N \cdot s}{m} \right]$	$3,0 \times 10^3$	$4,5 \times 10^1$
$C^{zz} \left[\frac{N \cdot s}{m} \right]$	$6,0 \times 10^3$	$7,9 \times 10^1$

Apêndice B

Este apêndice trata das malhas utilizadas para representar os componentes do compressor. Além de cuidados para boa representação da geometria, os tamanhos de elementos estão apresentados na Tabela 7. As malhas estruturais foram desenvolvidas com base nos procedimentos de Doi, 2011 [57] e o tamanho dos elementos acústicos foram definidos com base no limite apresentado pela referência LMS [55], cujo são necessários 6 elementos para representar um comprimento de onda na frequência máxima que deseja-se avaliar os resultados.

Os tamanhos dos elementos podem variar de acordo com as propriedades dos materiais e dos gases. A Tabela 7 mostra os tipos e tamanhos utilizados para cada peça.

Tabela 7 - Tipo e tamanho de elemento utilizado

	Componente	Tipo de Elemento	Tamanho (mm)
Estrutural	Tubo de Descarga (FEM)	Tubo (1D)	3,0
		Triangular (2D)	4,0
	Mola (FEM)	Viga (1D)	1,0
	Bloco-Estator (FEM)	Tetraedro (3D)	4,0
	Carcaça (FEM)	Triangular (2D)	7,0
Acústico	Filtro Acústico de Sucção (FEM)	Tetraedro (3D)	4,5
	Tubo de Descarga (FEM)	Tetraedro (3D)	4,5
	Cavidade (FEM)	Tetraedro (3D)	4,5
	Carcaça (BEM)	Triangular (2D)	5,0