

MARLIPE GARCIA FAGUNDES NETO

**IDENTIFICAÇÃO, MODELAGEM, ANÁLISE E
ESTUDO DE MEDIDAS PARA O CONTROLE DOS
NÍVEIS DE RUÍDO GERADO POR COMPRESSORES
HERMÉTICOS ROTATIVOS**



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

2012

MARLIPE GARCIA FAGUNDES NETO

**IDENTIFICAÇÃO, MODELAGEM, ANÁLISE E ESTUDO DE MEDIDAS
PARA O CONTROLE DOS NÍVEIS DE RUÍDO GERADO POR
COMPRESSORES HERMÉTICOS ROTATIVOS**

Dissertação apresentada ao programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para obtenção do título de **MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA.**

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos e Vibrações.

Orientador: Prof. Dr. Marcus Antônio V. Duarte

UBERLÂNDIA – MG

2012

Aos meus pais, Edgar e Maria Abadia.

Aos meus irmãos Marden e Flávia.

À minha namorada Vanessa

AGRADECIMENTOS

Inicialmente, agradeço a Deus, que possibilitou a existência disso tudo, oportunidade, chance, força e vontade para conclusão dessa etapa de vida.

À minha família agradeço pelos valores transmitidos, por serem a base fundamental de tudo, me apoiando em todos os momentos e acreditando na minha pessoa. Dentre todos quero citar minha Mãe, que é mais que tudo na minha vida, meu Pai, que mesmo não presente fisicamente foi uma pessoa importante para que a família crescesse e continuasse unida. Aos meus irmãos Marden e Flávia agradeço pelas experiências de vida compartilhadas e pelo crescimento adquirido com eles.

Aos meus tios, primos e amigos agradeço pelo incentivo, apoio e animação, pois são meu sustento fora de casa.

À minha namorada Vanessa agradeço pelo companheirismo, carinho, amor, compreensão e conselhos.

Pelo incentivo e companhia nos momentos de trabalho, agradeço aos meus colegas de trabalho, Ricardo, Vinicius, Paulo, Pedro, Julia, Marcela e João Gabriel.

Ao meu orientador Prof. Dr. Marcus Duarte que sempre apoiou e incentivou a pesquisa durante a trajetória.

Ao Prof. Elias Teodoro, Phd que sempre procurou aprimorar o ambiente de trabalho.

À Universidade Federal de Uberlândia, à Faculdade de Engenharia Mecânica e ao programa de pós-graduação pela oportunidade da realização do curso.

À CAPES (Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior) pela bolsa de estudo.

FAGUNDES NETO, M. G. **Identificação, modelagem, análise e estudo de medidas para o controle dos níveis de ruído gerado por compressores herméticos rotativos**. 2012. 95 f. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

Resumo

O ruído é um agente físico preocupante em qualquer meio que o ser humano se encontra. Os compressores herméticos rotativos, presentes em diversos setores do cotidiano, como fonte de ruído necessitam de pesquisas e desenvolvimentos continuados visando a sua melhora; e por consequência uma melhor qualidade de vida ao homem. Devido a própria cinemática do processo de compressão e aliado à grande área de carcaça o espectro de ruído destes compressores é bastante complexo. Contudo o presente trabalho identificou e analisou a contribuição de vários mecanismo de geração e transmissão de ruído do compressor fabricado pela Tecumseh. Observou-se que as baixas frequências são controladas pela cinemática do mecanismo, motor elétrico e palheta, as médias pelo fluxo de gás, válvula, eixo e rolete, e as altas pelo atrito. Foi verificado também que a redução do ruído não é um problema pontual e necessita de várias soluções que somadas acarretaram na mitigação do ruído gerado. Por fim, um modelo multicorpos foi desenvolvido e apresentou uma boa correlação com o sistema real.

Palavras Chave: Ruído, Compressores herméticos rotativos, Identificação das fontes, Modelo multicorpos.

FAGUNDES NETO, M. G. **Identification, modeling, analysis and study of measures to control noise levels generated by rotary compressors.** 2012. 95 f. M. Sc. Dissertation, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

Abstract

Noise is a physical agent of concern in any environment for human beings. Hermetic rotary compressors, present in various sectors, as a source of noise need continued research and development aimed at improving; and consequently a better quality of life to humankind. Due to the own kinematic compression process and combined with the large area of the housing, the noise spectrum of these compressors is quite complex. However, this study identify and analyze the contribution of various mechanisms of generation and transmission of noise from the compressor manufactured by Tecumseh. It was observed that low frequencies are controlled by kinematic mechanisms: electric motor and vane. Medium are controlled by the gas flow, valve, shaft and roller. The high frequencies are domain by friction. We noticed that the noise reduction is not a specific problem and needs multiple solutions, which together result in the mitigation of noise generated. Finally, a multibody model was developed. I showed good correlation with the real system.

Keywords: Noise, Hermetic rotary compresso, Sources identification, Multibody.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1	Compressor rotativo modelo RG da Tecumseh.	6
Figura 2.2	Região do <i>kit</i> do compressor rotativo.	7
Figura 2.3	Variação dos volumes de sucção e compressão.	7
Figura 2.4	Pressão durante um ciclo completo, ausência (à esquerda) e presença (à direita) do ressonador (Kiyoshi).	9
Figura 2.5	Comparativo entre NPS, eficiência e volume do ressonador (Kiyoshi).	9
Figura 2.6	Representação da palheta inclinada num compressor rotativo (Bahrat).	10
Figura 2.7	Trajetória da descarga do gás (Arturo).	11
Figura 2.8	Exemplo de compressor rotativo com a geometria de palheta e rolete proposta por Bagepalli.	12
Figura 2.9	Retentora à esquerda e raios da retentora à direita (David).	13
Figura 2.10	Posicionamento das saídas na mufla de um compressor rotativo (Kim).	14
Figura 2.11	Simulação mostrando o comportamento da pressão na câmara de compressão (—), na descarga e sucção (- - -) e deslocamento da válvula (—), em função do ângulo da manivela (Glen).	14
Figura 2.12	Disposição das fibras presentes numa palheta (Lee).	15
Figura 2.13	Efeito do uso de rolamento no ruído gerado pelo compressor (Malcolm).	18
Figura 2.14	Espectro de um compressor rotativo em dois ambientes diferentes (HVAC).	18
Figura 2.15	Nível de potência sonora com e sem acumulador (Binsheng).	19
Figura 2.16	Comparativa entre presença e ausência de prato (Binsheng).	20
Figura 2.17	Comparativa entre suporte e soldagem (Binsheng).	21

Figura 2.18	Perda de transmissão para três configurações de bocal (Kim <i>et al.</i>).	22
Figura 2.19	Resistência ao fluxo para três configuração de bocal (Kim <i>et al.</i>).	22
Figura 3.1	Coordenadas e variáveis (Kensaku).	23
Figura 3.2	Forças de gás e momentos na palheta (Kensaku).	25
Figura 3.3	Forças na palheta (Kensaku).	26
Figura 3.4	Disposição da palheta com a parede do cilindro.	27
Figura 3.5	Forças e momentos no rolete (Kensaku).	30
Figura 3.6	Forças e momentos presentes no eixo (Kensaku).	33
Figura 4.1	Sistema real, <i>kit</i> do compressor rotativo.	35
Figura 4.2	Modelo geométrico do <i>kit</i> do compressor.	37
Figura 4.3	Modelo geométrico do bloco do cilindro.	38
Figura 4.4	Modelo geométrico da palheta.	39
Figura 4.5	Elementos de força na palheta.	39
Figura 4.6	Modelo geométrico do rolete.	41
Figura 4.7	Elementos de força no rolete.	41
Figura 4.8	Modele de elementos finitos do eixo	42
Figura 4.9	Modo de flexão do eixo na direção x em 2498 Hz.	43
Figura 4.10	Modo de flexão do eixo na direção y em 2401 Hz.	43
Figura 4.11	Modo de torção do eixo em torno de z em 4152 Hz.	44
Figura 4.12	Modelo geométrico do eixo.	45
Figura 4.13	Flexibilidade no eixo.	46
Figura 4.14	Elementos de força no eixo.	47
Figura 4.15	Modelo multicorpos do <i>kit</i> .	48
Figura 4.16	Ensaio para determinação do coeficiente de restituição.	49
Figura 4.17	Pressão de compressão simulada por orientação do eixo.	50

Figura 5.1	Posições dos microfones recomendadas pela ISO 3744 na superfície de um hemisfério.	53
Figura 5.2	Cadeia de medição, aquisição de pressão sonora.	53
Figura 5.3	Posição do acelerômetro no ponto de solda, próximo a região do acumulador.	54
Figura 5.4	Cadeia de medição, aquisição de vibração.	54
Figura 5.5	Cadeia de medição, aquisição vibração para resposta impulsiva.	55
Figura 5.6	Posicionamento dos sensores acelerômetro e microfone para identificação da influência do motor elétrico, comportamento dinâmico do rolete e interação rolete-palheta.	57
Figura 5.7	Rolete modificado, redução da massa em 32%.	58
Figura 5.8	Posicionamento dos acelerômetros no estudo da influência da mola, válvula de descarga, mufla, rolete e folga axial entre rolete-mancal.	59
Figura 5.9	Pressão de compressão simulada, ensaio sem válvula.	61
Figura 6.1	Espectro em frequência típico de valores de NPS dos compressores rotativos.	62
Figura 6.2	Exemplo de curva de aceleração por tempo.	63
Figura 6.3	Destaque da região de 1265 Hz do espectro padrão.	63
Figura 6.4	Histograma de porcentagem de ocorrências por frequência de rotação dos compressores rotativos.	64
Figura 6.5	Histograma de número de ocorrências por frequência natural na região de 4500 Hz.	65
Figura 6.6	NPS médios por frequência medidos a 30 cm da região do roller para um conjunto de compressores Padrão (azul) e um de compressores sem a lâmina de descarga (vermelho).	66
Figura 6.7	NWS [dBA] por frequência para um conjunto de compressores Padrão (azul) e um de compressores com folga (vermelho).	67
Figura 6.8	Função Resposta em Frequência (FRF) de aceleração [dB] pontual em um ponto radial do <i>kit</i> , posicionado na carcaça.	67
Figura 6.9	FRF de aceleração [dB] entre um ponto na região média do estator e o ponto de solda padrão.	68

Figura 6.10	FRF de aceleração (dB) de um ponto do acumulador – ponto de solda padrão.	68
Figura 6.11	Envelope de aceleração (20-40 kHz) para cinco períodos de rotação de um compressor padrão.	69
Figura 6.12	Envelope de aceleração (2,3-2,7 kHz) para seis períodos de rotação de um compressor padrão.	69
Figura 6.13	Espectro de NWS médios por frequência, para um grupo de compressores Padrão (azul) e compressores com o rolete modificado (vermelho).	70
Figura 6.14	Espectros de NPS médios por frequência, medidos em quatro pontos para os compressores Padrão (azul) e compressores sem a mola (vermelho).	71
Figura 6.15	Média espectral de velocidade por frequência, medida no ponto de solda padrão para os compressores padrão (azul) e compressores sem a mola (vermelho).	71
Figura 6.16	Modo de Vibrar do acumulador para a frequência natural de 3711 Hz calculado via FEM.	72
Figura 6.17	Modo de Vibrar do acumulador para a frequência natural de 4175 Hz calculado via FEM.	73
Figura 6.18	Modo de Vibrar do acumulador para a frequência natural de 5740 Hz calculado via FEM.	73
Figura 6.19	FRF de aceleração (dB) de um ponto do acumulador – ponto de solda padrão.	74
Figura 6.20	FRF de aceleração (dB) de um eixo do compressor RG171AR.	74
Figura 6.21	FRF de aceleração (dB) de um ponto da tampa – ponto de solda padrão.	75
Figura 6.22	Espectros de NPS (bandas de 1/3 de oitava) para 30 psi na sucção e pressões de descarga de 50 (verde), 100 (azul), 150 (amarelo), 200 (laranja), 250 (vermelho) e 300 (preto) psi.	76
Figura 6.23	Espectros médios de NPS (bandas de 1/3 de oitava) para pressões de descarga de 100 (verde), 150 (azul), 200 (laranja), 250 (vermelho) e 300 (preto) psi.	76
Figura 6.24	Frequência de Rotação dos compressores em função da carga para os compressores um (verde) e dois (azul).	77
Figura 6.25	Espectro sonoro (dBA) do compressor, na banda de 500 a 3700 Hz, para uma descarga de 150 (azul) e 250 (vermelho) psi e sucção de	78

	30 psi.	
Figura 6.26	Modo de Vibrar do acumulador para a frequência natural de 1850 Hz calculado via FEM.	78
Figura 6.27	Modo de Vibrar do acumulador para a frequência natural de 2075 Hz calculado via FEM.	79
Figura 6.28	Valores de NWS em bandas de 1/3 de oitava para os tratamentos em vácuo (verde), sucção em vácuo e descarga com 125 psi (azul) e sucção com 30 psi e descarga com 125 psi (vermelho).	80
Figura 6.29	DEP da Aceleração medida num dos pontos de solda.	81
Figura 6.30	DEP da Aceleração medida num ponto da tampa	81
Figura 6.31	DEP da Aceleração medida num ponto próximo ao ponto média da carcaça.	82
Figura 6.32	Análise de sensibilidade do NWS em função do mecanismo de geração de ruído.	83
Figura 6.33	Diagrama de Pareto de potência sonora porcentual em função do mecanismo de geração de ruído.	83
Figura 6.34	Análise de sensibilidade dos valores de NWS global (dBA) com relação às componentes discretas mais significativas do espectro de ruído característico dos compressores.	85
Figura 7.1	Sinal da aceleração do eixo no domínio do tempo.	86
Figura 7.2	Sinal da aceleração do eixo no domínio da frequência, banda de 1260 Hz.	87
Figura 7.3	Espectro de frequência real e simulado.	87
Figura 7.4	FRF do RG171 no ponto de solda via estimador H1 para 16 respostas impulsivas e janela retangular.	88
Figura 7.5	Densidade espectral de potência do compressor para o ensaio com folga.	89
Figura 7.6	Densidade espectral de potência do compressor para o ensaio com mudança do coeficiente de atrito.	90
Figura 7.7	Densidade espectral de potência do compressor para o ensaio sem lâmina de descarga.	91

Figura 7.8	Densidade espectral de potência do compressor para o ensaio rolete modificado.	92
Figura 7.9	Densidade espectral de potência do compressor para o ensaio sem mola.	93
Figura 7.10	Densidade espectral de potência do compressor para o ensaio sem palheta.	93
Figura 7.11	Densidade espectral de potência do compressor para o ensaio vácuo total.	94
Figura 7.12	Ensaio sucção a vácuo e descarga de 125 psi.	95
Figura 7.13	Ensaio sucção 30 psi e descarga 125 psi.	95
Figura 7.14	Ensaio sucção a vácuo e pressão de descarga variável	96
Figura 7.15	Ensaio sucção a 30 psi e pressão de descarga variável.	97
Figura 7.16	Frequência de rotação impostas para cada pressão de descarga.	98
Figura 7.17	Ensaio sucção a 30 psi e pressão de descarga variável para diferentes frequências de rotação.	98

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1	Dimensões principais do bloco do cilindro.	38
Tabela 4.2	Dimensões principais da palheta.	39
Tabela 4.3	Rigidez da mola para valores de carga e deslocamentos.	40
Tabela 4.4	Dimensões principais do rolete.	41
Tabela 4.5	Dimensões principais do eixo.	44
Tabela 4.6	Rigidez equivalente de flexão e torção no eixo.	45
Tabela 4.7	Dimensões principais do <i>kit</i> .	48
Tabela 4.8	Propriedades dos fluidos lubrificante e refrigerante.	49
Tabela 4.9	Dados do experimento para cálculo do coeficiente de restituição.	50
Tabela 4.10	Contatos entre as peças do <i>kit</i> do compressor.	51
Tabela 5.1	Condições de ensaio dos dois conjuntos de compressores na influência do motor elétrico, dinâmica do rolete e interação rolete-palheta.	56
Tabela 5.2	Condições de ensaio dos seis conjuntos de compressores na influência da mola, válvula de descarga, mufla, rolete e folga axial entre rolete-mancal.	60
Tabela 5.3	Condições de ensaios realizados no modelo multicorpos.	61
Tabela 6.1	Análise de sensibilidade do NWS em função da combinação de mecanismos de geração de ruído.	84

LISTA DE SÍMBOLOS

A_p	Ponto de contato entre rolete e bloco de cilindro
a	Metade da espessura da palheta
B	Comprimento equivalente entre rolete e bloco do cilindro
B_p	Ponto de contato entre rolete e palheta
b	Comprimento de contato entre palheta e bloco do cilindro
C	Folga radial entre rolete e eixo
C_f	Constante de atrito do filme de óleo para o rolete
C_{fs}	Constante de atrito do filme de óleo para o eixo
C_s	Folga radial entre rolete e mancal
C_1, C_2	Constantes de integração
e	Excentricidade do centro do rolete
G_1	Ponto de contato entre palheta e bloco do cilindro, lado da compressão
G_2	Ponto de contato entre palheta e bloco do cilindro, lado da sucção
I_c	Momento de inércia do eixo
I_p	Momento de inércia do rolete
l	Altura da palheta, rolete e bloco do cilindro
k_{nl}	Rigidez não linear da mola
m_c	Massa do eixo
m_p	Massa do rolete
m_v	Massa da palheta
n	Quantidade de gás
O	Centro do sistema de coordenadas ortogonal
O_v	Centro de raio da ponta da palheta

P	Pressão
P_c	Pressão de compressão
P_d	Pressão de descarga
P_s	Pressão de sucção
R	Raio interno do bloco do cilindro
R_g	Constante dos gases perfeitos
r	Raio externo do rolete
r_c	Raio interno do rolete
r_v	Raio da ponta da palheta
T	Temperatura
V	Volume
v_{pc}	Velocidade de deslizamento do rolete no bloco do cilindro
v_{bn}	Velocidade de deslizamento do rolete e da ponta da palheta
v_{pe}	Velocidade de deslizamento do rolete no eixo
x, y, z	Sistema de coordenadas ortogonal
x_v	Distância entre $\overline{O_v O}$
x_{oc}, y_{oc}	Posição do centro de gravidade do eixo
x_{op}, y_{op}	Posição do centro de gravidade do rolete

Letras Gregas

δ_{pb}	Distância entre palheta e mancal
δ_{bc}	Distância entre palheta e bloco do cilindro
δ_{pc}	Mínima distância entre rolete e bloco do cilindro
ξ	Ângulo formado entre $\overline{O_v O_p}$ e $\overline{O_v O}$
ε	Excentricidade do centro do eixo
η	Ângulo de rotação de F_{en}
η_g	Viscosidade dinâmica do gás Nitrogênio
η_o	Viscosidade dinâmica do óleo ZeroIT300
ϕ	Ângulo de rotação do rolete
θ	Ângulo de giro do eixo
μ_g	Coefficiente de atrito entre rolete e bloco do cilindro
μ_v	Coefficiente de atrito entre palheta e rolete
τ_{ct}	Tensão cisalhante entre bloco do cilindro e rolete
τ_{gt1}	Tensão cisalhante entre palheta e bloco do cilindro, lado da compressão
τ_{gt2}	Tensão cisalhante entre palheta e bloco do cilindro, lado da sucção

Abreviações

CAD	Desenho assistido por computador.
CAE	Engenharia assistida por computador.
DEP	Densidade Espectral de Potência.
OMS	Organização Mundial de Saúde
NPS	Nível de Pressão Sonora.
NWS	Nível de Potência Sonora.

SUMÁRIO

CAPÍTULO I – Introdução	1
CAPÍTULO II – Ruído em compressores rotativos	5
2.1. Compressor rotativo.....	5
2.2. Trabalhos desenvolvidos em compressores rotativos	8
CAPÍTULO III – Modelagem analítica do compressor rotativo	23
3.1. Equação do movimento da palheta.....	24
3.2. Equação do movimento do rolete	29
3.3. Equação do movimento do eixo	33
CAPÍTULO IV – Modelagem multicorpos do compressor rotativo	35
4.1. Modelagem do bloco do cilindro	37
4.2. Modelagem da palheta	38
4.3. Modelagem do rolete	40
4.4. Modelagem da eixo.....	42
4.5. Modelagem do <i>kit</i>	47
4.6. Impacto dos elementos da região do <i>kit</i>	51
CAPÍTULO V – Metodologia e procedimento experimental	52
5.1. Medições experimentais	52
5.1.1 <i>Análise de repetibilidade</i>	52
5.1.2 <i>Identificação da influência do motor elétrico, comportamento dinâmico do rolete e interação rolete-palheta nos níveis de ruído gerados</i>	55
5.1.3 <i>Identificação da influência da mola, válvula de descarga, mufla, rolete e folga axial entre rolete-mancal nos níveis de ruído gerados</i>	57
5.2. Ensaio no modelo multicorpos.....	60

CAPÍTULO VI – Resultados e análise – Identificação das fontes	62
6.1. Análise de dispersão	62
6.2. Identificação das fontes de ruído	65
6.2.1 <i>Acima de 6000 Hz</i>	65
6.2.2 <i>Região de 3000 a 6000 Hz</i>	67
6.2.3 <i>Região de 2000 a 3000 Hz</i>	74
6.2.4 <i>Região de 1000 a 2000 Hz</i>	75
6.2.5 <i>Região de 600 a 1000 Hz</i>	79
6.2.6 <i>Região de 250 a 600 Hz</i>	79
6.2.7 <i>Região de 60 a 200 Hz</i>	80
6.3. Análise de sensibilidade	82
6.3.1 <i>Mecanismos de geração de ruído</i>	82
6.3.2 <i>Controle de frequências específicas</i>	85
CAPÍTULO VII – Resultados e análise – Modelo multicorpos	86
7.1. Análises iniciais	86
7.2. Ensaio com folga	89
7.3. Ensaio sem lâmina de descarga	90
7.4. Ensaio rolete modificado	91
7.5. Ensaio sem mola	92
7.6. Ensaio sem palheta	93
7.7. Ensaio vácuo total	94
7.8. Ensaio sucção a vácuo e descarga 125 psi	94
7.9. Ensaio sucção 30 psi e descarga 125 psi	95
7.10. Ensaio sucção a vácuo e pressão de descarga variável	96
7.11. Ensaio sucção a 30 psi e pressão de descarga variável	96
CAPÍTULO VIII – Conclusões e trabalhos futuros	100
7.1. Conclusões	100
7.2. Trabalhos futuros	103

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS 104

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

O som faz parte da vida diária do ser humano e apresenta-se, por exemplo, como: música, canto dos pássaros, uma batida na porta, o tilintar do telefone, as ondas do mar, etc. Entretanto, na sociedade moderna muitos sons são desagradáveis e indesejados, e esses são definidos como ruído (Gerges, 2000).

Na maioria das vezes, os ruídos geram diversos efeitos indesejáveis, como: em níveis suficientemente elevados, podem causar perda da audição e aumento da pressão arterial (efeitos fisiológicos), incômodos (efeitos psicológicos), por exemplo, perturbação do sono, stress, tensão, queda do desempenho: interferência com a comunicação oral que, por sua vez, provoca irritação; ou ainda pode causar danos e falhas estruturais (efeito mecânico). O ruído também tem influência na tomada de decisão do consumidor de certo produto, quando esse escolhe adquirir um produto mais silencioso do concorrente (Bistafa, 2006).

O ruído também diminui o nível de atenção e aumenta o tempo de reação do indivíduo frente a estímulos diversos favorecendo o crescimento do número de erros cometidos e de acidentes, que repercutem negativamente na qualidade e produtividade (Instituto Nacional de Seguridad e Higiene em el Trabajo, 2006).

De acordo com pesquisas, exposto a níveis de ruído excessivos, o organismo se põe em estado de alerta, preparando contra o ataque de um inimigo invisível, penetrante, que não deixa resíduo e não dá consciência às vítimas do mal. O cérebro acelera-se e os músculos consomem-se aparentemente sem motivo. Em consequência, sintomas cumulativos e secundários aparecem sorrateiramente, como por exemplo, aumento de pressão arterial, paralisações do estômago e do intestino, má irrigação da pele e até mesmo impotência sexual. Nos EUA, 33% da população sofre de distúrbios de sono, enquanto em São Paulo há mais do que o dobro (74%), tendo 51% persistente insônia, e o mais

agravante é que das vítimas apenas 10% possuem consciência da causa externa ser o ruído (Pimentel e Álvares, 1992).

Em outro trabalho mais recente Pimentel (2000) analisa o efeito do ruído no homem ao dormir e quando este está acordado. Durante o período de sono, é a audição, o segundo sentido em quantidade de informação, que assume o controle para detectar qualquer sinal de perigo, e a perturbação pelo ruído é uma das mais críticas, porque o silêncio se faz necessário para o sono ocorrer na melhor qualidade. Caso contrário, mesmo dormindo, o organismo começa reagir gradualmente com seu alerta, e o indivíduo tende a acordar, acarretando piores desempenhos físicos, mental e psicológico. Em relação ao homem acordado, mostra-se que milhões de cidadãos passivos, principalmente dos países periféricos, estão ficando perturbados físico, mental e psicologicamente, além de surdos, perdendo a capacidade intelectual. O próprio desenvolvimento socioeconômico da sociedade mostra-se afetado pela incapacidade de compreender e reagir contra seus acusticamente poluídos meios urbanos, industriais e de lazer. Comenta-se, também, que durante as duas primeiras revoluções industriais os países não se importavam pela degradação dos ambientes sonoros. Entretanto, os países do 1º mundo logo perceberam a queda na produtividade e aumento de acidentes, e mudaram o rumo durante a terceira revolução industrial. Ao passo, que os países periféricos, industrializados ou urbanizados mais tardiamente, o ruído continua excedendo.

Com relação à comunidade circunvizinha, a Organização Mundial de Saúde (OMS) considera o ruído como uma das formas mais graves de agressão ao homem e ao meio ambiente, sendo que a exposição contínua a níveis de ruído superiores a 65 dB(A) resulta em perda de qualidade de sono, aumento do estresse e riscos de doenças, principalmente cardiovasculares. A OMS considera que "o estresse auditivo se inicia sob exposições de níveis de ruído de 55 dB (Machado, 1996 apud OIT, 1980)". Segundo Machado (1996), o excesso de colesterol liberado pelo ruído justifica resultados como os de um recente congresso na Alemanha em que populações submetidas a níveis entre 65 a 70 dB tiveram 10% a mais de enfarte, e entre as submetidas a níveis de 70 e 80 dB, 20%.

A Resolução CONAMA nº 1, de 8/3/90, estabelece que a emissão de ruídos em decorrência de quaisquer atividades industriais, comerciais, sociais ou recreativas, inclusive as de propaganda política, não devem ser superiores aos considerados aceitáveis pela Norma NBR 10.151 – "Avaliação do Ruído em Áreas Habitadas Visando o Conforto da Comunidade", da Associação Brasileira de Normas Técnicas – ABNT. Essa Resolução estabelece também que a execução dos projetos de construção ou de reformas de edificações para atividades heterogêneas, o nível de som produzido por uma delas não

poderá ultrapassar os níveis estabelecidos pela NBR 10.152 – “Níveis de Ruído para Conforto Acústico”, da Associação Brasileira de Normas Técnicas – ABNT.

Dentro desse contexto, umas das fontes de ruído em pauta são os compressores rotativos, os quais podem ser encontrados com constância em diversas localidades. Tais equipamentos são o coração de refrigeradores, ar condicionado, bombas e diversos outros equipamentos. Estima-se que em uma residência americana exista, em média, seis compressores em toda sua estrutura. Aplicações industriais utilizando compressores rotativos são inúmeras, com diversas configurações de funcionamento. Como um grupo, eles não são os maiores consumidores de energia, mas certamente geram poluição auditiva ao ambiente (Soedel, 2006).

Um tom puro e forte na frequência de 4 kHz normalmente é observado em compressores rotativos. Como o ouvido humano é sensível nessa frequência isso torna o ruído gerado pelo compressor um som muito desagradável (Bagepalli, 1989)

Malcolm, 2007, menciona que o som gerado por compressores rotativos depende da frequência de rotação e seus múltiplos, números de elementos rotativos, capacidade de fluxo, e outros fatores relacionados ao fluxo. Esses compressores são normalmente utilizados em aplicações com baixa taxa de fluxo volumétrico como refrigeradores e ar condicionado. Para maiores taxa de fluxo, as válvulas, fricção mecânica, e efeitos do fluxo diminuem a eficiência do compressor.

Em Kim *et al.* 2004, do ponto de vista do ruído, o compressor hermético rotativo é um dos componentes mais importantes numa unidade de refrigeração, uma vez que possui grande influência sobre o desempenho (eficiência) e os ruídos e vibrações do sistema. Ruído e vibrações ocorrem devido à pulsação do fluido durante o processo de compressão e devido a esforços dinâmicos desequilibrados. Com a finalidade de reduzir o ruído e a vibração, é necessário identificar suas fontes e caminho de transmissão e efetivamente controlá-los. Muitas abordagens têm sido utilizadas, a fim de identificar o caminho de transmissão de ruído de um compressor.

Várias pesquisas de controle de ruído têm sido realizadas em pequenos refrigeradores, ar condicionado e bombas, pois a produção em massa tornam os custos de pesquisa acessíveis, e os consumidores que comprem tais compressores estão muito conscientes do ruído que eles podem gerar. Algumas soluções são propostas para a redução do ruído gerado nesse equipamento:

- mudança do projeto da carcaça: o ruído gerado é proveniente da vibração, mudanças da resistência à flexão ou da espessura e rigidez da carcaça. Custo do re-projeto pode ser inviável;

- controle do espectro do fluido comprimido: ressonadores utilizados nas descargas são utilizados como filtros mecânicos e podem mudar a eficiência do compressor;
- mudanças nas folgas, tolerância, orifícios, mas reduzem a eficiência do motor.

Sabe-se que alterações de projeto, folgas, tolerâncias e outras modificações envolvem tempo e dinheiro, principalmente quando se tem uma linha de produção. Logo, um novo projeto, por menor que seja, deve ser justificado. No contexto dessas justificativas são utilizadas ferramentas computacionais que auxiliam no desenvolvimento de projetos, por meio de análises predefinidas, tais como: análises estáticas, dinâmicas, térmicas, magnéticas, de fluidos, de impacto e outras. Ou seja, as simulações são ferramentas poderosas para redução de custos de um projeto e tempo de lançamento do produto final.

Ainda, com relação ao produto final o segredo indubitavelmente está no investir do projeto, pois de 50 a 60 % do desempenho depende desta fase (Borges, 2009).

Sendo assim, faz-se clara a importância dos compressores na sociedade moderna, entretanto o ruído emitido por essa máquina além de complexo é preocupante. Tendo em mente que o som interfere de diversas maneiras no homem, se justifica o trabalho no tema de compressores rotativos, e mais especificamente na identificação das principais fontes de ruído. Também deseja-se modelar um compressor rotativo a fim de prever modificações no projeto.

Dessa forma a estrutura da dissertação será da seguinte forma:

No Capítulo 2 apresenta-se uma revisão teórica sobre o funcionamento dos compressores rotativos, bem como os trabalhos que foram desenvolvidos na área em estudo.

No Capítulo 3 há uma modelagem analítica das partes móveis do compressor, conduzindo as relações cinéticas e equações do movimento.

No Capítulo 4 é realizado um modelamento do sistema em análise multicorpos. No qual apresenta-se as principais características e parâmetros pertinentes ao compressor rotativo.

No Capítulo 5 propõe-se as metodologias e procedimentos experimentais utilizadas na identificação das principais fontes de ruído. Dispõe-se também os ensaios realizados no modelo multicorpos.

No Capítulo 6 são mostrados os resultados referentes aos experimentos propostos e toda a análise das principais fontes de ruído.

No Capítulo 7 avalia-se o modelo multicorpos qualitativamente, e representa-se o sistema de compressão de um compressor.

Por fim, tem-se no Capítulo 8 as principais conclusões referente a todo o trabalho desenvolvido.

CAPÍTULO II

RUÍDO EM COMPRESSORES ROTATIVOS

Gerges, 2000, menciona que o entendimento físico das fontes geradoras de ruído e a dinâmica de cada máquina, junto com as principais técnicas de controle, é a melhor ferramenta para especificação, projeto e solução do problema de ruído das máquinas. Dessa maneira apresenta-se nesse capítulo o funcionamento de um compressor rotativo, bem como alguns trabalhos já desenvolvidos, por diversos autores, no assunto em pauta.

2.1. Compressor rotativo

O compressor é um equipamento industrial concebido para aumentar a pressão de um fluido em estado gasoso. Num sistema de refrigeração é responsável por receber o refrigerante que está em baixa pressão vindo do evaporador e elevar a pressão do mesmo. A Fig. 2.1 traz um exemplo de compressor rotativo com as principais peças nomeadas.

O processo de elevação da pressão do fluido refrigerante inicia-se pela alimentação do compressor. O fluido em baixa pressão é admitido no acumulador de sucção, onde alguns filtros minimizam as flutuações do refrigerante admitido. Em seguida o refrigerante é lançado pelo adaptador de sucção na região do *kit*, Fig. 2.2.

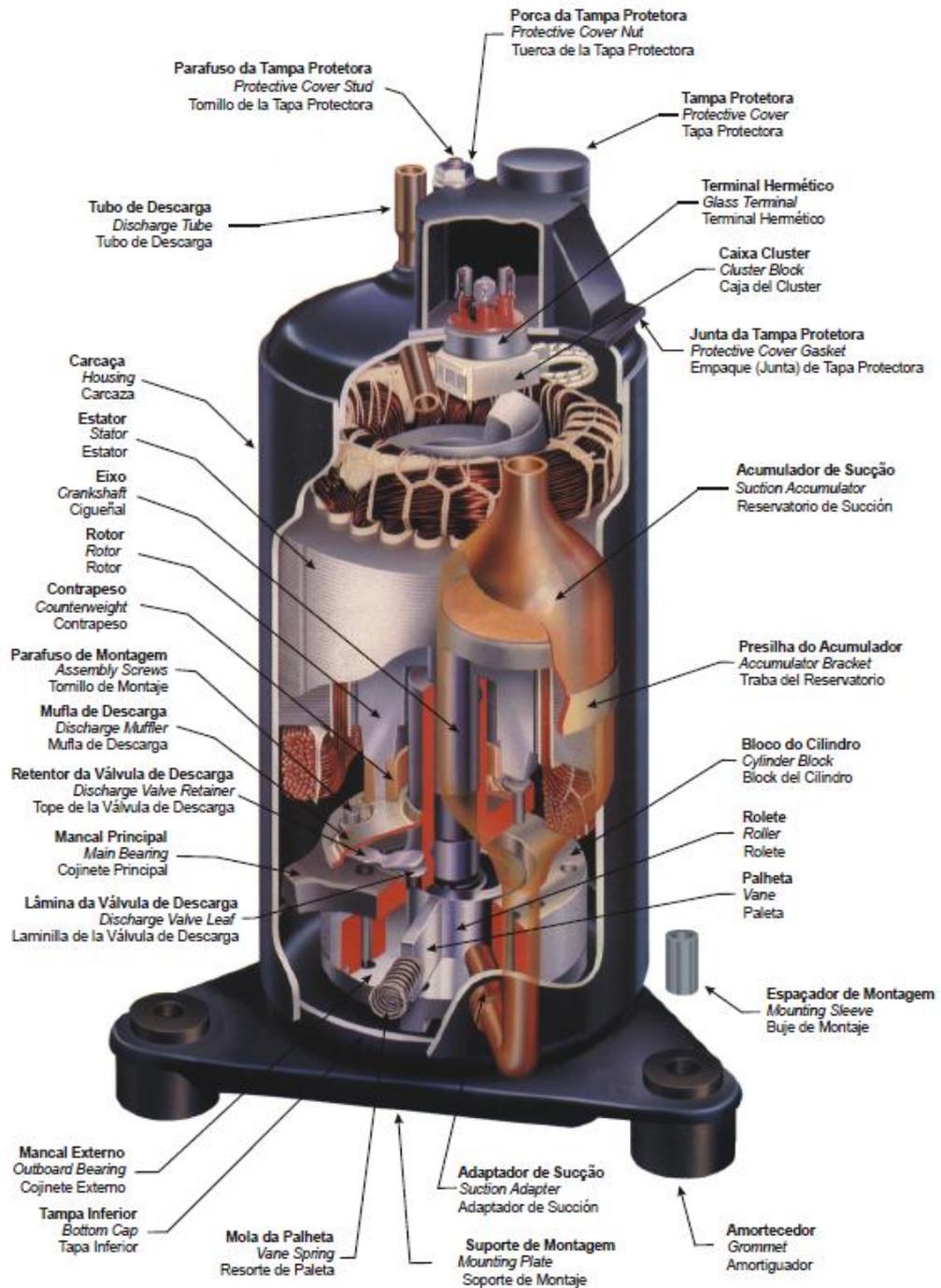


Figura 2.1 – Compressor rotativo modelo RG da Tecumseh.

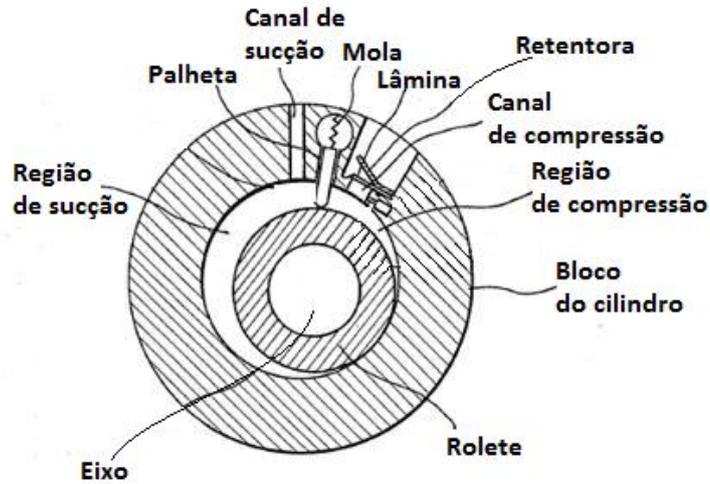


Figura 2.2 – Região do *kit* do compressor rotativo.

O *kit* mencionado acima é constituído pelos elementos mola, palheta, rolete, eixo, bloco de cilindro, lâmina de descarga e retentora. O eixo com uma frequência de rotação a 60 Hz promove o movimento do rolete, que está posicionado numa excentricidade do eixo. Visto que a palheta, situada no rasgo da palheta do bloco do cilindro, está sempre em contato com o rolete. Delimitando duas regiões: sucção e compressão. Essas regiões devido ao mecanismo de funcionamento apresentam mudança de volume. Em seguida tem-se a Fig. 2.3 a ilustrar a variação desses volumes de acordo com a orientação do eixo.

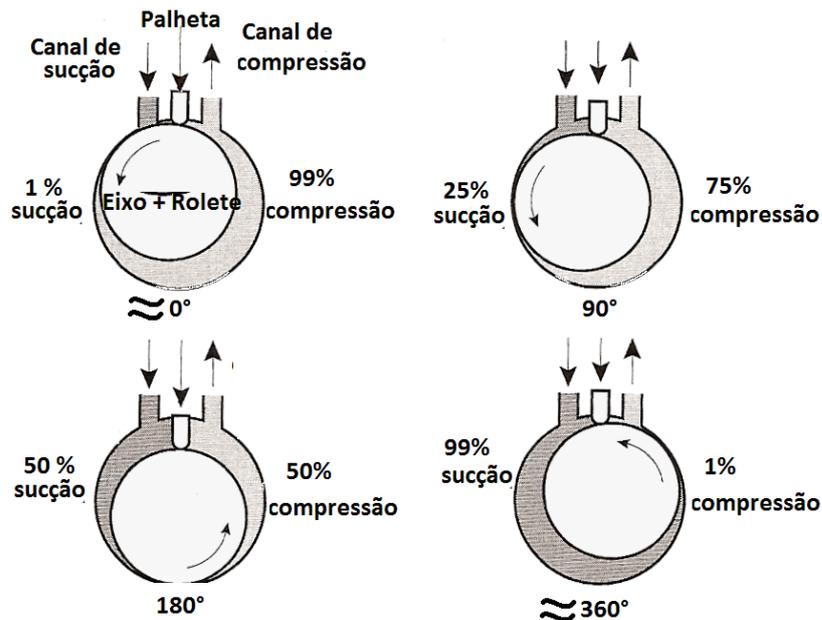


Figura 2.3 – Variação dos volumes de sucção e compressão.

Desse modo a região de sucção está sempre alimentada pelo fluido refrigerante em baixa pressão, e mesmo com variação do volume a pressão mantém-se constante. Quando o volume de sucção atinge 100 %, passa-se a chamar volume de compressão, pois neste instante não há mais fluido refrigerante para a sua alimentação. E devido ao mecanismo do sistema a região de compressão começa-se a diminuir seu volume, assim o fluido antes em pressão constante inicia a elevação de sua pressão. Ao atingir a máxima pressão desejada o fluido promove a abertura da lâmina da válvula de descarga.

Em seguida, o fluido em elevada pressão percorre pela mufla de descarga, que tem por função reduzir as flutuações do fluido. Posteriormente, é lançado na região interna do compressor e coletado no tubo de descarga. A pressão coletada é nomeada de pressão de descarga, que é a máxima pressão obtida no processo de compressão. Essa pressão em conjunto com uma mola (Fig. 2.2) tem por função auxiliar a palheta a manter contato com o rolete.

2.2. Trabalhos desenvolvidos em compressor rotativos

A introdução de uma região entre a câmara de compressão e a válvula de descarga, em conjunto com um ressonador de Helmholtzs, reduz o ruído de alta frequência gerado pelo compressor, pelo fato de diminuir as pulsações no fluido (Kiyoshi, 1981).

Nos compressores herméticos rotativos observa-se variação da rotação do rolete durante a compressão. Tal fato justifica-se pelo escorregamento do motor de indução que está acoplado ao eixo. Como consequência há variação da força de compressão, que por sua vez é a causa da pressão de pulsação. Simultaneamente, variações do fluxo irregular, composto da mistura de óleo e fluido, induzem grandes variações na pressão interna durante a compressão. O que resulta no aumento da pressão de pulsação devido às condições internas do cilindro e do processo de descarga do refrigerante.

Segundo Kiyoshi, na presença do ressonador, a pressão de pulsação é aliviada pelo conjunto. A Fig. 2.4 mostra uma curva de pressão por ângulo de manivela para o sistema com presença e ausência do ressonador.

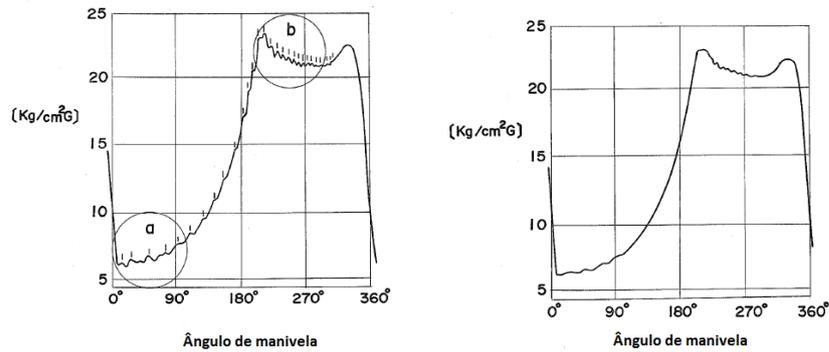


Figura 2.4 – Pressão durante um ciclo completo, ausência (à esquerda) e presença (à direita) do ressonador (Kiyoshi).

Observa-se a existência da pressão de pulsação principalmente nas regiões a e b, sem a presença do sistema proposto. Com a presença do ressonador ocorre o alívio dessa pressão durante todo o processo de sucção e compressão.

Entretanto, há diferentes combinações e proporções do volume do ressonador. Na Fig. 2.5 tem-se um estudo da eficiência, do volume do ressonador e do Nível de Pressão Sonora (NPS).

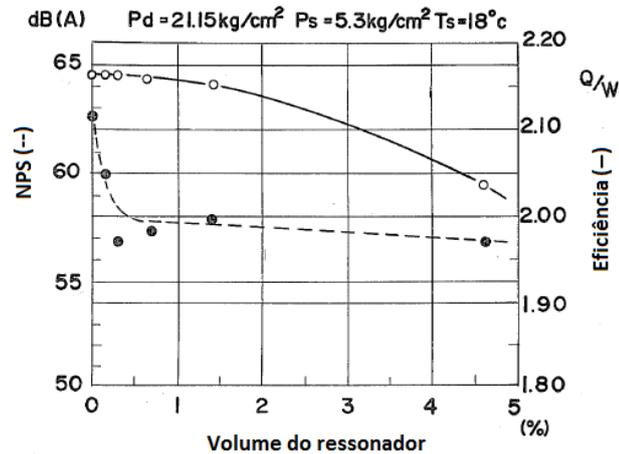


Figura 2.5. Comparativo entre NPS, eficiência e volume do ressonador (Kiyoshi).

Para as condições de pressão e temperatura em análise, observa-se que a maior eficiência ocorre na situação da ausência do ressonador, mas nesse caso ocorre também o maior NPS. Quanto maior a relação do volume do ressonador pelo volume máximo de sucção, menor será o NPS, porém a eficiência diminui mais rápido que a queda de ruído.

Por fim, a melhor situação é aquela inicialmente analisada, onde o volume do ressonador iguala-se a 0,6% do volume máximo de sucção, pois na primeira situação o ruído apresenta-se com uma queda rápida e pouquíssima perda de eficiência.

Já Bagepalli (1988), em sua patente, propõe uma nova orientação na palheta, de forma que o componente da força F , que é perpendicular ao movimento da palheta, possa ser reduzido. Assim, inclina-se a palheta em direção à câmara de alta pressão de modo que resulte em um componente de força perpendicular menor na direção do movimento. Ajustes são realizados com o objetivo de minimizar atrito em regiões não desejadas, como por exemplo, da palheta com o bloco de cilindro. A Fig. 2.6 ilustra a situação proposta pelo autor.

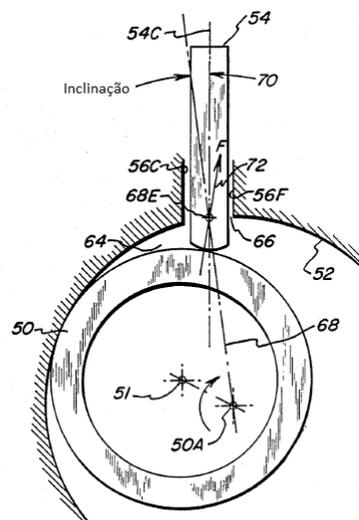


Figura 2.6 – Representação da palheta inclinada num compressor rotativo (Bagepalli).

A estrutura do compressor vibra principalmente devido à pressão do fluido na câmara de compressão. Nos compressores rotativos com palheta a pressão do fluido chega a 200 psi, com uma velocidade de 140 m/s e temperatura da ordem de 150°C. Assim, a máxima pressão sonora gerada pode chegar a 120 dB. Embora muflas de descarga possam atenuar o ruído gerado, a pressão do fluido também excita as partes mecânicas da estrutura e muita energia de vibração chega à carcaça gerando ruído para o meio externo (Jeung, 1988).

O modo mais eficiente de controlar o ruído gerado pelos gases, segundo Jeung, consiste em controlar seus espectros, via ressonador de Helmholtz, o qual funciona como um filtro corta faixa, no caso específico para a frequência de 4 kHz. Apesar da proposta do autor mostrar-se atrativa deve-se considerar a perda da eficiência do compressor.

adicional para o motor do compressor. Entretanto, seu resfriamento em conjunto com o óleo resulta em uma maior eficiência do conjunto como um todo.

Em relação aos atritos e choques internos, Bagepalli, 1989, observou ruído em todo espectro de frequência, com destaque para um tom puro e forte em 4 kHz, e propôs reduzir o ruído desagradável, do compressor rotativo ao introduzir cavidades na palheta e no rolete, conforme Fig. 2.8. Essa operação resultou em menor rigidez no impacto das superfícies e uma maior compliância. Compliância refere-se à habilidade da superfície de um componente em resistir ou deformar sob carga, sem causar movimento de outras partes do componente.

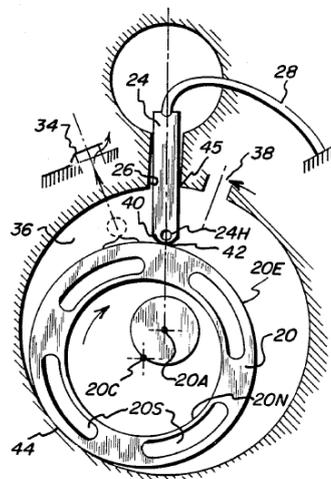


Figura 2.8 – Exemplo de compressor rotativo com a geometria de palheta e rolete proposta por Bagepalli.

Como resultado Bagepalli não eliminou o impacto entre esses componentes, mas modificou a frequência de atuação deles. Por exemplo, ao introduzir a cavidade na palheta o ruído antes presente em 5 kHz passou a atuar na frequência de 2,5 kHz. Em outra situação, preencheu-se a cavidade com material de diferentes tipos, como polímeros, cerâmicas e outros metais, e a frequência de impacto modificou-se para 10 kHz, a qual pode-se considerar interessante para algumas aplicações.

As válvulas retentoras são utilizadas com a finalidade de proteger as válvulas da tensão limite, por meio da limitação do movimento da válvula. Sabe-se que sem essa peça a válvula pode sofrer deslocamentos excessivos. Entretanto, o impacto desse elemento com a válvula pode ser uma fonte de ruído significativa (Alexander, 1993).

De acordo com Alexander para reduzir esta energia de impacto duas soluções são propostas. A primeira baseia-se num perfil de válvula com baixo deslocamento, então o impacto ocorre com uma pequena quantidade de energia cinética. Outro método proposto

seria um perfil com grande deslocamento, e assim o impacto ocorre quando grande parte da energia cinética está convertida em energia de deformação da válvula.

No mesmo ano Aldo (1993) projeta um perfil de retentora onde permite-se contato contínuo e progressivo da válvula com a retentora. Um contato gradual e suave durante um longo período de tempo transmite menos energia na região de alta frequência do espectro e deflete menos do que um contato com um pequeno espaço de tempo a alta velocidade.

Já David, 1994, menciona que o ruído gerado pela válvula ocorre em grande parte pelo contato na ponta do perfil da retentora em vez de ser por toda sua extensão. Por este motivo, propõe-se uma válvula retentora com dois raios diferentes, um responsável pela parte livre da válvula e outra pela que sofre deflexão. Os raios da retentora são tangentes em suas transições. Assim, faz-se o impacto ocorrer através de todo o perfil da retentora, e impede o impacto prematuro na ponta da retentora, conforme mostrado na Fig. 2.9.

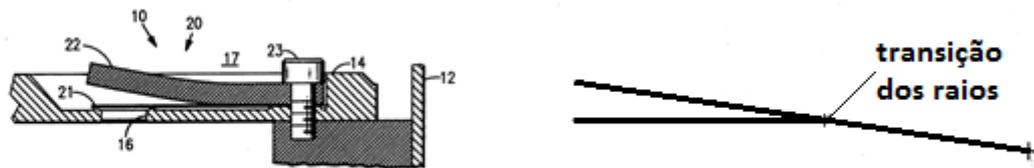


Figura 2.9 – Retentora à esquerda e raios da retentora à direita (David).

De acordo com Hwang (1996), nos compressores herméticos com mufla as ressonâncias de modos do fluido formam-se pela pulsação do fluido em certas frequências (abaixo de 1000 Hz), que produz ondas reflexivas por toda circunferência interna da carcaça ou no suporte do compressor. Essa ressonância ocorre no espaço anular entre a mufla e a carcaça.

Em seu trabalho, a inibição da formação de ondas reflexivas resulta numa menor amplitude das baixas frequências. Basicamente, duas saídas posicionam-se na superfície perpendicular da mufla para que o fluido vindo dessas possa sair num mesmo plano, mas em direção circunferencialmente oposta. A distância entre as saídas deve ser de $\frac{1}{4}$ a $\frac{1}{2}$ do comprimento da onda refletida que cria a ressonância dos modos sonoros e o posicionamento deve-se ocorrer face a face de forma que as fases entre as ondas reflexivas seja 180° , também conhecida como forma destrutiva de ondas. A Fig. 2.10 ilustra o posicionamento dessas saídas. Essa configuração resulta no encontro das ondas defasadas de 180° , de modo destrutivo, que reduz o ruído gerado na situação descrita.

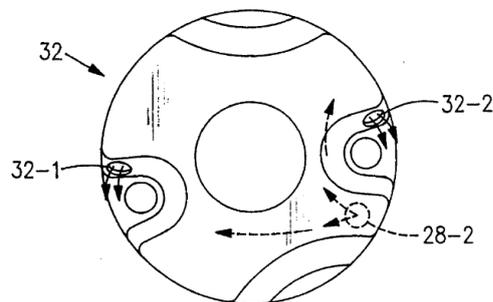


Figura 2.10 – Posicionamento das saídas na mufla de um compressor rotativo (Kim).

Em 2002, Glen realizou um estudo para determinar as características da válvula de descarga. Na Fig. 2.11 mostra-se os resultados de simulação com o comportamento da pressão na câmara de compressão (— · — · —), na sucção (- - -) e deslocamento da válvula (—), em função do ângulo da manivela. Observa-se que a válvula começa a abrir quando o ângulo possui valor igual a 262° e há um intervalo de 10° para estabilizar-se, durante o qual a válvula atinge valor pico e a câmara aumenta sua pressão para o valor máximo. Uma válvula ideal não possuiria tal intervalo e se abriria instantaneamente. O processo de descarga então inicia-se com a válvula totalmente aberta com valor de ângulo da manivela igual a 272° . A válvula começa a fechar próximo de 314° , a oscilação da pressão do cilindro e a taxa de fluxo criam variações na linha de pressão, que se traduz em descargas fora do tempo, consumo de energia e geração de ruído. Nota-se que a válvula fecha antes do ciclo de descarga terminar e reabre ligeiramente depois, esse fenômeno foi apontado por vários outros investigadores.

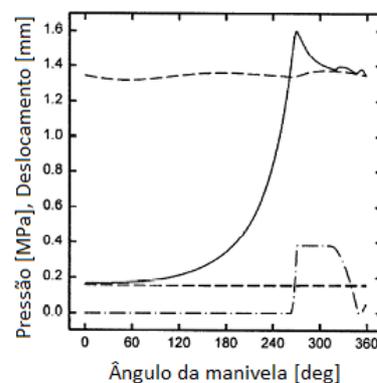


Figura 2.11 – Simulação mostrando o comportamento da pressão na câmara de compressão (— · — · —), na descarga e sucção (- - -) e deslocamento da válvula (—), em função do ângulo da manivela (Glen).

Em 2002, Lee desenvolveu, em uma patente, a introdução de fibras alinhadas na direção do movimento linear em uma palheta, Fig. 2.12. Isto resultou em uma maior resistência a abrasão e aumento do coeficiente de amortecimento (menor energia de vibração). Também, a redução do peso implica num movimento linear mais suave, reduzindo assim o ruído gerado.

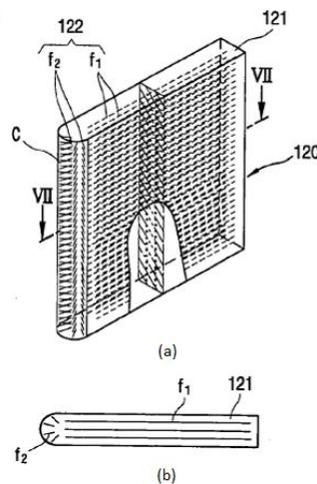


Figura 2.12 – Disposição das fibras presentes numa palheta (Lee).

Seon-Woong Hwang e outros autores (2004) utilizam-se da Análise Estatística Energética (SEA) para rastrear o fluxo de energia no compressor e identificar as vias de transmissão da fonte de ruído para o campo de som exterior. Concluíram que entre os componentes do compressor avaliados, o cilindro tem o maior fator de amortecimento. A energia flui mais facilmente do cilindro para a carcaça do que no sentido inverso. O efeito da vibração na carcaça do compressor é dominante, por exemplo, nas bandas de 1 e 4 kHz. Radiação de ruído pode ser minimizada variando a forma da carcaça via projeto SEA. É possível usar SEA como um instrumento para analisar o ruído gerado por um compressor rotativo nas bandas de alta frequência.

Soedel, 2006, apresenta uma visão geral dos compressores rotativos, pode-se considerar o processo de compressão isoentrópico devido à alta rotação, próxima de 3600 rpm, que não permite tempo suficiente para que a transferência de calor aconteça.

As válvulas durante o processo de descarga apresentam agitações que introduzem ondulações no diagrama de pressão-tempo, fenômeno também observado por Glen, 2002 (Fig. 2.11). Essas variações de pressão adicionam componentes em sua frequência. O ruído originado nas válvulas deve-se à intermitente natureza do processo de descarga e sucção,

mesmo com a ausência das válvulas. No domínio do tempo, observa-se o fluxo do fluido como uma função periódica que se decompõe em componentes de Fourier, os quais por sua vez produzem som por radiação direta ou pelas interações do processo de sucção e compressão com ondas sonoras e suas ressonâncias.

As flutuações na válvula são causadas por dois possíveis mecanismos. Primeiro, o fato de a válvula abrir relativamente de repente implica que irá oscilar como um sistema excitado por uma função do tipo impulso. Em algumas condições, chega-se a ter nessa configuração uma amplitude duas vezes maior do que quando ela é aberta lentamente. O outro mecanismo chama-se efeito de Bernoulli. Uma pressão negativa desenvolvida na válvula tende a retardar sua abertura até que a pressão do cilindro aumente para superar a nova situação, portanto, forçando a abertura tardia com alta velocidade, ultrapassando a posição de equilíbrio e gerando ruído do tipo tonal. Ainda, o efeito da mola presente na válvula implica em um fechamento prematuro, pois não se descarrega o fluido completamente, acarreta-se então o efeito Bernoulli do próximo ciclo.

Sabe-se que o ruído gerado por válvulas não produz-se somente por flutuações, mas também pelo seu impacto. Tal fato ocorre durante o processo de abertura, quando a válvula atinge a retentora ou o assento no processo de fechamento. Esses impactos excitam os componentes do compressor, que por sua vez transmitem vibrações para o refrigerante e a carcaça.

Segundo o autor, no momento em que a frequência natural do acumulador coincide com a da carcaça, gera-se altas vibrações e aumenta-se o ruído. As frequências naturais do fluido no interior da carcaça são muito menores que as da carcaça. Entretanto, não faz-se necessário entrar em ressonância para emitir ruído. O processo de soldagem introduz tensão residual na carcaça, o que modifica as frequências naturais. Ainda, depende-se das condições de soldagem, as regiões de ressonância podem aumentar ou diminuir.

Na carcaça podem-se ter vibrações significativas em frequências não naturais caso a excitação for suficientemente alta. Esse caso envolve os chamados modos de movimento do fluido (*sloshing gas modes*), os quais ao serem excitados pelas pulsações do fluido de sucção, adicionam-se uma amplitude na banda de 200 a 500 Hz, e a primeira frequência natural da carcaça localiza-se entre 900 a 1200 Hz.

Tem-se que a contribuição do óleo ainda não foi estudada completamente, mas acredita-se que o reservatório de óleo com bolhas atua como um absorvedor dinâmico entre a carcaça e o reservatório. Tal fato é traduzido em modelos, que devido a presença do óleo, apresentam resultados da análise modal da carcaça mais precisos.

Malcolm, 2007, menciona que a principal fonte de ruído nos compressor é dada pela variação da pressão, que cria-se entre a sucção e descarga do coletor. Essa flutuação de

pressão excita a carcaça e qualquer outra estrutura acoplada a ela, causa-se vibração e conseqüentemente radiação sonora. Outro ponto abordado pelo autor refere-se as lâminas das válvulas de descarga, que possuem mecanismos de mola para certificar-se que permaneçam fechadas quando necessário. Infelizmente, essas válvulas tendem a sofrer pequenos deslocamentos, o que introduz módulos adicionais de pressão na pressão fluante do compressor, o que resulta em um acréscimo de ruído gerado pelo compressor. Além do ruído gerado pelo impacto dessas no processo de fechamento.

As pressões flutuantes na câmara de fluido ocorrem nas frequências forçadas e seus múltiplos, as quais são geradas pela bomba do compressor. Um volume de fluido possui sua própria frequência natural. Se as frequências forçadas coincidem com a frequência natural do fluido acontece o fenômeno da ressonância, o qual pode forçar a carcaça e o suporte do compressor a vibrar. Ressalta-se que a frequência natural do fluido faz-se dependente da temperatura do mesmo. Assim após o compressor entrar em regime permanente essa frequência pode mudar.

Em um estudo de Malcolm, as magnitudes das vibrações foram mapeadas na superfície da carcaça. Observou-se elevados níveis de vibração em diferentes frequências na região em cima e abaixo do estator do motor, na presilha do acumulador, e próximo às soldas da linha de sucção. Três métodos foram aplicados com o intuito de reduzir vibrações e do ruído gerado:

- Amortecedores de vibrações ao redor do suporte do compressor, próximo às regiões com alta magnitude de vibração, resultaram numa redução de 2.5 dB(A).
- Mudanças na geometria do canal com o intuito de um fluxo mais suave resultaram numa melhora de 2 dB(A). As mudanças consistiram numa seção mais estreita e menor agindo como um difusor, além de uma maior simetria do canal de entrada com relação à parede do cilindro.
- Re-projeto do rotor e do mancal do virabrequim feito com material poliamida resultaram na redução de 2 dB(A).

Observa-se, na Fig. 2.13, um aumento do nível de pressão sonora da ordem de 5 dB nas baixas frequências, próximas a 160 Hz. Entretanto, acima de 250 Hz nota-se uma redução na maioria das faixas de frequências, com diferenças da ordem de 7 dB nas faixas de 4000 e 6300 Hz.

Nota-se em HVAC(2008) que as principais fontes de ruído nos compressores rotativos devem-se as turbulências internas, os impactos das válvulas, os atritos e o motor elétrico. Obtém-se uma maior eficiência mecânica nos compressores minimizando as perdas por atrito. Tais perdas ocorrem nos mancais, no movimento e impactos da palheta e do rolete, ou seja, dependem da geometria do compressor.

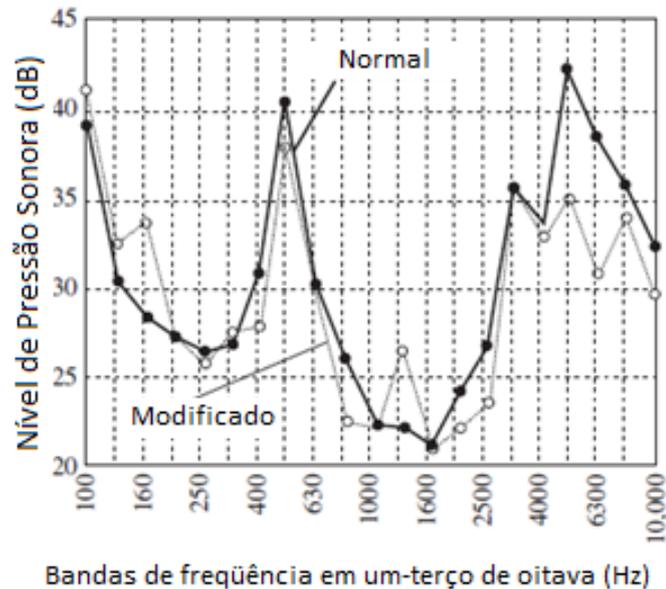


Figura 2.13 – Efeito do uso de mancais no ruído gerado pelo compressor (Malcolm).

Menciona-se ainda que o espectro sonoro de um compressor rotativo tornam-os bastante distinto. Com 60 revoluções por segundo, o som gerado na faixa de 600 a 900 Hz pode-se explicar pelo fluxo de fluido e sua pulsação, na faixa de 2000 a 2500 Hz pelos impactos da válvula, e acima de 3500 Hz principalmente devido à fricção. O espectro também depende da aplicação do compressor, conforme mostra a Fig. 2.14, na qual os espectros de ruído (em bandas de 1/3 de oitavas) de um compressor rotativo operam sozinho e montado em um refrigerador.

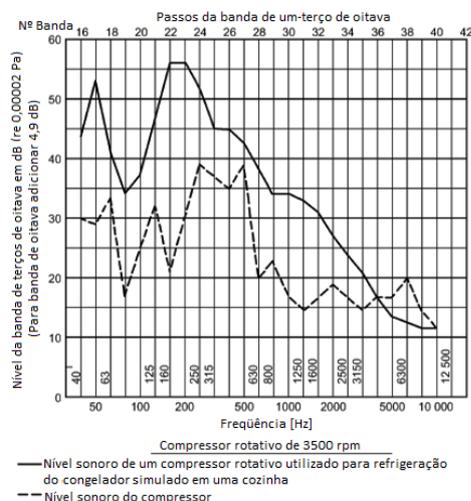


Figura 2.14 - Espectro de um compressor rotativo em dois ambientes diferentes (HVAC).

De acordo com a Figura 2.14 quando o compressor situa-se em seu ambiente de trabalho, apresenta maior NPS em todo seu espectro. Observa-se um aumento contínuo em toda faixa, com valores diferentes nas altas frequências (acima de 4000 Hz).

Ling (2008) observou que devido ao acumulador ser um dos componentes de grande volume no compressor rotativo, ele contribui de modo efetivo no ruído total. O acumulador é uma câmara de expansão de mufla com tubos internos, entretanto um pouco diferente das muflas. Percebe-se que devido a frequência da estrutura ser muito baixa, atinge-se facilmente sua ressonância. Assim torna-se necessário evitar a ressonância visto que a redução de ruído faz parte da diretriz do projeto. Baseado em análises experimentais e aproximações analíticas, demonstrou-se que o ruído gerado provém, principalmente, da sucção de fluido no acumulador. Também se observa a importância das vibrações das tubulações no interior do acumulador. Assim, propõem-se algumas adaptações no projeto do acumulador, como um prato para evitar a vibração do tubo interior, e resulta-se em reduções de 14 dB na banda de 425 Hz a 475 Hz e 1,5 dB no ruído total gerado pelo compressor.

Binsheng, 2008, avalia a influência do acumulador no ruído total. Realizou-se um experimento em que o nível de potência sonora com e sem o acumulador é medido, sendo os resultados mostrados na Fig. 2.15.

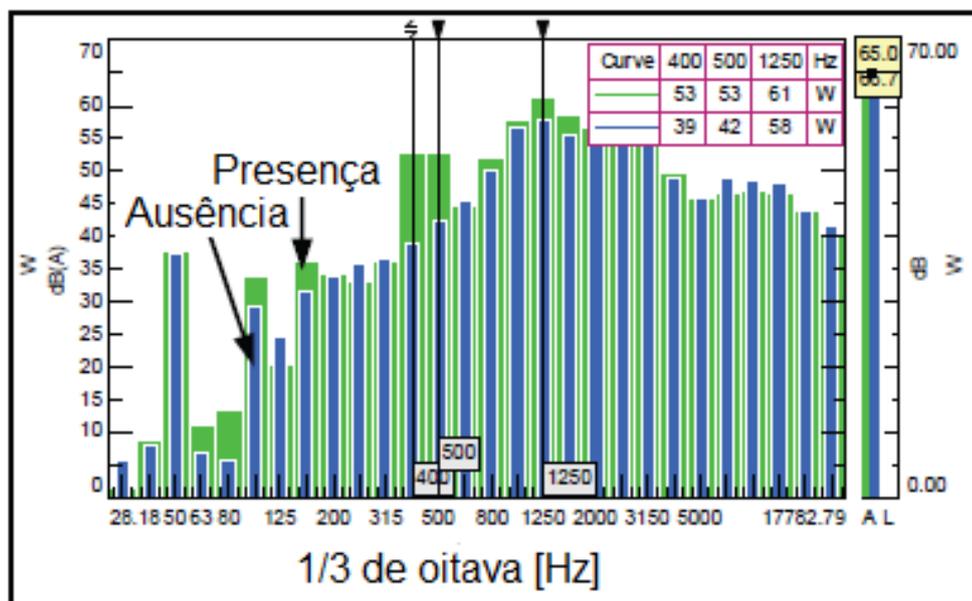


Figura 2.15 – Nível de potência sonora com e sem acumulador (Binsheng).

Analisando a figura, observa-se que a contribuição do acumulador ocorre nas frequências de 400, 500 Hz e de 1250 Hz, sendo que nesta última a contribuição é menos

significativa, uma vez que nas bandas de 400, 500 Hz essa contribuição chega a ser de até 10 dB(A).

Uma simulação utilizando o método dos elementos finitos, para a cavidade, mostrou que o segundo, o sétimo e o oitavo modo de vibrar têm frequências naturais muito próximas das frequências em estudo. Em seguida para avaliar a influência de tais modos, realizou-se uma modificação no acumulador. Primeiro adicionou-se um prato no acumulador para evitar os modos de vibrar via cavidade. Dos resultados observou-se que as frequências naturais de baixa ordem diminuem, entretanto as de alta ordem variaram muito pouco.

Na Fig. 2.16 é mostrado um comparativo antes e após a instalação do componente prato. Observou-se uma redução de ruído de 14 dB(A) nas bandas de 400 e 500 Hz, porém a modificação influencia muito pouco nos níveis de ruído de alta ordem, o que resulta numa diminuição do nível global de apenas 0,6 dB(A).

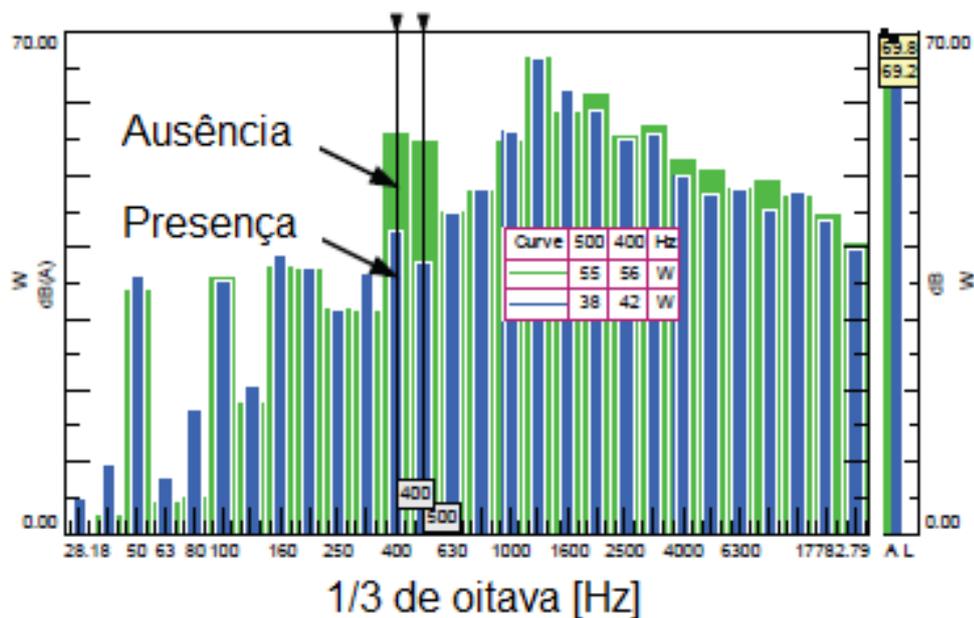


Figura 2.16 – Comparativa entre presença e ausência de prato (Binsheng).

Outro estudo realizado consistiu numa modificação no suporte do acumulador com a carcaça, onde se eliminou o suporte e efetuou a ligação via soldagem. Os resultados estão mostrados na Fig. 2.17.

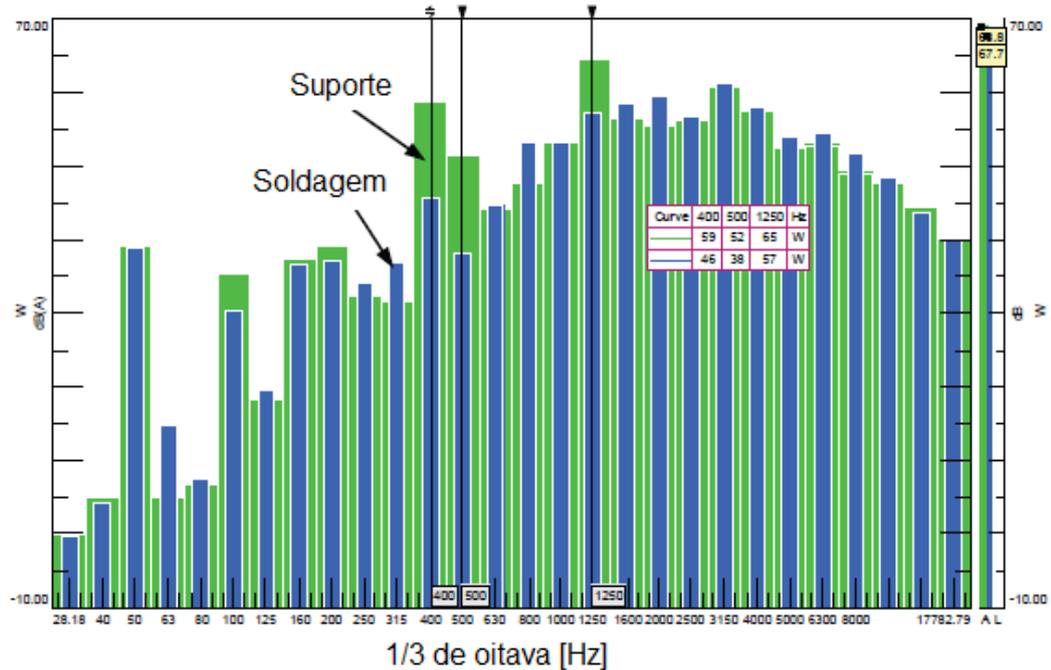


Figura 2.17 – Comparativa entre suporte e soldagem (Binsheng).

Observa-se na Fig. 2.17, que a modificação proposta resulta em uma redução de 13, 14 e 8 dB(A) nas frequências de 400, 500 e 1250 Hz respectivamente. Isto ocorre pelo fato dos modos de baixa ordem deslocarem-se para frequências mais altas.

Young-Jong et. al (2008) analisa que diferentes tipos de bocais na mufla de descarga influem no ruído gerado, Fig. 2.18. Ainda estuda a quantidade de fluxo em três configurações, pois quanto maior a quantidade de fluxo maior a energia consumida para realizar a mesma tarefa. Ao fim, a configuração referente ao terceiro layout de bocal é a que melhor reduz o nível de ruído gerado e utiliza menor quantidade de energia elétrica para realizar um ciclo, conforme Fig. 2.19.

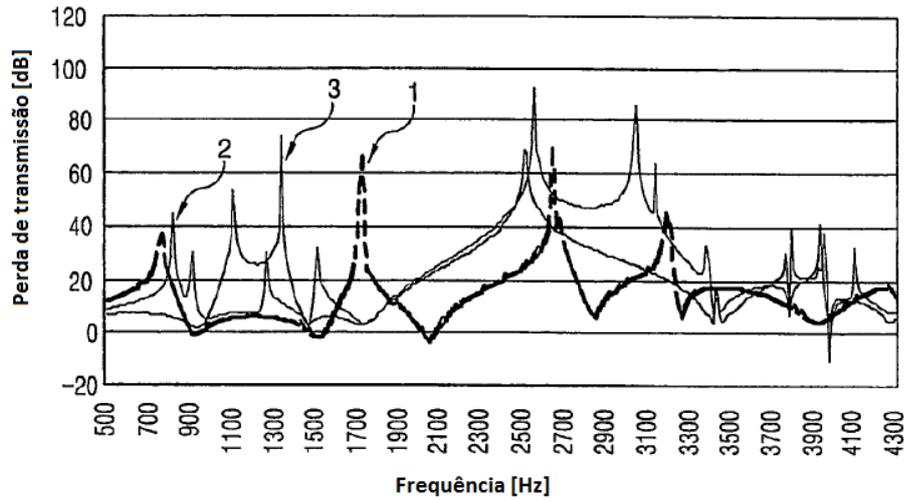


Figura 2.18 – Perda de transmissão para três configurações de bocal (Kim *et al.*).

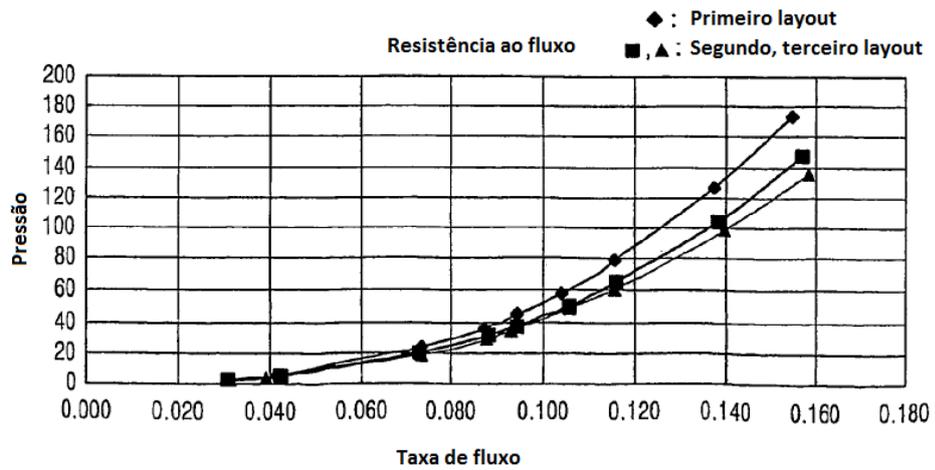


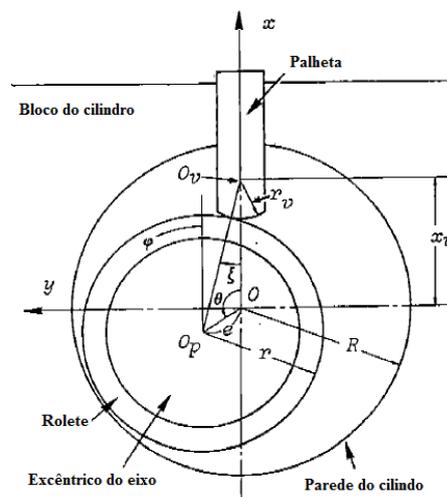
Figura 2.19 – Resistência ao fluxo para três configuração de bocal (Kim *et al.*).

CAPÍTULO III

MODELAGEM ANÁLITICA DO COMPRESSOR ROTATIVO

Nos compressores rotativos as vibrações mecânicas possuem amplitudes relativamente pequenas, quando comparadas com os compressores alternativos, sendo assim, adequado no uso de equipamentos de refrigeração. Aliado à sua grande demanda, um enorme esforço é realizado para reduzir a vibração e o ruído gerado por esses compressores. A fim de cooperar com tal situação, forças de inércia não balanceadas causadas pelo movimento das peças, e vibrações geradas por essas forças necessitam ser avaliadas (Kensaku *et al.*, 1982). Neste capítulo, um modelo analítico é apresentado com o propósito de obter as equações de equilíbrio das partes do compressor.

Kensaku em seu trabalho diz que os elementos móveis que constituem o compressor rotativo são: eixo, rolete e palheta. Com o objetivo de auxiliar o estudo das equações dos movimentos dessas peças é definido o sistema de coordenadas ortogonais e variáveis como mostradas na Fig. 3.1.



Figuras 3.1 – Coordenadas ortogonais e variáveis no compressor rotativo (Kensaku).

Os eixos x , y , z são fixos no cilindro, onde a origem coincide com o centro O do cilindro. O eixo x é coincidente com a linha de centro da palheta, já o eixo z é o mesmo do centro do eixo, por sua vez o eixo y é dado pelo produto vetorial entre z e x . As variáveis principais são o ângulo de giro θ do eixo e o ângulo de rotação ϕ do rolete. A distância x_v entre o centro O_v da palheta e o centro O , e o ângulo ξ formado entre os segmentos $\overline{O_v O_p}$ e $\overline{O_v O}$ são as variáveis auxiliares.

Já os ângulos θ e ϕ são definidos como positivo no sentido anti-horário, e ξ é positivo no sentido horário. Assumindo que a palheta está sempre em contato com o rolete, as variáveis x_v e ξ são dadas pelas seguintes relações:

$$(r_v + r)\text{sen}\xi = e \text{sen}\theta \quad (3.1)$$

$$x_v = (r_v + r)\text{cos}\xi + e \text{cos}\theta \quad (3.2)$$

onde r_v é o raio da ponta da palheta, r representa o raio externo do rolete e a excentricidade do centro do rolete é igual a e .

Com base no estudo de Kensaku serão apresentadas as equações de movimento de cada uma dessas peças.

3.1. Equação do movimento da palheta

Devido à elevada pressão presente na câmara de compressão, a linha de centro da palheta possui uma pequena inclinação no sentido horário, e, portanto, apresenta dois pontos de contato, G_1 e G_2 , com o bloco do cilindro, conforme Fig. 3.2.

A superfície delimitada de G_1 ao contato entre palheta e rolete B_p é empurrada pela pressão da câmara de compressão P_c , enquanto a superfície entre B_p e G_2 é pressionada por P_s , pressão da câmara de sucção, e a superfície restante, de G_1 a G_2 , é impelida pela pressão de descarga P_d .

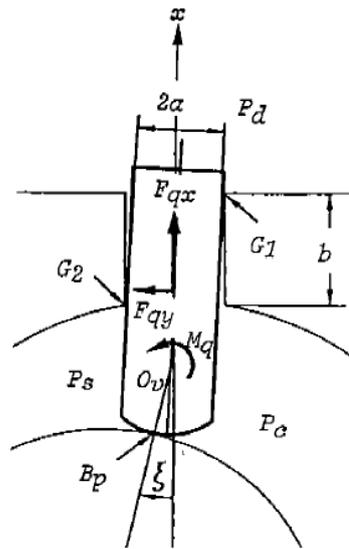


Figura 3.2 – Forças de fluido e momentos na palheta (Kensaku).

A resultante das forças em x e y geradas pelo fluido e momento, em relação ao ponto O_v , são representadas pelas Eq. 3.3 a 3.5.

$$F_{qx} = [-2aP_d + (a + r_v \text{sen}\xi)P_c + (a - r_v \text{sen}\xi)P_s]l \quad (3.3)$$

$$F_{qy} = [-bP_d + (R + b - x_v + r_v \text{cos}\xi)P_c - (R - x_v + r_v \text{cos}\xi)P_s]l \quad (3.4)$$

$$M_q = \{-b(R - x_v + b/2)P_d + [(R + b - x_v)^2 + a^2 - r_v^2]P_c/2 - E - [(R - x_v)^2 + a^2 - r_v^2]P_s/2\}l \quad (3.5)$$

onde a é a metade da espessura da palheta, b equivale ao comprimento de contato entre palheta e bloco de cilindro, R é o raio interno do bloco do cilindro e l representa a altura da palheta, que por sua vez é a mesma para o rolete e o bloco do cilindro.

Entretanto, existem mais forças atuantes na palheta. As forças normais F_{gn1} , F_{gn2} , F_{vn} e as forças tangentes F_{gt1} , F_{gt2} , F_{vt} aparecem nos pontos G_1 , G_2 e B_p , respectivamente, com direções conforme ilustradas na Fig. 3.3.

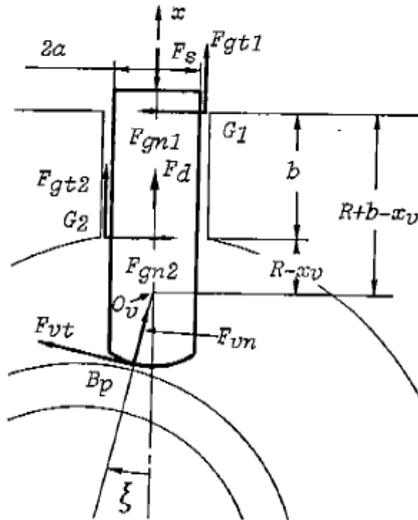


Figura 3.3 – Forças na palheta (Kensaku).

Já a força F_s gerada pela mola não-linear de rigidez k_{nl} e a força de fricção F_d devido à viscosidade do óleo entre mancal e palheta são dadas por:

$$F_s = k_{nl}(x_v - r + e) \quad (3.6)$$

$$F_d = \text{sinal}(-\dot{x}_v)\eta_o \dot{x}_v / \delta_{pb} \quad (3.7)$$

onde η_o é a viscosidade dinâmica do óleo lubrificante, δ_{pb} é a distância entre palheta e mancal, e sinal é a função que retorna o sinal do número real.

Uma vez que a palheta de massa m_v possui movimento na direção de x , a equação do movimento da mesma é:

$$m_v \ddot{x}_v = -F_s + F_{qx} + F_{gt1} + F_{gt2} + F_{vn} \cos \xi + F_{vt} \sin \xi + F_d \quad (3.8)$$

Na direção y e do momento em torno de O_v , pode-se obter as equações de equilíbrio da palheta, que são respectivamente:

$$F_{qy} + F_{vt} \cos \xi - F_{vn} \sin \xi + F_{gn1} - F_{gn2} = 0 \quad (3.9)$$

$$(R + b - x_v)F_{gn1} + aF_{gt1} - (R - x_v)F_{gn2} - aF_{gt2} + M_q - r_v F_{vt} = 0 \quad (3.10)$$

Considera-se a lubrificação limite entre os corpos palheta-roléte, assim a força de atrito F_{vt} no ponto B_p está sujeita à fricção de Coulomb. E, portanto:

$$F_{vt} = \text{sinal}(v_{bn})\mu_v F_{vn} \quad (3.11)$$

onde, μ_v é o coeficiente de atrito entre palheta-roléte e v_{bn} representa a velocidade de deslizamento do rolete e da ponta da palheta, a qual é dada pela seguinte equação:

$$v_{bn} = r\dot{\phi} - e\dot{\theta} \cos(\theta + \xi) - r_v\dot{\xi} \quad (3.12)$$

Já as forças de atrito F_{gt1} e F_{gt2} nos pontos G_1 e G_2 , podem ser obtidas pelo modelo do fluxo entre palheta-cilindro. Admite-se fluxo incompressível, laminar, estável e plenamente desenvolvido de viscosidade dinâmica η e que a palheta seja praticamente paralela à ranhura da palheta. Tem-se a seguinte equação do fluxo:

$$\frac{dp}{dx} = \eta \frac{\delta^2 u}{\delta y^2} \quad (3.13)$$

A Fig. 3.4 mostra as dimensões do canal de fluxo, a velocidade da palheta e as pressões das câmaras de sucção e compressão, bem como a pressão interna.

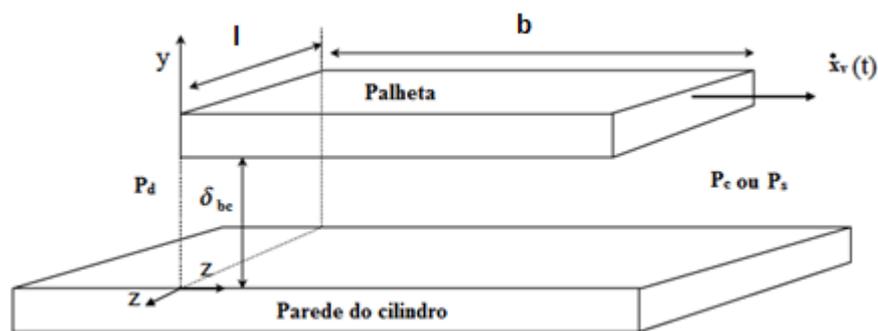


Figura 3.4 – Disposição da palheta com a parede do cilindro.

Da integral da Eq. 3.13, o perfil de velocidade desenvolvido é dado por:

$$u(y) = \frac{1}{2\eta} \frac{dp}{dx} y^2 + C_1 y + C_2 \quad (3.14)$$

As condições de contorno do perfil de velocidade são:

$$u(0) = 0 \quad (3.15)$$

$$u(\delta_{bc}) = \dot{x}_v \quad (3.16)$$

e aplicadas no problema, tem-se:

$$u(y) = \frac{1}{2\eta_o} \frac{dp}{dx} (y^2 - \delta_{bc}y) + \frac{\dot{x}_v}{\delta_{bc}} y \quad (3.17)$$

onde, δ_{bc} é a distância entre palheta e bloco de cilindro e o gradiente de pressão dp/dx é calculado separadamente para cada região. Na região de sucção e descarga, tem-se, respectivamente:

$$\frac{dp}{dx} = \frac{P_d - P_s}{b} \quad (3.18)$$

$$\frac{dp}{dx} = \frac{P_d - P_c}{b} \quad (3.19)$$

De posse do perfil de velocidade, a tensão cisalhante atuante na palheta pode ser calculada, segundo:

$$\tau = -\eta_o \frac{\partial u}{\partial y} \quad (3.20)$$

Obtém-se τ_{gt1} referente ao lado da compressão e τ_{gt2} para o lado da sucção, onde a derivada do perfil de velocidade em relação a y na posição da palheta é dada por:

$$\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{1}{2\eta_o} \frac{dp}{dx} \delta_{bc} + \frac{\dot{x}_v}{\delta_{bc}} \quad (3.21)$$

Então, as forças de atrito atuantes na palheta são expressas por:

$$F_{gt1} = bl\tau_{gt1} \quad (3.22)$$

$$F_{gt2} = bl\tau_{gt2} \quad (3.23)$$

onde τ_{gt1} é a tensão cisalhante referente ao lado da compressão e τ_{gt2} é a tensão cisalhante ao lado da sucção. E, uma vez analisada as forças de atrito nos pontos G_1 , G_2 e B_p , pode-se calcular as forças normais nesses pontos, conforme a seguinte relação:

$$\begin{bmatrix} F_{gn1} \\ F_{gn2} \\ F_{vn} \end{bmatrix} = [A]^{-1} \begin{bmatrix} m_v \ddot{x}_v + F_s - F_{qx} - F_{gt1} - F_{gt2} - F_d \\ -F_{qy} \\ -M_q - aF_{gt1} + aF_{gt2} \end{bmatrix} \quad (3.24)$$

onde $[A]$ é a matriz inversa de:

$$[A] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \cos\xi + \text{sin}al(V_{Bn})\mu_v \text{sen}\xi \\ 1 & -1 & \text{sin}al(V_{Bn})\mu_v \cos\xi - \text{sen}\xi \\ (R + b - x_v) & -(R - x_v) & -r_v \text{sin}al(V_{Bn})\mu_v \end{bmatrix} \quad (3.25)$$

3.2. Equação do movimento do rolete

O rolete possui a cada instante um ponto A_p que indica a menor distância com o cilindro. A palheta e esse ponto dividem o cilindro nas câmaras de sucção e compressão, onde cada câmara cria uma força, devida à pressão, no rolete. A Fig. 3.5 ilustra essas e outras forças presente na peça em questão, bem como os momentos.

A força resultante da pressão no rolete é dada pela seguinte equação:

$$F_p = 2rsen[(\theta + \xi)/2l(P_c - P_s)] \quad (3.26)$$

que possui direção perpendicular à linha $\overline{A_p B_p}$ e passa pelo centro do rolete O_p . As forças F_{vn} e F_{vt} atuam no ponto de contato B_p , com direções conforme Fig. 3.5.

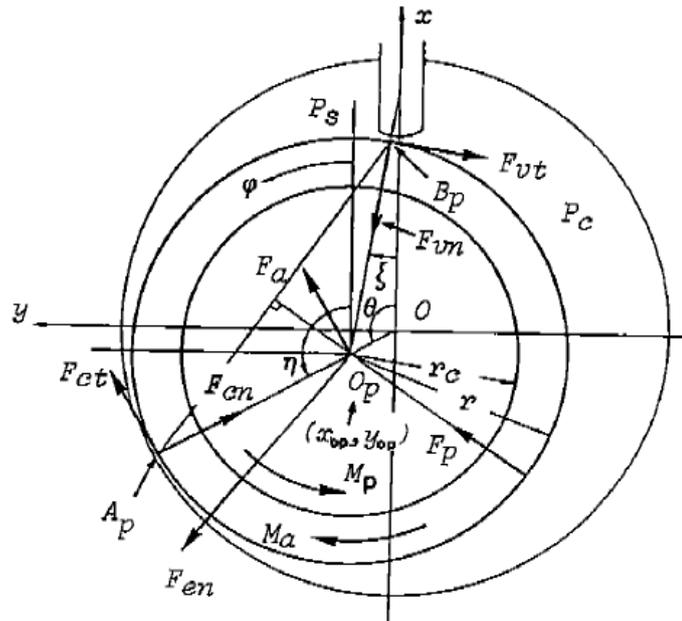


Figura 3.5 – Forças e momentos no rolete (Kensaku).

O espaço entre o rolete e o eixo é lubrificado pela bomba de óleo, e é, então, considerado que o estado de fricção pode ser obtido pela teoria de lubrificação de Sommerfield para mancais. Assim, o momento friccional M_p exercido no interior do rolete é:

$$M_p = C_f \eta_o r_c^2 v_{pe} l / C \quad (3.27)$$

onde, C_f é a constante de atrito do filme de óleo, C equivale à folga radial entre rolete e eixo e v_{pe} representa a velocidade de deslizamento do rolete no eixo, e é definido pela seguinte equação:

$$v_{pe} = r_c (\dot{\theta} - \dot{\phi}) \quad (3.28)$$

Da teoria de Reynolds para lubrificação de mancais planos, a força friccional F_{ct} aplicável no ponto A_p é obtida a partir da equação 3.14, onde as condições de contorno do perfil de velocidade são:

$$u(0) = 0 \quad (3.29)$$

$$u(\delta_{pc}) = v_{pc} \quad (3.30)$$

A velocidade na parede do bloco do cilindro é nula, já a velocidade do rolete resulta da velocidade angular do rolete e eixo.

$$v_{pc} = \dot{\theta}(r + e) - \dot{\phi}r \quad (3.31)$$

e aplicadas no problema, tem-se:

$$u(y) = \frac{1}{2\eta_g} \frac{dp}{dx} (y^2 - \delta_{pc}y) + \frac{v_{pc}}{\delta_{pc}} y \quad (3.32)$$

onde, η_g é a viscosidade dinâmica do fluido, δ_{pc} é a mínima distância entre o rolete e bloco de cilindro. O gradiente de pressão dp/dx é calculado separadamente para cada região. Na região de sucção e descarga, tem-se, respectivamente:

$$\frac{dp}{dx} = \frac{P_d - P_s}{B} \quad (3.33)$$

De posse do perfil de velocidade, a tensão cisalhante atuante na palheta pode ser calculada, segundo:

$$\tau_{ct} = -\eta_g \frac{\partial u}{\partial y} \quad (3.34)$$

onde τ_{ct} é a tensão cisalhante entre bloco do cilindro e rolete, e a derivada do perfil de velocidade em relação a y na posição da palheta é dada por:

$$\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{1}{2\eta_g} \frac{dp}{dx} \delta_{pc} + \frac{v_{pc}}{\delta_{pc}} \quad (3.35)$$

Então, a força de atrito atuante no rolete é expressa por:

$$F_{ct} = lB\tau_{ct} \quad (3.36)$$

onde B é o comprimento equivalente de rolete e bloco do cilindro.

Conhecido o coeficiente de atrito entre rolete e bloco do cilindro, μ_g , é possível calcular a força do filme de fluido pela seguinte relação:

$$F_{cn} = F_{ct}/\mu_g \quad (3.37)$$

Além disso, as forças de fricção F_a e momento M_a , que são originadas pela presença de óleo nas regiões superior e inferior do rolete com o mancal, possuem direção conforme Fig. 3.5 e valores expressos por:

$$F_a = 2\pi e \eta_o (r^2 - r_c^2) \dot{\theta} / \delta_{pb} \quad (3.38)$$

$$M_a = \pi \eta_o (r^4 - r_c^4) \dot{\phi} / \delta_{pb} \quad (3.39)$$

Por fim, de posse de todas as forças atuantes no rolete de massa m_p , as equações de equilíbrio das forças nas direções x e y são dadas pelas equações a seguir:

$$\begin{aligned} -m_p \ddot{x}_{op} + F_{en} \cos \eta - F_{vn} \cos \xi - F_{vt} \sin \xi - F_{cn} \cos \theta + \\ + F_{ct} \sin \theta + F_p \cos[(\theta - \xi)/2] + F_a \sin \theta = 0 \end{aligned} \quad (3.40)$$

$$\begin{aligned} -m_p \ddot{y}_{op} + F_{en} \sin \eta + F_{vn} \sin \xi - F_{vt} \cos \xi - F_{cn} \sin \theta - \\ - F_{ct} \cos \theta + F_p \sin[(\theta - \xi)/2] - F_a \cos \theta = 0 \end{aligned} \quad (3.41)$$

onde, (x_{op}, y_{op}) representam a posição do centro do rolete e são definidas por $x_{op} = e \cos \theta$ e $y_{op} = e \sin \theta$. Ainda, tem-se a presença da força de filme de óleo interna F_{en} , com direção definida pelo ângulo η passando por O_p , os quais, com base nas equações acima são definidas por:

$$\eta = \tan^{-1}(f_2/f_1) \quad (3.42)$$

$$F_{en} = \sqrt{f_1^2 + f_2^2} \quad (3.43)$$

com, f_1 e f_2 dadas conforme:

$$f_1 = (\cos \xi + \sin(\alpha_{Bn}) \mu_v \sin \xi) F_{vn} + F_{cn} \cos \theta - F_{ct} \sin \theta \quad (3.44)$$

$$\begin{aligned}
& -F_p \cos[(\theta - \xi)/2] - F_a \sin\theta - m_{pe}(\dot{\theta}^2 \cos\theta + \ddot{\theta} \sin\theta) \\
f_2 = & (-\sin\xi + \sin(\alpha(V_{Bn})\mu_v \cos\xi)F_{vm} + F_{cn} \sin\theta + F_{ct} \cos\theta \\
& -F_p \sin[(\theta - \xi)/2] + F_a \cos\theta + m_{pe}(-\dot{\theta}^2 \sin\theta + \ddot{\theta} \cos\theta)
\end{aligned} \tag{3.45}$$

Além disso, para o equilíbrio do momento no centro O_p do rolete, tem-se:

$$I_p \ddot{\phi} = r(F_{vt} + F_{ct}) + M_p - M_a \tag{3.46}$$

3.3. Equação do movimento do eixo

O eixo do sistema em estudo possui como força motora o torque gerado pelo motor elétrico. A Fig. 3.6 representa esse momento, bem como as outras forças externas presentes no eixo.

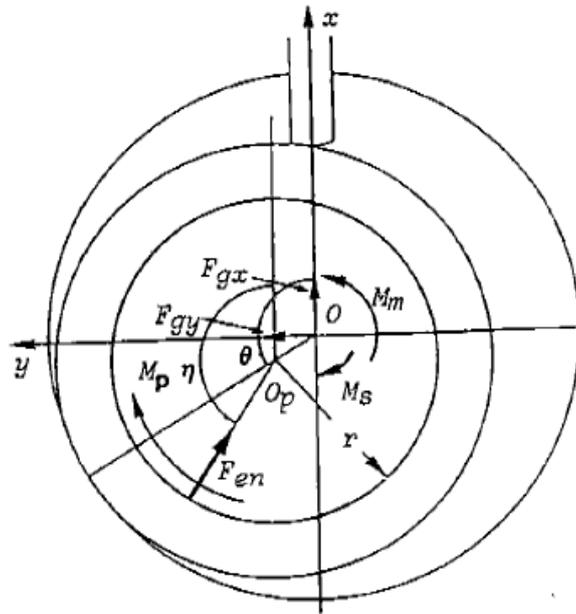


Figura 3.6 – Forças e momentos presentes no eixo (Kensaku).

Por outro lado, o momento friccional M_p calculado pela Eq. 3.27 trabalha no sentido horário. Já a força gerada pelo filme de óleo F_{en} passa pelo ponto O_p com direção dada por η (Eq. 3.42), e as forças de restrição F_{gx} e F_{gy} atuam no centro do eixo. Da equação de equilíbrio no eixo de massa m_c as forças F_{gx} e F_{gy} são obtidas por:

$$F_{gx} = m_c \ddot{x}_{oc} + F_{en} \cos \eta \quad (3.47)$$

$$F_{gy} = m_c \ddot{y}_{oc} + F_{en} \sin \eta \quad (3.48)$$

onde, (x_{oc}, y_{oc}) representa a posição do centro de gravidade do eixo, e pode ser encontrado segundo $x_{oc} = -\varepsilon \cos \theta$ e $y_{oc} = -\varepsilon \sin \theta$, e ε é a excentricidade do centro do eixo. Sabe-se que a distância do eixo com as partes limitadoras superiores e inferiores do bloco do cilindro é lubrificada pela bomba de óleo, portanto o momento friccional M_s aplicado no eixo é baseado na lubrificação de Sommerfeld:

$$M_s = C_{fs} \eta_o r_s^3 l \dot{\theta} / C_s \quad (3.49)$$

onde C_{fs} é a constante de atrito do filme de óleo e C_s equivale a folga radial entre eixo e mancal.

Do equilíbrio de momento em torno do centro do eixo, a equação de rotação do mesmo é obtida por:

$$I_c \ddot{\theta} = M_m - e F_{en} \sin(\eta - \theta) - M_p - M_s \quad (3.50)$$

Com o uso das Eq. 3.42 e 3.43 substitui-se F_{en} e η por termos equivalentes e a equação de rotação do eixo resulta em:

$$(I_c + m_p e^2) \ddot{\theta} = M_m + e F_{vn} \sin(\theta + \xi) - e F_{vt} \cos(\theta + \xi) - e F_{ct} - e F_p \sin[(\theta + \xi)/2] - e F_a - M_p - M_s \quad (3.51)$$

onde o segundo e terceiro termo do lado direito da equação representa o momento devido as forças de restrição e fricção.

E, portanto, de posse das equações de movimento das partes móveis da região do *kit* do compressor rotativo, bem como as forças que atuam em cada peça parte-se para a modelagem multicorpos.

CAPÍTULO IV

MODELAGEM MULTICORPOS DO COMPRESSOR ROTATIVO

Os sistemas multicorpos são ferramentas eficientes para simular problemas de dinâmica não-lineares de mecanismos, sendo a modelagem feita com corpos rígidos e flexíveis, juntas cinemáticas e elementos de força. A dinâmica de multicorpos é baseada na mecânica clássica e, na engenharia, se aplica a cálculos de comportamento de mecanismos (Soares, 2005). Segundo Soares, apud Huston & Kamman (2000), as questões mais importantes ao se utilizar simulação numérica de sistemas multicorpos são o quão bem o sistema multicorpos representa o sistema real, quanto eficiente é a simulação e quanta acuidade tem a simulação.

Sendo assim, o sistema real em estudo é dado pelo compressor rotativo do fabricante Tecumseh, mostrado na Fig. 4.1.

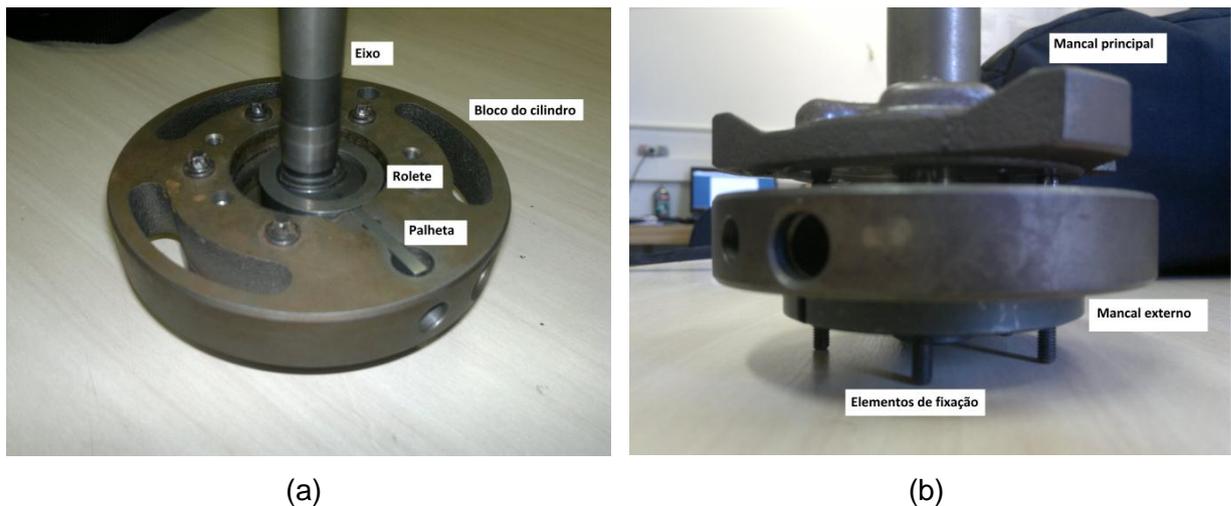


Figura 4.1 – Sistema real, *kit* do compressor rotativo.

Observa-se na Fig. 4.1 (a) a presença das peças eixo, rolete, palheta e bloco de cilindro, já na Fig. 4.1 (b) tem-se os elementos de fixação, bem como os mancais externo e principal.

Sabe-se que um bom modelo é aquele que consegue representar o sistema real da maneira mais simples possível. Conforme o Grupo de Ensino de Física da Universidade Federal de Santa Maria a qualidade de um modelo depende de certos fatores como, por exemplo, do número de hipóteses e proposições iniciais necessárias para construí-lo. Um bom modelo é aquele para o qual esse número é mínimo. Além disso, um bom modelo é aquele que explica o maior número possível de características das observações. Já realizadas sobre o comportamento do sistema em questão. Finalmente, um bom modelo deve ser capaz de predição. Em outras palavras, um modelo deve ser capaz de explicar não apenas as observações já realizadas, mas também as futuras observações sobre o comportamento do sistema em questão.

Para elaboração e construção do modelo multicorpos faz-se uso de duas ferramentas computacionais. A primeira, AutoCad®, é uma ferramenta do grupo CAD (desenho assistido por computadores ou do inglês computer aided design), a qual consiste em auxiliar na modelagem geométrica das peças rígidas do compressor rotativo. Já a segunda, MSC.visualNastran®, pertence ao grupo CAE (engenharia assistida por computador ou do inglês computer aided engineering), que é responsável pela modelagem das juntas cinéticas, elementos de forças e cálculo da dinâmica dos mecanismo.

Inicia-se, desse modo, a modelagem das peças rígidas eliminando os elementos de fixação e os mancais externo e principal. A não utilização dos elementos de fixação é justificada pelo fato da sua função de fixação, a qual pode ser substituída por condições de restrição no movimento, por exemplo, do bloco do cilindro. Já os mancais possuem a função de comportar o eixo, permitir movimento com um mínimo de atrito e delimitar o volume nas câmaras de sucção e compressão. Os volumes nas câmaras de sucção e compressão são calculados pela geometria do sistema, o atrito pode ser substituído por elementos de força e o apoio do eixo é assegurado por condições de restrição.

Portanto, o modelo geométrico é constituído pelo bloco do cilindro e os elementos móveis: eixo, rolete e palheta, conforme Fig. 4.2.

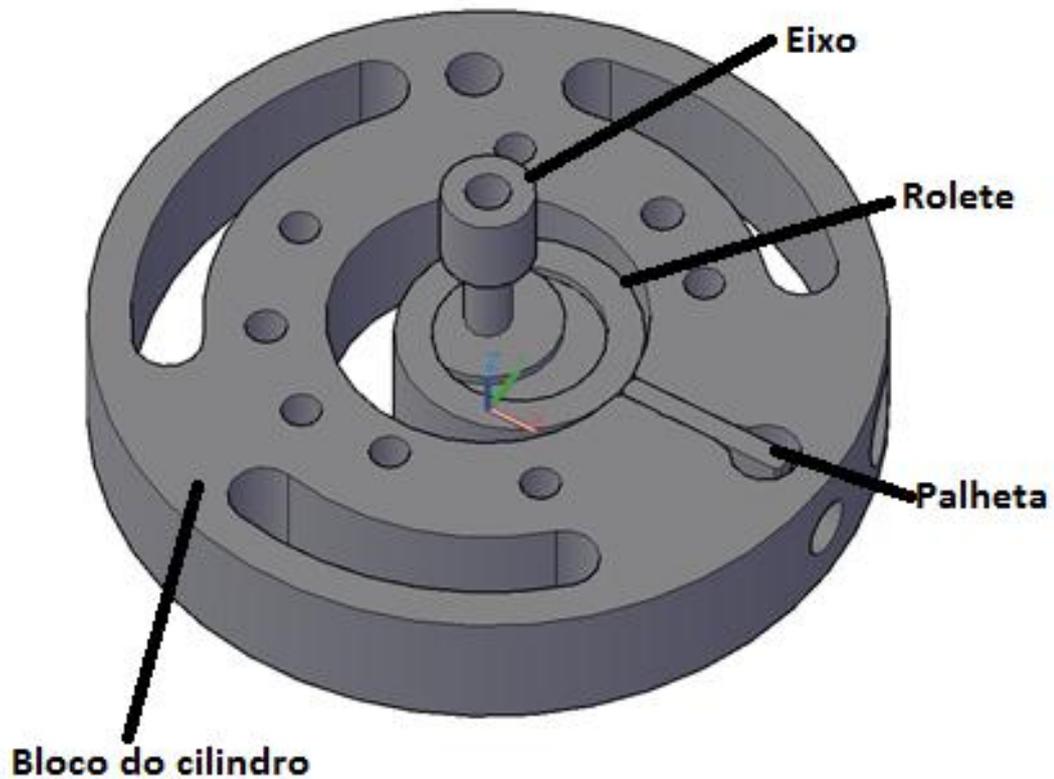


Figura 4.2 – Modelo geométrico do *kit* do compressor.

As características geométricas das peças foram medidas diretamente no compressor rotativo. A seguir, serão apresentadas as principais dimensões, os elementos de força e condições de restrições pertencentes aos elementos do modelo multicorpos, e no final é apresentado o conjunto como um todo, denominado de *kit* do compressor.

Destaca-se que as principais dimensões são aquelas mencionadas no modelo analítico.

4.1. Modelagem do bloco do cilindro

O bloco do cilindro é o elemento de maior massa do sistema, além disso, considera-se que o mesmo não possui movimento, sendo assim uma peça rígida e imóvel. A sua não mobilidade é garantida retirando todos os graus de liberdade do mesmo, ou seja, não possui translação e nem rotação nas direções de x , y e z . A Fig. 4.3 traz o modelo geométrico do bloco do cilindro.

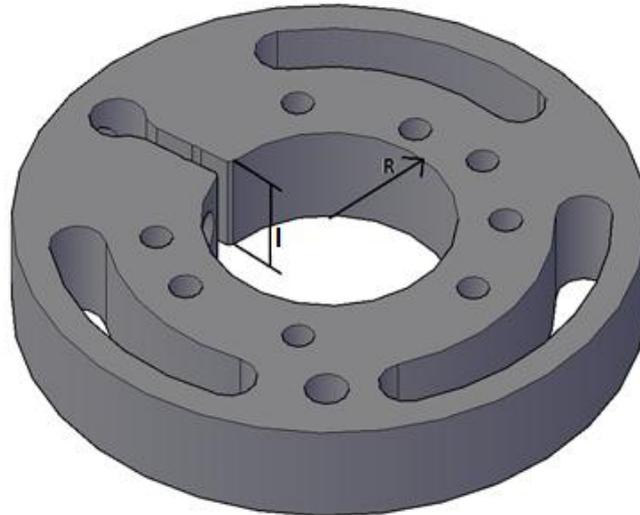


Figura 4.3 – Modelo geométrico do bloco do cilindro.

As principais dimensões geométricas presente no bloco do cilindro estão mostradas na Tab. 4.1 abaixo.

Tabela 4.1 – Dimensões principais do bloco do cilindro.

Dimensão	Valor [mm]
R	22,45
l	19,7

Em relação aos elementos de força presente no bloco, temos as componentes de reação devido à viscosidade entre bloco-palheta e bloco-rolete, e aquelas referentes ao contato com esta peça, ou seja, impacto bloco-palheta e bloco-rolete. Porém, somente aquelas devidas ao contato são necessário modelar, pois se trata de um elemento fixo, sem movimento e rotação.

4.2. Modelagem da palheta

O segundo corpo a ser modelado é a palheta de massa m_p , igual a 0,0136 Kg e o seu modelo geométrico está representado na Fig. 4.4.

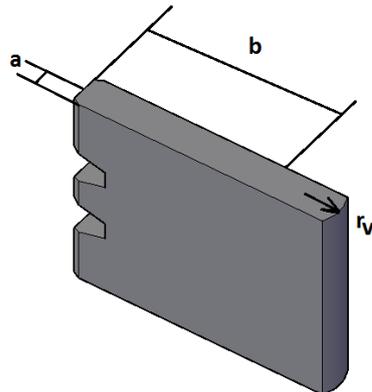


Figura 4.4 – Modelo geométrico da palheta.

Observa-se que é uma peça de geometria simples, e suas principais dimensões estão representadas na Tab. 4.2.

Tabela 4.2 – Dimensões principais da palheta.

Dimensão	Valor [mm]
r_v	3,5
a	1,78
b	15,84

Conforme apresentado na modelagem analítica as forças atuantes na palheta são devidas à pressão do fluido de compressão, sucção e descarga, viscosidade entre palheta-bloco, palheta-mancal e palheta-rolete e mola, as quais estão ilustradas na Fig 4.5.

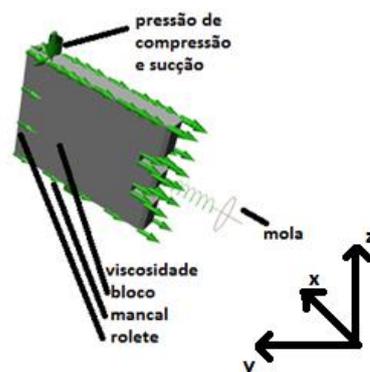


Figura 4.5. – Elementos de força na palheta.

A rigidez da mola em questão é do tipo não linear. A fim de determinar a equação que determina essa rigidez realizou-se um experimento onde se adicionou massa à mola e mediu-se o seu deslocamento. Os resultados obtidos estão na Tab.4.3.

Tabela 4.3 – Rigidez da mola para valores de carga e deslocamentos.

Carga [kg]	Deslocamento [mm]	k [N/m]
0	0	0
0,1	2	500
0,2	4	500
0,3	5	600
0,4	7	571,42
0,5	8	625
0,6	9	666,66
0,7	11	636,36
1,098	15	732
1,497	18	831,66

Com base nos dados obtidos é possível determinar a rigidez da mola não linear em função do deslocamento, resultando na seguinte equação:

$$k = 482,53 + 13902x \text{ [N/m]} \quad (4.1)$$

Ainda a palheta se trata de um elemento móvel e conforme as equações do movimento a mesma possui translação nas direções x e y , bem como rotação em torno de z . Portanto, as condições de restrição da palheta permitem translação e rotação nas direções mencionadas, além do contato com o bloco do cilindro e rolete.

4.3. Modelagem do rolete

O próximo elemento móvel a ser modelado é o rolete de massa m_p igual a 0,0730 Kg, da mesma forma que a palheta, o rolete possui geometria bem simples, conforme Fig. 4.6.

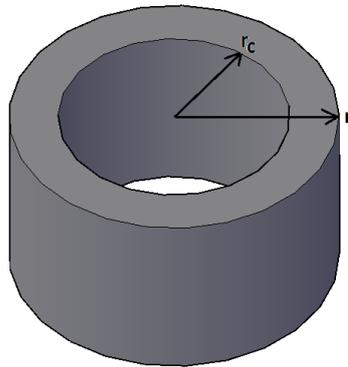


Figura 4.6 – Modelo geométrico do rolete.

A Tab. 4.4 traz as principais dimensões referentes ao rolete.

Tabela 4.4 – Dimensões principais do rolete.

Dimensão	Valor [mm]
r	17,3
r_c	12,2

Em relação aos elementos de força atuantes no rolete tem-se a pressão de sucção e compressão, viscosidade entre rolete-palheta, rolete-eixo, rolete-mancal e rolete-bloco do cilindro. Na Fig. 4.7 tem-se a apresentação desses elementos, nota-se que todas as forças e momentos estão posicionados no centro do rolete.

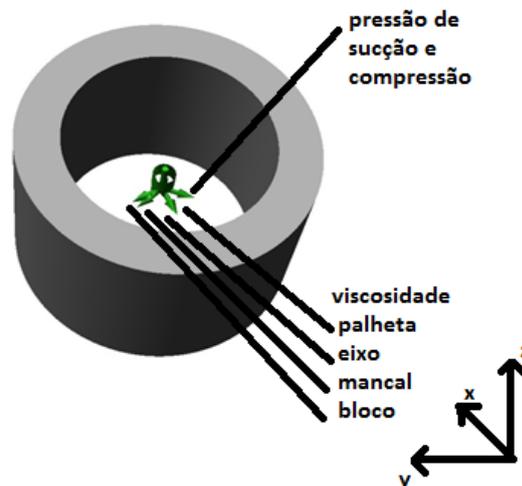


Figura 4.7 – Elementos de força no rolete.

Devido ao mecanismo do processo de compressão, o rolete possui rotação em torno de z e translação nas direções de x e y . Assim, são asseguradas condições de restrição nas demais direções, ou seja, translação em z e rotação em torno de x e y . Menciona-se, ainda, que o movimento do rolete é garantido pelo contato com palheta, eixo e bloco.

4.4. Modelagem do eixo

O eixo é a última peça a ser modelada, e apesar de se tratar de um corpo rígido sabe-se que os modos de flexão e torção interferem na deflexão e orientação do eixo. Assim, antes da sua modelagem geométrica determinou-se, com uso da ferramenta computacional ANSYS®, esses modos. O modelo de elementos finitos utilizado está disposto na Fig. 4.8.

Considera-se que o eixo é feito de aço, e assim o elemento estrutural utilizado no modelo é do tipo Shell 63, isotrópico com módulo de elasticidade igual a 2.10^{11} Pa, coeficiente de Poisson 0,3 e densidade 7800 kg/m^3 .

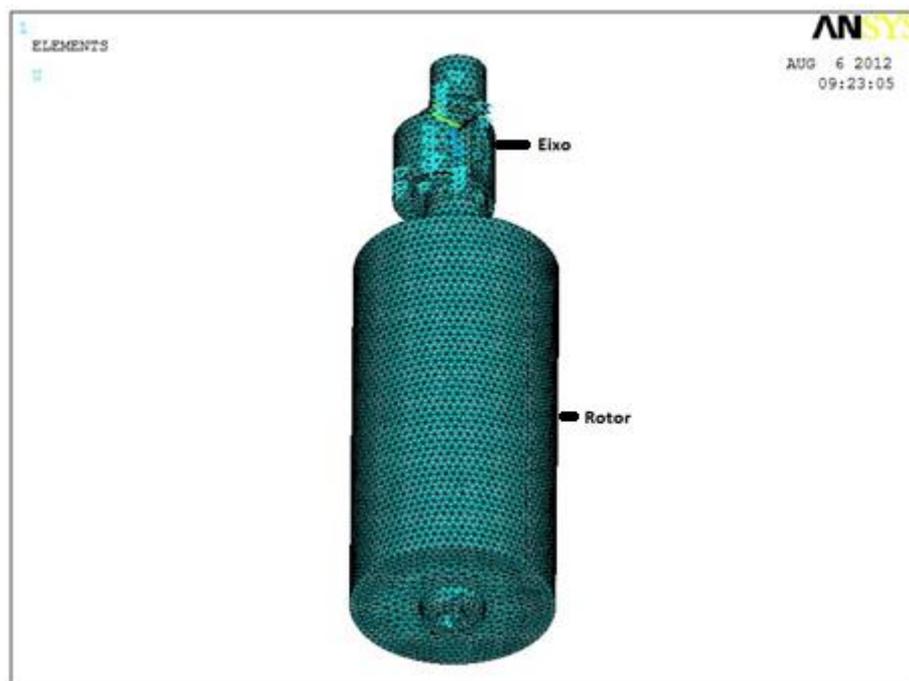


Figura 4.8 – Modelo de elementos finitos do eixo.

Percebe-se que o modelo de elementos finitos do eixo é constituído pelo eixo em conjunto com um cilindro na parte inferior. Este cilindro tem por função representar o rotor (Fig. 2.1), que devido ao processo de montagem do compressor adiciona uma importante

massa nesta região. Sendo assim, as Fig. 4.9, 4.10 e 4.11 ilustram os modos de flexão e torção bem como a respectiva frequência natural.

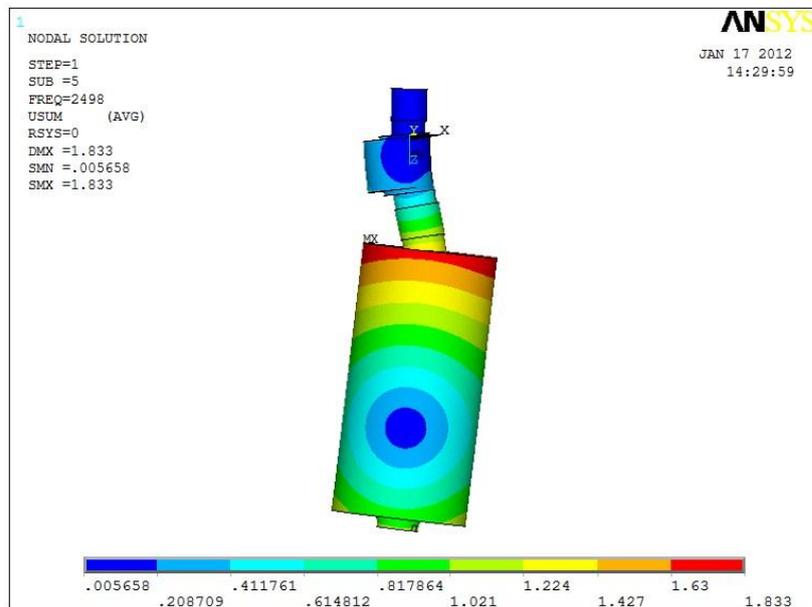


Figura 4.9 – Modo de flexão do eixo na direção x em 2498 Hz.

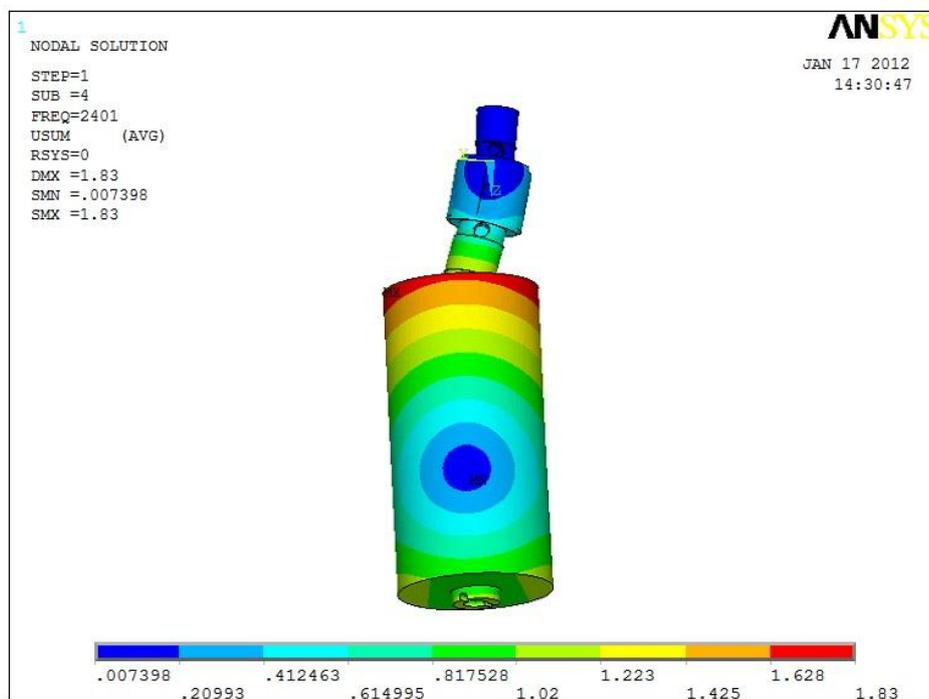


Figura 4.10 – Modo de flexão do eixo na direção y em 2401 Hz.

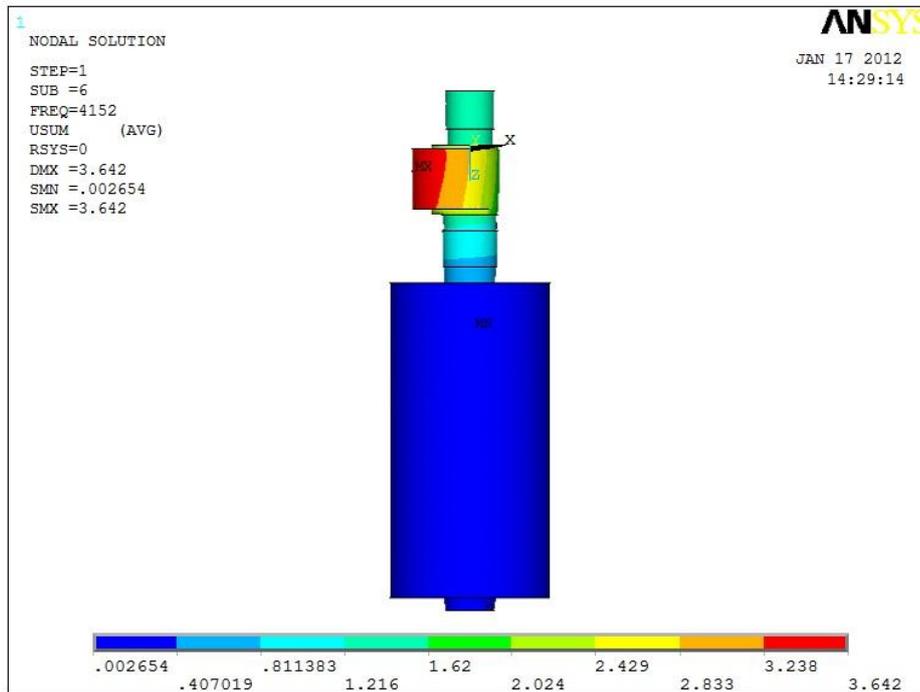


Figura 4.11 – Modo de torção do eixo em torno de z em 4152 Hz.

O modo na direção de z é próximo a 14000 Hz. Devido à elevada ordem e aliado a redução de grau de liberdade no sistema, optou-se por sua não utilização.

Dessa forma, podem-se representar tais modos de fletir e torcer introduzindo rigidezes equivalentes nas direções desejadas. Para tanto, secciona o eixo em cinco corpos rígidos: excêntrico, eixo superior, eixo inferior, ligação superior e ligação inferior, conforme Fig.4.12.

Com as principais dimensões dadas na Tab. 4.5.

Tabela 4.5 – Dimensões principais do eixo.

Dimensão	Valor [mm]
e	5,14
r_s	7,95

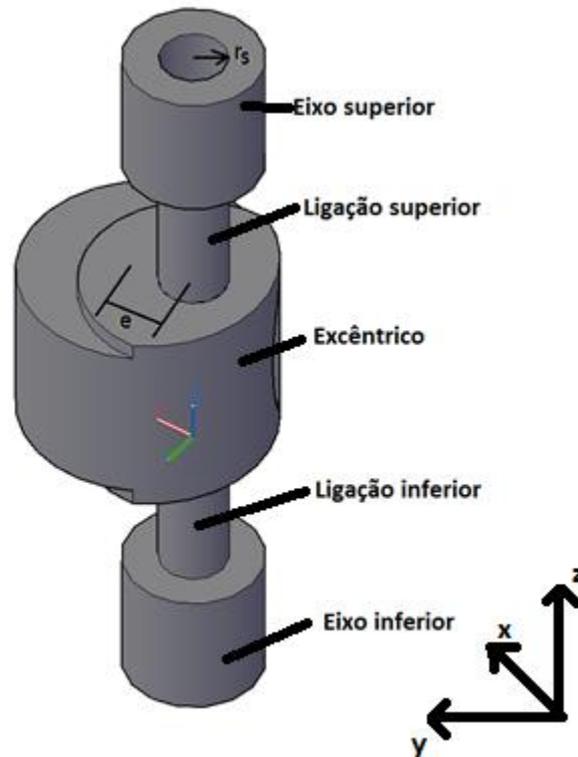


Figura 4.12 – Modelo geométrico do eixo.

O eixo inferior possui a função de comportar o eixo no mancal externo, permitindo rotação em torno de z . Por sua vez o eixo superior possui a mesma função para o mancal principal, além de introduzir no sistema a velocidade de rotação gerada pelo motor elétrico, 60 Hz (ou 3600 rpm). Para transmitir tais condições ao excêntrico faz-se o uso dos elementos ligação superior e ligação inferior, os quais possuem ligações rígidas (não permitem translação e nem rotação em nenhuma direção) com os seus respectivos eixos e para com o excêntrico a ligação é realizada via mola. Assim, conhecido o valor da massa do excêntrico m_c igual a 0,0608 Kg e de posse das frequências naturais já calculadas via FEM é possível determinar as rigidezes para o modelo eixo, presente na Tab. 4.6.

Tabela 4.6 – Rigidez equivalente de flexão e torção no eixo.

	Frequência	Rigidez	Amortecimento
Flexão (x)	2401 Hz	$1,38 \cdot 10^7$ N/m	18,35 Ns/m
Flexão (y)	2498 Hz	$1,49 \cdot 10^7$ N/m	19,08 Ns/m
Torção (z)	4152 Hz	$2,93 \cdot 10^3$ Nm/rad	0,0002 Nsm/rad

Observa-se que é utilizado amortecimento, pois todo sistema por mais perfeito que seja possui um amortecimento. Neste caso adota-se um fator de amortecimento modal igual a 1 %. Ainda na modelagem utilizam-se quatro molas para representar a flexão em x , sendo duas delas presentes na ligação superior com o excêntrico no sentido positivo e negativo e as outras duas na ligação inferior com o excêntrico também no sentido positivo e negativo. Realiza-se o mesmo procedimento para a flexão em y , porém na direção de y . Já para a torção em z faz-se uso de apenas duas molas torcionais, a primeira entre ligação superior e excêntrico e a segunda na ligação inferior e excêntrico. Desse modo, a flexibilidade do eixo é garantida. A Fig. 4.13 ilustra a disposição das molas no excêntrico.

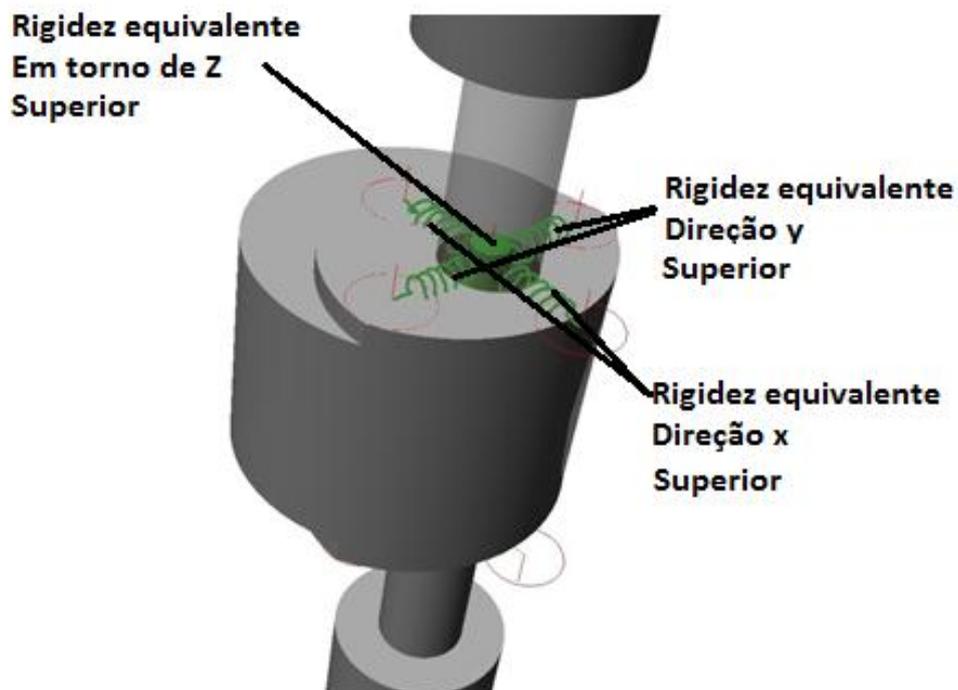


Figura 4.13 – Flexibilidade no eixo.

Já os elementos de força atuantes no eixo são dados pela viscosidade eixo-roléte e eixo mancal, ilustrados na Fig. 4.14.

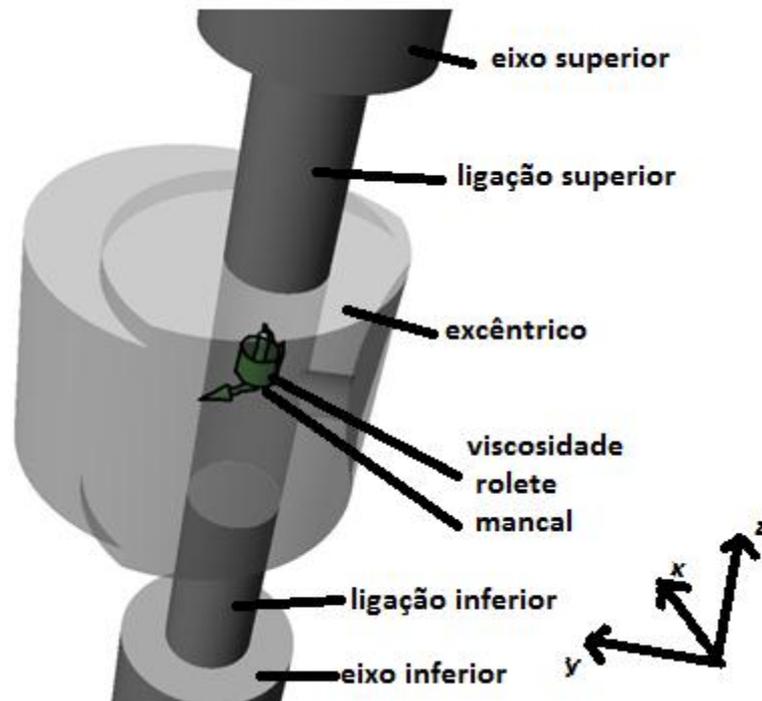


Figura 4.14 – Elementos de força no eixo.

O movimento do excêntrico seria apenas em torno de z , mas a sua flexibilidade permite deflexões nas direções de x e y além de torção em z . Portanto, são permitidas translações nas direções de x e y . Além disto, o eixo possui contato com o rolete.

4.5. Modelagem do *kit*

Determinados todos os corpos rígidos, com seus elementos de força e condições de restrições, monta-se o *kit*, que se baseia no posicionamento das partes. O bloco de cilindro é usado como referência, uma vez que esta é a única peça imóvel. Partindo dele o eixo é posicionado no mesmo centro que o bloco. Em seguida, o rolete é posicionado dentro do excêntrico, e por fim a palheta no rasgo da palheta do bloco, conforme Fig. 4.15.

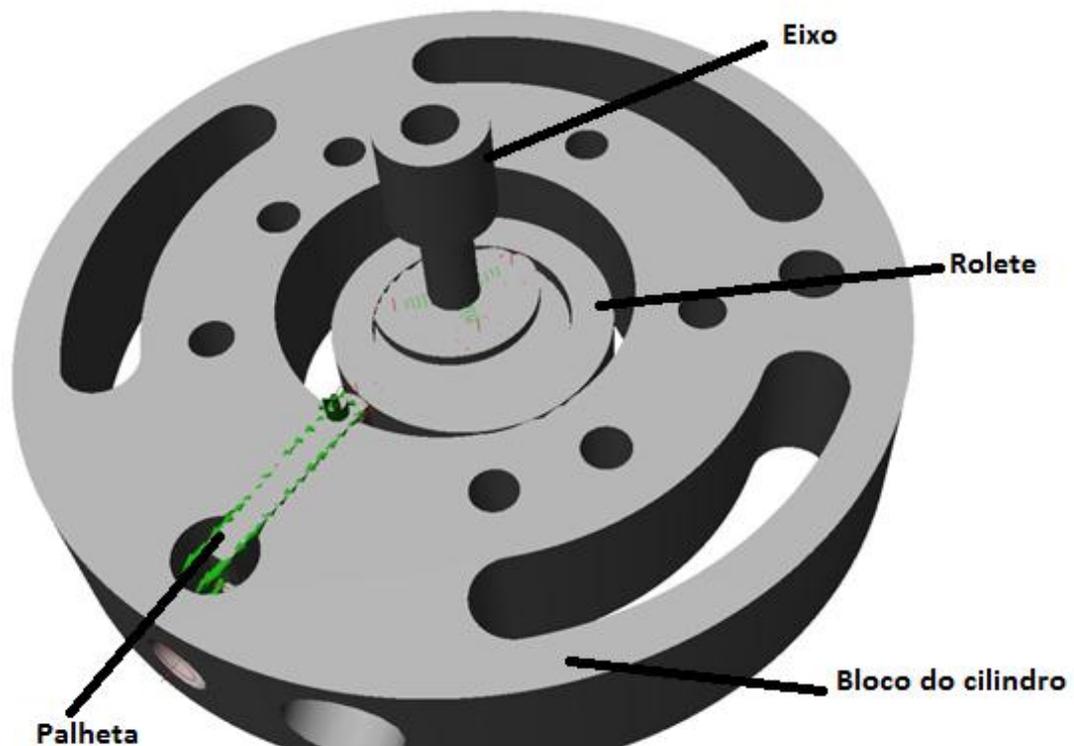


Figura 4.15 – Modelo multicorpos do *kit*.

Neste ponto mencionam-se algumas dimensões importantes, são elas: folga entre palheta-bloco, palheta-mancal, rolete-excêntrico, rolete-mancal, rolete-bloco e excêntrico-mancal, os valores escolhidos, medidos num compressor de teste, são mostrados na Tab. 4.7.

Tabela 4.7 – Dimensões principais do *kit*.

Folga	Direção	Valor [μm]
palheta-bloco	perpendicular ao movimento da palheta	5
palheta-mancal	axial	5
rolete-excêntrico	radial	11
rolete-bloco	radial	12
rolete-mancal	axial	5
excêntrico-mancal	radial	7

A Tab. 4.8 traz outras propriedades importantes para o modelo multicorpos, que são em relação ao fluido refrigerante e ao fluido lubrificante, pois são de fundamental

importância para o cálculo das forças de viscosidade. Sabe-se que o compressor rotativo é lubrificado pelo óleo Zerol300T tendo nitrogênio como fluido refrigerante.

Tabela 4.8 – Propriedades dos fluidos lubrificante e refrigerante.

Fluido	Viscosidade dinâmica [$\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$]
Zerol 300T	5,6
Nitrogênio	17,8

Em relação aos contatos dos elementos definem-se duas propriedades, coeficiente de restituição e coeficiente de atrito. A primeira se determina realizando um experimento onde se provoca o impacto entre duas peças, palheta e rolete, conforme Fig. 4.16.

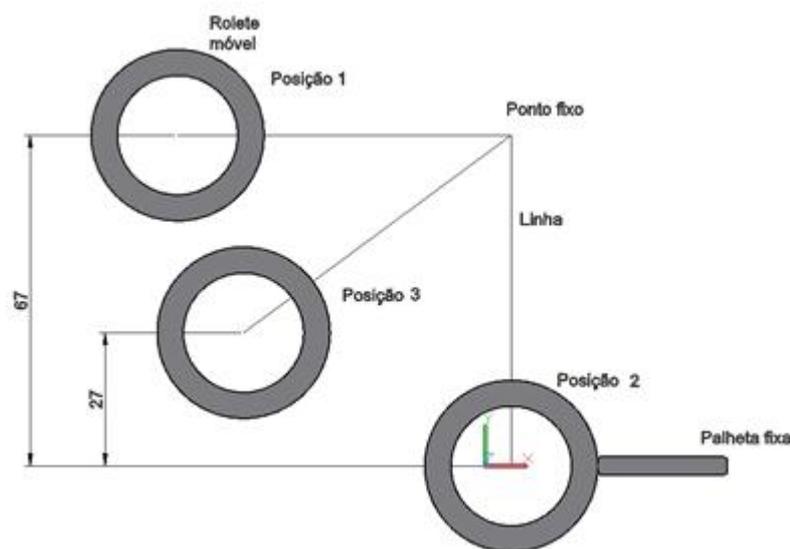


Figura 4.16 – Ensaio para determinação do coeficiente de restituição.

Na montagem a palheta está fixa e o rolete vai ao seu encontro. A posição 1 representa a posição inicial do rolete, a 2 ilustra o momento de impacto e a 3 altura final após o primeiro impacto. O experimento baseia-se na coleta da altura do rolete nas três posições, pois assim é possível calcular a energia potencial. Em seguida, por conservação da energia (potencial mais cinética) nas posições 1 e 2 antes do impacto e 2 após impacto e 3, calcula-se a velocidade da palheta antes e após impacto. Tal dado é necessário, pois o coeficiente de restituição é um valor fracionário que representa a razão das velocidades antes e após o impacto. Sendo assim, tem-se na Tab. 4.9.

Tabela 4.9 – Dados do experimento para cálculo do coeficiente de restituição.

Posição	Altura [mm]	Energia potencial [J]	Velocidade [m/s]
1	67	0,0091	0
2 antes impacto	0	0	1,1576
2 após impacto	0	0	0,7348
3	27	0,0037	0

Obtém-se assim o coeficiente de restituição de valor igual a 0,63. Já o coeficiente de atrito depende não apenas das superfícies em contato como também do fluido lubrificante. Yanagisawa *et al.* (1982) em seu experimento calcula o valor de 0,11 para o coeficiente de atrito entre a palheta e o bloco. Neste trabalho adotou-se esse valor para todas as regiões em contato do *kit*.

Uma questão importante referente ao *kit* deve-se à pressão de sucção, compressão e descarga. Tanto a sucção como a descarga são constantes durante todo processo, com valores de 57 psi ($3,93 \cdot 10^5$ Pa) e 226 psi ($15,58 \cdot 10^5$ Pa), respectivamente. Já a compressão varia durante o processo atingindo o valor máximo de 226 psi ($15,58 \cdot 10^5$ Pa), que representa o momento de abertura da válvula. A Fig. 4.16 ilustra os valores da pressão de compressão em função da orientação do eixo.

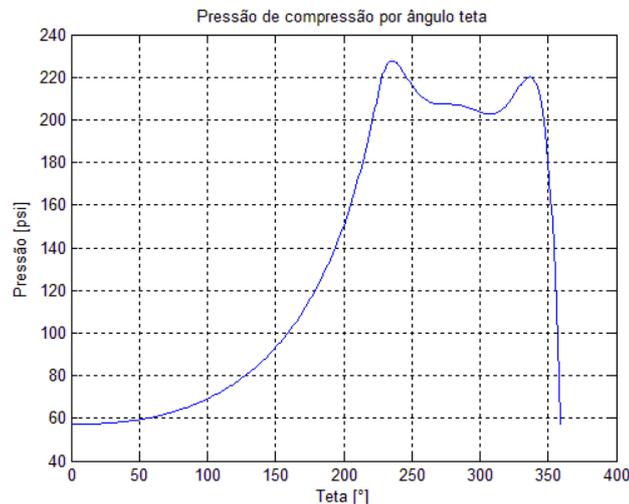


Figura 4.17 – Pressão de compressão simulada por orientação do eixo.

Com relação a Fig. 4.17 os valores da pressão de compressão por orientação do eixo até o momento de abertura da válvula (aproximadamente 220°) são obtidos via equação de Clapeyron:

$$PV = nR_gT \quad (4.1)$$

onde P é a pressão, V volume, n representa a quantidade de fluido, R_g é a constante dos gases perfeitos e T é a temperatura. Neste trabalho admitiu-se que o lado direito da equação é constante, e assim conhecendo o valor inicial da pressão e o volume da região de sucção por orientação do eixo é determinado a pressão até a abertura da válvula. Após o evento de abertura da válvula a pressão é modelada conforme o ciclo apresentado por Kiyoshi (Fig. 2.4).

Outro fator importante com relação ao modelo multicorpos é definir o tempo de integração. A ferramenta computacional MSC.visualNastran® permite dois tipos de integradores: Euler e Kutta-Merson. O primeiro integrador apresenta uma solução mais rápida, porém com baixa sensibilidade a não convergência dos dados. Por sua vez o segundo possui elevado tempo de solução, entretanto a convergência é mais sensível. Sendo assim utiliza-se o integrador de Kutta-Merson para cálculo dos dados. Ainda devido à alta quantidade de choques e contatos que existe no modelo é utilizado um tempo de integração da ordem de 1.10^{-6} s e quando necessário diminui-se o tempo até que o modelo apresente convergência da resposta.

4.6. Impacto dos elementos da região do *kit*

Por último, referente a modelagem do *kit* é importante destacar as peças que estão em contato. A Tab. 4.10 informa entre quais peças há contato, onde X representa presença de contato.

Tabela 4.10 – Contato entre as peças do *kit* do compressor.

	Palheta	Rolete	Bloco do cilindro	Excêntrico
Palheta	-	X	X	
Rolete	X	-	X	X
Bloco do cilindro	X	X	-	
Excêntrico		X		-

Observa-se que não é incluso as partes eixo superior e inferior e ligação superior e inferior, pois não possuem contato com nenhuma peça. Relata-se ainda que os contatos são definidos por observação do mecanismo de compressão do compressor rotativo.

Desse modo, finaliza-se a modelagem multicorpos da região do *kit* do compressor rotativo.

CAPÍTULO V

METODOLOGIA E PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Este capítulo é dividido em duas partes. Na primeira são apresentadas as metodologias experimentais utilizadas na identificação da região dos espectros sonoros que estão associados aos diversos mecanismos de geração de ruído dos compressores rotativos. E no final são apresentados os parâmetros utilizados na simulação do modelo multicorpos, bem como os testes simulados.

5.1. Medições experimentais

5.1.1. *Análise de repetibilidade*

Uma vez que todas as metodologias utilizadas neste trabalho envolvem análise espectral de dados experimentais e nem sempre é possível realizar vários experimentos em um mesmo compressor, a primeira análise baseia-se na variabilidade dos espectros sonoros dos compressores analisados, a qual envolve duas etapas.

Na primeira delas são calculados os níveis de potência sonora (NWS) a partir da média dos níveis de pressão sonora (NPS) de 10 posições do microfone para uma amostra de 15 compressores. Os microfones, sensores responsáveis pela aquisição da pressão sonora, foram posicionados conforme Fig. 5.1. Todos os testes foram realizados na câmara semi-anecóica da Tecumseh, em conformidade com a ISO 3744 – Acoustics Determination of Sound Power Levels of Noise Sources Using Sound Pressure – Engineering Method in a Essential Free Field over a Reflecting Plane.

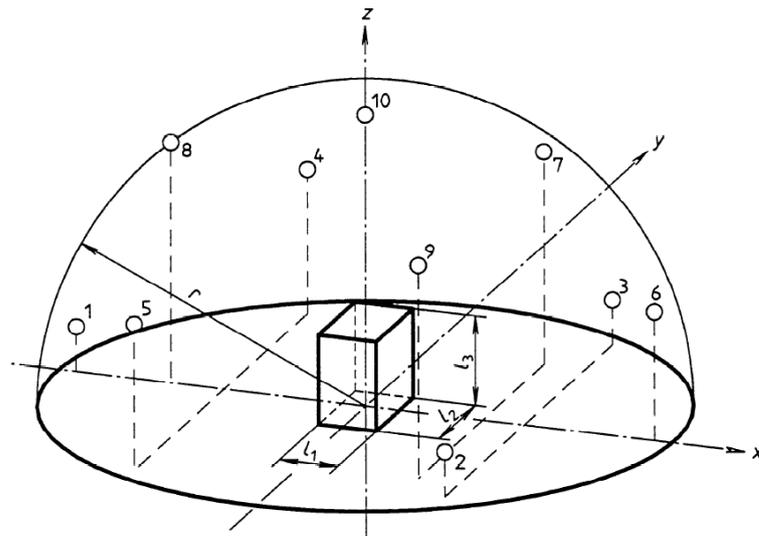


Figura 5.1 – Posições dos microfones recomendadas pela ISO 3744 na superfície de um hemisfério.

Ajustou-se a aquisição para 25 segundos com frequência de aquisição de 25640 Hz e resolução de 0,7825 Hz. Os sinais de resposta foram coletados por microfones PCB modelo 377B02, em seguida um condicionador de sinal NEXUS da B&K foi utilizado para dar ganho ao sinal, posteriormente uma placa A/D NI 9233 da National Instruments converteu o sinal analógico em digital. Por fim, os dados foram salvos num notebook através da ferramenta computacional Virtual Lab®. Sendo assim, a cadeia de medição é ilustrada na Fig. 5.2.

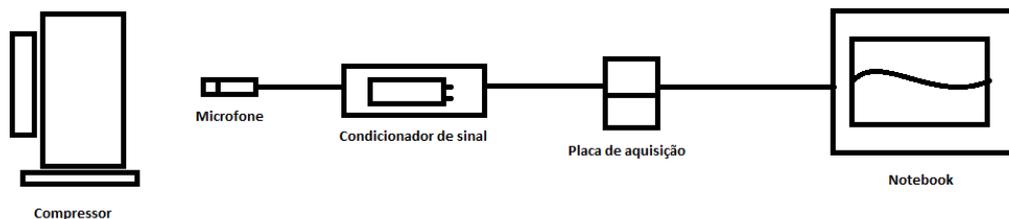


Figura 5.2 – Cadeia de medição, aquisição de pressão sonora.

Em seguida analisou-se a variabilidade da frequência de rotação numa amostra de 203 compressores. Para tanto o sinal de entrada foi o próprio compressor em atividade e o sinal de resposta foi coletado com um acelerômetro posicionado no ponto de solda mostrado na Fig. 5.3.

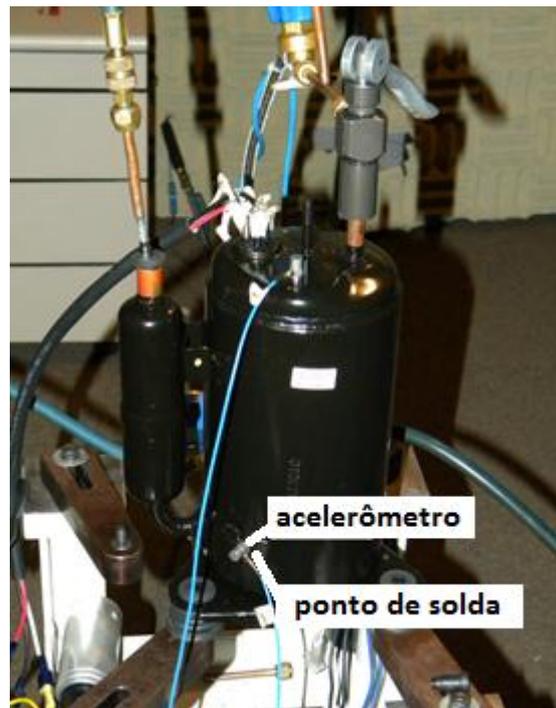


Figura 5.3 – Posição do acelerômetro no ponto de solda, próximo a região do acumulador.

Os sinais foram adquiridos durante 10 segundos, digitalizados para uma frequência de aquisição de 25640 Hz e resolução de 2,56 Hz. Já a cadeia de medição foi formada pelo acelerômetro modelo 4371 da B&K, onde o sinal passa por um condicionador de sinal modelo 482A20 da PCB, depois na placa A/D NI 9233 da National Instruments, e finalmente salvo em um no notebook via Virtual Lab®. Todo o processo está ilustrado na Fig. 5.4.

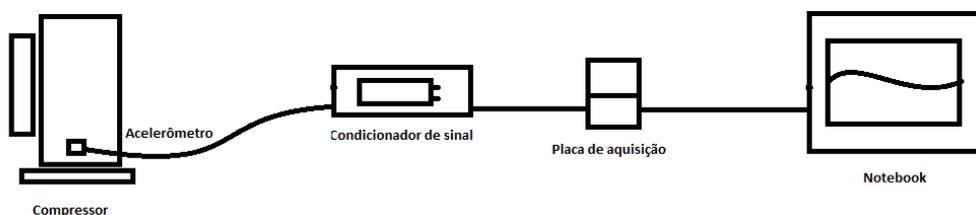


Figura 5.4 – Cadeia de medição, aquisição de vibração.

É importante mencionar que nas aquisições dos sinais gerados pelo compressor em funcionamento, esperou-se o sistema entrar em regime permanente, pressão de sucção de 57 psi e 226 psi de descarga, para realizar as medições. Feitas para um compressor, trocou-se o compressor e repetiu-se todo procedimento até completar o número de compressores descrito nas etapas acima.

Por fim, estimaram-se as Funções Resposta em Frequência (FRF) dos 15 compressores utilizados no ensaio da determinação do NWS, porém desligados. Uma excitação impulsiva via martelo de impacto foi utilizada como sinal de entrada no sistema compressor, e a resposta foi adquirida via acelerômetro posicionado no ponto de solda. O estimador H1 foi utilizado para o cálculo da FRF, menciona-se ainda que a FRF foi determinada com 16 respostas impulsivas e janelamento retangular, durante uma aquisição de 10 segundos com resolução de 2,56 Hz e frequência de aquisição em 25640 Hz.

A aquisição da resposta impulsiva foi realizada com base em dois sensores: acelerômetro, já mencionado, e célula de carga, situada na ponta do martelo de impacto modelo 8204 da B&K. O sinal da célula funciona como um gatilho para a coleta dos dados de vibração. Ambos os sinais foram amplificados no condicionador de sinal 482A20 da PCB, depois convertidos de analógicos para digitais na placa A/D NI 9233 da National Instruments, e finalmente salvados no notebook via Virtual Lab®. Toda a cadeia está ilustrada na Fig. 5.5.

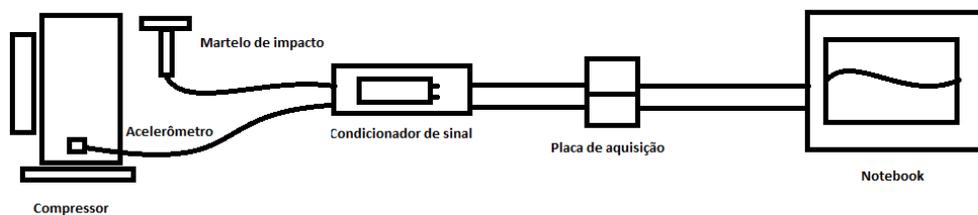


Figura 5.5 – Cadeia de medição, aquisição vibração para resposta impulsiva.

A localização do acelerômetro foi a mesma definida no ensaio anterior, ponto de solda próximo ao acumulador. Para a excitação impulsiva foram determinados 4 pontos de impacto, o primeiro na tampa, o segundo na região da carcaça (próximo ao estator), o terceiro no acumulador e o quarto próximo ao ponto de solda.

5.1.2. Identificação da influência do motor elétrico, comportamento dinâmico do rolete e interação rolete-palheta nos níveis de ruído gerados.

O procedimento experimental consistiu em ensaios de medição de vibração e ruído para dois grupos de compressores denominados respectivamente de: Padrão (4 compressores rotativos escolhidos aleatoriamente na linha de produção), e Sem Palheta (5 compressores montados sem a palheta). Também foram utilizados resultados de compressores,

considerados bons na percepção do cliente, testado na câmara semi-anecóica da Tecumseh.

Para minimizar a influência do fluido, inicialmente todos os compressores foram ensaiados a vácuo. Porém devido aos impactos ocorridos entre a palheta e o rolete do grupo Padrão, os ensaios para este grupo foram repetidos para as condições de vácuo na sucção e 125 psi na descarga; 30 psi na sucção e 125 psi na descarga. Também são realizadas medições com os compressores Padrão nas condições de vácuo na sucção e pressão variável na descarga e com uma pressão de 30 psi na sucção e pressão variável na descarga. Na Tabela 5.1 são mostradas as condições de ensaios para os dois conjuntos de compressores.

Tabela 5.1 – Condições de ensaio dos dois conjuntos de compressores na influência do motor elétrico, dinâmica do rolete e interação rolete-palheta.

Conjunto	N° compressores testados	Pressão sucção	Pressão descarga
Sem Palheta	5	Vácuo	Vácuo
Padrão	4	Vácuo	Vácuo
	4	Vácuo	125 psi
	4	30 psi	125 psi
	4	Vácuo	50, 100, 150 ,200, 250 e 300 psi
	2	30 psi	50, 100, 150 ,200, 250 e 300 psi

Para garantir o vácuo na sucção e descarga utilizou um segundo compressor externo que retirou o ar do sistema do compressor rotativo em estudo. Para o ensaio com vácuo apenas na sucção, iniciou-se o sistema com uma carga de sucção qualquer e ao atingir a descarga procurada fechou-se a alimentação do sistema, assim o próprio sistema de compressão irá criar o vácuo no *kit*, posteriormente fechou-se a descarga do compressor mantendo assim a pressão de descarga. Ou seja, o *kit* trabalhou em vácuo, mas a pressão de descarga foi garantida pelo fechamento da descarga do compressor.

Figura 5.6 mostra o posicionamento dos sensores acelerômetro e microfone utilizados neste procedimento experimental. Foram utilizados 2 pontos para o acelerômetro, o primeiro localizado no ponto de solda do *kit*, próximo ao acumulador, o segundo por sua vez foi situado na tampa do compressor.

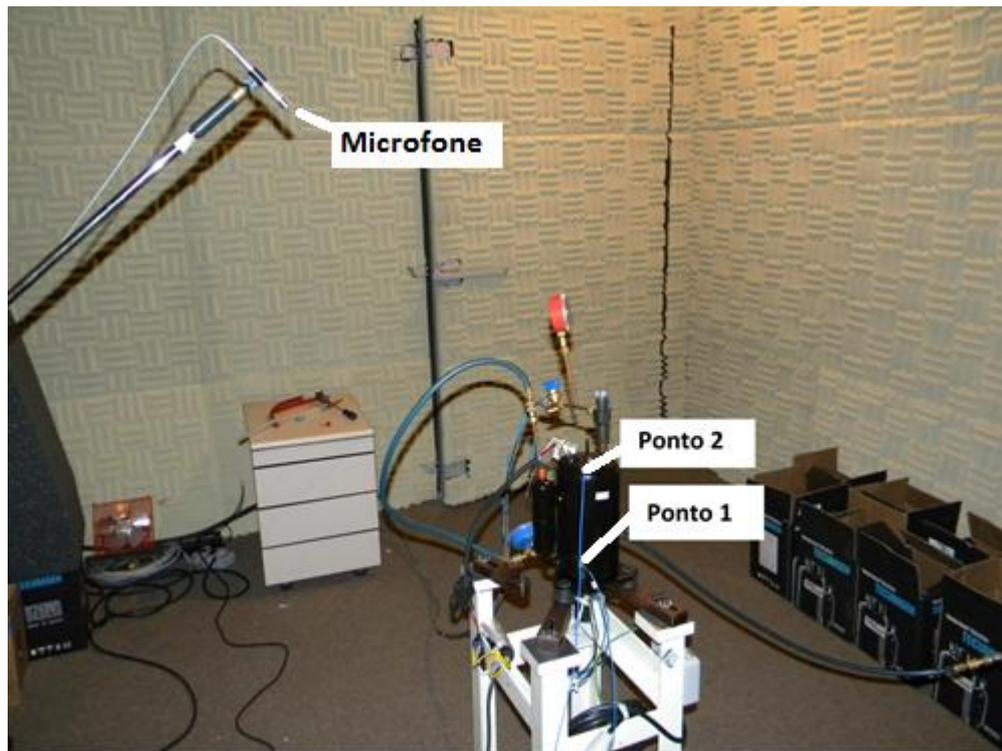


Figura 5.6 – Posicionamento dos sensores acelerômetro e microfone para identificação da influência do motor elétrico, comportamento dinâmico do rolete e interação rolete-palheta.

Com o compressor ligado os sinais de aceleração foram adquiridos durante 10 segundos e digitalizados na resolução de 2,56 Hz para frequência de amostragem de 25640 Hz. A cadeia de medição foi a mesma utilizada na aquisição de vibrações para a análise de repetibilidade.

Para estudar o espectro sonoro gerado pelos compressores em funcionamento foram adquiridos os sinais de pressão sonora medidos por um microfone localizado numa posição padrão a um metro dos compressores, conforme mostrado na Fig. 5.6. Analisaram-se também os NWS de cada grupo, para tanto os testes foram realizados na câmara semi-aneecóica da Tecumseh, em conformidade com a ISO 3744. A pressão sonora foi adquirida com 25 segundos numa resolução de 0,7825 Hz e frequência de amostragem em 25640 Hz. A cadeia de medição utilizada é a mesma da aquisição de pressão sonora da análise de repetibilidade (Item 5.1.1).

5.1.3. Identificação da influência da mola, válvula de descarga, rolete e folga axial entre rolete-mancal, nos níveis de ruído gerados.

O procedimento experimental consistiu em ensaios para medição de vibração e ruído com cinco grupos de compressores denominados respectivamente de: Padrão, Sem Mola, Com Folga, Rolete Modificado e Sem Válvula

No grupo dos compressores Sem Mola retirou-se a mola do *kit*, objetivando avaliar a influência da mola na interação palheta-rotele, foram montados 3 compressores para esse teste.

O conjunto de compressores denominados Com Folga foi constituído por 5 compressores, nos quais a folga axial entre o rolete e o mancal foi de aproximadamente 0,029 mm. O objetivo desta folga foi de diminuir as forças de atrito entre o rolete e o mancal.

O grupo Rotele Modificado foi composto por 4 compressores nos quais foi aliviada a inércia do rolete com uma redução de 32% de sua massa, conforme mostrado na Fig. 5.7. O objetivo da alteração foi diminuir o atrito rolete-*kit* e diminuir as forças de inércia envolvidas nos impactos rolete-*kit*.



Figura 5.7 – Rotele modificado, redução da massa em 32%.

O último grupo Sem Lâmina foi formado por 3 compressores montados sem a lâmina de descarga. Neste ensaio a pressão máxima de descarga foi 200 psi, pois acima deste valor há retorno de fluido no compressor, o que inviabilizou a sua operação. O objetivo desta montagem foi avaliar os choques internos no sistema compressor.

Na aquisição dos sinais de vibração foram propostos 5 pontos para fixação dos acelerômetros, o primeiro na região de solda do *kit*, próximo ao acumulador, o segundo na tampa do compressor, o terceiro na região do motor elétrico, o quarto a 105° no sentido anti-horário a partir do acumulador (região de impacto do rolete) e o último no acumulador. Todos esses pontos estão mostrados na Fig. 5.8.

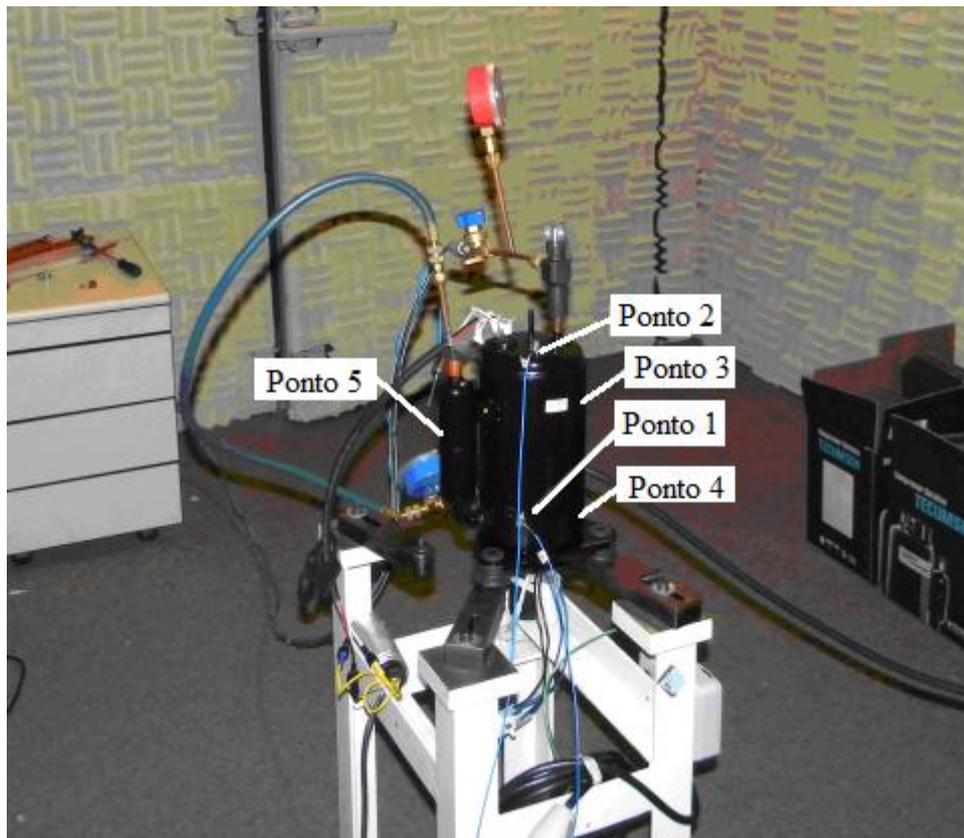


Figura 5.8 – Posicionamento dos acelerômetros no estudo da influência da mola, válvula de descarga, rolete e folga axial entre rolete-mancal.

Estes dados foram obtidos através da cadeia de medição presente na Fig. 5.4 e salvos para um tempo de aquisição de 10 segundos com frequência de amostragem de 25640 Hz e resolução de 2,56 Hz. Fez-se também uma segunda aquisição de 2 segundos com resolução de 0,5 Hz e frequência de amostragem em 120 kHz, justificou-se este ensaio para uma análise mais apurada dos impactos.

Ainda, mediram-se as pressões sonoras em 4 pontos a 30 cm dos compressores, que foram: na região da tampa, na frente do acumulador, no lado oposto do acumulador e na região de contato do rolete com o *kit* (105° no sentido anti-horário a partir do acumulador). Posteriormente, conforme ISO 3744 foi determinado o NWS para cada grupo de compressor. Todos os ensaios foram adquiridos durante 25 segundos na resolução de 0,7825 Hz com uma frequência de amostragem de 25640 Hz por canal.

Na Tabela 5.2 são mostrados o número de compressores testados em cada procedimento experimental. Observe que o grupo Padrão foi testado com duas pressões de descarga diferente, 226 e 200 psi. A última é exclusiva para efeito comparativo com os testes do grupo Sem Válvula, e a primeira é utilizada para os demais grupos.

Tabela 5.2 – Condições de ensaio dos seis conjuntos de compressores na influência da mola, válvula de descarga, mufla, rolete e folga axial entre rolete-mancal.

Conjunto	N° compressores testados	Pressão sucção	Pressão descarga
Padrão	4	57 psi	226 psi
	3	57 psi	200 psi
Sem Mola	3	57 psi	226 psi
Com Folga	3	57 psi	226 psi
Rolete Modificado	4	57 psi	226 psi
Sem Lâmina	3	57 psi	200 psi

5.2. Ensaio no modelo multicorpos

Este item apresenta os parâmetros utilizados na simulação do modelo multicorpos. Conforme mencionado, as aquisições experimentais da aceleração foram realizadas para uma frequência de amostragem e 25640 Hz e resolução de 2,56 Hz. Sendo assim a mesma frequência de amostragem e resolução são utilizadas na aquisição de dados do modelo multicorpos. Como o compressor trabalha em 60 Hz, uma simulação e aquisição durante 1 segundo é suficiente para analisar o seu comportamento.

A seguir são definidos os testes realizados no modelo, como se deseja avaliar os resultados do modelo multicorpos com aqueles obtidos experimentalmente foram propostos os seguintes ensaios presentes na Tab. 5.3.

O modelo não prevê a presença da válvula. No entanto, esta peça interfere diretamente na pressão de compressão, desse modo pode-se representar a ação da válvula na pressão de compressão do ciclo do compressor. De acordo com o ciclo da compressão apresentado na Fig. 4.17 a queda de pressão ocorre de modo abrupto, devido à presença da válvula. Sendo assim, no ensaio sem válvula o ciclo de pressão ocorre de modo similar até a pressão de descarga ser atingida, a partir deste ponto a pressão de compressão decai linearmente pela ausência da lâmina de descarga, Fig. 5.9.

Tabela 5.3 – Condições de ensaios realizados no modelo multicorpos.

Ensaio	Pressão sucção	Pressão descarga
Padrão	57 psi	226 psi
	57 psi	200 psi
	Vácuo	Vácuo
	Vácuo	125 psi
	30 psi	125 psi
	Vácuo	50, 100, 150 ,200, 250 e 300 psi
	30 psi	50, 100, 150 ,200, 250 e 300 psi
Sem Mola	57 psi	226 psi
Com Folga	57 psi	226 psi
Rolete Modificado	57 psi	226 psi
Sem Válvula	57 psi	200 psi
Sem Rolete e Palheta	Vácuo	Vácuo
Sem Palheta	Vácuo	Vácuo

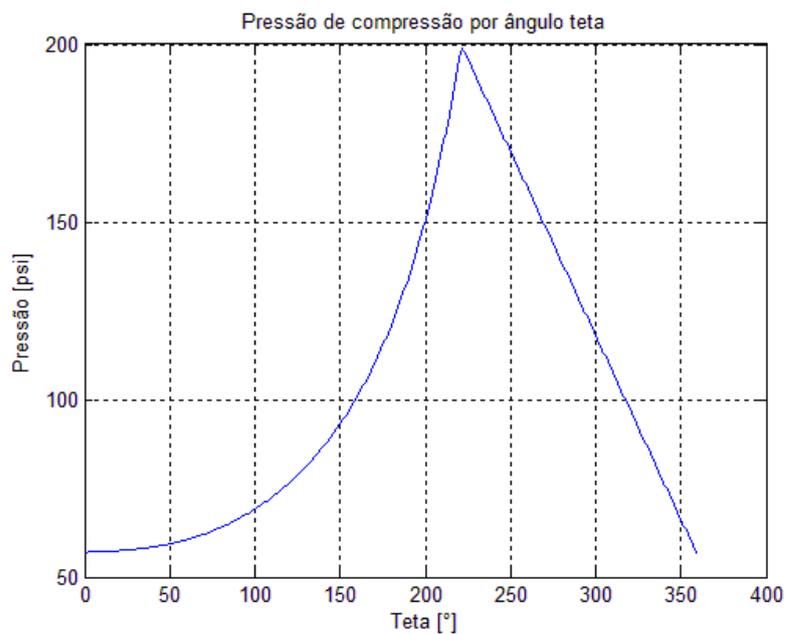


Figura 5.9 – Pressão de compressão simulada, ensaio sem válvula.

CAPÍTULO VI

RESULTADOS E ANÁLISE – IDENTIFICAÇÃO DAS FONTES

6.1. Análise de dispersão

Na Fig. 6.1 é mostrado um espectro, obtido experimentalmente, típico de NPS representativo de seis compressores. Por motivos de sigilo industrial e uma vez que as análises são qualitativas, não serão apresentados os valores do eixo y em todos os gráficos experimentais apresentados neste trabalho.

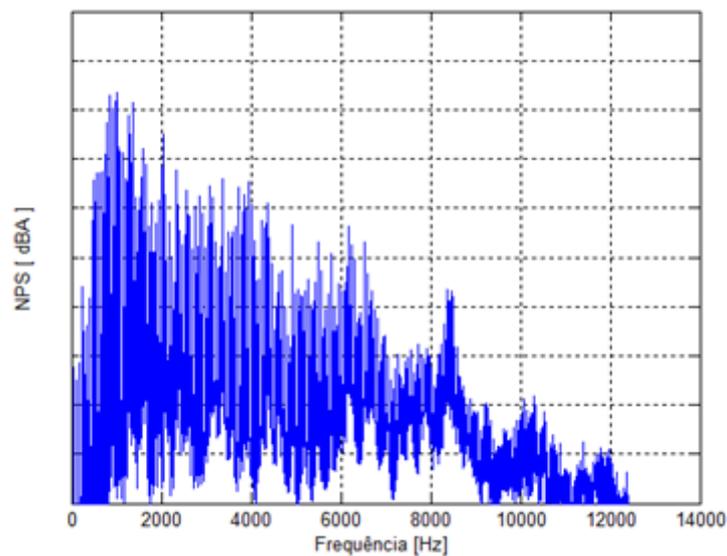


Figura 6.1 – Espectro em frequência típico de valores de NPS dos compressores rotativos.

Observa-se um espectro rico em harmônicos, o que caracteriza uma forte descontinuidade do sinal no domínio do tempo, como pode ser observado na Fig. 6.2, onde é mostrada uma curva de aceleração de um compressor rotativo, medida nas proximidades

de um dos pontos de solda. Observa-se uma descontinuidade no movimento do sistema, o que justifica a grande quantidade de harmônicos presentes no espectro.

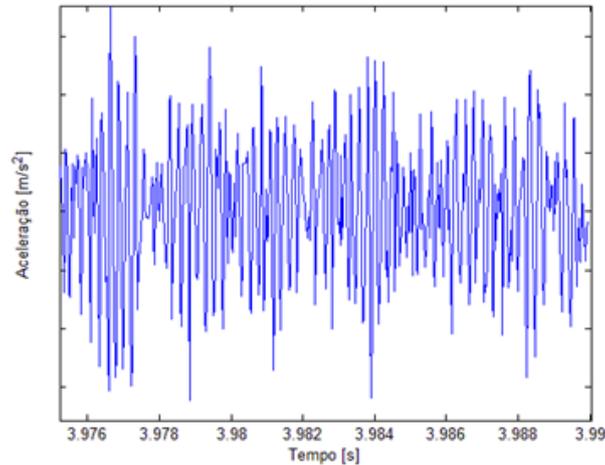


Figura 6.2 – Exemplo de curva de aceleração por tempo.

Outro fato observado na Fig. 6.2 é uma modulação de fase ou batimento, responsável pelas bandas laterais presentes em qualquer região do espectro. Para melhor visualização deste efeito encontra-se na Fig. 6.3 a região do espectro em 1265 Hz, onde se observa que as bandas laterais estão espaçadas de aproximadamente 5 Hz. Ainda, diz-se que este batimento é inerente à cinemática do rotor e é oriundo da diferença de velocidades entre o eixo e o rolete.

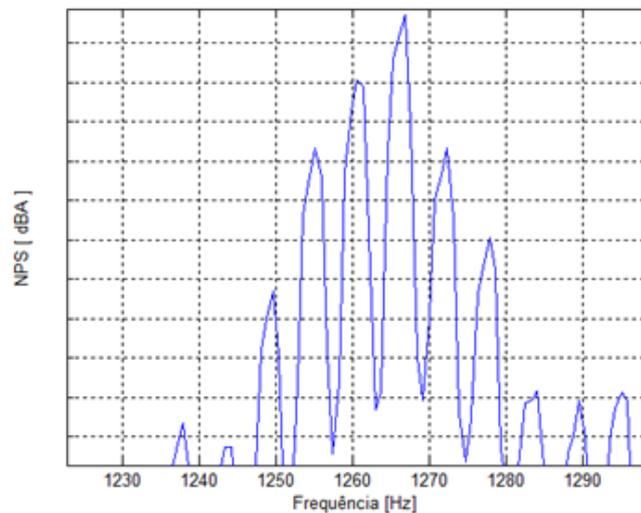


Figura 6.3 – Destaque da região de 1265 Hz do espectro padrão.

Ainda na Fig. 6.3 é observado um grande número de bandas laterais, o que caracteriza grandes flutuações na frequência de rotação do sistema. Com relação a esta variação, na Fig. 6.4 mostra-se o histograma percentual de ocorrências por frequência de rotação para uma amostra de 203 compressores.

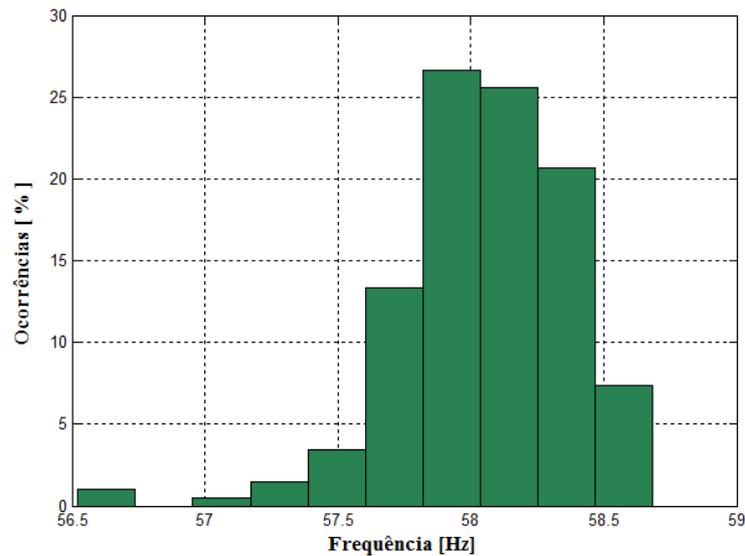


Figura 6.4 – Histograma de porcentagem de ocorrências por frequência de rotação dos compressores rotativos.

A média amostral é igual a 58,0528 Hz e o desvio padrão amostral é igual a 0,3263 Hz, o que resulta em um intervalo entre 57,9933 e 58,1124 Hz de 99 % para a média.

A variabilidade na frequência de rotação do compressor parece ser bastante baixa, porém deve-se ressaltar que as frequências críticas de ruído do compressor estão acima do 50° harmônico. Para a região de 4000 Hz, por exemplo, o intervalo de 99% (aproximadamente o 69° harmônico) apresenta uma variação de aproximadamente 5 Hz. Este fato, aliado à curtose normalizada elevada, igual a 5,936, estimada para a frequência de rotação resulta em uma grande variabilidade nas frequências de excitação destes compressores.

Finalmente, na Fig. 6.5 é mostrado o histograma com o número de ocorrências por frequência natural de 15 compressores na região de 4500 Hz da carcaça (obtidas via FRF), onde se pode observar uma variação de mais ou menos 10% em relação ao valor da moda. Tais resultados foram calculados via análise modal operacional.

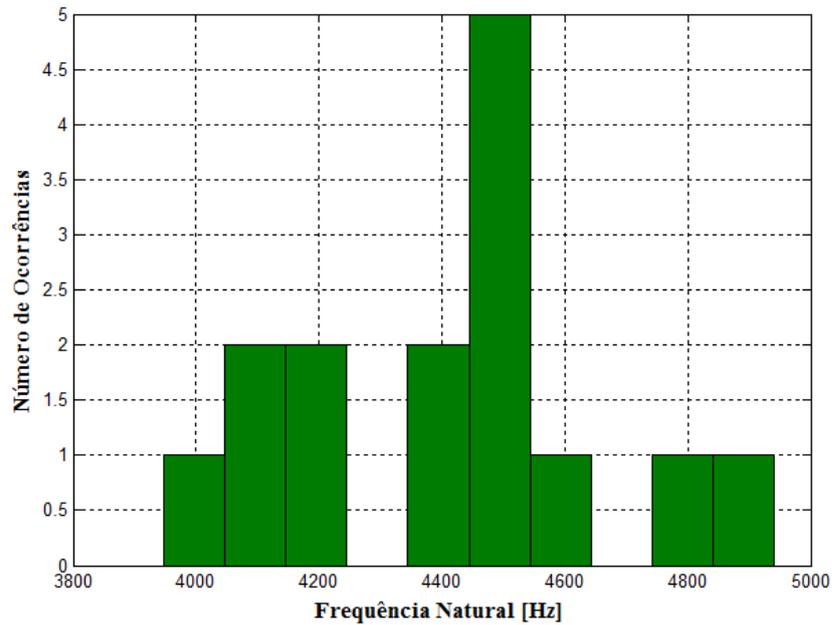


Figura 6.5 – Histograma de número de ocorrências por frequência natural na região de 4500 Hz.

Portanto, em função da grande variabilidade dos níveis de ruído gerados por estes compressores, as análises dos resultados experimentais serão feitas baseadas nos níveis de ruído e vibrações médios calculados.

6.2. Identificação das fontes de ruído

A seguir serão apresentadas as principais fontes de ruído pertencentes a cada região do espectro sonoro do compressor rotativo.

6.2.1. Acima de 6000 Hz

Na Figura 6.6 são mostrados os gráficos de NPS por frequência, medidos a 30 cm da região do rolete, para um compressor Padrão (azul) e um compressor sem a lâmina de descarga (vermelho), ambos operando com uma pressão de descarga de 200 psi.

Para facilitar a visualização, sempre que possível, os espectros serão apresentados com uma resolução em frequência de aproximadamente 60 Hz, como na Fig. 6.6.

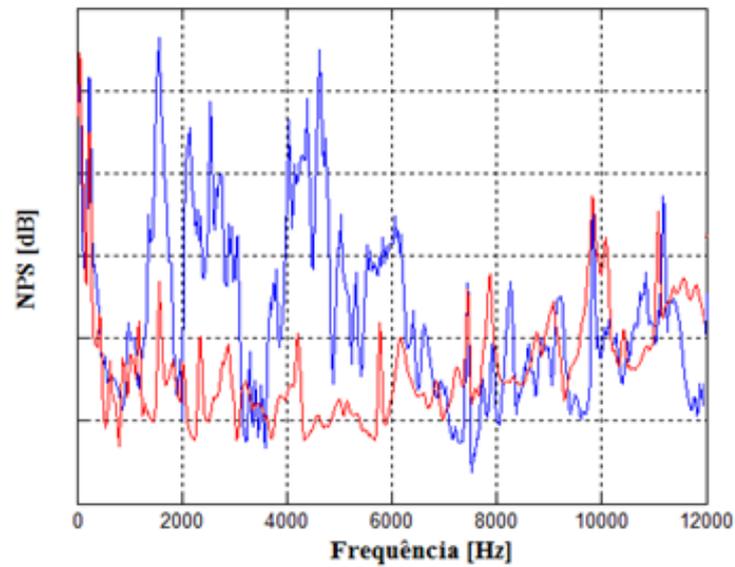


Figura 6.6 – NPS médios por frequência medidos a 30 cm da região do roller para um conjunto de compressores Padrão (azul) e um de compressores sem a lâmina de descarga (vermelho).

Nota-se que houve uma grande redução das amplitudes para a faixa de frequência entre 1000 e 6000 Hz, e uma vez que na operação de um compressor operando sem válvula não se espera a ocorrência de choques internos, podem-se creditar os níveis de ruído medidos acima de 6000 Hz às forças de atrito entre os diversos mecanismos do compressor e os a baixos aos choques internos. Este resultado é representativo de várias análises como, por exemplo, na comparação entre NWS de um conjunto de compressores Padrão (azul) e um de compressores com uma folga média axial de 0,029 mm entre o rolete e o mancal, mostrado na Fig. 6.7.

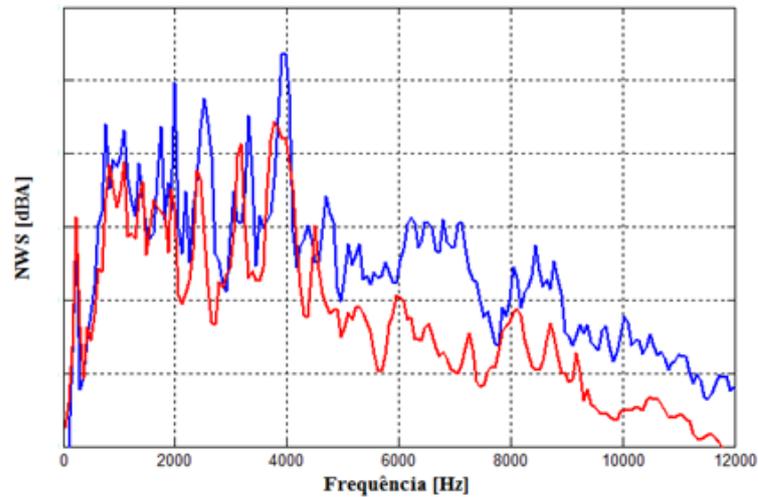


Figura 6.7 – NWS [dBA] por frequência para um conjunto de compressores Padrão (azul) e um de compressores com folga (vermelho).

Observa-se que com aumento da folga axial diminui-se as forças de atrito, redução na amplitude a partir de 6000 Hz.

6.2.2. Região de 3000 a 6000 Hz

Na banda de frequência de 3000 a 6000 Hz, os níveis de ruído gerados pelos compressores rotativos, podem ser creditados à combinação de uma região do espectro rico em frequências naturais, por exemplo, Fig. 6.8, 6.9 e 6.10.

Para facilitar, sempre que possível, a resolução das Funções Resposta em Frequência FRF será de aproximadamente 1 Hz.

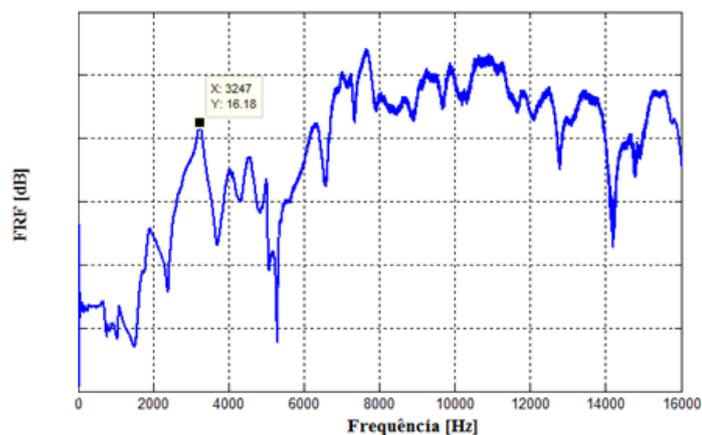


Figura 6.8 – Função Resposta em Frequência (FRF) de aceleração [dB] pontual em um ponto radial do *kit*, posicionado na carcaça.

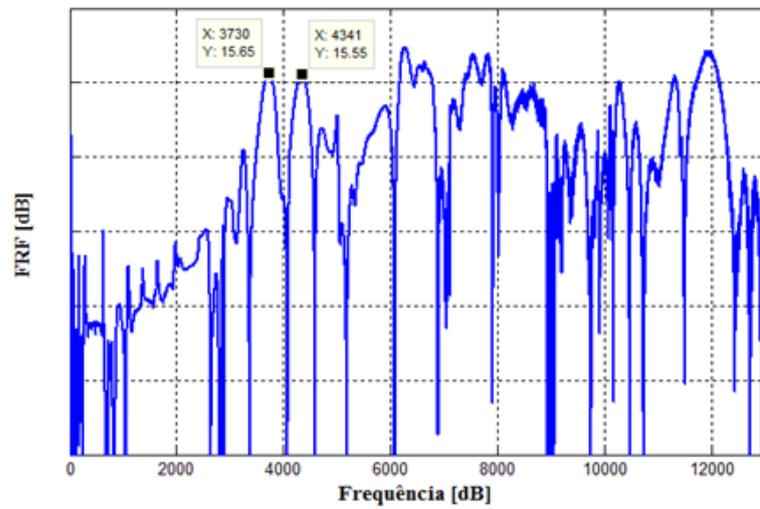


Figura 6.9– FRF de aceleração [dB] entre um ponto na região média do estator e o ponto de solda padrão.

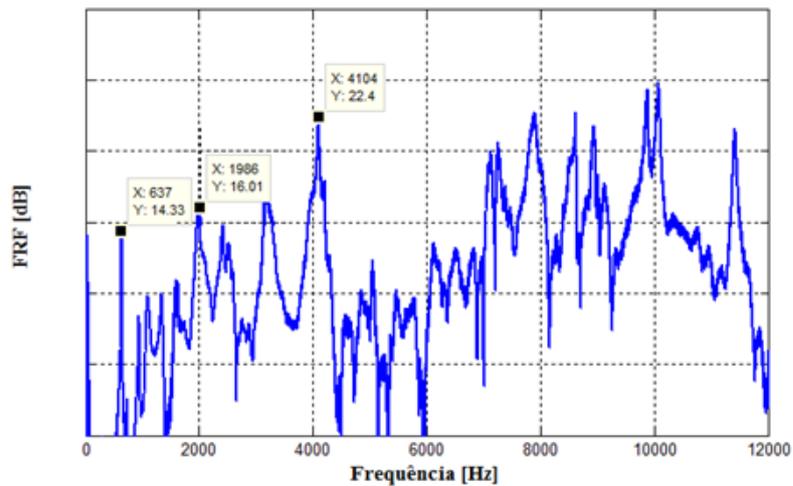


Figura 6.10 – FRF de aceleração (dB) de um ponto do acumulador – ponto de solda padrão.

Aliado aos inúmeros choques que ocorrem entre os mecanismos do compressor em um período de rotação, como pode ser observado nos gráficos de envelope de aceleração nas bandas de 20-40 kHz e 2,3-2,7 kHz mostrados nas Fig. 6.11 e 6.12, respectivamente. Estes gráficos são de um compressor padrão com o acelerômetro posicionado no ponto de medição padrão da solda próximo ao acumulador.

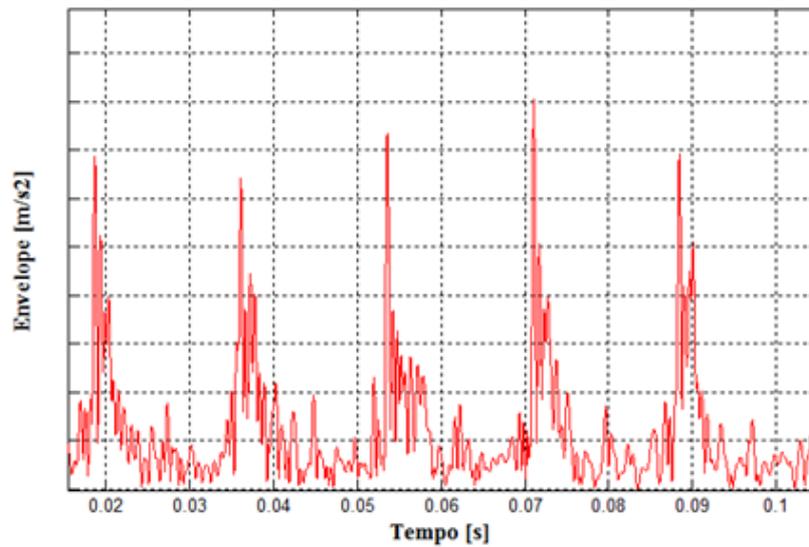


Figura 6.11 – Envelope de aceleração (20-40 kHz) para cinco períodos de rotação de um compressor padrão.

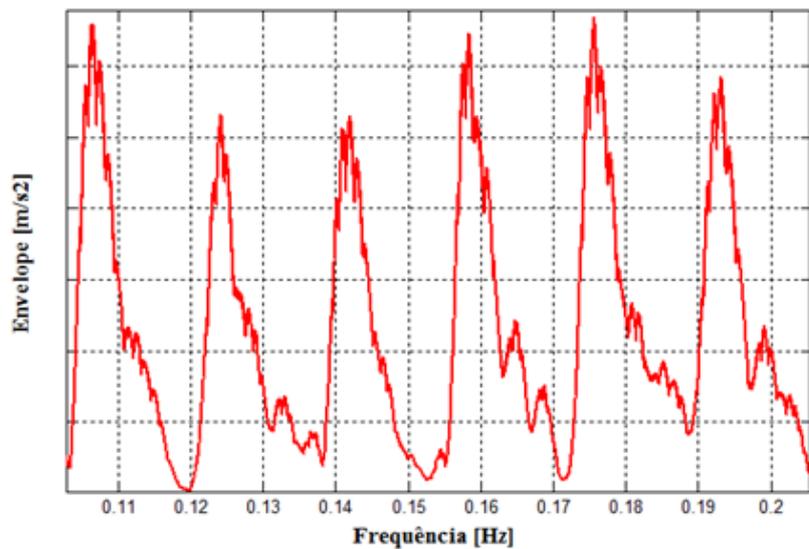


Figura 6.12 – Envelope de aceleração (2,3-2,7 kHz) para seis períodos de rotação de um compressor padrão.

Além da ocorrência de inúmeros choques por período, pode-se observar a falta de periodicidade dos choques secundários e a modulação de baixa frequência para o choque principal (o de maior amplitude).

Na Fig. 6.13 são mostrados os espectros de NWS médios, em função da frequência, de um grupo de compressores com o rolete modificado (vermelho) e de um grupo Padrão

(azul). Já na Fig. 6.14 são mostrados os espectros de NPS médios por frequência, medidos em quatro pontos para o conjunto de compressores padrão (azul) e compressores sem a mola (vermelho).

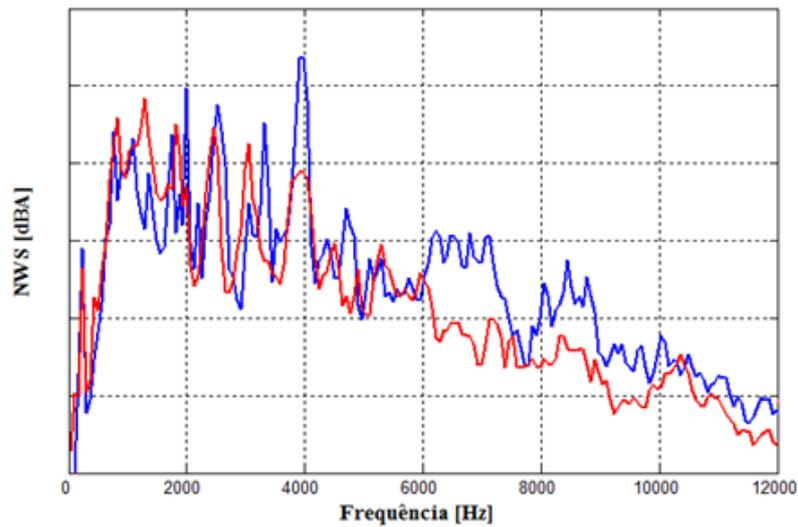


Figura 6.13 – Espectro de NWS médios por frequência, para um grupo de compressores Padrão (azul) e compressores com o rolete modificado (vermelho).

Analisando os dados das Fig. 6.13 e 6.14, aliada a Fig. 6.7 conclui-se que a interação dos mecanismos rolete-*kit*-palheta-mola são os principais responsáveis pelos níveis de ruído na banda de 3000 a 6000 Hz.

A queda nos níveis de ruído na região acima de 6000 Hz, observada para o conjunto com rolete modificado reforça a tese de que nesta região de frequência o principal mecanismo emissor de ruído é o atrito.

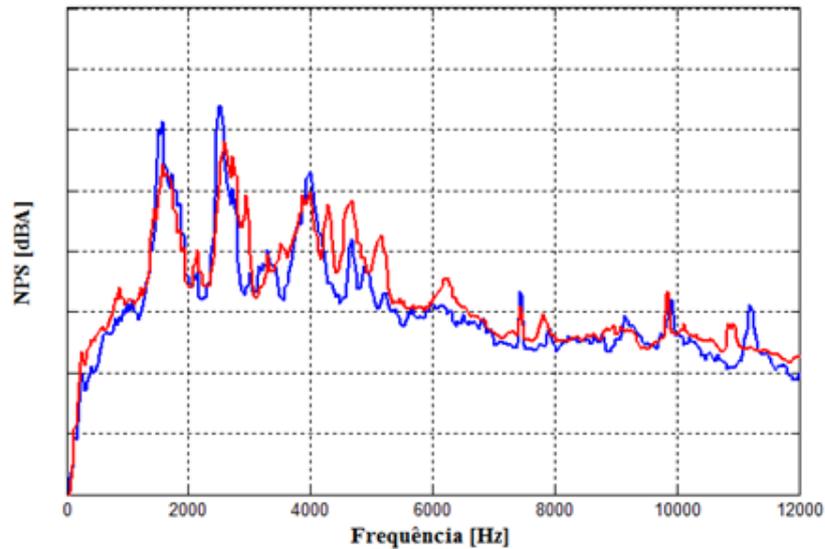


Figura 6.14 – Espectros de NPS médios por frequência, medidos em quatro pontos para os compressores Padrão (azul) e compressores sem a mola (vermelho).

Analisando a Fig. 6.14 pode-se observar a importância da mola no controle do ruído gerado na banda de 3000 a 6000 Hz e abaixo de 2000 Hz. Sem a mola os impactos, inerentes ao funcionamento deste tipo de compressor, têm bem mais energia.

Figura 6.15 traz as médias espectrais de velocidade por frequência, medidas no ponto de solda padrão para os compressores Padrão (azul) e compressores sem a mola (vermelho).

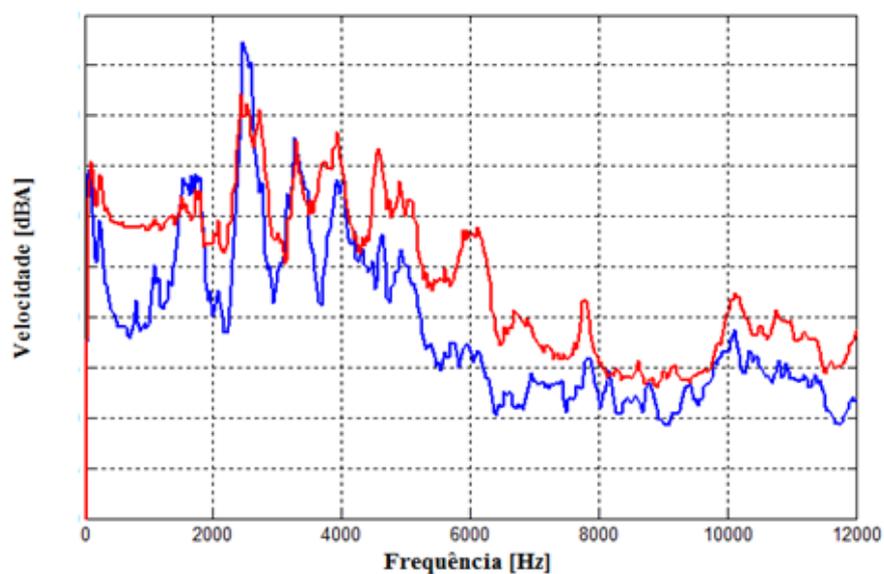


Figura 6.15 – Média espectral de velocidade por frequência, medida no ponto de solda padrão para os compressores padrão (azul) e compressores sem a mola (vermelho).

Outra observação importante a respeito desta região do espectro é a de que o acumulador, apesar de não ser uma fonte de ruído primária, contribui de maneira significativa para os níveis de ruído irradiados.

A justificativa para este fato são duas. A primeira baseia-se na existência de alguns modos próprios de vibração com bastante energia no acumulador como pode ser visto nas Fig. 6.16, 6.17 e 6.18 onde são mostrados os modos do compressor nas frequências naturais de 3711, 4171 e 5740 Hz, respectivamente. Já a segunda é dada pela FRF entre o acumulador e o *kit* com grandes amplitudes nesta região de frequência, como pode ser observado na Fig. 6.19.

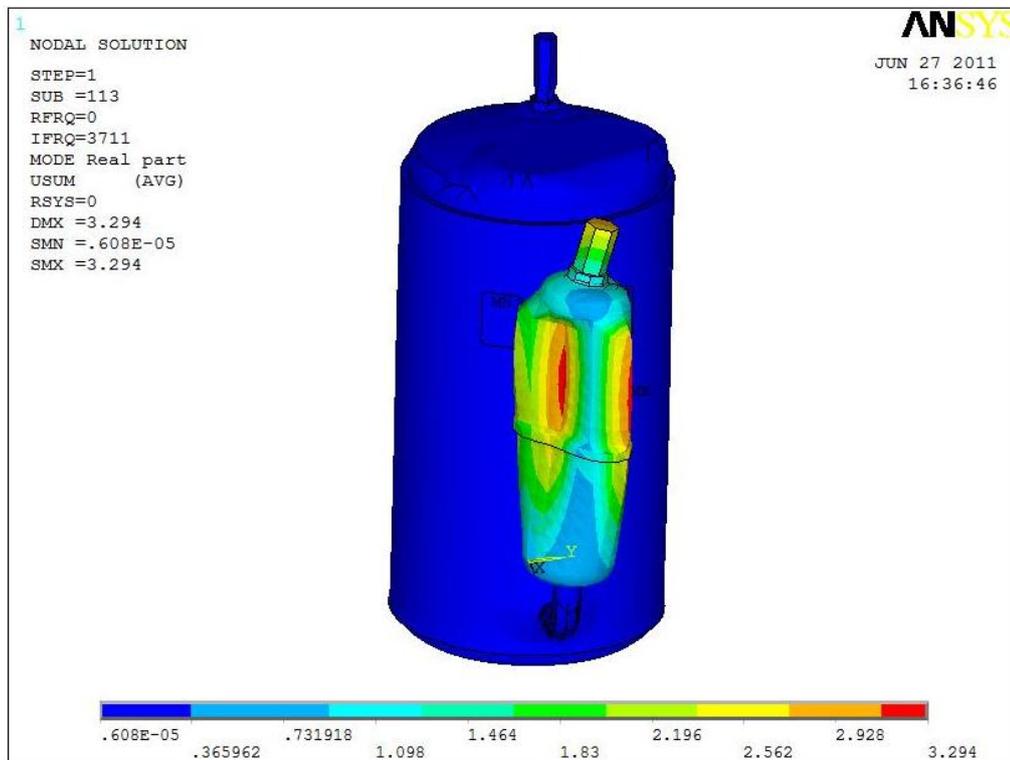


Figura 6.16 – Modo de Vibrar do acumulador para a frequência natural de 3711 Hz calculado via FEM.

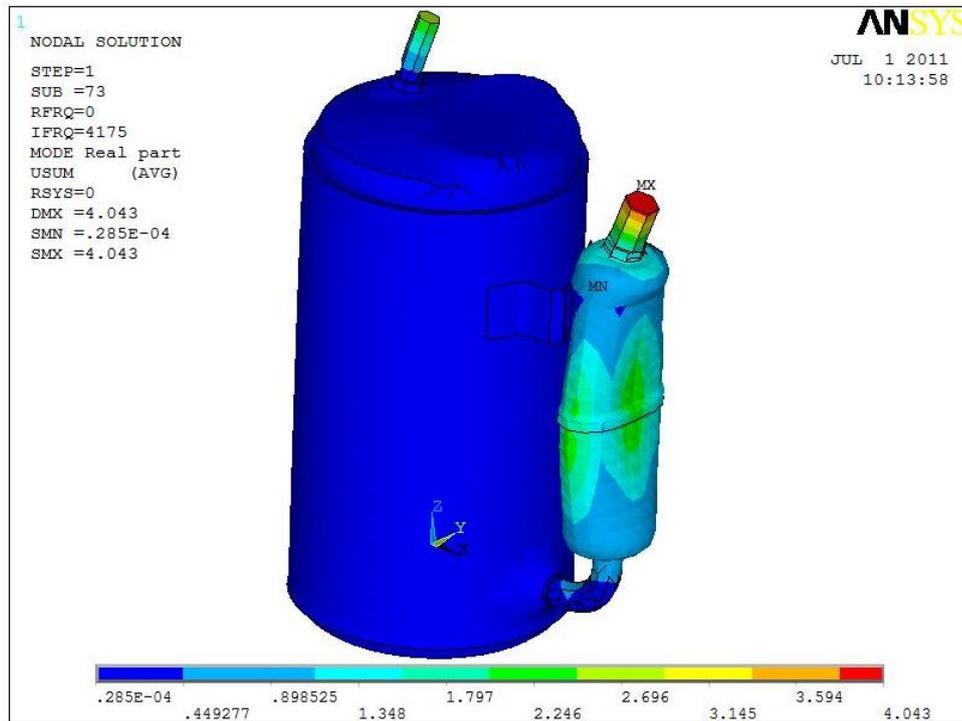


Figura 6.17 – Modo de Vibrar do acumulador para a frequência natural de 4175 Hz calculado via FEM.

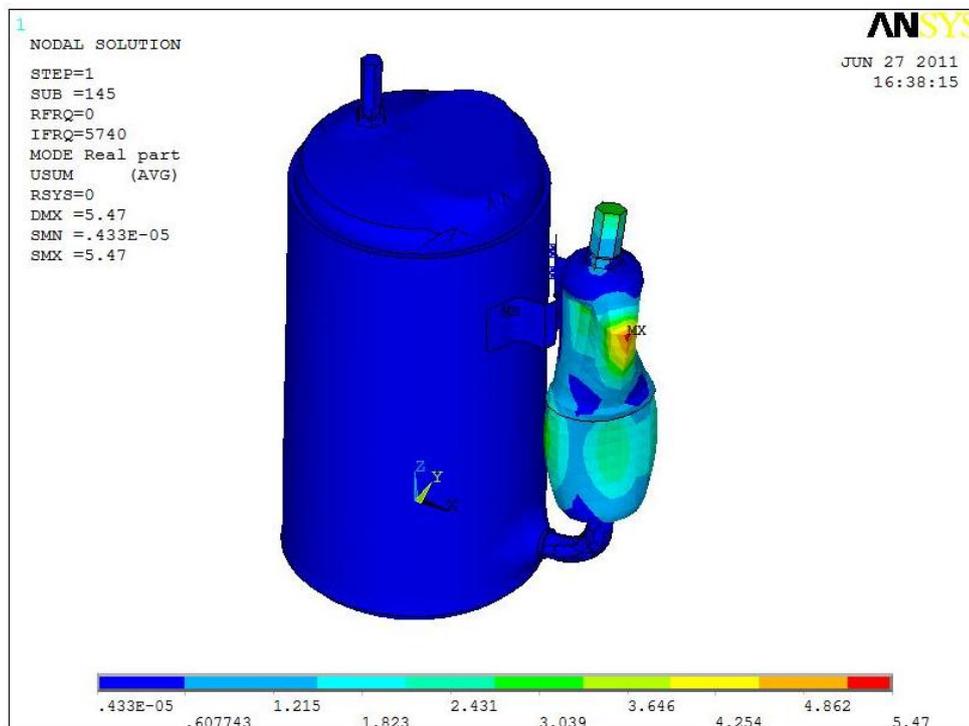


Figura 6.18 – Modo de Vibrar do acumulador para a frequência natural de 5740 Hz calculado via FEM.

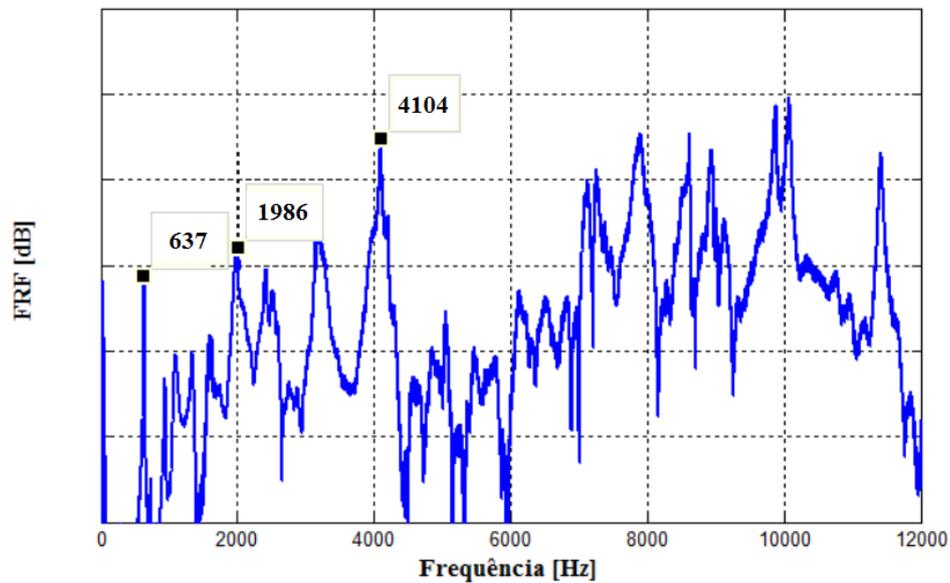


Figura 6.19 – FRF de aceleração (dB) de um ponto do acumulador – ponto de solda padrão.

6.2.3. Região de 2000 a 3000 Hz

Na Fig. 6.20. é mostrada a curva de FRF de aceleração para um ponto do eixo de um compressor rotativo, onde se verifica uma forte ressonância na frequência de 2765 Hz. Considerando que sob condições de carregamento a frequência de ressonância tende a diminuir (aumento da massa), pode-se inferir que os níveis de ruído nesta região são devido à ressonância do eixo do compressor.

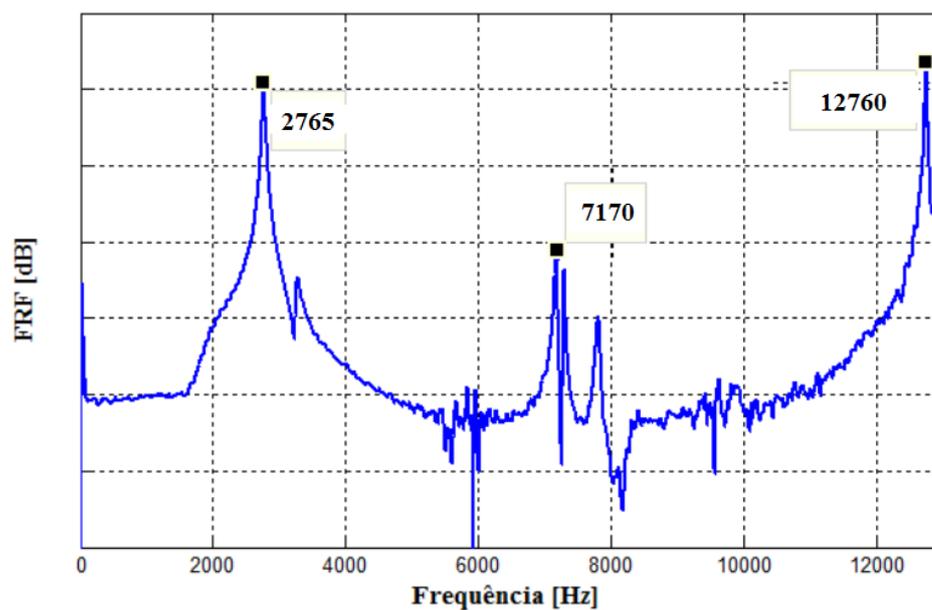


Figura 6.20 – FRF de aceleração (dB) de um eixo do compressor rotativo.

Ainda aliado as Fig.4.9 e 4.10, frequência natural do conjunto eixo-motor via FEM, sabe-se que os modos de fletir desta peça são em 2401 e 2498 Hz, colaborando para que essa região do espectro seja dominada pela frequência de ressonância do eixo e seus esforços nos mancais.

6.2.4. Região de 1000 a 2000 Hz

Da análise dos dados de todos os tratamentos estudados, acredita-se que o ruído é predominantemente oriundo dos impactos da válvula e do mecanismo de descarga do compressor.

Duas análises de resultados ilustram esta hipótese. Na primeira uma forte ressonância nesta região de frequência pode ser observada na FRF de aceleração (dB) de um ponto do retentor com relação ao ponto de solda padrão mostrada na Fig. 6.21.

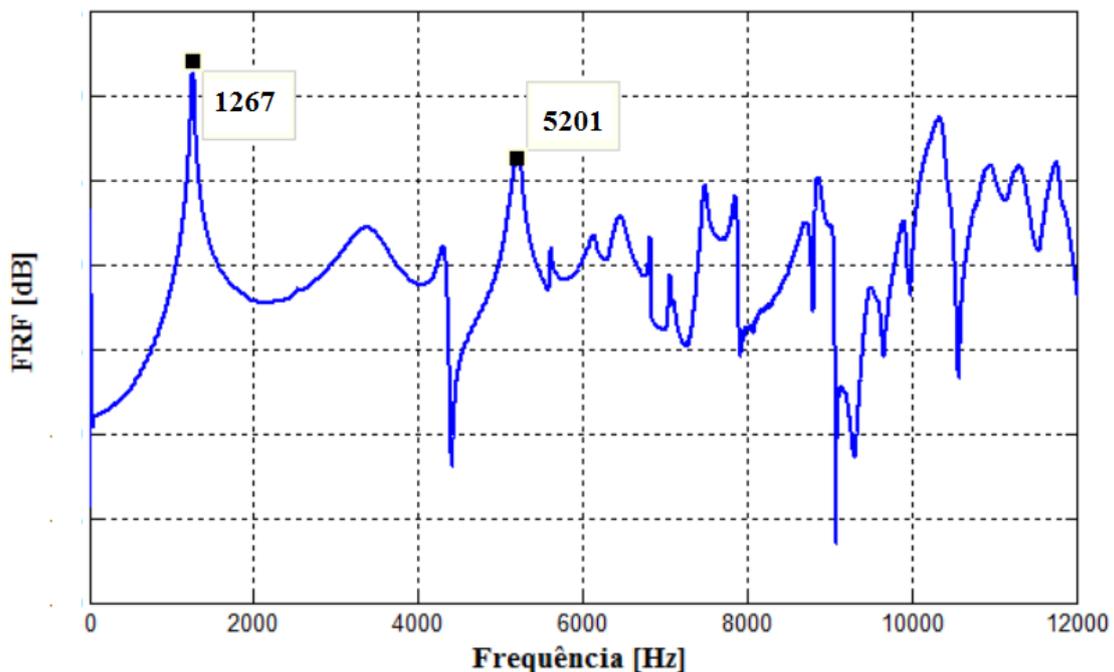


Figura 6.21 – FRF de aceleração (dB) de um ponto da tampa – ponto de solda padrão.

A outra hipótese baseia-se na comparação dos valores de NPS médios de compressores com carga variável na descarga e sucção com carga de 30 psi, Fig 6.22, e carga variável na descarga e sucção a vácuo, Fig. 6.23.

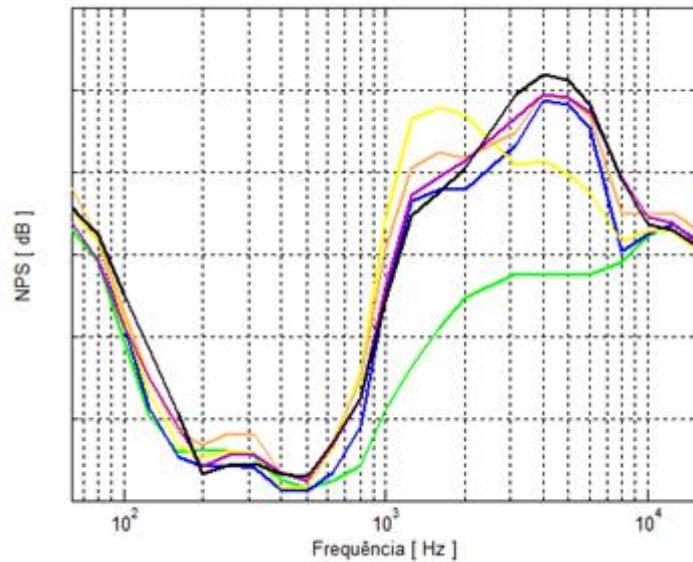


Figura 6.22 – Espectros de NPS (bandas de 1/3 de oitava) para 30 psi na sucção e pressões de descarga de 50 (verde), 100 (azul), 150 (amarelo), 200 (laranja), 250 (vermelho) e 300 (preto) psi.

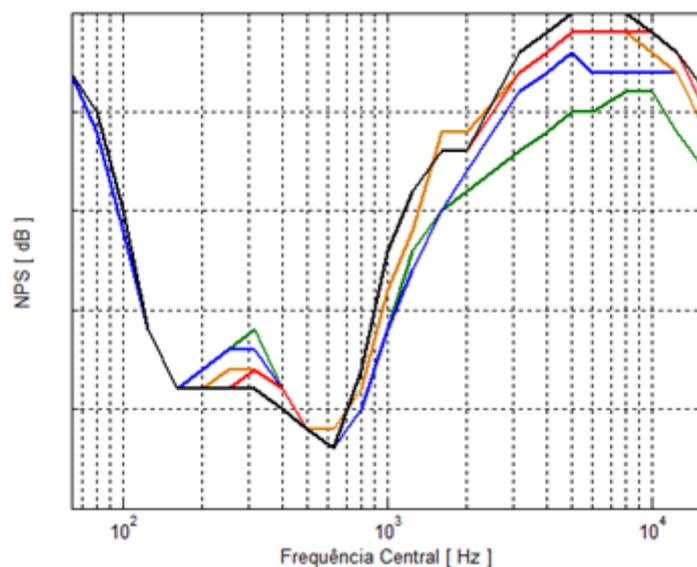


Figura 6.23 – Espectros médios de NPS (bandas de 1/3 de oitava) para pressões de descarga de 100 (verde), 150 (azul), 200 (laranja), 250 (vermelho) e 300 (preto) psi.

A análise da Fig. 6.23 na banda de 1000 a 2000 Hz é bastante dificultada pelas variações na frequência de rotação dos compressores, Fig. 6.24, que faz com que os níveis

de energia no espectro ficam fortemente dependentes da coincidência ou não de harmônicos, e respectivas bandas laterais, com as frequências naturais do sistema.

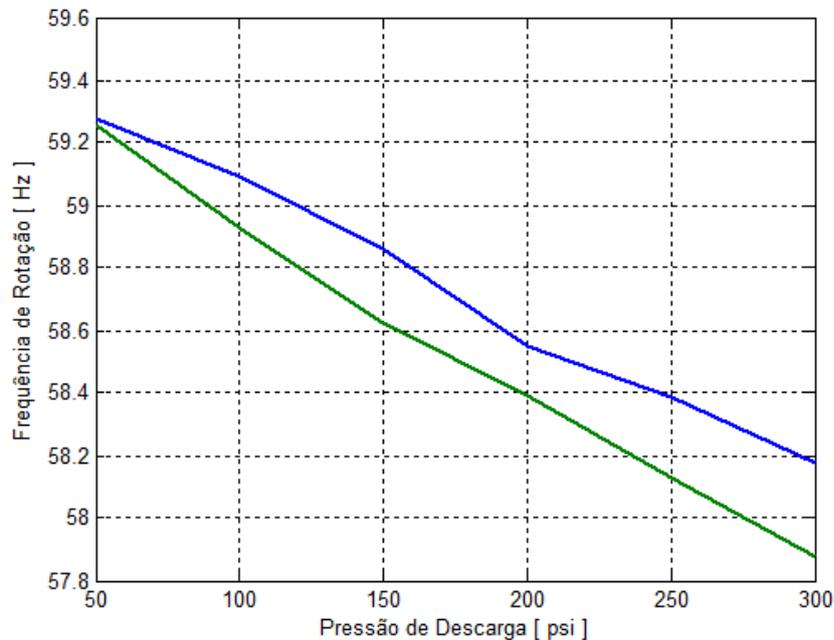


Figura 6.24 – Frequência de Rotação dos compressores em função da carga para os compressores um (verde) e dois (azul).

Como exemplo, na Fig. 6.25 é mostrada uma região do espectro sonoro do compressor para as cargas de 150 (azul) e 250 (vermelho) psi, respectivamente. Observa-se um aumento de 10 dB em um harmônico do compressor com carga de 150 psi em função da coincidência do mesmo com uma das frequências naturais do compressor. Esta condição de ressonância explica o aumento significativo dos níveis de ruído na banda de 1000 a 2000 Hz para a carga de 150 psi quando se faz uma análise de níveis de ruído, em bandas de 1/3 de oitava, em função da carga para o compressor, apresentado na Fig. 6.22.

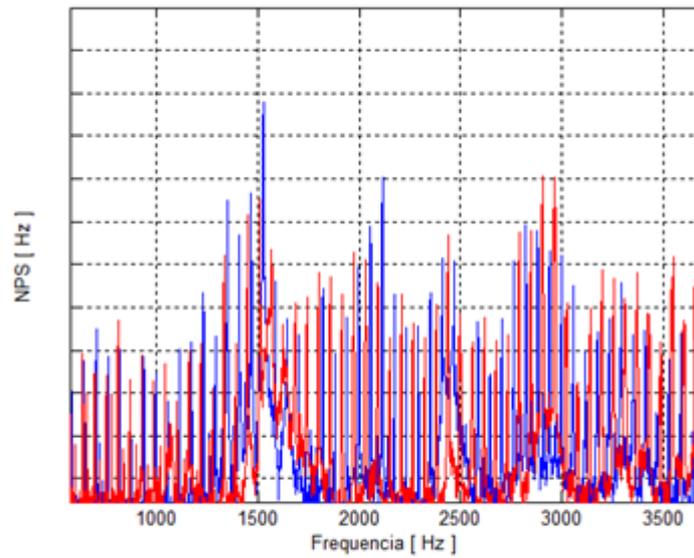


Figura 6.25 – Espectro sonoro (dBA) do compressor, na banda de 500 a 3700 Hz, para uma descarga de 150 (azul) e 250 (vermelho) psi e sucção de 30 psi.

Menciona ainda que nesta região de frequência, o acumulador também exerce efeito de amplificador de ruído. Conforme Fig. 6.19 há uma forte ressonância próxima a 2000 Hz cujas formas modais, calculadas via FEM, estão mostradas nas Fig. 6.26 e 6.27.

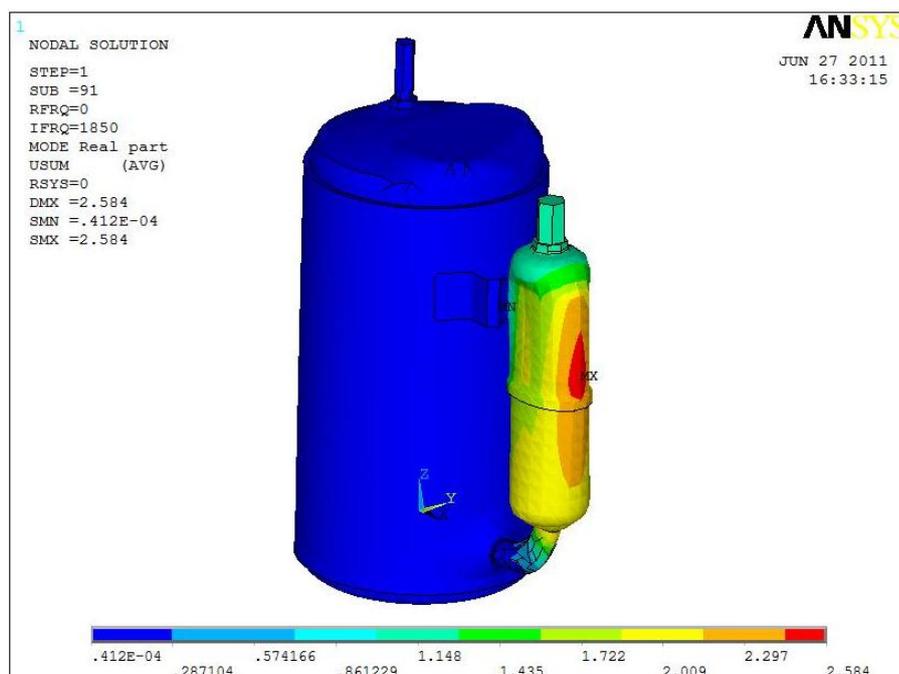


Figura 6.26 – Modo de Vibrar do acumulador para a frequência natural de 1850 Hz calculado via FEM.

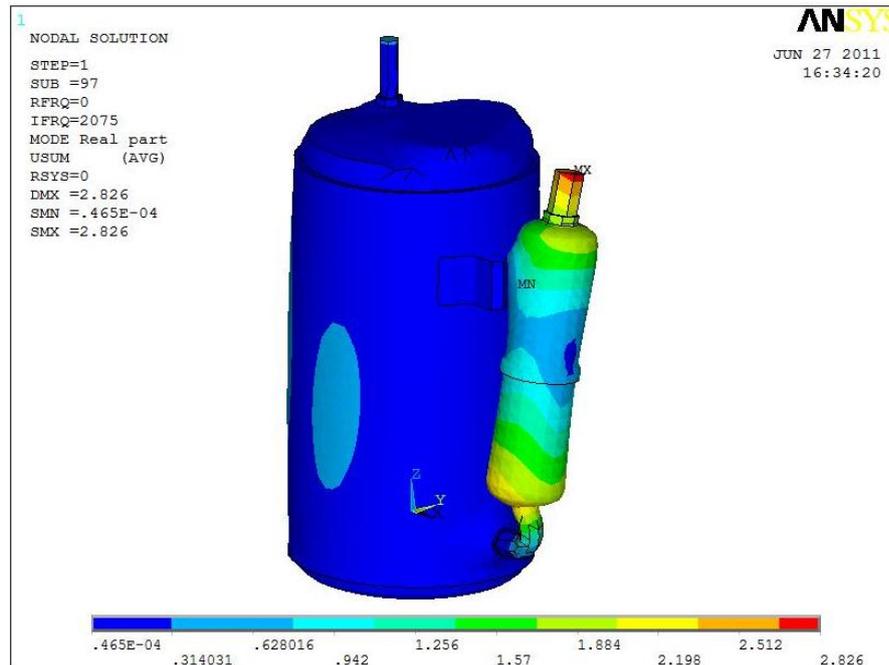


Figura 6.27 – Modo de Vibrar do acumulador para a frequência natural de 2075 Hz calculado via FEM.

6.2.5. Região de 600 a 1000 Hz

Nesta banda em frequência o mecanismo de geração dominante é oriundo do fluxo de fluido e sua pulsação. Esta afirmação pode ser facilmente comprovada pela análise da Fig. 6.28, onde se observa que na banda de 630 a 1000 Hz os níveis de ruído gerados pelo tratamento com carga na sucção e descarga (vermelho) são maiores do que nas condições a vácuo total (verde) e vácuo na sucção e 125 psi na descarga (azul).

6.2.6. Região de 250 a 600 Hz

Analisando esta banda de frequência na Fig. 6.22, observa-se que aumentando a pressão da descarga para o tratamento com sucção a vácuo os níveis de ruído diminuem. Uma vez que no tratamento sucção a vácuo, e pressão de descarga variando, não existe o efeito do fluxo de fluido e nem vibração da válvula, conclui-se que o principal mecanismo de geração de ruído nesta faixa de frequência é a interação mola-rolete-palheta.

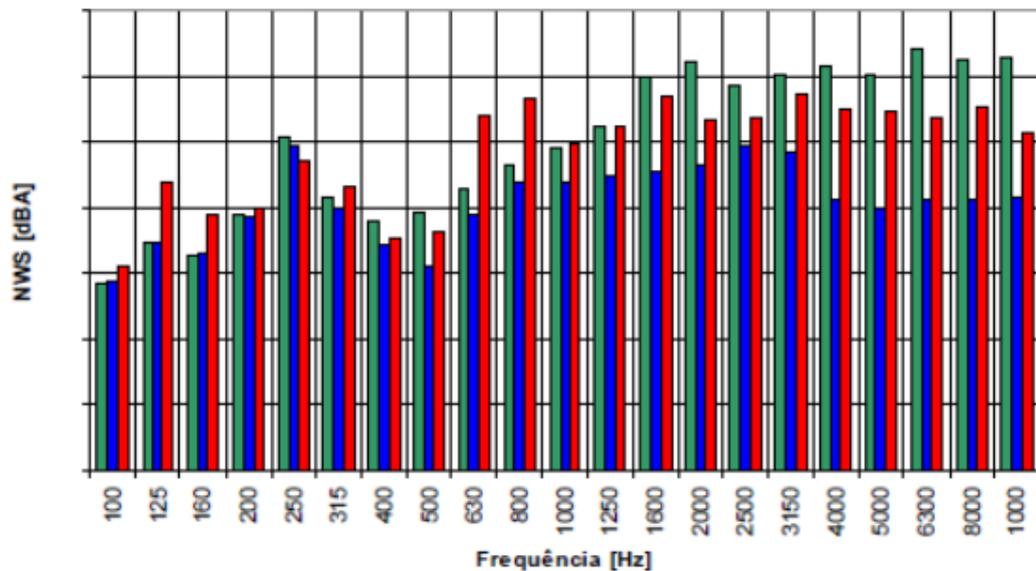


Figura 6.28 – Valores de NWS em bandas de 1/3 de oitava para os tratamentos em vácuo (verde), sucção em vácuo e descarga com 125 psi (azul) e sucção com 30 psi e descarga com 125 psi (vermelho).

Corroborando a afirmação do parágrafo anterior, nas bandas centradas entre 250 e 400 Hz, observam-se as menores diferenças entre os valores de NWS, Fig. 6.28, para os tratamentos sucção a vácuo e sucção a 30 psi, sendo que para a frequência centrada em 250 Hz, os valores médios de NWS são maiores para o tratamento sucção a vácuo do que para sucção a 30 psi. Ainda com relação à Fig. 6.28, cabe observar que os valores de NWS para o tratamento a vácuo total é maior do que para os outros tratamentos em todas as bandas de 1/3 de oitava, o que é um forte indicativo de ocorrência de choques internos no sistema.

6.3.7. Região de 60 a 200 Hz

As principais fontes de ruído nesta região do espectro são de origens mecânicas e elétricas. Na Fig. 6.28 observa-se que nesta banda de frequência o nível de ruído é dependente do carregamento do compressor, principalmente na banda de 125 Hz.

Nas Fig. 6.29 a 6.31, são mostrados centrados em 100 Hz os espectros de aceleração medidos em um dos pontos de solda, um ponto da tampa e um ponto próximo ao centro da carcaça, respectivamente. As curvas em azul são resultantes para pressão de descarga em 150 psi e as curvas em vermelho dizem respeito a pressão de descarga em 300 psi, ambos os casos a sucção é mantida em 30 psi. A partir dos dados de acelerações,

as velocidades de rotação estimadas para o compressor foi de 58,06 Hz e de 57,25 Hz, respectivamente.

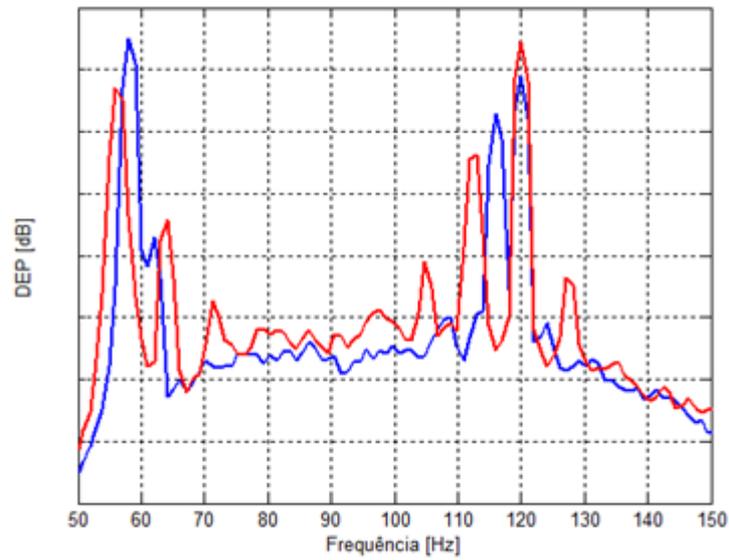


Figura 6.29 – DEP da Aceleração medida num dos pontos de solda.

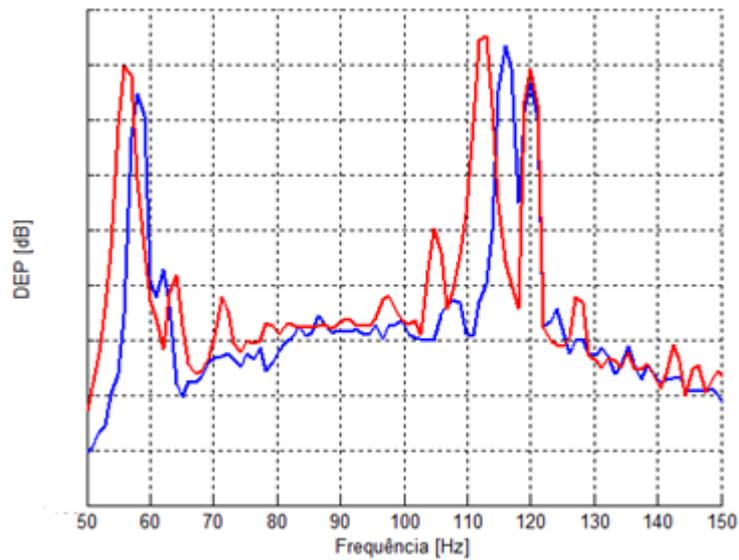


Figura 6.30 – DEP da Aceleração medida num ponto da tampa.

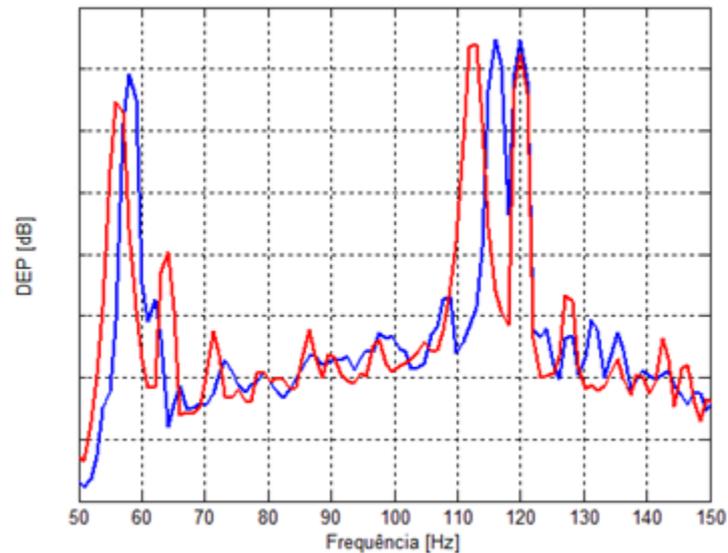


Figura 6.31 – DEP da Aceleração medida num ponto próximo ao ponto média da carcaça.

Ainda observa-se aumento dos níveis de vibração em toda a banda de frequência estudada com o aumento da pressão de descarga, sendo que os valores mais significativos ocorreram para os harmônicos laterais em baixas frequências.

É importante destacar que na Fig. 6.31 a amplitude de vibração na segunda harmônica da rede (120 Hz) é elevada, ou seja, ruído de origem no motor elétrico.

6.3. Análise de sensibilidade

6.3.1. Mecanismos de geração de ruído

A análise de sensibilidade consistirá de diminuir em 20 dB os níveis de potência sonora na região do espectro correspondente ao mecanismo de geração de ruído analisado e avaliar o efeito da modificação no nível global de potência sonora em dBA.

Na Figura 6.32 são apresentados os resultados da análise de sensibilidade dos NWS com relação a uma atenuação de 20 dB das amplitudes nas faixas de frequência dos mecanismos geradores de ruído, as quais são:

- mecânico e motor elétrico de 0 a 200 Hz,
- palheta de 200 a 600 Hz,
- fluxo de Fluido de 600 a 1000 Hz,
- mecanismo de descarga da válvula de 1000 a 2000 Hz,
- região de ressonância do eixo de 2000 a 3000 Hz,
- interação do rolete com o *kit* de 3000 a 6000 Hz,

- atrito acima de 6000 Hz.

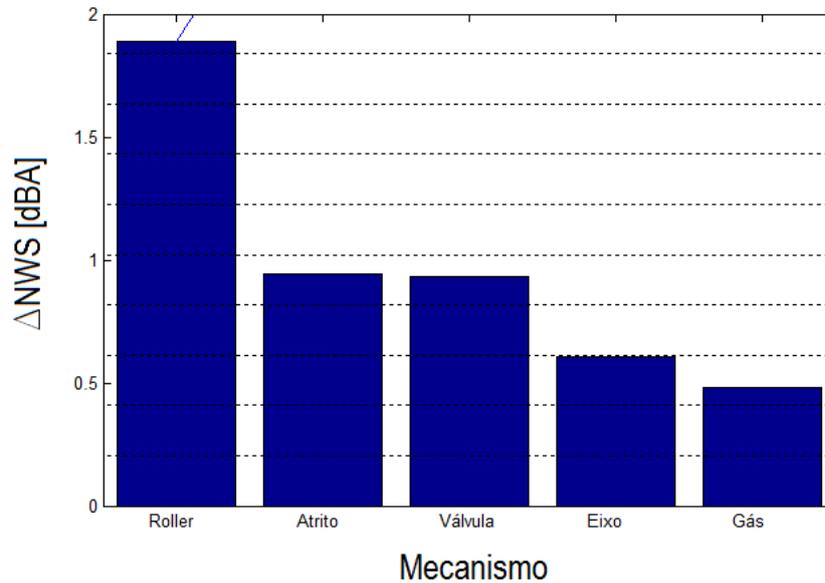


Figura 6.32 – Análise de sensibilidade do NWS em função do mecanismo de geração de ruído.

As contribuições do ruído de origem mecânica/motor elétrico e palheta não foram significativas tanto para a potência sonora porcentual (menor que 1%) quanto para o ganho global alcançado com uma medida de controle. Na Fig. 6.33 é mostrado o diagrama de Pareto de potência sonora porcentual em função do mecanismo de geração de ruído.

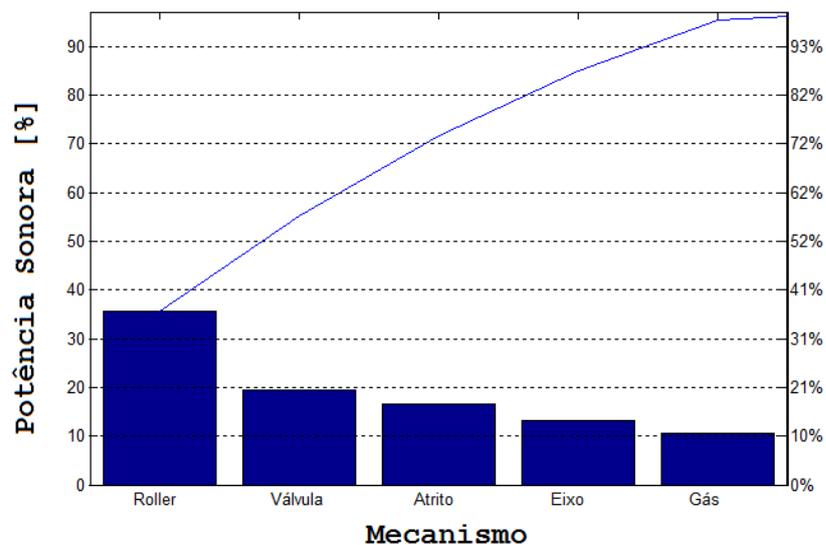


Figura 6.33 – Diagrama de Pareto de potência sonora porcentual em função do mecanismo de geração de ruído.

Da análise das figuras 6.32 e 6.33, observa-se que a melhor medida de controle, no que diz respeito a níveis globais de potência sonora, seria a mitigação dos níveis de ruído gerados pela interação do rolete com o sistema, ou seja: a banda de 2000 a 6000 Hz. De acordo com a literatura, e testes realizados na Tecumseh, isto pode ser feito pela mudança da compliância da palheta (geometria da palheta), mudança da compliância do rolete (geometria do rolete), diminuição da inércia do rolete (redução de massa), diminuição das forças de atrito (folgas) e otimização da mufla (posicionamento dos furos de saída).

Outra constatação, da análise da Figura 6.32, é que o ganho alcançado com uma medida de controle que mitigue apenas um mecanismo de geração de ruído é pequeno, podendo ser facilmente compensado pela variabilidade do processo de fabricação.

O efeito combinado das medidas de controle pode ser visualizado na Tab. 6.1, onde se observa que os maiores ganhos de queda de NWS ocorrem para a mitigação do ruído para as regiões de frequência acima de 2000 Hz. Uma possível medida de controle que atua nesta banda do espectro é a otimização da mufla que operando como um filtro passa baixa minimizaria o ruído de alta frequência

Tabela. 6.1 – Análise de sensibilidade do NWS em função da combinação de mecanismos de geração de ruído.

Mecânico	Vane	Fluido	Válvula	Eixo	Roller	Atrito	Δ NWS
					X	X	1,8
				X	X		2,9
			X	X			1,7
		X	X				1,7
	X	X					0,5
X	X						0,1
				X	X	X	4,8
			X	X	X		4,9
		X	X	X			2,4
	X	X	X				1,6
X	X	X					0,6
			X	X	X	X	4,9
		X	X	X	X	X	8,7

6.4.2. Controle de frequências específicas

Para avaliar a influência dos harmônicos e das regiões de ressonância sobre os níveis de ruído gerados pelos compressores rotativos, fez-se uma análise de sensibilidade que consistiu em identificar as 15 componentes de maior energia acústica do espectro característico, diminuir em 20 dB os níveis de energia pontuais, e respectivas bandas laterais (± 12 Hz), e avaliar o impacto que esta redução terá sobre o nível de potência sonora global (dBA) gerado. Na Fig.6.34 estão mostrados os resultados desta análise, lembrando que a subtração de 20 dB é acumulativa, ou seja: o valor calculado para o componente 2 implica que foram reduzidos de 20 dB a primeira e a segunda componente com mais energia acústica do espectro, e assim sucessivamente até a componente de número 15.

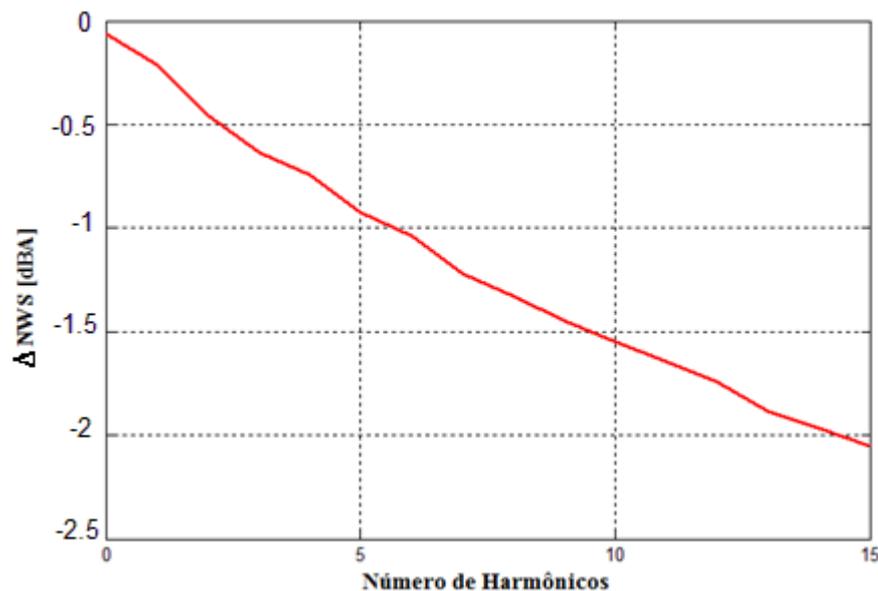


Figura 6.34 – Análise de sensibilidade dos valores de NWS global (dBA) com relação às componentes discretas mais significativas do espectro de ruído característico dos compressores.

Analisando os resultados da Fig. 6.34, conclui-se que a redução dos valores de pressão sonora das 15 componentes (e suas vizinhanças) resultou em um ganho de aproximadamente 2 dBA nos níveis de ruído gerados pelos compressores rotativos. Este resultado é um forte indicativo de que o problema de controle do ruído gerado por estes compressores não é um problema pontual no espectro, mas sim um problema mais geral, que passa pelo controle dos níveis de ruído gerado na região do espectro acima de 2000 Hz.

CAPÍTULO VII

RESULTADOS E ANÁLISE – MODELO MULTICORPOS

7.1. Análises iniciais

Neste capítulo é apresentada a análise comparativa do modelo multicorpos com o compressor rotativo. Para tanto, apresenta inicialmente o sinal da aceleração do eixo, simulados para o ensaio padrão (57 psi de sucção e 226 psi de compressão), Fig. 7.1.

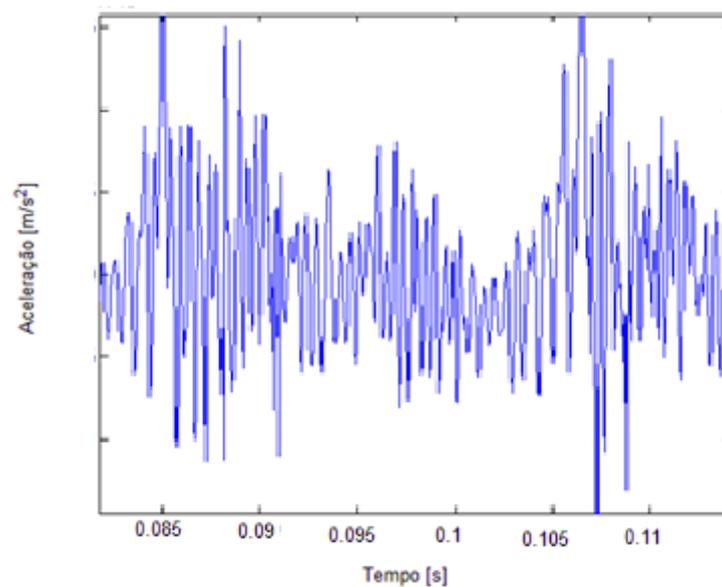


Figura 7.1 – Sinal da aceleração do eixo no domínio do tempo.

Observa-se a presença de modulação no sinal e várias discontinuidades, que acarretam em um espectro de harmônico com bandas laterais. Sendo assim, na Fig. 7.2 é apresentado o sinal da aceleração no domínio da frequência para a banda de 1260 Hz.

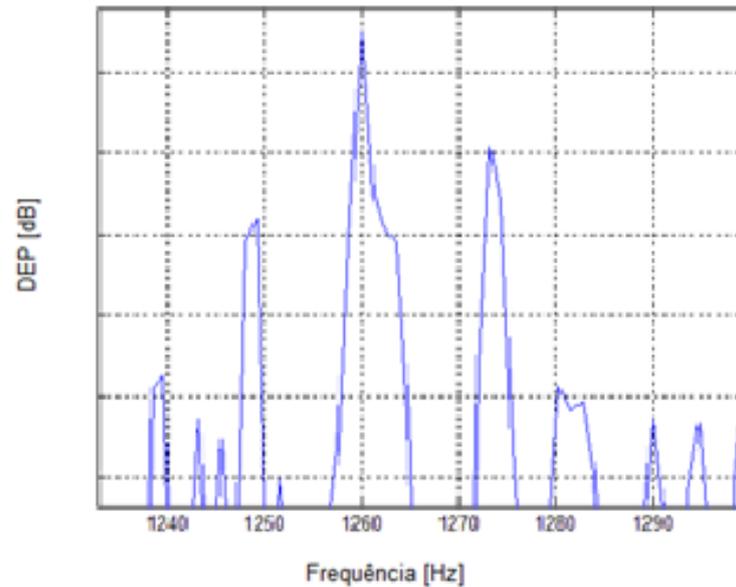


Figura 7.2 – Sinal da aceleração do eixo no domínio da frequência, banda de 1260 Hz.

Conforme mencionado trata-se de um espectro rico em harmônicas. A modulação se apresenta na forma de bandas laterais, espaçadas de aproximadamente 10 Hz. Ainda no modelo é possível de se obter a velocidade de rotação do eixo e rolete iguais a 60 Hz e 50 Hz, respectivamente, onde a diferença entre eles resulta no espaçamento das bandas laterais, 10 Hz. Para fins de comparação na Fig. 7.3 tem-se o espectro do compressor rotativo, medido no ponto de solda, com o espectro do modelo simulado, adquirido no eixo.

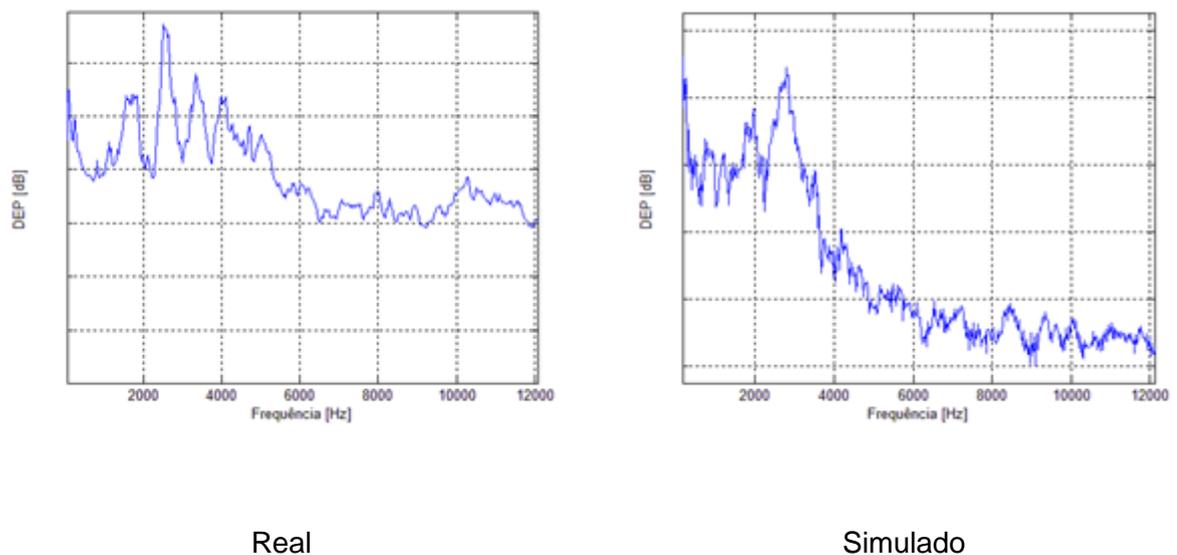


Figura 7.3 – Espectro de frequência real e simulado.

Visualiza-se que os espectros apresentam boa correlação, com exceção da faixa próxima de 1000 Hz e da banda acima de 4000 Hz, onde no ultimo o espectro do modelo possui maior queda de amplitude do que o espectro real. Tal fato pode ser justificado pela análise da FRF do compressor rotativo no ponto de solda (ponto de aquisição das acelerações), Fig. 7.4.

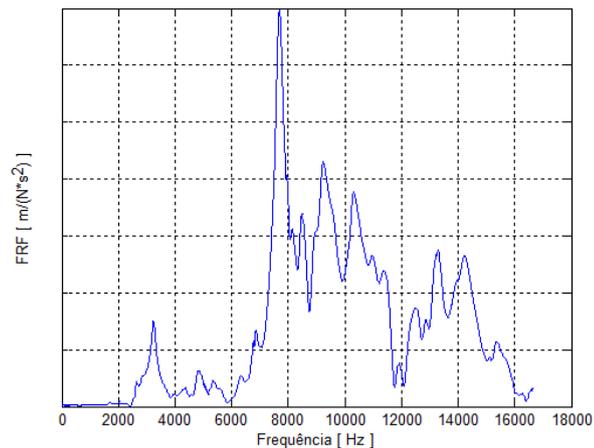


Figura 7.4 – FRF no ponto de solda via estimador H1 para 16 respostas impulsivas e janela retangular.

De posse da Fig. 7.4 é possível observar que a região do ponto de solda apresenta ressonância para as frequências a partir de 3000 Hz, com valores maiores na banda de 8000 a 10000 Hz. Desse modo atribui-se a menor queda de energia no espectro real à região de ressonância do compressor. Em relação a banda de 1000 Hz, justifica-se com erro de modelagem, visto que esta faixa é dominada pela fluxo de fluido, impacto da lâmina de descarga, batentes e mufla.

Ainda com relação a Fig. 7.3 observa-se diferença na amplitude média dos espectros. Como a aquisição da aceleração é realizada no ponto de solda e o sinal da aceleração do modelo é adquirido no eixo a intensidade de energia captada em cada ponto é diferente, justificando a diferença notada. Mesmo assim uma análise comparativa é possível, pois a mesma energia referente ao impacto, por exemplo, da palheta é notada tanto no bloco como no eixo.

Em continuidade parte-se para a análise comparativa dos ensaios, onde se apresentam os sinais de aceleração coletados do compressor e em seguida os sinais de aceleração do eixo simulado no modelo multicorpos. Escolhe-se comparar os resultados via nível de vibração, pois o modelo detém apenas da análise cinemática e dinâmica.

7.2. Ensaio com folga

Conforme analisado experimentalmente a folga do rolete modifica o espectro de frequência para valores acima de 6000 Hz. Atribui-se assim que o atrito é o fator dominante nessa região. Abaixo na Fig. 7.5 são apresentados dois comparativos. O primeiro entre as amostras padrão e com folga, e o segundo entre o compressor rotativo com o simulado via modelo multicorpos.

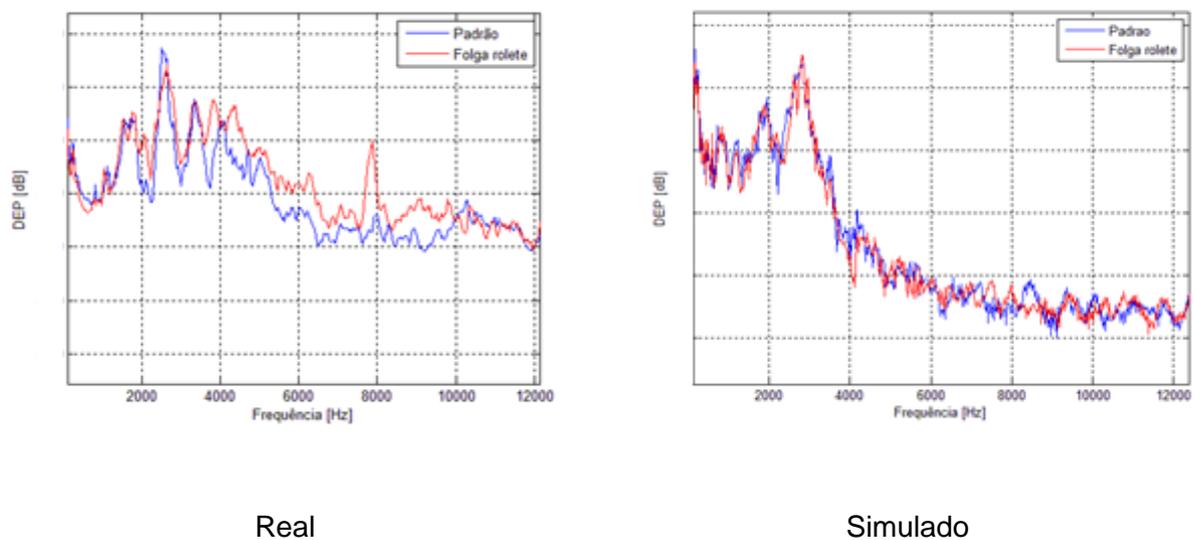
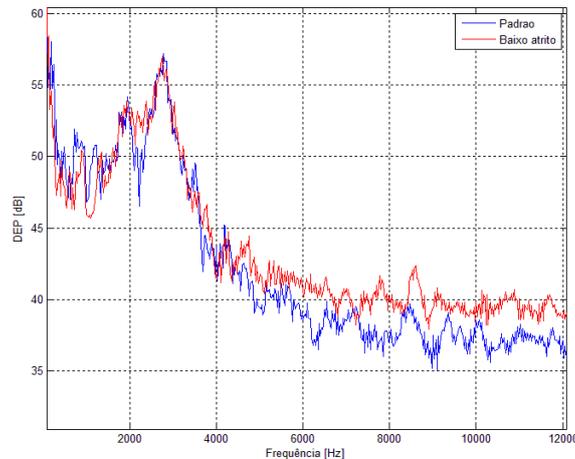


Figura 7.5 – Densidade espectral de potência do compressor para o ensaio com folga.

No ensaio para o compressor rotativo observa-se que a aceleração possui mudanças no espectro para a região acima de 4000 Hz, com elevado pico na banda de 8000 Hz. Os resultados simulados apresentaram baixa variação no espectro, ainda sim é possível visualizar alguns picos, mesmo que em menor amplitude, nas frequências de 7000 Hz e 8000 Hz. Sendo assim, realizou-se outro ensaio onde se diminuiu o coeficiente de atrito do rolete, de 0,11 para 0,4, com os resultados presente na Fig. 7.6.



Simulado

Figura 7.6 – Densidade espectral de potência do compressor para o ensaio com mudança do coeficiente de atrito.

Nota-se que a alteração do atrito modifica as regiões do espectro acima de 4000 Hz. Assim, o modelo apresenta sensibilidade e boa correlação quando se modifica os elementos de força ligados ao atrito do modelo.

Ainda referente a este ensaio é observado que o aumento da folga implica em redução do atrito e, por consequência, menor NWS, conforme apresentado na Fig. 6.10. No entanto, os valores da vibração mostram o inverso, aumento da folga e aumento das acelerações. Justifica-se a redução do ruído pelo fato da área de contato entre rolete e folga diminuir, e assim menor energia é transmitida à carcaça, acumulador e tampa do compressor, que por sua vez irradiam menor ruído. Sendo assim o caminho de transmissão e irradiação são importantes fatores a serem mitigados.

7.3. Ensaio sem lâmina de descarga

Baseado na análise experimental a retirada da lâmina de descarga reduz os níveis de ruído na região abaixo de 6000 Hz. Credita-se tal fato pela não ocorrência de choques internos. Assim na Fig. 7.7, tem-se o comparativo entre os ensaios e entre o compressor rotativo e simulado.

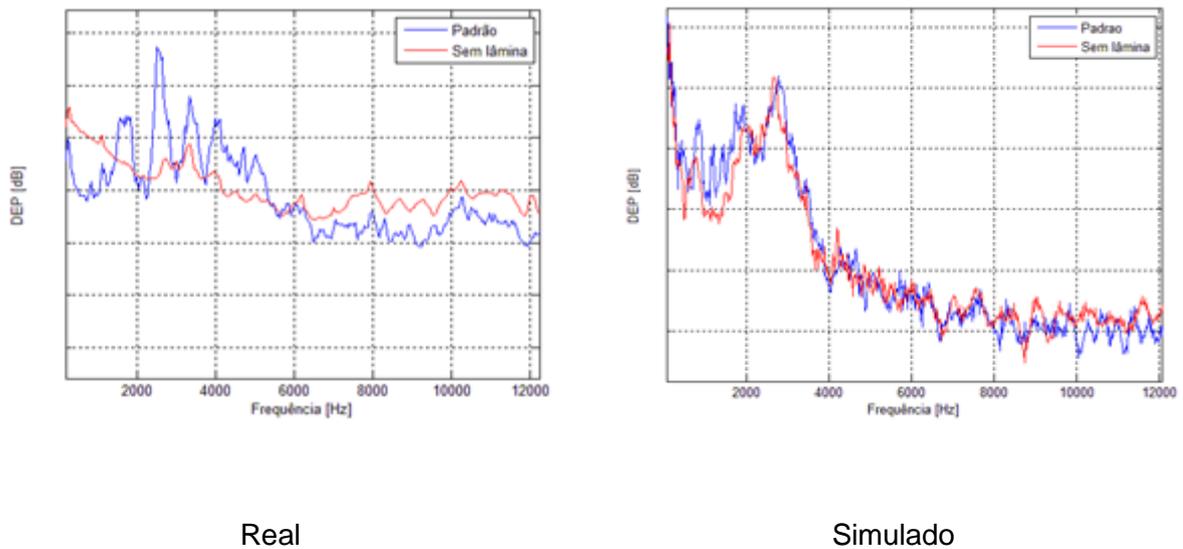


Figura 7.7 – Densidade espectral de potência do compressor para o ensaio sem lâmina de descarga.

Das Fig. 7.7 observa-se que a retirada da lâmina no compressor representa menores valores de amplitude na baixa frequência, ao passo que na alta, acima de 6000 Hz, há inversão do fenômeno, ou seja, maiores amplitudes. O modelo, por sua vez, apresenta redução de amplitude entre 1000 e 3000 Hz, e pequeno aumento para região de 9000 Hz.

A baixa correlação com o modelo multicorpos se dá pela hipótese do decaimento linear da pressão (Fig. 5.9) não representar de maneira satisfatória a ausência da lâmina de descarga.

7.4. Ensaio rolete modificado

Da análise da identificação de fontes atribui-se a modificação do rolete (redução de 32% da massa) a banda de frequências entre 3000 e 6000 Hz. Região dominada pela interação da rolete-*kit*-palheta-mola. A Fig. 7.8 traz os sinais de aceleração coletados para o compressor rotativo e simulado.

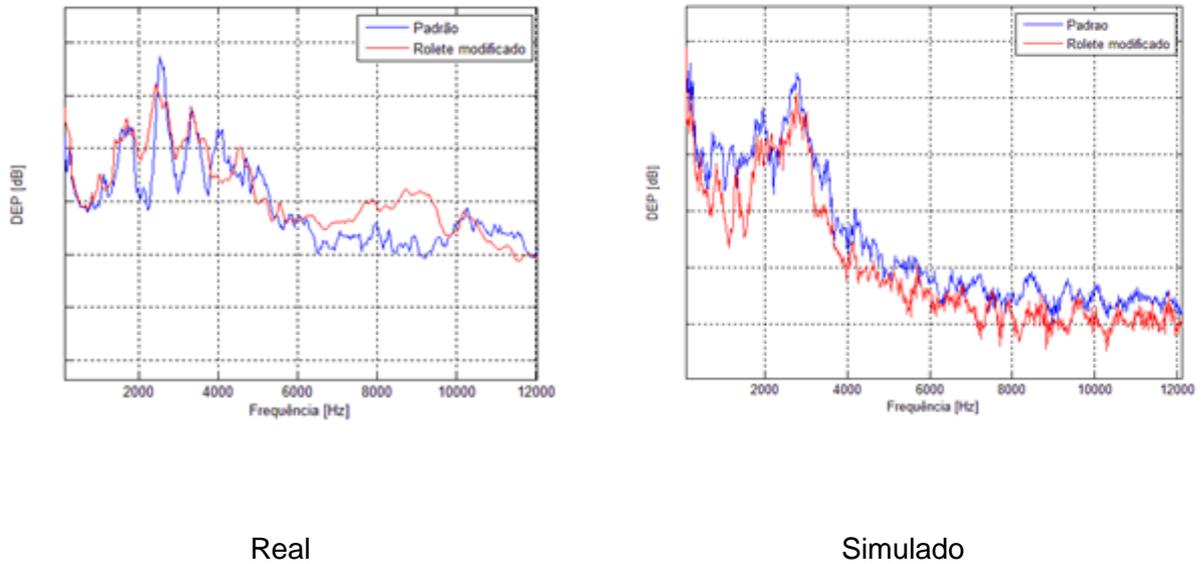


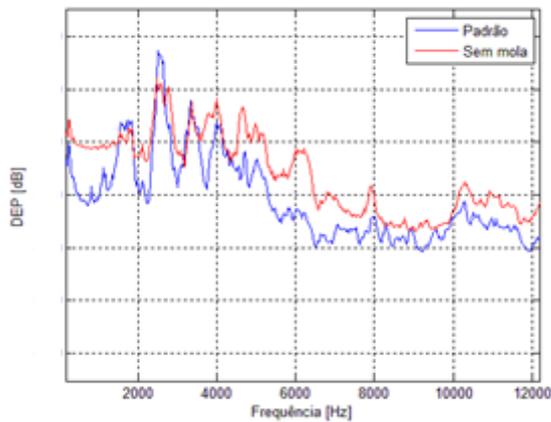
Figura 7.8 – Densidade espectral de potência do compressor para o ensaio rolete modificado.

Figura 7.8 mostra que o ensaio para o compressor rotativo modifica a região de 3000 a 6000 Hz, conforme mencionado. Ainda notam-se maiores amplitudes na faixa de 6000 a 10000 Hz, região dominada pelo atrito. Nos resultados simulados nota-se redução de energia ao longo de todo o espectro, e queda maiores na região próxima a 1000 Hz.

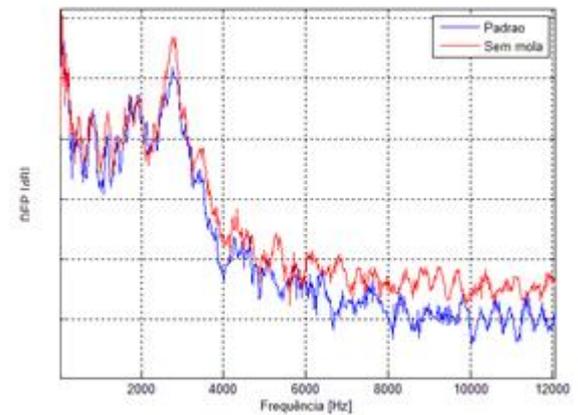
Sendo assim, o modelo possui boa correlação para o ensaio proposto, com exceção da região próxima 1000 Hz na faixa entre 6000 a 10000 Hz. Os valores da banda de alta frequência são explicados pela redução do atrito entre rolete e mancal, uma vez que para retirada de massa da peça diminui-se a área de contato. Já a região de 1000 Hz é dada como erro de modelagem.

7.5. Ensaio sem mola

No ensaio sem mola os impactos inerentes ao funcionamento do compressor rotativo possuem maior quantidade de energia, excitando praticamente toda a faixa de frequência. Na Fig. 7.9 tem-se um comparativo dos valores experimentais e simulados.



Real



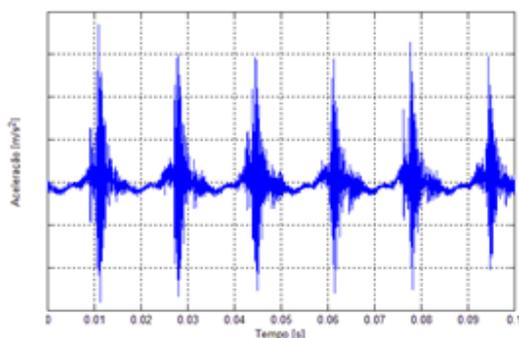
Simulado

Figura 7.9 – Densidade espectral de potência do compressor para o ensaio sem mola.

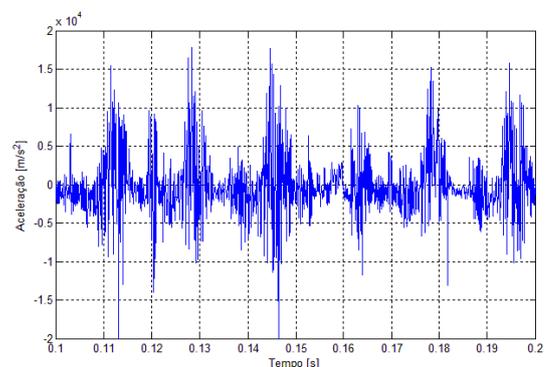
Conforme mencionado os ensaios sem mola adicionam energia em todo espectro de frequência, o qual é percebido no ensaio para o sistema real. Já no sinal simulado há discordância na banda de 200 a 1000 Hz, região mencionada de erro de modelagem.

7.6. Ensaio sem palheta

Nos ensaios realizados a vácuo os impactos internos são maiores quando realizados nas pressões de operação. Desse modo, são mostrados na Fig. 7.10 os sinais de aceleração no domínio do tempo.



Real



Simulado

Figura 7.10 – Densidade espectral de potência do compressor para o ensaio sem palheta.

Os resultados do compressor rotativo e simulado apresentam picos elevados a cada volta do eixo. E, creditam-se tais amplitudes aos choques do rolete na parede do cilindro, o que impossibilita qualquer análise espectral. No entanto é percebida boa correlação temporal entre os sinais apresentados.

Desse modo os próximos ensaios serão apresentados apenas no domínio do tempo.

7.7. Ensaio vácuo total

No ensaio a vácuo total os elementos palheta e rolete estão presentes. E desse modo esperam-se choques internos.

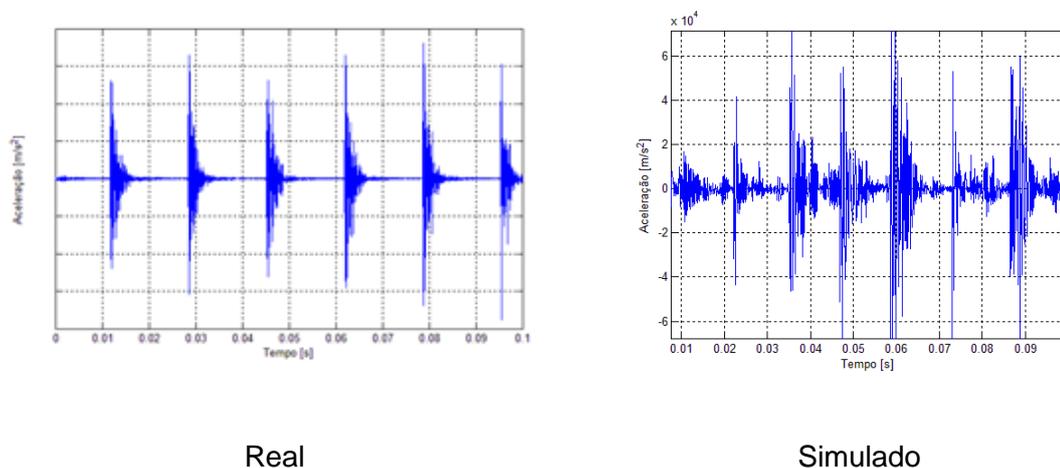


Figura 7.11 – Densidade espectral de potência do compressor para o ensaio vácuo total.

Semelhante ao ensaio sem palheta os choques interno destacam-se nos sinais apresentados. Ainda, observa-se que os choques na presença da palheta e rolete possuem mais energia em relação aos choques na ausência da palheta. Uma hipótese razoável deve-se ao impacto adicional da palheta no bloco. Assim, tanto o rolete como a palheta apresentam choque com a parede do cilindro a cada ciclo.

7.8. Ensaio sucção a vácuo e descarga 125 psi

Visto que esta pressão auxilia a mola a manter o contato entre o conjunto palheta-rolete. Espera-se com a pressão de 125 psi na descarga controlar esses impactos.

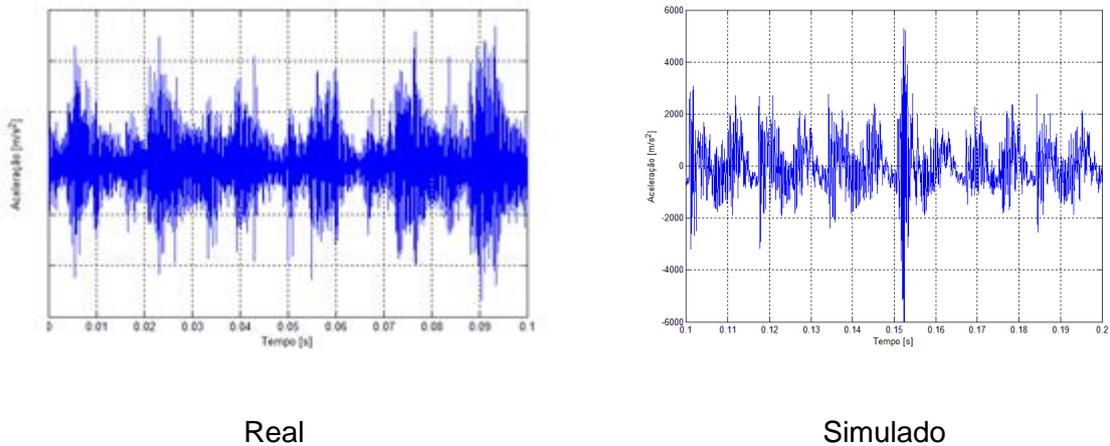


Figura 7.12 – Densidade espectral de potência do compressor para o ensaio sucção a vácuo e descarga de 125 psi.

É observada na Fig 7.12 a presença de impactos, mas com menor amplitude. Sendo assim, a pressão de 125 psi controla os impactos no sistema. É notado que apesar da semelhança entre os sinais, a aceleração simulada não apresenta riqueza de harmônicos. Como neste ensaio não há fluido nas regiões de sucção e compressão, uma hipótese razoável é atribuída aos harmônicos de alta ordem do motor elétrico.

7.9. Ensaio sucção 30 psi e descarga 125 psi

Em seguida, avalia-se a influência da pressão de sucção e compressão no sistema.

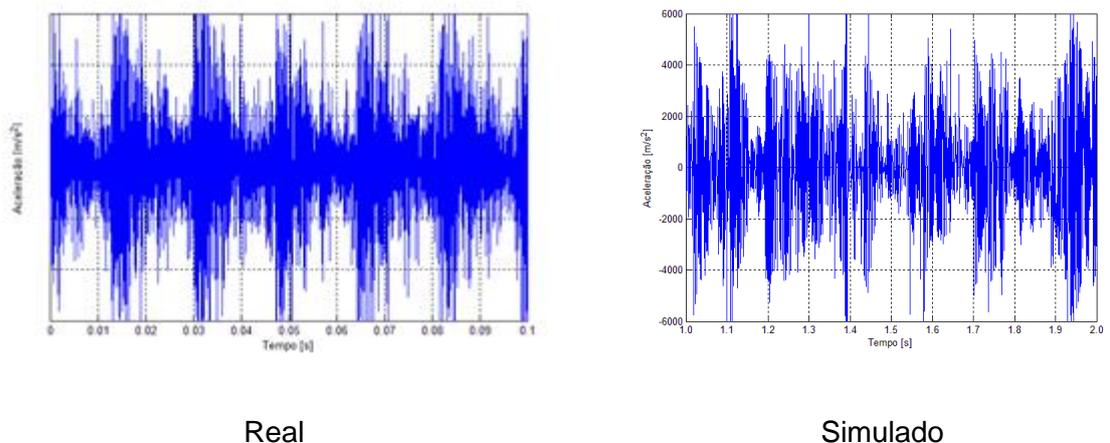


Figura 7.13 – Ensaio sucção 30 psi e descarga 125 psi.

Nota-se semelhança entre aos ensaios a pressão de 30 psi e a vácuo, entretanto as amplitudes dos sinais da aceleração para o sistema em 30 psi possuem maior energia. O

ganho das amplitudes é dado ao processo de compressão, onde há variação abrupta da pressão de compressão. Em relação ao sinais real e experimental deste ensaio, observa-se semelhança no formato da aceleração. Porém, as ausências dos harmônicos de alta ordem do motor elétrico empobrecem o sinal simulado, e, ainda o modelo não prevê modos de cavitação do fluido e tampouco o impacto da lâmina de descarga, o que corrobora para essa observação.

7.10. Ensaio sucção a vácuo e pressão de descarga variável

O ensaio tem por finalidade avaliar a pressão mínima necessária para fixar a palheta no rolete. Os resultados experimentais não serão apresentados. Sendo assim, na Fig. 7.14 são dispostos apenas os resultados simulados do deslocamento da palheta.

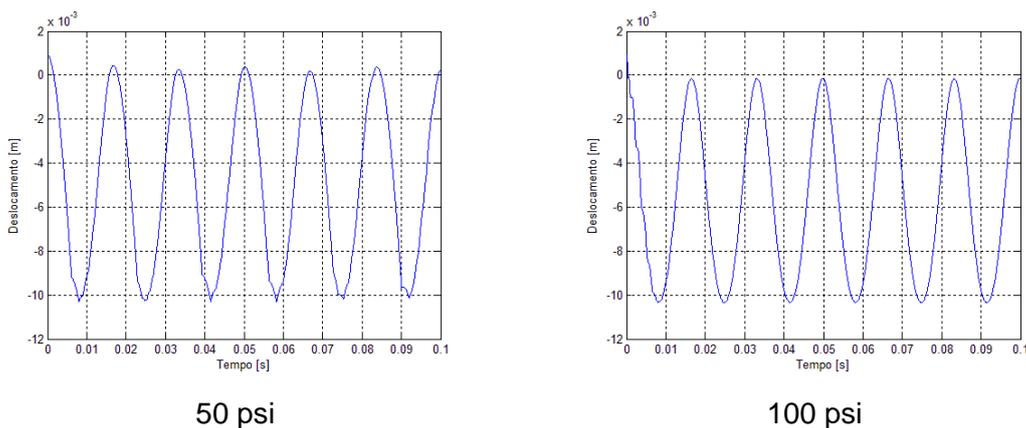


Figura 7.15 – Ensaio sucção a vácuo e pressão de descarga variável.

Na Fig. 7.15 são mostrados o deslocamento da palheta somente para os valores de pressão para 50 e 100 psi, pois acima dessa pressão o deslocamento da palheta torna-se igual. Em comparação aos casos acima, nota-se que em 50 psi a palheta não permanece sempre em contato com o rolete, já para 100 psi o contato entre os dois é garantido. Além disso, a amplitude pico a pico em 50 psi tem valor igual a 10,6 mm e 10,2 mm para 100 psi, o que implica num maior controle da amplitude quando aumenta-se a pressão de descarga.

7.11. Ensaio sucção a 30 psi e pressão de descarga variável

Conforme mostrado na identificação das fontes a frequência de rotação do eixo é modificada quando alimentado em 30 psi e comprimido em pressões diferentes. A seguir,

são mostrados na Fig. 7.15 os resultados simulados para esse ensaio. Os sinais da aceleração no sistema real não serão mostrados.

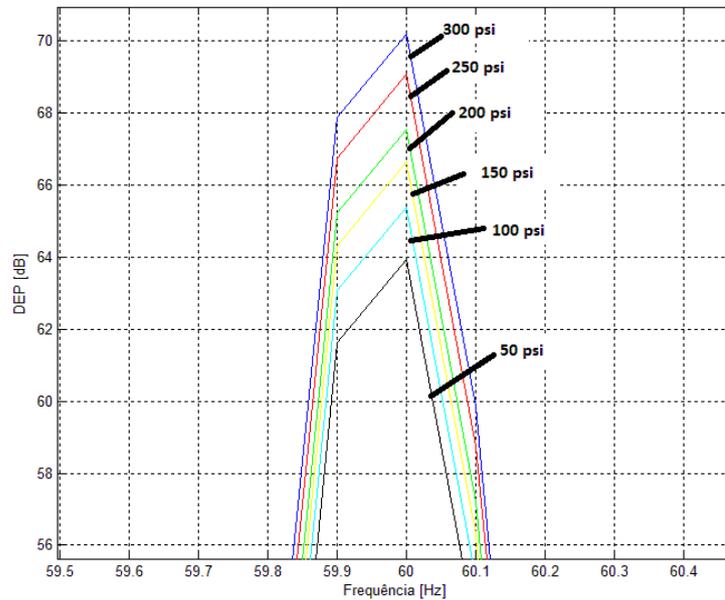


Figura 7.15 – Ensaio sucção a 30 psi e pressão de descarga variável.

Diferente do resultado experimental a frequência de rotação não é alterada quando se varia a pressão de descarga. Justifica-se esse evento ao fato da modelagem prever apenas o mecanismo de funcionamento do compressor, e, portanto, falho na interação fluido estrutura.

Entretanto, é proposto outro ensaio para sucção a 30 psi e pressão de descarga variável, mas admite-se a frequência de rotação variável. Conforme observado na Fig. 6.24 maiores valores de pressão de descarga implicam em maiores diferenças na frequência de rotação, sendo assim para pressão de descarga de 50 psi tem-se a menor variação da frequência de rotação e em 300 psi a maior, Fig. 7.16.

Observa-se que além da variação da frequência de rotação é notado maiores amplitudes para maiores pressões de descarga, justifica-se esse fato pela maior variação da curva de pressão de compressão no momento da abertura de válvula. Em seguida são apresentados na Fig. 7.17 os espectros de frequência para as condições proposta.

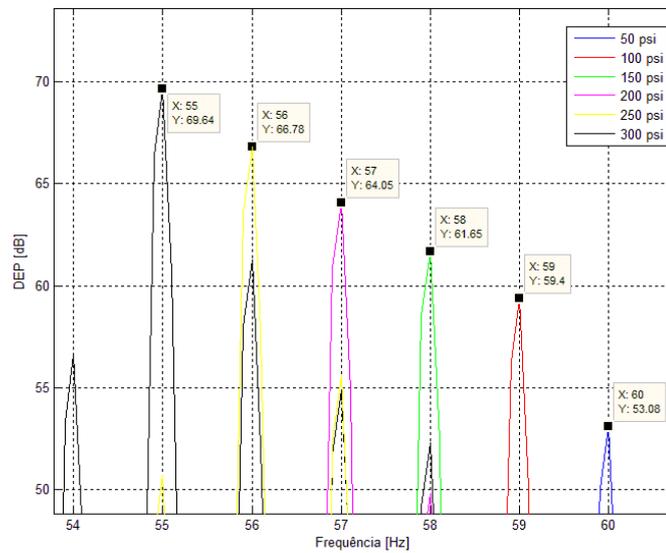


Figura 7.16 – Frequência de rotação impostas para cada pressão de descarga.

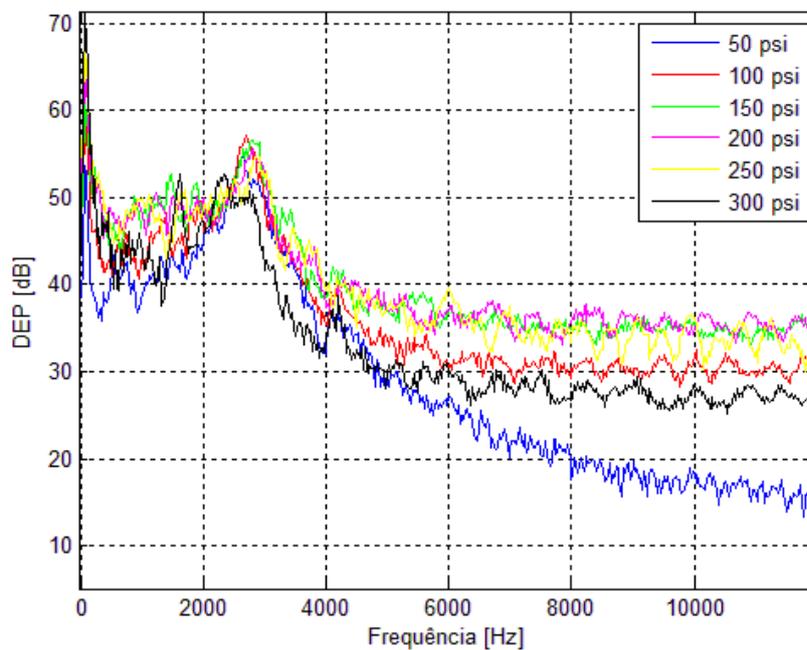


Figura 7.17 – Ensaio sucção a 30 psi e pressão de descarga variável para diferentes frequências de rotação.

Percebe-se que na região acima de 4000 Hz a situação para 50 psi de descarga apresenta o menor nível de energia, seguida de 300, 100, 250, 200 e 150 psi, que possuem pouca variação quando comparadas à condição de 50 psi. O mesmo comportamento é

notado no NPS adquirido experimentalmente (Fig. 6.22). Sabe-se que essa região é dominada pelo atrito e conforme analisado no ensaio com folga (Item 7.2) a redução do coeficiente de atrito implica em maiores níveis de energia, e assim para 50 psi é atribuído elevado atrito. Sabe-se também que esta pressão de descarga não é suficiente para manter o contato entre palheta e rolete, e dessa forma sua análise será desconsiderada.

Em relação às outras descargas é notado que a variação de descarga em conjunto com a variação da frequências de rotação apresentam formato de espectro similar, com diferença apenas no nível de energia, onde o melhor dos tratamentos é dado pela descarga de 300 psi.

CAPÍTULO VIII

CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

8.1. Conclusões

Para o desenvolvimento do presente trabalho fez-se necessário conhecer o mecanismo de funcionamento dos compressores rotativos, mas especificamente um compressor rotativo RG fabricado pela Tecumseh. Sendo assim, a revisão sobre trabalhos e principais problemas referentes a este modelo de compressor foi desenvolvida, que tiveram por finalidade nortear as fontes de ruído mais importantes, bem como toda a metodologia e procedimento experimental.

Posteriormente, a modelagem analítica do mecanismo de compressão se mostrou útil a fim de determinar a relação cinemática e dinâmica dos elementos móveis da região do *kit*. E, por consequência, a modelagem multicorpos do *kit* só foi possível após conhecimento das equações de movimento dessas peças.

Deste modo, os resultados obtidos referentes à identificação de fontes propiciaram as seguintes conclusões:

- A grande quantidade de harmônicos é atribuída aos múltiplos da frequência de rotação do eixo, aproximadamente 60 Hz. A modulação de fase ou batimento é creditado à diferença de velocidade angular entre rolete e eixo, aproximadamente 5 Hz. O que acarreta em um espectro de frequência com bandas laterais espaçadas de 5 Hz.
- A variação da pressão de descarga modifica a frequência de rotação do eixo, que faz com que os níveis de energia do espectro fiquem fortemente dependentes da coincidência ou não de harmônicos, e respectivas bandas laterais, com as frequências naturais do sistema.
- Os experimentos realizados na câmara semi-anecóica da Tecumseh, provaram-se úteis na identificação das principais fontes de ruído do compressor rotativo. Foi ainda

possível determinar quais características determinam cada região do espectro de frequências, onde:

- Mecânica: devido às forças de desbalanceamentos, desalinhamentos e motor elétrico, na região de 60 a 200 Hz;
 - Palheta: interação mola-palheta-estrutura, na região de 200 a 600 Hz;
 - Fluido: fluxo de fluido entre e modos de cavitação 600 a 1000 Hz;
 - Válvula: mecanismo de descarga do compressor (válvula, batentes e mufla), entre 1000 a 2000 Hz;
 - Eixo: ressonância e esforços nos mancais, entre 2000 a 3000 Hz;
 - Rolete: interação rolete-palheta-estrutura, entre 3000 a 6000 Hz;
 - Atrito: resultante das fricções devido às forças de atrito, acima de 6000 Hz.
- O acumulador apresenta-se como importante fonte de irradiação de ruído nas faixas centradas em 600, 2000, 4000 e 6000 Hz, e, portanto, a sua otimização de forma implicaria em melhoras significativas no ruído do compressor rotativo.
- Dos mecanismos de geração de ruído a região dominada pelo rolete é a que apresenta melhor redução do NWS global, seguido das regiões do atrito, lâmina de descarga, eixo e fluido, que abrangem o espectro entre 2000 a 6000 Hz. As contribuições do ruído de origem mecânica, motor elétrico e palheta não foram significativas, menor que 1 %.
- Sendo assim o atrito reduzido na folga entre rolete e mancal, a diminuição da inércia e compliância do rolete e palheta e as flutuações do fluido reduzido pela mufla, são importantes focos a serem explorados e otimizados.
- O ganho alcançado com uma medida de controle que mitigue apenas um mecanismo de geração de ruído é pequeno (máximo de 2 dBA), podendo ser facilmente compensado pela variabilidade do processo de fabricação.
- Uma redução de 20 dB dos valores de pressão sonora dos 15 maiores harmônicos, e respectivas bandas laterais, do espectro de NWS característico resultou em uma diminuição de aproximadamente 2 dB(A) nos níveis globais de NWS gerados pelos compressores rotativos. Este resultado mostra que o problema de controle do ruído gerado por estes compressores não é um problema pontual no espectro, mas sim um problema mais geral, que passa pelo controle dos níveis de ruído gerado na região do espectro acima de 2000 Hz.

Em seguida, foi realizada uma análise comparativa entre o modelo multicorpos e o sistema real do compressor rotativo, onde as principais conclusões foram:

- A presença dos harmônicos e bandas laterais, apesar de espaçadas em aproximadamente 10 Hz, foi uma primeira indicação da semelhança entre os resultados obtidos via modelagem de multicorpos e sistema real. Os espectros de frequência apresentaram boa semelhança, com exceção da região próxima de 1000 Hz e acima de 4000 Hz.
- O modelo não prevê interação fluido estrutura, podendo creditar a diferença da banda em 1000 Hz a este fato, uma vez que da identificação de fontes desta região é dominada pelo fluxo de fluido, modos de cavidade e mecanismo de descarga do compressor. A região acima de 4000 Hz pode ser creditada ao ponto de medição (ponto de solda) do compressor rotativo, que apresenta ressonância a partir da frequência de 3000 Hz.
- As alterações analisadas em cada ensaio mostraram boa correlação entre os valores de ruído e acelerações medidos. Exceto no ensaio com folga entre rolete e mancal, onde a modificação do atrito implicou em redução do ruído e aumento na vibração. O que leva a acreditar que o caminho de transmissão e irradiação de ruído são importantes fatores a serem mitigados.
- O modelo de multicorpos previu alterações referentes ao atrito, modificação da inércia e compliância do rolete, impactos entre palheta-mola-*kit* e palheta-rolete-*kit*, com sensibilidade na faixa de frequência observada experimentalmente.
- Os ensaios realizados a vácuo aumentaram a energia dos choques entre os elementos do compressor, o que impossibilita qualquer análise espectral. Entretanto, na análise temporal os sinais entre sistema real e simulado apresentaram boa correlação.
- Entre os ensaios sem palheta a vácuo total observou que a adição da palheta no sistema implica no aumento de impacto. No entanto, não é possível o funcionamento do mecanismo de compressão sem a palheta, e assim a pressão de descarga é necessária para manter o contato entre palheta e rolete, visto que apenas a mola não é suficiente.
- Nos ensaios vácuo total, vácuo com 125 psi na pressão de descarga e sucção a 30 psi com 125 psi na pressão de descarga. Os maiores impactos ocorreram no vácuo total, a pressão de descarga a 125 psi controla o contato entre palheta-rolete reduzindo qualitativamente o ruído, e a pressão de sucção adicionado ao sistema implica no funcionamento do processo de compressão do fluido e níveis um pouco maiores são notados em relação ao ensaio vácuo com 125 psi.
- Finalmente, os ensaios com pressão de descarga variável não foram possíveis de análise comparativas, no entanto avaliou a resposta do modelo a esses ensaios. No

experimento a vácuo e pressão de descarga variável observou que a pressão de descarga em 50 psi não é suficiente para o controle da palheta, já acima de 100 psi é garantido o contato entre palheta-rolete. No que diz respeito ao ensaio sucção a 30 psi e pressão de descarga variável foi observado pela identificação das fontes que o aumento da pressão de descarga implica na redução da frequência de rotação. E infelizmente, o modelo não previu tal alteração.

8.2. Trabalhos futuros

A fim de dar continuidade ao trabalho desenvolvido é sugerido para trabalhos futuros:

- Em função dos resultados observados no ensaio com rolete vazado, deve-se otimizar a forma do mesmo de modo a minimizar a inércia e a área de face do mesmo.
- Em função dos resultados observados no ensaio com folga os caminhos de transmissão e irradiação são importantes fatores a serem estudados para redução do nível de controle de ruído.
- Fazer modificações no acumulador e no sistema de fixação do mesmo a fim de minimizar os níveis de vibrações do mesmo, os quais são uma fonte secundária importante de geração de ruído.
- Apesar da boa correlação entre modelo multicorpos e sistema real, deve-se validar o modelo para prever futuras modificações no projeto. Além disso, uma síntese modal da carcaça com o bloco rígido deve ser adicionada ao modelo, bem como o impacto da lâmina de descarga, visto que esses foram os pontos falhos da modelagem.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALDO, A. P. *et al.*, **Reduced noise valve stop**, United State Patent, Windsor, N.Y., 1993.

ALEXANDER D. L.; MANLIUS, J.; **Virtual valve stop, United State Patent**, Syracuse, N.Y., 1993.

ARTURO, L. O.; **Rotary compressor gas routing for muffler system**, Tecumseh Mich. United State Patent, Mich., 1989.

BAGEPALLI, B. S., **Rotary compressor with vane positioned to reduce noise**, United States Patent, Schenectady, N.Y., 1988.

BAGEPALLI, B. S.; IMDAD, I., **Rotary compressor with compliant impact surfaces**, United States Patent, Schenectady, N.Y., 1989.

BINSHENG Z. *et al.*, **Analysis of acoustic characteristics of accumulator of rotary compressor**, International Compressor Engineering Conference, School of Mechanical Engineering, Purdue University, 2008.

BISTAFA, S. R., **Acústica Aplicada ao Controle de Ruído**, 1ª Ed., Ed. Edgard Blucher, São Paulo, 2006.

CONAMA, **Resolução CONAMA N.º 001 de 08 de março de 1990**, Publicada no D.O.U., de 02/04/90, Seção I, Pág. 6408.

DAVID, M. E.; MICHAEL, N. M.; **Dual radius valve stop**, United State Patent, Syracuse, N.Y., 1994.

GERGES, S.N.Y., **Ruído – Fundamentos e controle**, 2ª Ed., Editora NR, Florianópolis-SC, 2000.

GLEN, P. J.; WILLIAN, P. H., **Optical measurement of discharge valve modal parameters for rolling piston refrigeration compressor**, Department of Mechanical Engineering, University of Louisville, Louisville, USA, 2002.

GRUPO DE ENSINO DE FISICA, **Modelos**, Dinâmica, Faculdade de Santa Maria, Portal GEF-USM, acesso em março de 2012 < <http://www.ufsm.br/gef/Dinamica/dinami04.pdf>>

HUSTON, R.L., KAMMAN, J. W., **Testing the accuracy of numerical simulations of multibody systems**, Mechanics Research Communications, Vol. 28, N.º 1, Pergamon, 2000.

HVAC Systems and Equipment (SI), ASHRAE Handbook, **Compressor Chapter 37**, 2008.

HWANG, I.; HAM-JUM, K. **Noise reduction in a hermetic rotary compressor**, United State Patent, Syracuse N.Y., 1996.

INSTITUTO NACIONAL DE SEGURIDAD E HIGIENE EM EL TRABAJO, **La protección de la salud y la seguridad de los trabajadores contra los riesgos relacionados con la exposición al ruido**, Real decreto 2886/2006, Espanha, 2006.

ISO 3744, **Acoustics - Determination of Sound Power Levels of Noise Sources Using Sound Pressure - Engineering Method in an Essential Free Field over a Reflecting Plane**.

JEUNG, T.; IMDAD, I., **Compressor noise attenuation using branch type resonator**, **United State Patent**, Schenectady, N.Y., 1988.

LEE, C., **Vane of compressor**, United State Patent, Gimhae, KR, 2002.

LING, L.; JIANHUA, W.; QIANG, G., **Noise reduction of accumulators for a R410A rotary compressors**, International Compressor Engineering Conference, School of Mechanical Engineering, Purdue University, 2008.

KENSAKU, I. *et al.*, **Vibration analysis of rotary compressor**, International Compressor Engineering Conference, School of Mechanical Engineering, Purdue University, 1982.

KIM, K.; SEON-WOONG, H.; WEUI-BONG, J.; WAN-SUK, Y., Transmission path analysis of noise and vibration in a rotary compressor by statistical energy analysis, **KSME International Journal**, Vol. 18, N.º 11, 2004.

KIYOSHI, S.; **Rotary compressor with noise reducing space adjacent the discharge port**, Matsuchita Eletric Industrial Co., Kadoma, Japan, 1981.

MACHADO, J. M. H., **A heterogeneidade da intervenção: alternativas e processos de vigilância em saúde do trabalhador**, Tese (Doutorado), Rio de Janeiro, Escola Nacional de Saúde Pública, 1996.

MALCOLM, J. C., **Handbook of Noise and vibration control**, John & Wiley Inc, Hoboken, New Jersey, 2007.

PIMENTEL, F. S.; ÁLVARES, P. A. S., **A poluição sonora urbana no trabalho e na saúde**, I prêmio BRASIL-ANEST, Belo Horizonte-MG, 1992

PIMENTEL, F. S., **Efeito do ruído no homem dormindo e acordado**, Laboratório de Psicofisiologia, Instituto de Ciências Brasileiras, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte-MG, 2000.

REVISTA PROTEÇÃO, **O protetor não afasta o direito ao benefício por exposição ao ruído**, Edição 231, 2011.

SOARES, A. L. V., **Análise de conforto e elastocinemática das suspensões de duplo estágio de um veículo de competição off-road em ambiente multicorpos**, Dissertação (Mestrado), Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2005.

SOEDEL, W., **Sound and vibration of positive displacement compressors**, CRC Press, 2006.

YANAGISAWA, T. *et al*, **Motion analysis of rolling piston in rotary compressor**, International Compressor Engineering Conference, School of Mechanical Engineering, Purdue University, 1982.

YOUNG-JONG, K *et al.*, **Noise reduction muffler for hermetic rotary compressor**, LG Eletronics Inc., 2008.