

INFLUÊNCIA DO ROLLER NO COMPORTAMENTO VIBROACÚSTICO DE UM COMPRESSOR ROTATIVO RG171AR

Marlipe Garcia Fagundes Neto, marlipeg@yahoo.com.br
Marcus Antonio Viana Duarte, mvduarte@mecanica.ufu.br

Resumo: O ruído é um agente físico preocupante em qualquer meio que o ser humano se encontra. E os compressores rotativos estão presentes em diversos setores do cotidiano do homem. Como fonte de ruído esses compressores apresentam uma ampla pesquisa e desenvolvimento relacionado a sua melhoria. Devido a própria cinemática do processo de compressão o roller apresenta variação de velocidade durante um período de de sua rotação e, conseqüentemente, os esforços de inércia resultantes da variação de quantidade de movimento são responsáveis pelo aparecimento das bandas laterais em todo o espectro de ruído. Ensaios realizados em um conjunto de compressores com o roller modificado (massa e momentos de inércia menores) resultaram em uma diminuição significativa nos níveis de ruído na região de 4000 Hz e acima.

Palavras-chave: compressor rotativo, ruído, roller

1. INTRODUÇÃO

Os ruídos geram diversos efeitos indesejáveis, como: em nível suficiente 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; pode causar danos e falhas estruturais (efeito mecânico). O ruído também tem influência na tomada de decisão do consumidor, quando ele escolhe um produto mais silencioso do competidor (Bistafa, 2006).

Os compressores rotativos são o coração de refrigeradores, ar condicionado, bombas e diversos outros equipamentos. Estima-se que uma residência possui 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 (Werner, 2006).

Um tom puro e forte na frequência de 4 kHz normalmente é observado nesses compressores, e como o ouvido humano é sensível nessa frequência isso torna o ruído gerado pelo compressor um som muito desagradável (Bagepalli, 1989). Em relação aos atritos e choques internos Bagepalli, propõe reduzir o ruído introduzindo cavidades no vane e roller. Tal operação resulta em menor rigidez no impacto das superfícies e uma maior compliância. Como resultado o impacto não é eliminado, mas modifica a frequência de atuação deles. Por exemplo, ao realizar uma cavidade no vane, o ruído antes presente em 5kHz passa a atuar na frequência de 2,5 kHz. Em outra situação, preenche-se a cavidade com material do tipo polímero, cerâmica e outros metais, que modifica a frequência de impacto para 10 kHz, a qual pode ser interessante em algumas aplicações.

Desse modo, o trabalho tem por objetivo avaliar a influência do roller, no comportamento vibroacústico de um compressor rotativo.

2. METODOLOGIA

O procedimento experimental consistiu em ensaios para medição de vibração e ruído em dois grupos de compressores denominados respectivamente de: Padrão e Roller Modificado.

O conjunto denominado Padrão foi constituído de 4 compressores rotativos coletados da linha de produção. Devido a variação em todos os processos industriais, atenta-se a selecionar apenas os compressores considerados bons na percepção do cliente.

Por sua vez o grupo Roller Modificado foi composto por 4 compressores nos quais foi aliviada a inércia do roller com uma redução de 32% de sua massa, conforme mostrado na Fig. 2.1. O objetivo da alteração foi diminuir o atrito roller-kit e diminuir as forças de inércia envolvidas nos impactos roller-kit.



Figura 2.1 – Roleta modificado, redução da massa em 32%.

Na aquisição dos sinais de vibração foi proposto 5 pontos para localização 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 roller) e o último no acumulador. Todos esses pontos são mostrados na Fig. 2.2.

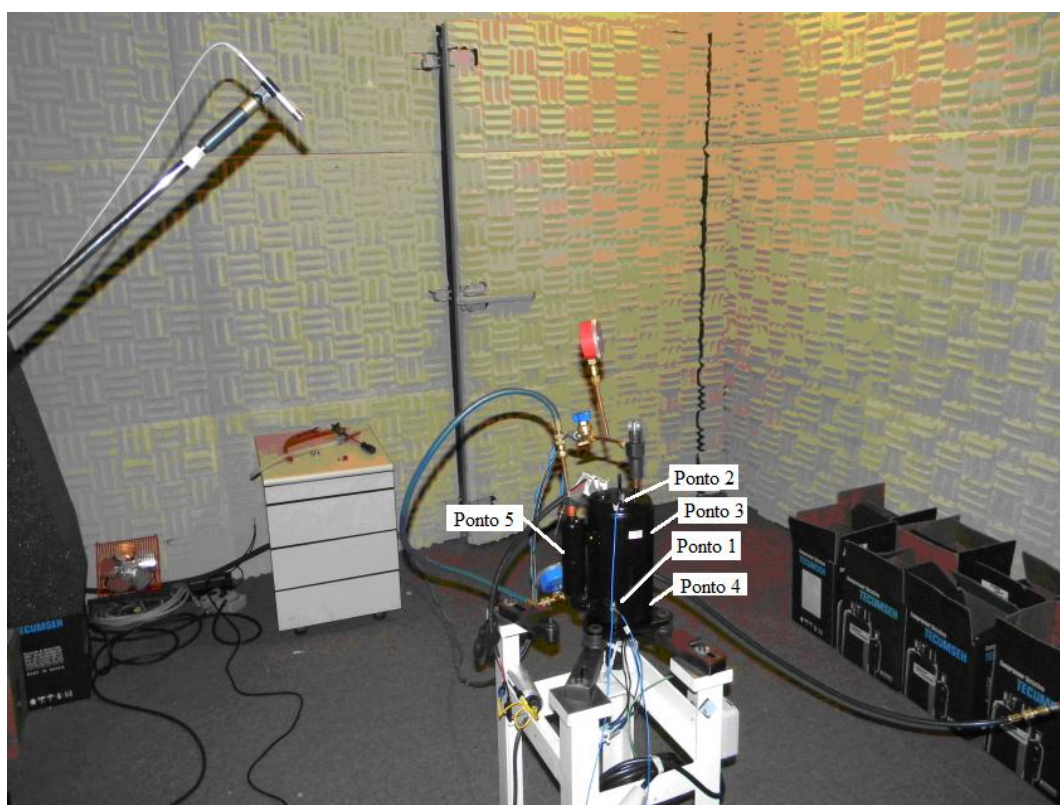


Figura 2.2 – Posicionamento dos acelerômetros no estudo da influência do roller.

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 8233 da National Instruments, e finalmente salvados no notebook via Virtual Lab®. Toda a cadeia de medição descrita está ilustrada na Fig. 2.3.

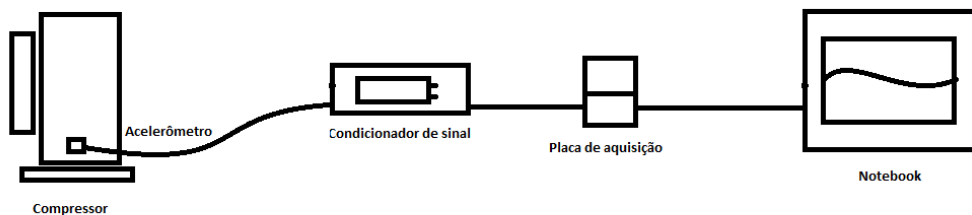


Figura 2.3 – Cadeia de medição para aquisição de vibração.

Fez-se também uma segunda aquisição de 2 segundos com resolução de 0,5 Hz e frequência de amostragem em 120 Hz, justificou-se este ensaio para uma análise mais apurada dos impactos.

Em seguida, determinaram-se os níveis de pressão sonora (NWS) a partir da média dos níveis de pressão sonora (NPS) de 10 posições do microfone para as amostras dos dois grupos. Os microfones, sensores responsáveis pela aquisição da pressão sonora, foram posicionados conforme Fig. 2.4. Todos os testes foram realizados na câmara semi-anecóica da Tecumseh, em conformidade com a ISSO 3744 – Acoustics Determination of Sound Power Levels of Noise Sources Using Sound Pressure – Engineering Method in a Essential Free Field over a Reflecting Plane.

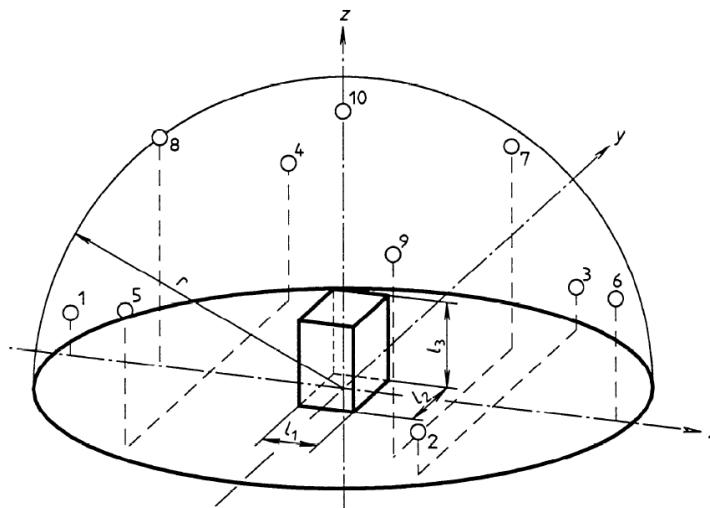


Figura 2.4 – Posições dos microfones recomendadas pela ISSO 3744 na superfície de um hemisfério.

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 Virutal Lab®. Sendo assim, a cadeia de medição é dada na Fig. 2.5.

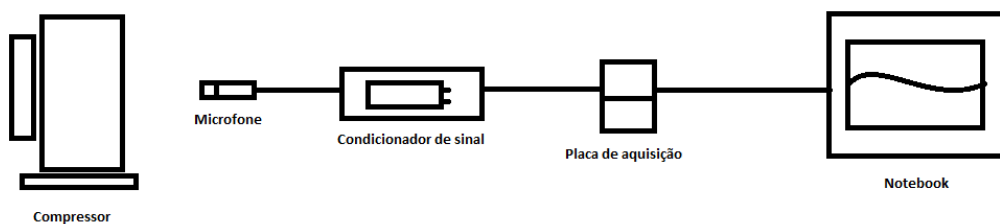


Figura 2.5 – Cadeia de medição para aquisição de pressão sonora.

É importante mencionar que nas aquisições do compressor em funcionamento, esperou-se o sistema entrar em regime permanente, pressão de sucção 57 psi e 226 psi de descarga, para realizar as medições. Feitas para um

compressor, trocou-se o compressor e repetiu-se todo o procedimento até completar o número de compressores descrito em cada grupo. A Tab. 2.1 traz informações dos ensaios realizados.

Tabela 2.1 – Informações dos ensaios realizados no compressor em funcionamento.

Conjunto	Nº de compressores	Sinal coletado	Tempo aquisição [s]	Resolução [Hz]	Freq. Amostragem [Hz]
Padrão	4	Aceleração	10	2,56	25640
		Aceleração	2	0,5	120000
		NPS	25	0,7825	25640
Rolete Modificado	4	Aceleração	10	2,56	25640
		NPS	25	0,7825	25640

Por fim, realizou-se outra bancada de ensaios relacionados ao compressor desligados. Objetivou-se nesta etapa estimar as funções resposta em frequência (FRF) do grupo de compressores padrão. 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 de carga 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. 2.6.

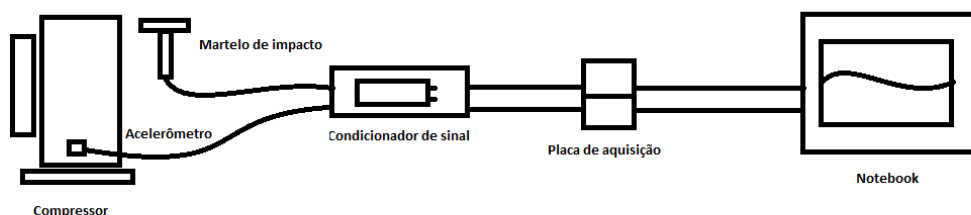


Figura 2.6. – Cadeia de medição para aquisição de vibração na resposta impulsiva.

Para a excitação impulsiva foram determinado 3 pontos de impacto, o primeiro na região da carcaça, o segundo no acumulador e o terceiro próximo ao ponto de solda.

3. RESULTADOS

Na Fig. 3.1 é mostrado o espectro médio de NWS (dBA) representativo do grupo Padrão, calculados a partir dos dados de NPS médios dos quatro 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.

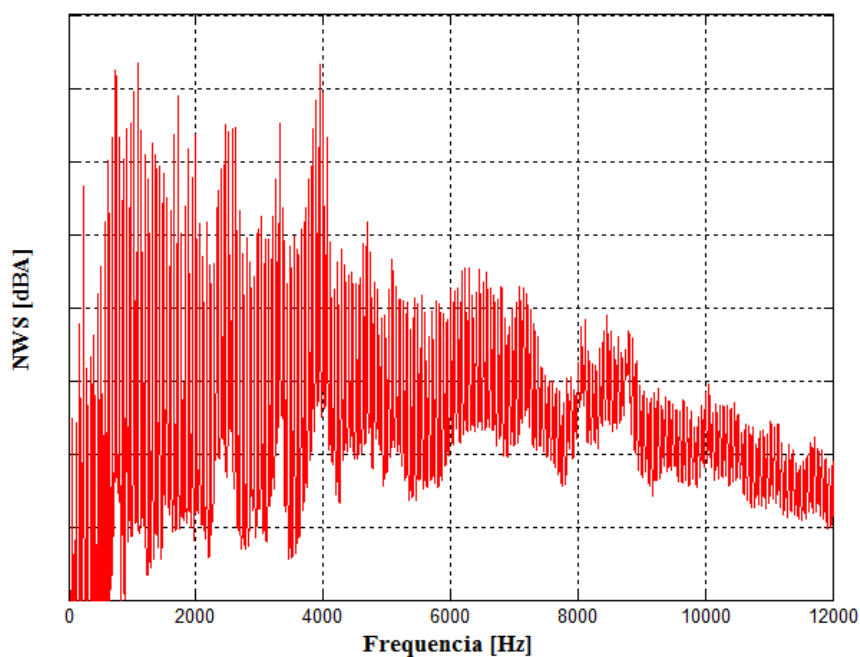


Figura 3.1 – Espectro de frequência típico de valores de NPS dos compressores rotativos.

Observa-se um tom puro e forte em 4 kHz, região sensível do ouvido humano (Bagepalli). Além disto o espectro é rico em harmônicos, o que caracteriza uma forte discontinuidade do sinal no domínio do tempo, como pode ser observado na Fig. 3.2, onde é mostrada a curva de aceleração de um compressor rotativo, medidas nas proximidades de um dos pontos de solda, observa-se uma discontinuidade no movimento do sistema, que justifica a grande quantidade de harmônicos presentes no espectro.

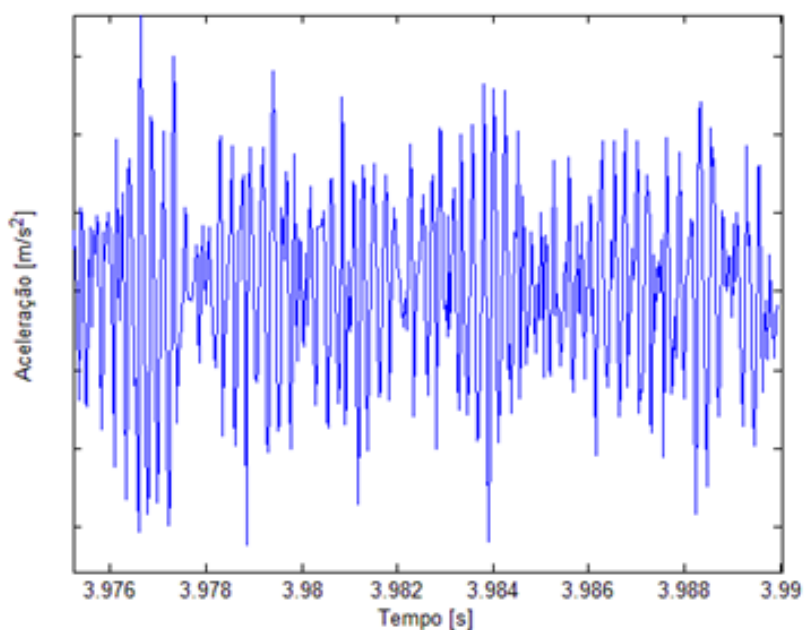


Figura 3.2 – Exemplo de curva de aceleração por tempo.

Outro fato observado na Fig. 3.2 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. 3.3 a região do espectro em 1265 Hz, nota-se que as bandas laterais estão espaçadas de aproximadamente 5 Hz. Também, diz-se que este batimento é inerente à cinemática do rotor e é oriundo da diferença de velocidade entre o eixo e o roller.

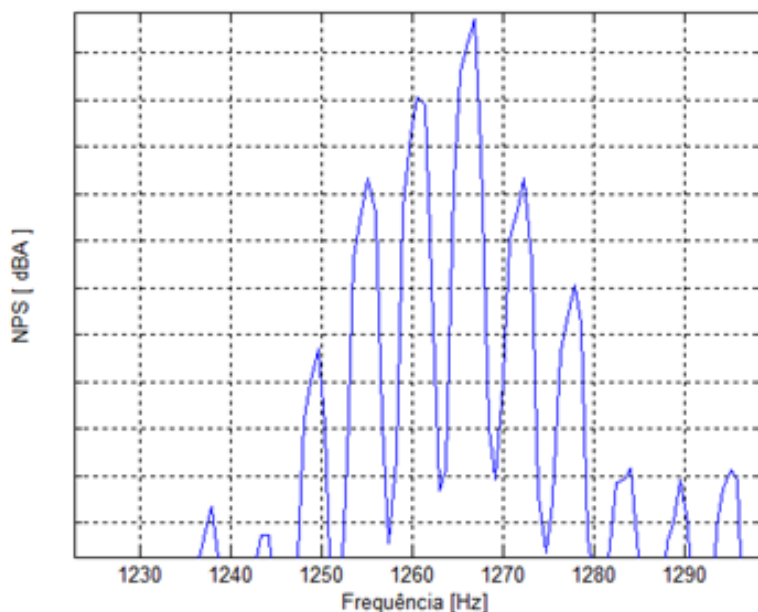


Figura 3.3 – Destaque na região de 1265 Hz do espectro padrão.

Ainda, o espectro de frequência é influenciado pelos 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. 3.4 e 3.5, respectivamente.

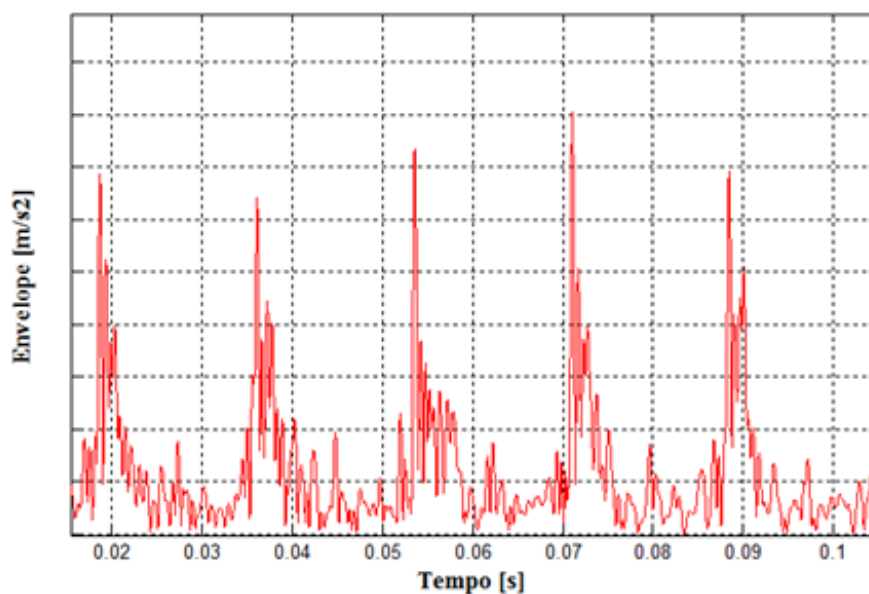


Figura 3.4 – Envelope de aceleração (20-40 kHz) para cinco períodos de rotação de um compressor Padrão.

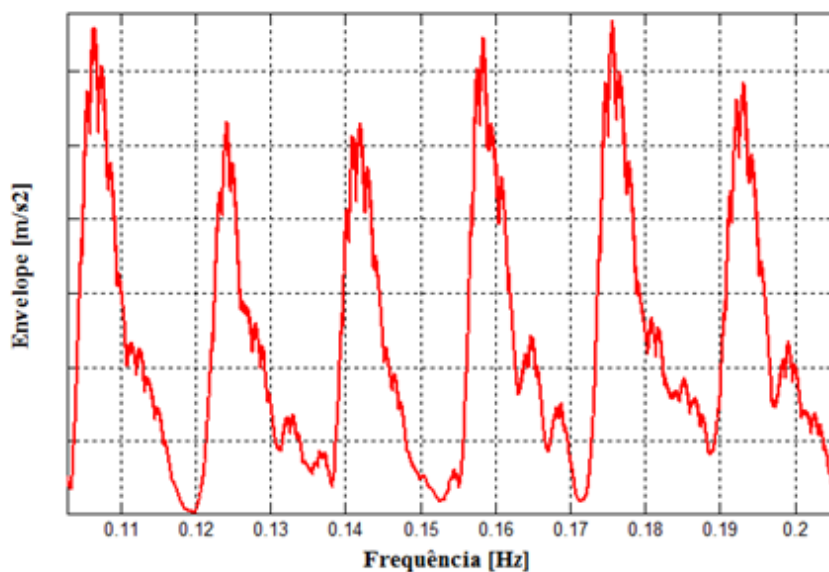


Figura 3.5 – Envelope de aceleração (2,3-2,7 kHz) para seis períodos de rotação de um compressor Padrão.

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. 3.6 é mostrado a densidade espectral de frequência (DEP) média, em função da frequência, de um grupo de compressores com o Roller Modificado (vermelho) e um grupo Padrão (azul).

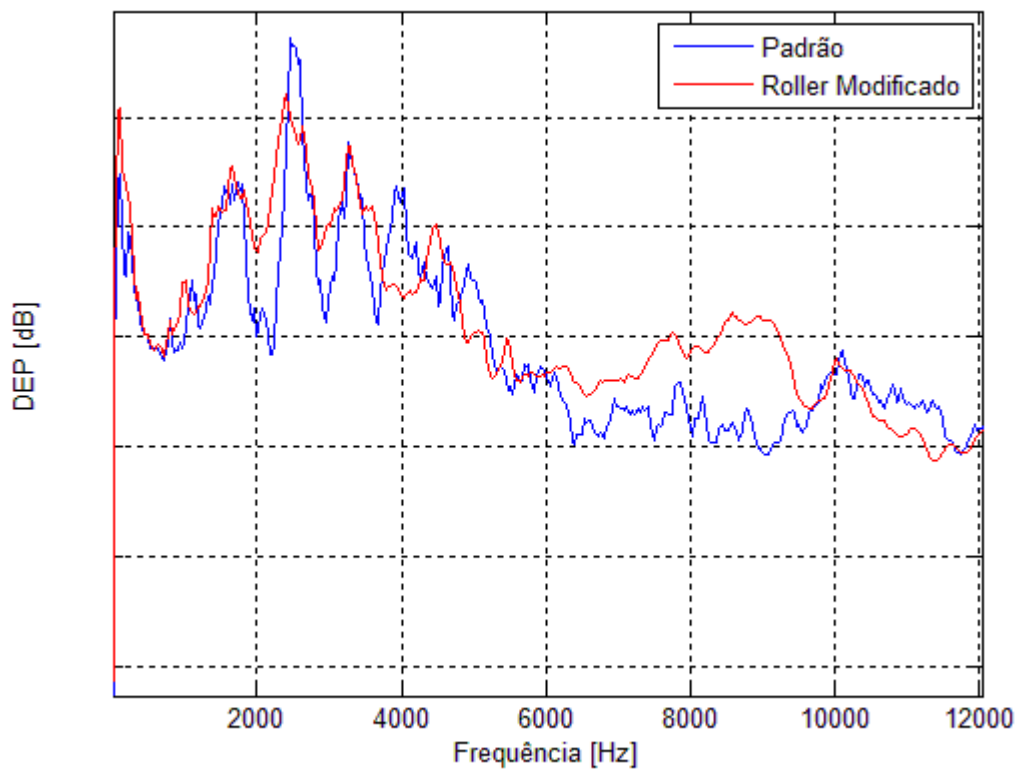


Figura 3.6 – DEP médias por frequência, para um grupo de compressores Padrão (azul) e com Roller Modificado (vermelho).

Figura 3.6 mostra redução na faixa entre 3 a 6 kHz, a qual devido a redução de massa e por consequência menor inércia pode ser traduzida em menor energia de impacto entre roller-kit. Já a região acima de 6 kHz apresenta aumento de amplitude até a banda de 10 kHz. Atribui-se esse evento a redução do atrito entre roller e mancal, uma vez que para referida massa da peça diminui-se a área de contato (Fig. 2.1), e conforme Duarte (2012) essa região do espectro é dominada pelo atrito entre os mecanismos.

Em seguida é apresentado o espectro de NWS médios por frequência do grupo de compressores com Roller Modificado (vermelhor) e Padrão (azul).

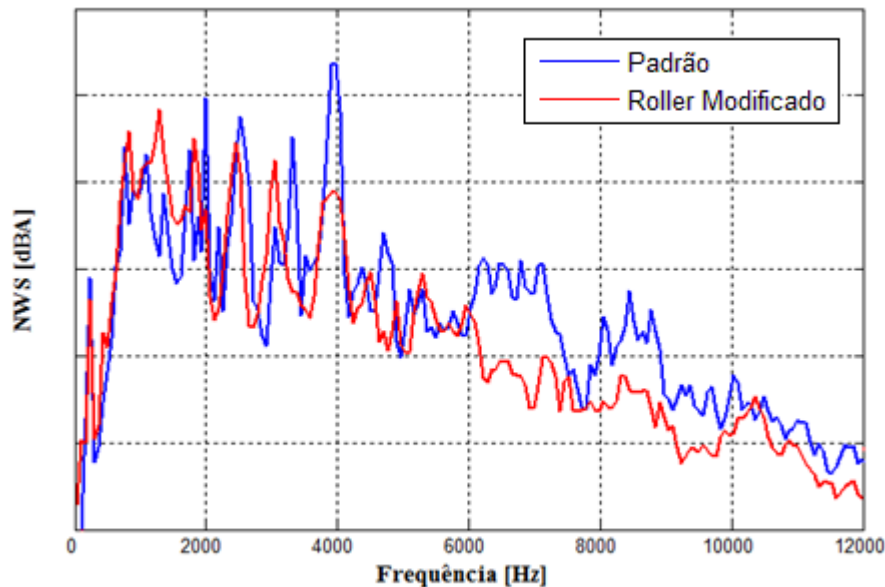


Figura 3.7 – NWS médios por frequência, para um grupo de compressores Padrão (azul) e com Roller Modificado (vermelho).

Conforme analisado na DEP os NWS (Fig. 3.7) apresentam queda na banda de 3 a 6 kHz, região dominada pela interação roller-kit. E acima desta faixa a redução do NWS é mantida, ao passo que na DEP nota-se o contrário, aumento dos valores. Uma hipótese razoável a este fenômeno é dada pela menor área de contato entre roller e mancal, que implica em menor energia transmitida a carcaça, tampa e acumulador do compressor, e estes por se tratarem de fontes de irradiação de ruído, geram menor NWS.

4. CONCLUSÃO

Com base nos resultados apresentados é possível concluir que:

- O espectro de frequência dos compressores rotativos apresenta um tom puro e forte em 4 kHz, região sensível do ouvido humano. Nota-se também que se trata de um espectro rico em harmônicos e modulação de fase.
- 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 a diferença de velocidade angular entre roller e eixo, aproximadamente 5 Hz. O que acarreta em um espectro de frequência com bandas laterais espaçadas de 5 Hz.
- O espectro de frequência é influenciado pelos inúmeros choques. Pode-se observar também a falta de periodicidade dos choques secundários e a modulação de baixa frequência para o choque principal.
- No ensaio com Roller Modificado observa-se que a redução de massa (32%) do roller implica em dois eventos. No primeiro nota-se a redução da inércia do roller, que se traduz em menor energia de impacto entre roller e kit. Na segunda presença a diminuição da área de contato entre roller e mancal, ou ainda, menor atrito entre os mecanismos.
- Na análise DEP a redução da inércia implica em menores amplitudes na faixa de 3 a 6 kHz, já o aumento da energia para banda de 6 a 10 kHz é atribuída ao menor atrito entre roller e mancal. Já no NWS é notada redução de energia em toda faixa de frequência em estudo (3 a 6 kHz e 6 a 10 kHz), a primeira é explicada pela diminuição da inércia do roller e a segunda é justificada pela menor quantidade de energia irradiada pela carcaça, tampa e acumulador.

5. REFERÊNCIAS

- BISTAFA, S. R. Acústica aplicada ao controle de ruído. 1 ed. Edgard Blucher. São Paulo, 2006.
- BAGEPALLI, B. S.; IMDAD, I. Rotary compressor with compliant impact surfaces. United States Patent. Schenectady, N. Y., 1989.
- DUARTE, M. A. V. Identificação e hierarquização das fontes e caminhos de propagação e ruído e vibrações nos compressores rotativos RG171AR. Tecumseh. 2011.
- INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION – ISSO 3744. Acoustics – Determination of sound power level of noise sources using sound pressure – Engineering method in an essentially free field over a reflecting plane. 2 ed. 1994
- WERNER, S. Sound and vibration of positive displacement compressor. CRC Press. 2006.
- 5.1.