

FIA 2020/22

XII CONGRESSO/CONGRESO IBEROAMERICANO DE ACÚSTICA
XXIX ENCONTRO DA SOCIEDADE BRASILEIRA DE ACÚSTICA - SOBRAC

Florianópolis, SC, Brasil

Estimativa do ruído global de um refrigerador com o compressor acoplado ao sistema por meios de funções de transferência obtidas pela relação pressão sonora e dados de vibração nos pontos de conexão.

Mendes, P., J. C.^{1 2}; Nogueira, L. M.²; Doi, R.M.³ ; Lenzi, A.²

¹ Mechanical Engineering, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil, eng.pliniomendes@gmail.com

² Laboratório de Vibrações e Acústica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil

³ Nidec Global Appliance, ricardo.m.doi@nidec-ga.com

Abstract

The noise generated by refrigerators has, in its composition, several different sources. These sources act in a superimposed way and predominate in their respective frequency bands in the noise spectrum. The superposition of the contribution of the sources results in the final noise of the refrigerator. Among the main sources of noise can be mentioned the low frequency vibrations from the mechanical movement of gas compression and the gas pulsation. It also stands out for the vibrations generated by the pulsation in the discharge tube and in the suction tube, as well as the two-phase flow in the evaporator, and the direct radiation of the compressor housing. In this way, data about the vibroacoustic behavior of the compressor can be used to estimate the global noise of a refrigerator still in the compressor approval stage, which implies a reduction in testing time and a reduction in the cost of shipping logistics. samples of these compressors. This article aims to determine the vibroacoustic characteristics necessary to estimate the noise of a refrigerator with a compressor coupled to the refrigeration system. A sequence of tests were carried out using compressors of different models coupled to the refrigerator in order to determine the transfer functions between the sound pressure radiated by the refrigerator and the acceleration signals obtained at the compressor connection points. Such results were satisfactory after the use of uncorrelated vibroacoustic signals.

Keywords: Refrigerator noise. Transfer function. Signal correlation methods..

PACS: 43.20.Tb, 43.20.Ye, 43.40.Le, 43.40.Sk.



1. INTRODUÇÃO

O ruído de um refrigerador é fortemente influenciado pelas características vibroacústicas do compressor, o qual normalmente é do tipo pistão único. O processo de compressão do gás de refrigeração envolve válvulas de palheta para a sucção e a descarga do gás comprimido pelo pistão. O pistão é acionado pela rotação do rotor do motor elétrico e do conjunto excêntrico e biela, que transforma o movimento de rotação em movimento linear do pistão [1].

Os movimentos das partes móveis geram vibrações principalmente de baixas frequências, que são transmitidas ao gabinete do refrigerador através da placa base e dos tubos de sucção e de descarga. A radiação sonora da carcaça também destaca-se no espectro do ruído do refrigerador. Nota-se que o compressor tem influência direta no ruído do refrigerador. Desta forma, é esperado que o uso de modelos diferentes de compressores resultem em diferentes níveis de ruído [1] [2].

Este trabalho propõe um método para estimar o ruído global de um refrigerador por meio de suas funções de transferência e de dados vibroacústicos obtidas em pontos de acoplamento da estrutura com o compressor.

2. FONTES DE RUÍDO PRESENTES EM REFRIGERADORES

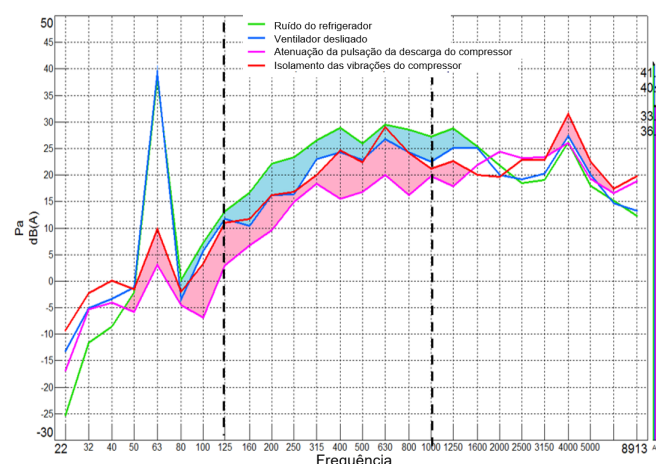
O ruído global do refrigerador pode ser compreendido como uma superposição de fontes de ruído. Sendo assim, torna-se necessário uma análise sobre a contribuição de cada fonte. Segundo Hense 2015, os caminhos de transmissão do sistema compressor-refrigerador podem ser quantificados devido ao fluxo energético, em que cada um desses contribuem de forma predominante em faixas de frequências específicas, via esquematização pela Figura 1.

No mesmo contexto, Martins 2016 identificou a influência das principais fontes de ruído em um refrigerador típico. Foi mensurado o nível de pressão sonora para algumas configurações como pode ser observado na Figura 2. Inicialmente, obteve o nível de pressão sonora do refrigerador com todas as fontes ligadas. O resultado está representado pela curva na cor verde. Em seguida, o

Figure 1: Caminhos de transmissão energética entre o compressor e o gabinete do refrigerador.[3]



Figure 2: Contribuição de fontes de ruído de um refrigerador típico. [2]



autor desligou o ventilador e obteve novamente o nível de pressão sonora, o resultado representativo é a curva azul. O autor removeu a placa base do compressor para isolamento das vibrações, representado pela curva vermelha. Por fim, para a atenuação da pulsação, foi instalado na linha de descarga um filtro de expansão e o resultado está representado pela curva magenta.

Diante do trabalho de Martins 2016, nota-se que o espectro de pressão sonora pode ser dividido em três faixas de frequência. Na primeira faixa, até 125 Hz, nota-se a contribuição direta do compressor para o ruído. Nesta faixa, encontram-se as vibrações mecânicas das partes móveis do compressor, como também, a contribuição da pulsação do fluido refrigerante. Na segunda faixa, de 125 Hz a 1 kHz, nota-se a influência das demais fontes do refrigerador, como exemplo, o

ventilador, ruído de expansão e a pulsação. Por fim, na terceira faixa, acima de 1 kHz, nota-se a predominância do compressor novamente. Nesta faixa destaca-se a radiação direta da carcaça do compressor.

Portanto, pode-se destacar as principais fontes de ruído de um refrigerador doméstico típico: compressor, dispositivo de expansão, ventilador e pulsação [4][5][6][7]. Cada fonte de ruído é predominante em uma região de frequência definida, e assim, pode-se analisar a contribuição nas regiões de baixas, médias e altas frequências. Em resumo, têm-se que:

1. Região das baixas frequências (até 120 Hz): Nesta faixa predomina o compressor como principal fonte de ruído, devido aos esforços de inércia dos componentes mecânicos e da frequência de operação.
2. Região das médias frequências (120 Hz até 1 kHz): Nesta região tem-se o somatório das demais fontes. Neste intervalo estão presentes o ventilador, ruído do dispositivo de expansão e a pulsação.
3. Região das altas frequências (acima de 1 kHz): Esta região predomina novamente o compressor, visto que tem-se a contribuição direta da radiação da carcaça. Encontra-se também uma contribuição do condensador devido à pulsação interna do fluido refrigerante.

3. METODOLOGIA PARA FUNÇÃO DE TRANSFERÊNCIA

O Modelo adotado para este trabalho foi o *Multiple Inputs and Single Output* (MISO). A metodologia é uma extensão do Modelo *Multiple Inputs and Multiple Output* (MIMO) dispondo de um sistema com somente uma saída de referência.

O modelo pode ser compreendido ao considerar um sistema linear composto por q entradas previamente determinadas e mensuráveis $x_i(t)$, $i = 1, 2, \dots, q$, e uma saída determinada de forma a caracterizar o sistema em análise, $y(t)$, conforme mostrado na Figura 3.

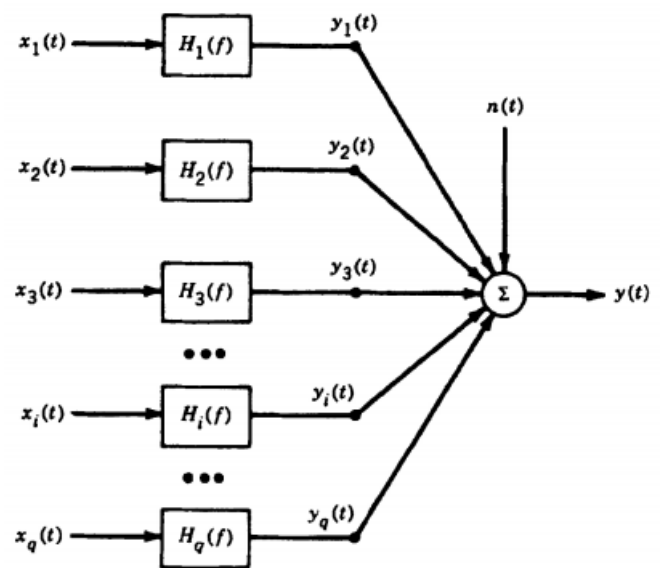


Figure 3: Modelo *Multiple-input/single-output* [8]

O termo de saída $n(t)$ relaciona todos os desvios do modelo ideal, como por exemplo as entradas importantes que não foram mensuradas, ruídos dos instrumentos de captação dos sinais e operações não-lineares [8].

3.1 Formulação do Modelo

Da Figura 3 obtém-se

$$y(t) = \sum_{i=1}^q y_i(t) + n(t) \quad (1)$$

Ao aplicar a transformada rápida de Fourier,

$$Y(f) = \sum_{i=1}^q Y_i(f) + N(f) \quad (2)$$

Como cada contribuição de saída $Y_i(f)$ está diretamente relacionada com sua respectiva entrada $X_i(f)$, pelo sistema linear proposto, obtém-se

$$Y_i(f) = H_i(f)X_i(f) \quad (3)$$

Substituindo na Equação 2,

$$Y(f) = \sum_{i=1}^q H_i(f)X_i(f) + N(f) \quad (4)$$



Pré-multiplicando a Equação 4 por $X_i^*(f)$, tem-se:

$$X_i^*(f) * Y(f) = X_i^*(f) * \sum_{j=1}^q H_j(f) X_j(f) + X_i^*(f) * N(f) \quad (5)$$

Calculando o valor esperado $E[x]$ para ambos os lados e dividindo pelo fator de escala ($2/T$) para obter um espectro unilateral, tem-se:

$$\frac{E[X_i^*(f) * Y(f)]}{T} = \sum_{j=1}^q \frac{H_j(f) E[X_i^*(f) * X_j(f)]}{T} + \frac{E[X_i^*(f) * N(f)]}{T} \quad (6)$$

Sabe-se que

$$\begin{aligned} G_{iy} &= 2 \frac{E[X_i^*(f) * Y(f)]}{T} \\ G_{ij} &= 2 \frac{E[X_i^*(f) * X_j(f)]}{T} \\ G_{in} &= 2 \frac{E[X_i^*(f) * N(f)]}{T} \end{aligned} \quad (7)$$

Substituindo a Equação 7 em 6, obtém-se

$$G_{iy} = \sum_{j=1}^q H_j(f) G_{ij} + G_{in} \quad (8)$$

onde $G_{in} = 0$ se $n(t)$ for descorrelacionado de todos os sinais de entrada.

Reescrevendo, tem-se

$$G_{iy} = \sum_{j=1}^q H_j(f) G_{ij} \quad (9)$$

Considerando os sinais descorrelacionados, a função de espectro cruzado $G_{ij} = 0$ para $i \neq j$. Dessa forma, a Equação 9 pode ser reescrita como:

$$G_{iy} = H_i(f) G_{ii} \quad i = 1, 2, \dots, q \quad (10)$$

Da Equação 10 pode-se obter as funções de transferência $H_i(f)$:

$$H_i(f) = \frac{G_{iy}}{G_{ii}} \quad i = 1, 2, \dots, q \quad (11)$$

Segundo Bendat 2010, para que se tenha êxito na aplicação do modelo, o sistema em análise deve respeitar quatro condições:

I - A função coerência entre quaisquer pares de sinais de entrada deve ser diferente de 1.

II - A função coerência entre quaisquer sinais de entrada com o sinal de saída deve ser diferente de 1.

III - A Função de coerência múltipla entre qualquer entrada e as outras entradas, excluindo a entrada selecionada, deve ser diferente de 1.

IV - A Função de coerência múltipla entre todas as entradas e a saída deve ser suficientemente alta, acima de 0,5, para situações práticas.

As condições I e II estão relacionadas às correlações entre os sinais de entrada e entre os sinais de entrada e saída respectivamente. Destaca-se a necessidade de descorrelacionar os sinais de entrada. A condição III relaciona-se com a correlação múltipla entre os sinais, ou seja, a combinação linear dos sinais de entrada. Por último, a condição IV está relacionada a energia do sinal, uma vez que, os sinais devem ter energia suficiente para predizer o sinal de saída.

4. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

O experimento que conduziu este trabalho consistiu em posicionar um refrigerador dentro da câmara semianecoica no Laboratório de Vibrações e Acústica (LVA). O compressor utilizado para obter as funções de transferência do refrigerador é marca Embraco, modelo 2. Foram utilizados seis acelerômetros, um em cada caminho de transmissão: três acelerômetros triaxiais, marca Brüel & Kjær, modelo 4535B; e três acelerômetros uniaxiais, marca Brüel & Kjær, modelo 4397. A aquisição de pressão sonora foi mensurada utilizando um microfone de campo livre pré-polarizado, marca Brüel & Kjær, modelo 4189, posicionado a uma distância de 1 m do frontal

do refrigerador e a 1,5 m do piso da câmara. O experimento pode ser visualizado nas Figuras 4 e 5.



Figure 4: Compressor instrumentado: as setas vermelhas indicam os acelerômetros triaxiais e as setas azuis os uniaxiais. [1]



Figure 5: Modelo em estudo: compressor-sistema. [1]

Cabe destacar que os sinais de entrada do sistema são os sinais de vibração mensurados pelos seis acelerômetros e que o sinal de saída é o sinal de pressão sonora obtido pelo microfone na posição frontal do refrigerador. Com os tradutores de aceleração e pressão posicionados e calibrados, foi utilizado um analisador LMS SCADAS para a aquisição dos sinais. A taxa de amostragem utilizada foi de 20480 Hz. Para o processamento dos dados foi utilizado o programa MATLAB.

Além do compressor modelo 2, foram utilizados mais dois compressores: um do mesmo modelo 2, e um modelo 1. Os compressores podem ser observados nas Figuras 6 e 7.

5. PROCESSAMENTO DOS DADOS

Após aquisição dos sinais de entrada, pode-se verificar que esses sinais são fortemente correlacionados, aplicando a função coerência, entre os sinais, notou-se que os resultados eram próximos a 1 [1].

Figure 6: compressor marca Embraco, Modelo 1.[1]



Figure 7: compressor marca Embraco, Modelo 2.[1]



5.1 Algoritmo de descorrelação

Com o objetivo de descorrelacionar os sinais de entrada, um algoritmo foi implementado. O algoritmo de descorrelação é composto por operações matemáticas que por meio de funções de coerência descorrelaciona os sinais de entrada do modelo. O algoritmo relaciona os sinais de entrada a um sistema de n graus de liberdade, define um referencial e, por meio deste, os outros sinais são descorrelacionados. Por fim, tem-se um conjunto de dados de entrada descorrelacionados, que irão servir de base para obter as funções de transferência do modelo desejado.

Segundo Bendat 2010, para a descorrelação entre os sinais, um sinal referencial deve ser fixado. Importante destacar que esse tem que ser representativo tanto em magnitude como nas faixas de frequência em que necessita-se de uma resposta mais precisa. O sinal referencial adotado para esse trabalho foi o sinal da descarga, escolhido por apresentar maior energia nas frequências de interesse.

Definido o sinal de referência, X_1 , os demais sinais são descorrelacionados em função de X_1 . O sinal $X_{2,1}$, que representa o sinal X_2 descorrelacionado, pode ser obtido via Equação 12, como demonstrado na Figura 8.

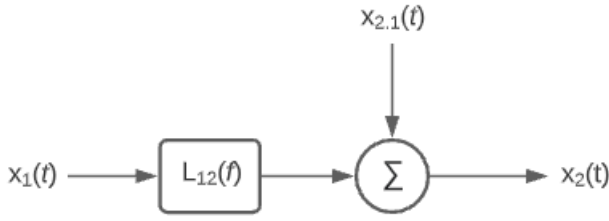


Figure 8: Decomposição de $x_2(t)$ em $x_1(t)$

Da Figura 8, tem-se:

$$\begin{aligned} X_{2,1}(f) &= X_2(f) - X_{2,1}(f) \\ X_{2,1}(f) &= X_2(f) - L_{12}X_1(f) \\ L_{12}(f) &= \frac{S_{12}(f)}{S_{11}(f)} \end{aligned} \quad (12)$$

em que, $L_{12}(f)$ representa a função paramétrica de linearidade entre os sinais $x_1(t)$ e $x_2(t)$. Destaca-se, também, $S_{11}(f)$ e $S_{12}(f)$ sendo as funções densidade de auto espectro e espectro cruzado, respectivamente.

Definidos os sinais $X_1(f)$ e $X_{2,1}(f)$, necessita-se obter o sinal $X_{3,2}(f)$. De forma análoga à obtenção de $X_{2,1}(f)$, pode ser obtido via Equação 5.1, como demonstrado na Figura 9.

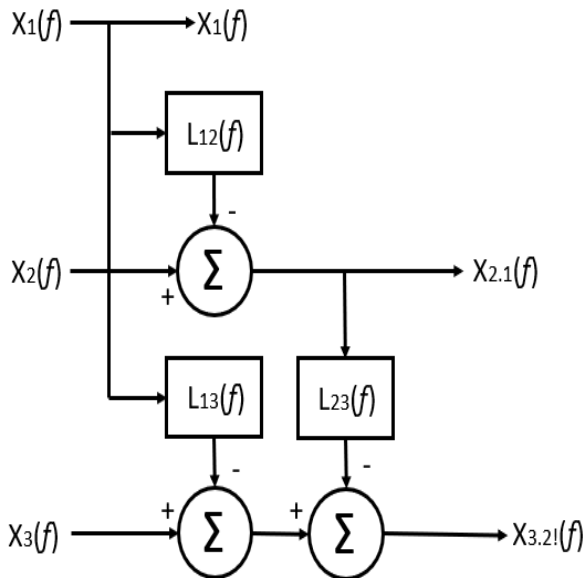


Figure 9: Decomposição de $X_3(f)$ em $X_1(f)$ e $X_{2,1}(f)$

Da Figura 9, tem-se:

$$\begin{aligned} X_{3,2}(f) &= X_3(f) - L_{13}X_1(f) - L_{23}X_{2,1}(f) \\ L_{13}(f) &= \frac{S_{13}(f)}{S_{11}(f)} \quad L_{23}(f) = \frac{S_{23,1}(f)}{S_{22,1}(f)} \end{aligned} \quad (13)$$

O procedimento apresentado mostra que, cada sinal é obtido através de uma decorrelação em relação aos sinais anteriormente definidos. Assim, tem-se:

$$X_1(f) = X_1(f)$$

$$\begin{aligned} X_{2,1}(f) &= X_2(f) - X_{2,1}(f) \\ X_{2,1}(f) &= X_2(f) - L_{12}X_1(f) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} X_{3,2}(f) &= X_3(f) - X_{3,1}(f) - X_{3,2}(f) \\ X_{3,2}(f) &= X_3(f) - L_{13}X_1(f) - L_{23}X_{2,1}(f) \end{aligned}$$

De forma análoga, pode-se determinar os demais sinais como:

$$\begin{aligned} X_{j,r}(f) &= X_j(f) - \sum_{i=1}^r L_{ij}X_{i,(i-1)}(f) \\ r &= 1, 2, \dots, j-1 \\ L_{ij}(f) &= \frac{S_{ij,(i-1)}(f)}{S_{ii,(i-1)}(f)}, \\ S_{ii,(i-1)} &= \frac{1}{T} X_{i,(i-1)}^* X_{i,(i-1)}, \\ S_{ij,(i-1)} &= \frac{1}{T} X_j^* X_{i,(i-1)}. \end{aligned}$$

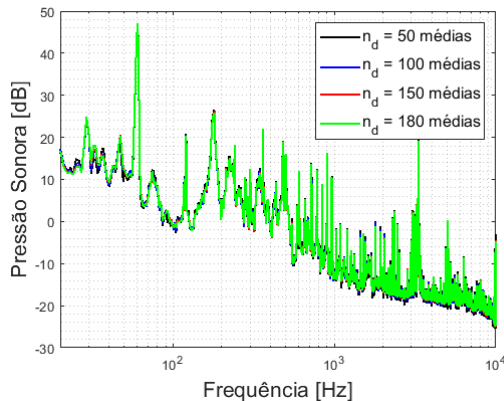
em que, j é o índice do sinal de entrada que queira decorrelacionar e r pode ser obtido por $r = j - 1$.

6. RESULTADOS

Com os sinais decorrelacionados e obtidas as funções de transferência pelo modelo MISO, pode-se então estimar a pressão sonora do refrigerador por meio da Equação 4. Nota-se que, a estimativa da pressão sonora depende da função de transferência, que por sua vez depende das

funções de densidade espectrais auto espectro e espectro cruzado, essas dependem do número de médias, vide Equação 7. Sendo assim, a primeira análise deste trabalho foi o efeito da variação da média para a estimativa da pressão sonora. Os resultados podem ser observados na Figura 10.

Figure 10: Pressão sonora estimada para as diferentes números de médias energéticas.

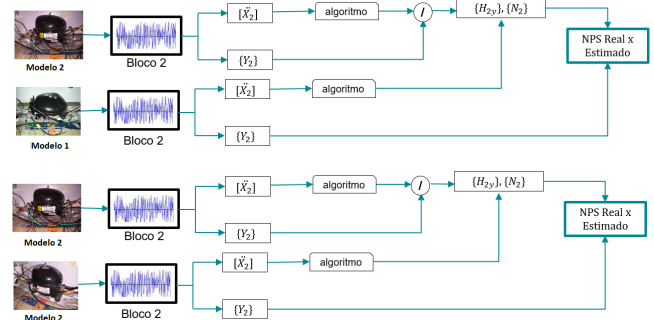


Nota-se que a pressão sonora não apresentou variação com o aumento do número de médias. Como a aquisição dos sinais foi obtida no regime permanente do compressor, espera-se que a pressão sonora não apresente variações com a diferença das médias.

Após quantificar e obter as funções de transferência do refrigerador com o compressor marca Embraco, modelo 1, mostrado na Figura 6, foi instalado no refrigerador um segundo modelo de compressor, marca Embraco, modelo 2, mostrado na Figura 7. Este compressor foi instrumentado da mesma forma que o anterior e foi submetido a um regime de operação com rotação de 3600 RPM. Depois de instalado e instrumentado com os três acelerômetros uniaxiais foram feitas aquisições de sinais de aceleração e pressão sonora. E por fim, foram obtidas as novas funções de transferência do refrigerador.

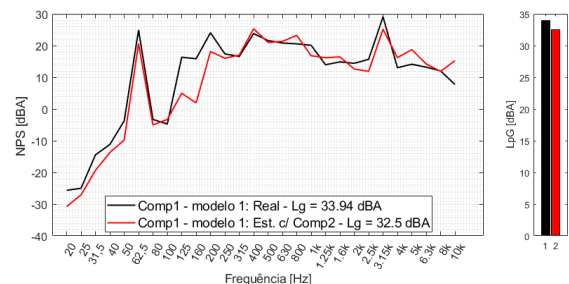
Com as funções de transferência obtidas pelo compressor 1 e com os sinais de entrada do compressor 2, pode-se estimar a pressão sonora do compressor 2. Ainda assim, um terceiro compressor foi analisado, esse do mesmo modelo que o compressor 2, para avaliar a estimativa da pressão sonora por meio de compressores diferentes do mesmo modelo. Toda esquematização pode ser observada pela Figura 11.

Figure 11: Diagrama de blocos para a estimativa do nível de pressão sonora para compressores de diferentes modelos e nominalmente iguais



Dispondo dos sinais de aceleração do compressor 1 e das funções de transferência com o compressor 2, foi estimada a pressão sonora do compressor 1, e o resultado pode ser observado na Figura 12.

Figure 12: Nível de Pressão Sonora medida do compressor 1 e o nível pressão sonora estimada com as funções de transferência obtidas com o compressor 2



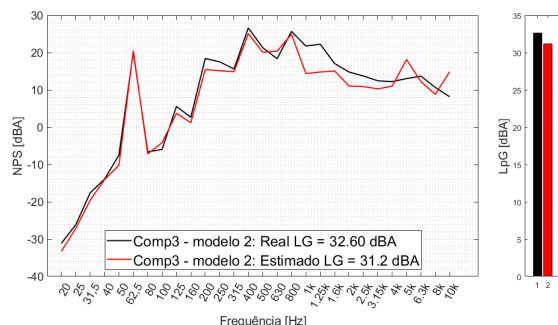
Dispondo dos sinais de aceleração do compressor 3 e das funções de transferência com o compressor 2, foi estimada a pressão sonora do compressor 3 e o resultado pode ser observado na Figura 13.

7. CONCLUSÃO

O método MISO não necessita da quantificação de todos os caminhos de transmissão, entretanto, alguns pré-requisitos devem ser respeitados, entre eles, os sinais de entrada devem ser decorrelacionados [8] [9]. O algoritmo para decorrelação baseia-se nas formulações matemáticas aplicadas em álgebra linear de funções linearmente dependentes e independentes. Um sinal de referência é definido e os demais sinais devem ser decorrelacionados. Após a decorrelação dos



Figure 13: Nível de Pressão Sonora medida do compressor 1 e o nível pressão sonora estimada com as funções de transferência obtidas com o compressor 2



sinais, tornou-se viável a obtenção das funções de transferência pelo método MISO.

Dispondo desses sinais de vibração e pressão sonora, foi possível obter a estimativa da pressão sonora para o número de médias: 50, 100, 150, e por último, 180 médias. Após analisar os resultados, notou-se que a estimativa da pressão sonora não sofreu variação com o número de médias. Tal resultado foi esperado devido ao fato da aquisição dos sinais ser obtida em regime permanente do compressor. O erro encontrado para cada média apresentou resultados significativos nas quatro médias, principalmente, nas frequências de 60 Hz e 120 Hz.[1] Enfim, após análise do intervalo de confiança de concluiu-se que 50 médias seriam suficientes para uma boa estimativa.

Neste trabalho também foi avaliado um compressor de modelo diferente. Inicialmente, o compressor em estudo era um Embraco modelo 1. Em seguida, trocou-se o compressor para um modelo 2, e para avaliar a alteração dentro da mesma família, foi instalado um segundo modelo 2. Utilizando, segundo compressor como referência, foram obtidas as funções de transferência. Dispondo das acelerações do primeiro compressor e do terceiro compressor foi possível estimar o ruído global de cada modelo. Para modelos de família diferente, apresentou uma diferença de 1,4 dB do ruído global e para modelo de mesma família, apresentou a mesma diferença no ruído global, o que evidencia que o método conseguiu uma boa estimativa das funções de transferência. Por fim, destaca-se que o modelo é representativo para o refrigerador estudado, caso queria

analisar um segundo refrigerador, deve-se repetir o procedimento passo a passo, uma vez que, cada refrigerador possui funções de transferência únicas.

REFERENCES

- [1] P. J. C. Mendes. Métodos de identificação da contribuição do compressor no ruído gerado por refrigeradores. Mestrado em engenharia mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2021.
- [2] L. O. Martins. Análise da influência da rigidez da estrutura de suporte de um compressor em um refrigerador doméstico típico na emissão global de ruídos em operação. Trabalho de conclusão de curso em engenharia mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2016.
- [3] A. Hense. Análise do ruído de um refrigerador excitado pelo condensador. Mestrado em engenharia mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2015.
- [4] R. S. T. Carvalho. Métodos de identificação de fontes de ruído em um refrigerador. Mestrado em engenharia mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2008.
- [5] J. A. O. Martinez. Fluxo de energia vibratório do compressor ao gabinete de um refrigerador típico. Doutorado em engenharia mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2014.
- [6] J. C. Marcon. Análise do comportamento dinâmico do conjunto bloco e motor elétrico de um compressor hermético. Mestrado em engenharia mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2016.
- [7] A. L. G. Caetano. Estudo da propagação do ruído gerado por escoamento bifásico em refrigeradores. Mestrado em engenharia mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2013.
- [8] Julius Bendat and Allan Piersol. *Random Data*. 4 edition, 2010. ISBN 978-0-470-24877-5.
- [9] Julius Bendat and Allan Piersol. *Engineering applications of correlation and spectral analysis*. 2 edition, 1993. ISBN 0-471-57055-9.