



FIA 2020/22

XII CONGRESSO/CONGRESO IBEROAMERICANO DE ACÚSTICA

XXIX ENCONTRO DA SOCIEDADE BRASILEIRA DE ACÚSTICA - SOBRAC

Florianópolis, SC, Brasil

Optimization of an Extended Ducts Silencer Using GA and the Active/Inactive FEM

Moura, V. L.^{1,2}; Lima, K. F.¹; Cirino, P. D.¹; Miquelin, D. P.¹; Barbieri, N.¹;

¹ Mechanical Engineering Department, Pontifícia Universidade Católica do Paraná, Rua Imaculada Conceição 1155, Curitiba-PR

² Corresponding Author: vitor.moura@pucpr.edu.br

Resumo

O ruído gerado por sistemas mecânicos, é atualmente uma das principais fontes de poluição sonora. Dessa forma, a ciência do controle de ruído, vem desenvolvendo estudos que visam a diminuição da emissão de ruídos e a redução de seus efeitos sobre o meio ambiente e o ser humano. Com isso, o principal objetivo desse trabalho é aplicar técnicas de otimização de câmaras acústicas reativas com o uso do Algoritmo Genético (GA), modificando a forma geométrica da cavidade. A eficiência da câmara é avaliada com o Método dos Elementos Finitos (FEM) utilizando-se da análise tridimensional com elementos hexaédricos de 8 nós. O algoritmo foi primeiramente validado com um modelo de câmara simples com dois dutos estendidos concêntricos. A otimização foi realizada nas 3 primeiras frequências de ressonância da cavidade de um silenciador da literatura, sendo elas, de forma isoladas, combinadas em pares e simultaneamente. Para isso, aplicou-se o método de elementos finitos ativos/inativos. Os resultados da otimização dos modelos mostraram-se mais eficientes, em relação a perda de transmissão sonora em uma banda larga de frequência quando comparados ao modelo base, sem dutos estendidos. Nestas condições, a perda de transmissão obtida foi 10 dB maior entre a primeira e terceira frequência de ressonância do modelo.

Palavras-chave: Otimização, Silenciadores, Método dos Elementos Finitos, Perda de Transmissão, Algoritmo Genético.

PACS: 43.50.Gf

Optimization of an Extended Ducts Silencer Using GA and the Active/Inactive FEM

Abstract

The noise generated by mechanical systems is currently one of the main sources of noise pollution. For this reason, the noise control science has been developing studies focus on reduction of the noise emission and the effects on the environment and human beings. The main objective of the present work is to apply optimization techniques for reactive acoustic chambers using the Genetic Algorithm (GA), modifying the shape of their cavities. The efficiency of the chamber is evaluated using the traditional three-dimensional Finite Element Method (MEF) using 8-node hexahedral elements. The algorithm was first validated with a single expansion chamber model with two concentric extended ducts. The optimization was evaluated in the first 3 resonance frequencies of the cavity from a silencer of the literature. The frequencies were studied in an isolated, combined in pairs and all of them simultaneously. For this, the Active/Inactive FEM was applied. The results of the optimization of the models were efficient, in relation to the sound transmission loss in a wide frequency band when compared to the base model, without extended ducts. Under these conditions, the transmission loss obtained was 10 dB greater between the first and third resonance frequencies of the model. Keywords: Optimization, silencers, Finite Element Method, Transmission Loss, Genetic Algorithms.



1. INTRODUÇÃO

O ruído gerado por sistemas mecânicos, sendo eles domésticos ou industriais, são atualmente uma das principais fontes de poluição sonora. No âmbito doméstico, essas fontes de ruído partem de equipamentos indispensáveis em nossas vidas como, eletrodomésticos em geral, eletroportáteis e até mesmo os automóveis.

Estudos realizados pela Organização Mundial da Saúde (OMS) apontam que a exposição à ruídos pode desencadear danos à saúde, sendo eles, perda de audição e concentração, aumento da pressão arterial, interferência no sono, problemas gástricos, estresse e problemas cardiovasculares, em estudos mais recentes, podendo provocar e até mesmo, a perda de peso em bebês não-prematuros [1-4]. Esse contexto fez com que as leis ambientais se tornassem mais rigorosas exigindo aparelhos e máquinas cada vez mais silenciosos. Dessa forma, a ciência do controle de ruído, nas últimas décadas, vem desenvolvendo estudos que visam a diminuição da emissão de ruídos e a redução dos efeitos sobre o ser humano e o meio ambiente.

Uma das principais soluções adotadas para esse problema é o uso de filtros acústicos, também chamados de silenciadores. Young e Crocker [5] (1975) desenvolveram uma metodologia computacional capaz de analisar um silenciador reativo de câmara de expansão simples, sendo uns dos precursores nessa área. Com isso, vários tipos de silenciadores passaram a ser estudados, como, ressonadores de Helmholtz, multi câmaras, dutos cilíndricos estendidos podendo ser perfurados, câmaras elípticas e silenciadores de fluxo reverso [6-15].

Atualmente, os silenciadores são fabricados com diferentes formas, volumes e seções internas de grande complexidade. Com o objetivo de aumentar a eficiência destes dispositivos, estudos de otimização são aplicados, alterando sua forma e tamanho.

A análise do desempenho acústico de um silenciador pode ser calculada através da sua Perda de Inserção (IL) ou de sua Perda de

Transmissão (TL) ou ainda, com a avaliação da sua Redução de Ruído (NR).

Visando um avanço contínuo, esse trabalho tem como objetivo realizar a otimização de uma câmara de expansão simples com uso do Algoritmo Genético (GA) para modificar sua geometria, para isso, avaliou-se as eficiências acústicas através do Método dos Elementos Finitos (MEF), calculada em função da TL.

2. FUNDAMENTOS

O desenvolvimento das técnicas computacionais, possibilitou a análise de desempenho acústico de silenciadores com rapidez e precisão, viabilizando estudos na fase de desenvolvimento do produto. A equação que descreve a propagação de uma onda estacionária e homogênea, em coordenadas cilíndricas, fornecido por Munjal [16]:

$$\nabla^2 P - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} = 0, \quad (1)$$

onde c é a velocidade do som no ar, $P = P(r, \theta, z, t)$ é a amplitude da pressão sonora no domínio Ω e ∇^2 é o operador Laplaciano em coordenadas cilíndricas, definidas por:

$$\nabla^2 = \frac{\partial}{r \partial r} \left[r \frac{\partial}{\partial r} \right] + \frac{\partial^2}{r^2 \partial \theta^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}, \quad (2)$$

Utilizando a técnica da separação de variáveis e considerando P uma função harmônica no tempo e na coordenada θ , tem-se:

$$\frac{\partial^2 P}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial z^2} - k_0^2 P(r, \theta, z) = 0, \quad (3)$$

Também conhecida como a equação de Helmholtz, onde $k_0 = \omega/c$ é definido como o número de onda, ω é a frequência angular de excitação, de uma onda em propagação em coordenadas cilíndricas. Definindo $P(r, \theta, z)$ como uma função de um conjunto de elementos finitos com funções de interpolação ϕ_i , sendo i os valores nodais de p_i , podemos aproximar para:

$$P(r, \theta, z) \cong \phi_i p_i, \quad (4)$$

Utilizando do método de Galerkin [17,18] para minimizar os resíduos gerados na aproximação da interpolação:

$$\int_z \int_\theta \int_r \left[\frac{\partial}{\partial r} \left[r \frac{\partial}{\partial r} (\phi_i p_i) \right] + \frac{\partial^2}{r^2 \partial \theta^2} (\phi_i p_i) + \frac{\partial^2}{\partial z^2} (\phi_i p_i) + k_0^2 \phi_i p_i \right] \phi_j r dr d\theta dz, \quad (5)$$

Com isso obtendo a equação característica de elementos finitos para domínios tridimensionais:

$$[K - k_0^2 M]p = \{f\}, \quad (6)$$

Onde as matrizes associadas na Equação (6) são:

$$K = \int_\Omega \nabla^T N \nabla N d\Omega, \text{ é a matriz de rigidez do domínio } \Omega; \quad (7)$$

$$M = \int_\Omega N^T N d\Omega, \text{ é a matriz inercial do domínio } \Omega; \quad (8)$$

$$f = -i\rho\omega \int_\Gamma u_n N^T d\Gamma, \text{ é o vetor força do contorno } d\Gamma; \quad (9)$$

onde ∇ é o operador gradiente, ρ é a densidade do meio e u_n é a velocidade normal da partícula no domínio Γ . Para a solução das equações (7,8), utilizou-se da quadratura de Gauss [17,18].

Aplicou-se a perda de transmissão (TL) para avaliar a eficiência do silenciador. Vários métodos podem ser usados para obter a TL, entre eles, o Método dos Quatro Parâmetros Modificados (IFPM - Improved Four-Pole Method) [19], em que duas condições de contorno distintas são prescritas na entrada e na saída dos dutos. A TL pode ser calculada utilizando os quatro parâmetros A^* , B^* , C^* e D^* :

$$TL = 20 \log \left[\frac{1}{2} \left| \frac{A^*}{C^*} + \left(B^* - \frac{A^* D^*}{C^*} \right) / (\rho_0 c) + \frac{\rho_0 c}{C^*} - \frac{D^*}{C^*} \right| \right], \quad (10)$$

Esses quatro parâmetros também devem obedecer ao princípio de reciprocidade, conforme Sullivan e Crocker [20]:

$$AD - BC = 1, \quad (11)$$

No presente trabalho, utilizou-se da técnica de otimização de forma e para isso aplicou-se GA juntamente com a estratégia de evolução por torneio e a reprodução elitista. O GA usa um conceito de evolução matematicamente programada proposta por Holland [21] e é sabido que essa técnica é eficiente se tratando de problemas não lineares [22,23]. No algoritmo são definidas as soluções avaliadas, com o intuito de direcionar para uma solução ótima. Matematicamente, o problema de otimização de silenciadores consiste em:

$$\text{maximizar: } f_{obj}(x),$$

$$\text{sujeito a: } l_i \leq x_i \leq u_i, \quad i = 1, 2, \dots, m, \quad (12)$$

onde $f_{obj}(x)$ é a função objetivo, x é o vetor de design da variável que possui um limite inferior l_i , um limite superior u_i e m é a número de variáveis de design a ser definido. A estratégia do GA adotada para este trabalho é minuciosamente detalhada em Carroll [24]. A otimização da solução para o problema é determinada pela média da TL ($TL_{avg}(\Delta\omega)$), avaliada pelo modelo de silenciador no FEM, para frequências pré-determinadas. Todos os resultados presentes neste trabalho tiveram a $TL_{avg}(\Delta\omega)$ calculados a partir de:

$$f_{obj}(x) = TL_{avg}(\Delta\omega) = \sum_k \frac{1}{\omega_f - \omega_i} \int_{\omega_i}^{\omega_f} TL(\Delta\omega) d\omega, \quad (13)$$

onde k representa a banda de frequência avaliada e ω_i e ω_f representam as frequências iniciais e finais de excitação da banda k , respectivamente.

Os parâmetros usados na GA são: número de cromossomos $nc = 12$, tamanho da população $ps = 30$, probabilidade de mutação $mp = 50\%$. Como critério de parada da otimização considerou-se dois critérios, sendo qualquer um que aconteça primeiro: se a geração após a centésima (3000 indivíduos na centésima geração) possuir o mesmo melhor indivíduo que a mesma menos 50 gerações ou chegar no valor limite de geração igual a 250 (7500 indivíduos).

O presente trabalho aplicou-se a metodologia de Barbieri e Barbieri [25] (2012), que utilizaram o GA com variáveis de projeto inteiras em conjunto com uma metodologia chamada pelos autores de elementos finitos ativos/inativos, em que otimizaram quatro modelos de câmara de expansão simples axissimétricas.

3. DESENVOLVIMENTO

Todas as análises numéricas realizadas no corrente trabalho, utilizaram-se da formulação tridimensional com elementos hexaédricos de 8 nós, em que possui um número de nós igual a 10624 e 8040 elementos. O modelo geométrico utilizado segue as dimensões presentes na Fig. 1 e na Quadro 1.

Quadro 1: Dimensões do modelo.

Dimensões do modelo em mm	
r_{in}	17.3
r_c	71.5
l_t	320.0
l_c	220.0
e	2.5

Primeiramente obteve-se os resultados de TL da câmara simples e comparou-se os resultados presentes em Lima et al. [26] (2010) com o intuito de validar a metodologia aplicada. Em seguida, aplicou-se o conceito de duplos dutos estendidos utilizando a GA para otimizar os valores de $x_{1,2,3,4}$ e usando $x_5 = 46.9 \text{ mm}$. Para esta etapa realizou-se a otimização nas três

primeiras frequências ressonância isoladamente, agrupadas por pares e as três combinadas. Além disso, incrementou-se uma otimização da altura do segundo tubo estendido, em que o algoritmo sorteava entre seis valores pré-dispostos, variando entre 40.0 mm até 65.0 mm com uma diferença de 5 mm entre eles.

Para as análises de otimização de cada indivíduo selecionou-se um intervalo de $\pm 10 \text{ Hz}$ a partir das frequências de ressonância da cavidade e utilizou-se de um $\Delta f = 1 \text{ Hz}$. Como variáveis de projeto utilizou-se como limites superiores e inferiores:

$$15 < x_{1,2,3,4} < 110 \quad (14)$$

Para obter a curva de TL dos modelos otimizados realizou-se o cálculo até a frequência de 3000 Hz .

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Como propriedades do meio, utilizou-se de: $\rho_{air} = 1.21 \text{ kg/m}^3$ e $c = 343.1 \text{ m/s}$. Para se obter as frequências de ressonância, utilizadas na otimização, e para validação do modelo numérico tridimensional, obteve-se a curva da TL para a câmara de expansão simples, como demonstrado na Fig. 2.

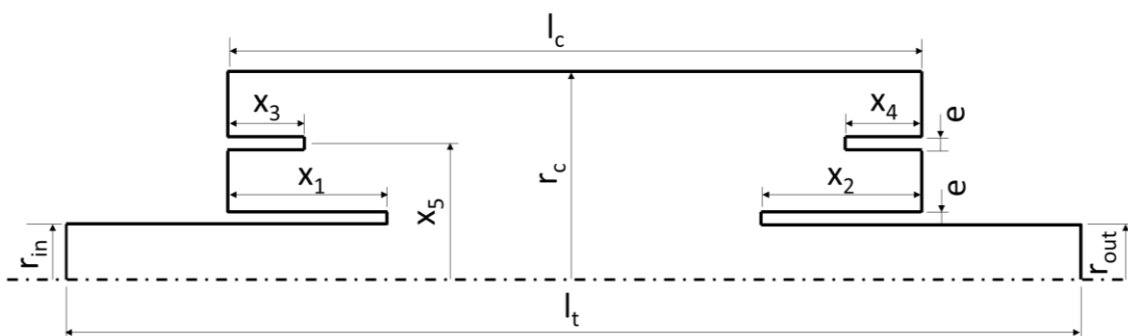


Figura 1: Modelo silenciador

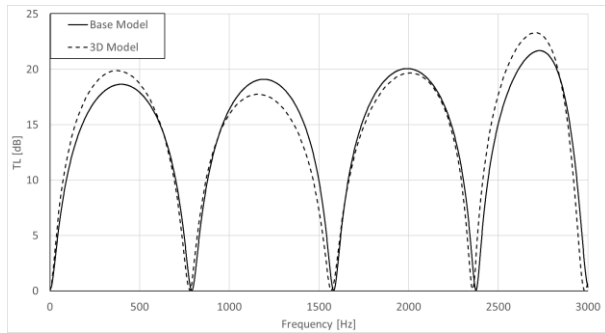


Figura 2: TL x Frequência

Como o resultado do modelo tridimensional possui o mesmo comportamento que o modelo axissimétrico de referência, foi possível validar a formulação. Além disso, obteve-se as frequências de ressonância da câmara de expansão, valores presentes no Quadro 2.

Quadro 2: Frequências de ressonância.

Frequências de ressonância	
1	778 Hz
2	1570 Hz
3	2354 Hz

Com as frequências de ressonância definidas, aplicou-se, primeiramente, uma otimização para cada frequência, obtendo os resultados presentes na Fig. 3 e as variáveis de projeto na Tab. 1.

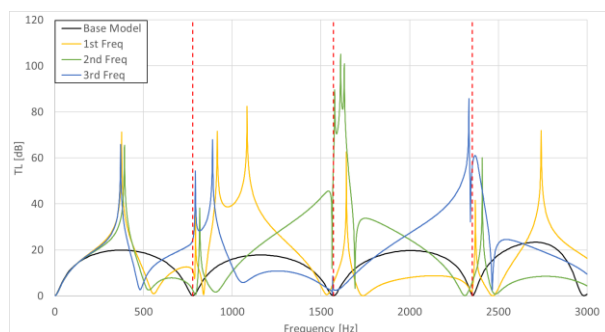


Figura 3: TL x Frequência

Tabela 1: Variáveis de projeto

Modelo	X_1 [mm]	X_2 [mm]	X_3 [mm]	X_4 [mm]
1 st frequency	87.0	71.0	94.0	86.0
2 nd frequency	47.0	46.0	84.0	104.0
2 rd frequency	29.0	102.0	62.0	43.0

Com os resultados foi possível observar que a otimização apresenta um ganho expressivo principalmente localmente onde realizou-se a otimização, porém ao se analisar em toda a faixa de frequência, nenhum dos resultados se apresentou satisfatório.

Com o intuito de melhorar ainda mais a performance do silenciador, realizou-se também a otimização combinando as frequências de ressonância em pares, 1^a com a 2^a, 1^a com a 3^a e a 2^a com a 3^a. Para essa análise, também se estudou o comportamento da função objetivo, avaliando a soma e o produto das duas faixas de frequências, obtendo os resultados presentes nas Fig. 4, 5 e 6 e as variáveis de projeto na Tab. 2.

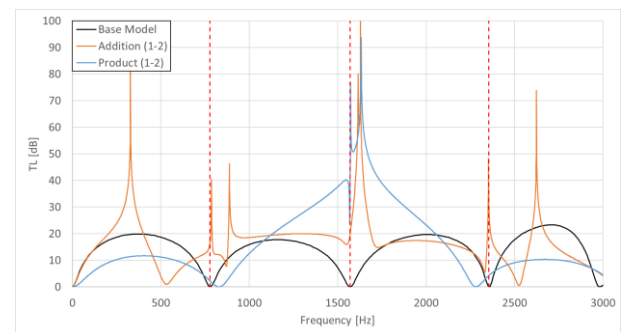


Figura 4: TL x Frequência – Otimização 1-2

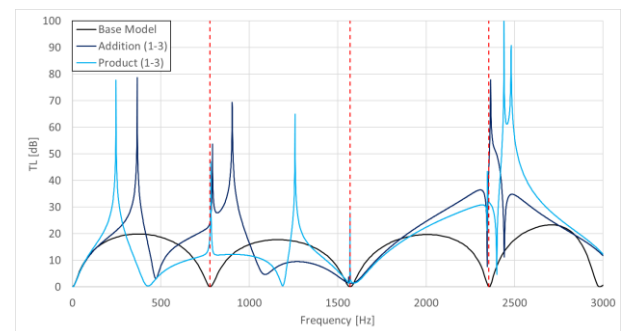


Figura 5: TL x Frequência – Otimização 1-3

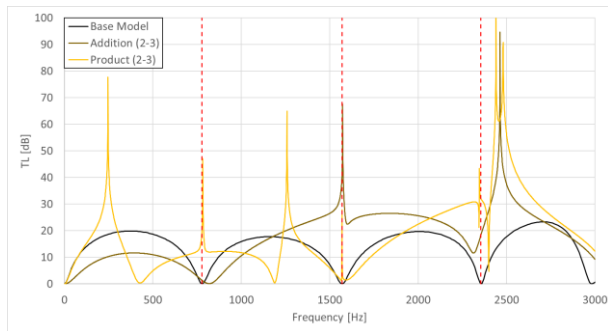


Figura 6: TL x Frequência – Otimização 2-3

Tabela 2: Variáveis de projeto

Modelo	X_1 [mm]	X_2 [mm]	X_3 [mm]	X_4 [mm]
1-2 Soma	99.0	46.0	86.0	84.0
1-2 Produto	46.0	47.0	93.0	93.0
1-3 Soma	47.0	47.0	90.0	88.0
1-3 Produto	28.0	47.0	41.0	80.0
2-3 Soma	101.0	28.0	48.0	80.0
2-3 Produto	28.0	102.0	58.0	33.0

Com os resultados em pares é possível perceber um ganho satisfatório, principalmente, localmente nas frequências de otimização, porém ao se analisar em toda a faixa de frequência, nenhum dos resultados se apresentou satisfatório.

Como etapa seguinte realizou-se a otimização das três frequências de ressonâncias combinadas, para isso também se estudou o comportamento da função objetivo, avaliando a soma e o produto das duas faixas de frequências, obtendo os resultados presentes nas Fig. 7 e as variáveis de projeto na Tab. 3.

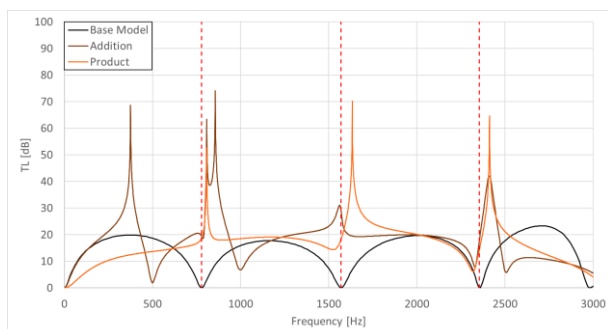


Figura 7: TL x Frequência

Tabela 3: Variáveis de projeto

Modelo	X_1 [mm]	X_2 [mm]	X_3 [mm]	X_4 [mm]
Soma	99.0	46.0	75.0	65.0
Produto	47.0	99.0	70.0	36.0

Com os resultados é possível observar que existe um ganho expressivo nas frequências otimizadas, porém diferente dos resultados anteriores o comportamento do experimento em que se realizou o produto entre as funções objetivo não possui em nenhuma frequência uma TL próxima de zero.

Por fim, realizou-se também a otimização da altura do segundo duto estendido, em que também se estudou o comportamento da função objetivo, avaliando a soma e o produto das duas faixas de frequências, obtendo os resultados presentes nas Fig. 8 e as variáveis de projeto na Tab. 4. Nesta última análise verificou-se um aumento de 10 dB na perda de transmissão sonora entre as frequências de 778 e 2354 Hz quando comparados ao modelo base (original).

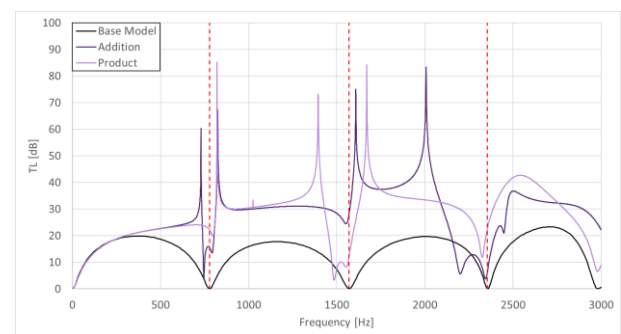


Figura 8: TL x Frequência

Tabela 4: Variáveis de projeto

Modelo	X_1 [mm]	X_2 [mm]	X_3 [mm]	X_4 [mm]	X_5 [mm]
Soma	98.0	45.0	105.0	24.0	60.0
Produto	45.0	98.0	48.0	74.0	50.0

Com a otimização da altura, é possível perceber que apesar de possuir algumas frequências específicas em que se perde eficiência, no geral, observou-se que o seu comportamento se mostrou mais eficiente, principalmente em altas frequências. Além disso, é possível observar também que quanto mais alto for o segundo duto maior a eficiência do silenciador.

5. CONCLUSÃO

Com as análises realizadas foi possível perceber que ao se aplicar a GA sempre se obtém uma melhora do desempenho do silenciador em bandas pequenas de frequência. O melhor resultado da otimização foi alcançado quando se se otimizou as três frequências de ressonância (778, 1570 e 2354 Hz) utilizando o produto das funções objetivo.

Em uma última análise, com a otimização da posição vertical dos dutos estendidos pode-se perceber que esse parâmetro tem um impacto relevante nos resultados. Nestas análises ocorreram um aumento na perda de transmissão sonora de 10 dB entre a primeira e segunda ressonância (778 e 2354 Hz) quando comparados com o modelo base (original).

6. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Buscou-se, por meio desse artigo, analisar a aplicação de uma otimização paramétrica por meio de um GA, utilizando o método dos elementos finitos tridimensional. Essa aplicação abre inúmeras possibilidades de otimização, visto que, a modelagem axissimétrica, pode se tornar limitante se tratando de opções de otimização, como por exemplo, dutos estendidos com furos, dutos estendidos com indentadores, entre outras aplicações.

7. AGRADECIMENTOS

O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - Brasil (CAPES).

REFERÊNCIAS

- [1] Díaz J; Arroyo V; Ortiz C; Carmona R; Linares C. Effect of environmental factors on low weight in non-premature births: A time series analysis. *PLoS One* 2016;11. doi: 10.1371/journal.pone.0164741.
- [2] Seidler A; Wagner M; Schubert M; Dröge P; Römer K; Pons-kühnemann J; et al. International Journal of Hygiene and Aircraft , road and railway traffic noise as risk factors for heart failure and hypertensive heart disease — A case-control study based on secondary data. *Int J Hyg Environ Health* 2016;219:749–58. doi: 10.1016/j.ijheh.2016.09.012.
- [3] Jafari Z; Kolb BE; Mohajerani MH. Chronic traffic noise stress accelerates brain impairment and cognitive decline in mice. *Exp Neurol* 2018;308:1–12. doi: 10.1016/j.expneurol.2018.06.011.
- [4] van den Bosch M; Meyer-Lindenberg A. Environmental Exposures and Depression: Biological Mechanisms and Epidemiological Evidence. *Annu Rev Public Health* 2019;40. doi: 10.1146/annurev-publhealth-040218-044106.
- [5] Young CJ; Crocker MJ. Prediction of transmission loss in mufflers by the finite-element method. *J Acoust Soc Am* 1975;57:144. doi: 10.1121/1.380424.
- [6] Selamet A; Ji ZL. Acoustic Attenuation Performance of Circular Expansion Chambers With Extended Inlet/Outlet. *J Sound Vib* 1999;223:197–212. doi: 10.1006/jsvi.1998.2138.
- [7] Selamet A; Denia FD; Besa AJ. Acoustic behavior of circular dual-chamber mufflers. *J Sound Vib* 2003;265:967–85. doi: 10.1016/S0022-460X(02)01258-0.
- [8] Seo SH; Kim YH. Silencer design by using array resonators for low-frequency band noise reduction. *J Acoust Soc Am* 2005;118:2332–8. doi: 10.1121/1.2036222.
- [9] Wu CJ; Wang XJ; Tang HB. Transmission loss prediction on a single-inlet / double-outlet cylindrical expansion-chamber muffler by using the modal meshing approach. *Appl Acoust* 2006;69:173–8. doi: 10.1016/j.apacoust.2006.06.011.
- [10] Panigrahi SN; Munjal ML. A generalized scheme for analysis of multifarious commercially used mufflers. *Appl Acoust* 2007;68:660–81. doi: 10.1016/j.apacoust.2006.09.005.
- [11] Xu MB; Selamet A; Kim H. Dual Helmholtz resonator. *Appl Acoust* 2010;71:822–9. doi: 10.1016/j.apacoust.2010.04.007.
- [12] Mimani A; Munjal ML. Acoustical analysis of a general network of multi-port elements-an impedance matrix approach. *Int J Acoust Vib* 2012;17:23–46. doi: 10.20855/ijav.2012.17.1297.
- [13] Vijayasree NK; Munjal ML. On an Integrated Transfer Matrix method for multiply connected mufflers. *J Sound Vib* 2012;331:1926–38. doi: 10.1016/j.jsv.2011.12.003.



- [14] Fang Z; Ji ZL; Liu CY. Acoustic attenuation analysis of silencers with multi-chamber by using coupling method based on subdomain division technique. *Appl Acoust* 2017;116:152–63. doi: 10.1016/j.apacoust.2016.09.019.
- [15] Chhibber U; Kumar R; Haldar S; Hota RN. Design and analysis of a compact acoustic filter for broad band noise absorption. *Appl Acoust* 2018;140:30–8. doi: 10.1016/j.apacoust.2018.05.011.
- [16] Munjal ML. *Acoustics of ducts and mufflers*. 2nd ed. John Wiley; 2014.
- [17] Zienkiewicz OC; Taylor RL. *Finite Element Method: Volume 1 - The Basis*. 5th ed. Butterworth-Heinemann; 2000.
- [18] Cook RD; Malkus DS; Plesha ME; Witt RJ. *Concepts & Appls of Finite Element Analysis*. 4 ed. J. Wiley; 2001.
- [19] Wu TW; Zhang P; Cheng CYR. Boundary element analysis of mufflers with an improved method for deriving the four-pole parameters. *J Sound Vib* 1998;217:767–79. doi: 10.1006/jsvi.1998.1800.
- [20] Sullivan JW; Crocker MJ. Analysis of concentric-tube resonators having unpartitioned cavities. *Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 64, pp. 207-215, 1978.
- [21] Holland JH. *Adaptation in Natural and Artificial Systems*. 1975.
- [22] Goldberg DE. *Genetic Algorithms in Search, Optimization, and Machine Learning*. 1st ed. Boston, MA: Addison-Wesley Professional; 1989.
- [23] Belegundu A; Chandrupatla T. *Optimization Concepts and Applications in Engineering*. 2nd ed. New York, USA: Cambridge University Press; 2011.
- [24] Carroll DL. Genetic algorithms and optimizing chemical oxygen-iodine lasers. *Dev Theor Appl Mech* 1996;18:411–24.
- [25] Barbieri R, Barbieri N. The technique of active / inactive finite elements for the analysis and optimization of acoustical chambers. *Appl Acoust* 2012;73:184–9. doi: 10.1016/j.apacoust.2011.08.002.
- [28] Lima, K. F., Lenzi, A., Barbieri. R., The study of reactive silencers by shape and parametric optimization techniques. *Appl Acoust* 2011; 72:142-50. doi: 10.1016/j.apacoust.2010.11.008