



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM**  
**ENGENHARIA MECÂNICA**

**METODOLOGIA DE AVALIAÇÃO DA PERFORMANCE ACÚSTICA**  
**EXPERIMENTAL E VIRTUAL DO SISTEMA DE EXAUSTÃO**  
**AUTOMOTIVO**

**BRUNO GARKAUSKAS NETO**

Belo Horizonte, 27 de agosto de 2019

Bruno Garkauskas Neto

**METODOLOGIA DE AVALIAÇÃO DA PERFORMANCE  
ACÚSTICA EXPERIMENTAL E VIRTUAL DO SISTEMA DE  
EXAUSTÃO AUTOMOTIVO**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Acústica e Vibrações Mecânicas

Orientador: Prof. Dr. Lazaro Valentim Donadon.

Universidade Federal de Minas Gerais

Belo Horizonte

Escola de Engenharia da UFMG

2019

G232m

Garkauskas Neto, Bruno.

Metodologia de avaliação da performance acústica experimental e virtual do sistema de exaustão automotivo [recurso eletrônico] / Bruno Garkauskas Neto. - 2019.

1 recurso online (83 f. : il., color.) : pdf.

Orientador: Lazaro Valentim Donadon.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.

Bibliografia: f. 82-83.

Exigências do sistema: Adobe Acrobat Reader.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Automóveis - Motores - Sistemas de escapamento - Teses. 3. Controle de ruído - Teses. I. Donadon, Lázaro Valentim. II. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. III. Título.

CDU: 621(043)



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM**  
**ENGENHARIA MECÂNICA**

Av. Antônio Carlos, 6627 - Campus Universitário  
31270-901 - Belo Horizonte - MG  
Tel.: +55 31 3409.5145  
E-mail: [cpgmec@demec.ufmg.br](mailto:cpgmec@demec.ufmg.br)

**"METODOLOGIA DE AVALIAÇÃO DA PERFORMANCE ACÚSTICA  
EXPERIMENTAL E VIRTUAL DO SISTEMA DE EXAUSTÃO  
AUTOMOTIVO"**

**BRUNO GARKAUSKAS NETO**

Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "**Mestre em Engenharia Mecânica**", na área de concentração de "**Projeto e Sistemas**".

Dissertação aprovada no dia 27 de agosto de 2019.

Por:

  
\_\_\_\_\_  
**Prof. Lázaro Valentim Donadon**  
Orientador - Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG

  
\_\_\_\_\_  
**Prof. Guilherme de Souza Papini**  
Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG

  
\_\_\_\_\_  
**Prof. Wagner Duarte Machado**  
Fiat Automóveis SA.

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço primeiramente a minha família pelo apoio, incentivo e confiança e toda a minha trajetória acadêmica, em especial meus pais Bruno Garkauskas Filho, Avani de Fátima Pimenta e meu irmãos Guilherme Pimenta Garkauskas, Phillipe Pimenta Garkauskas, Carolina Pimenta Garkauskas e Vitor Pimenta Lima.

Ao meu orientador Dr. Lázaro Valentim Donadon, com quem aprendi os principais conceitos de vibrações e acústica, peça fundamental para o desenvolvimento desta dissertação.

A Fiat Chrysler Automobiles – FCA por me apoiar em todas as etapas do projeto disponibilizando seus laboratórios e infraestrutura, em especial Glauber de Paula, Marcelo Starling, Rodrigo Pedrosa e Thiago Borgatti.

A empresa Marelli por fornecer os silenciadores para a validação acústica do modelo utilizado e também a Siemens pelo fornecer a licença do software para tratamento dos dados coletados.

Agradeço também a várias pessoas que me ajudaram durante diversas etapas do desenvolvimento, sendo elas, Lara Lordeiro Rocha, Diogo Cortez Ferraz e Gloria, Martha Helena Franco, Felipe Augusto Rocha da Silva, Caio Célio da Silva Pinheiro, Matheus Silveiro de Mattos, Letícia Franco Novaes Alves, Luis Henrique Santos e Cláudia Cerutti Pereira Salazar.

## SUMÁRIO

|   |    |
|---|----|
| 1. INTRODUÇÃO.....  | 17 |
| 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....   | 22 |
| 3. METODOLOGIA.....   | 26 |
| 3.1. Conceitos introdutórios.....   | 27 |
| 3.1.1. Equação de onda.....   | 27 |
| 3.1.2. Definição de potência, intensidade e impedância acústica.....                | 28 |
| 3.1.2.1. Intensidade Acústica.....  | 28 |
| 3.1.2.2. Potência acústica.....   | 29 |
| 3.1.3. Velocidade do som.....   | 30 |
| 3.1.4. Matriz de transferência em um tubo uniforme.....                             | 31 |
| 3.1.5. Perda de transmissão.....  | 32 |
| 3.1.6. Propagação acústica considerando o escoamento.....                           | 34 |
| 3.1.7. Modelagem matemática da matriz de transferência para silenciadores complexos | 35 |
| 3.1.8. Modelagem da câmara simples e com dutos estendidos.....                      | 37 |
| 3.1.9. Modelagem de ressonadores.....   | 38 |
| 3.2. Modelo geométrico.....   | 40 |
| 3.2.1. Modelo geométrico do banco de perda de transmissão.....                      | 40 |
| 3.2.2. Modelo geométrico da exaustão aplicada ao motor.....                         | 42 |
| 3.3. Modelo experimental.....   | 44 |
| 3.3.1. Banco de perda de transmissão acústica.....                                  | 44 |
| 3.3.2. Descrição do equipamento utilizado.....                                      | 48 |
| 3.3.3. Exaustão aplicada ao motor.....  | 53 |
| 3.4. Modelo virtual.....  | 56 |
| 3.4.1. Banco de perda de transmissão acústica.....                                  | 58 |

|   |    |
|---|----|
| 3.4.2. Exaustão aplicada ao motor .....                                   | 58 |
| 4. RESULTADOS .....   | 60 |
| 4.1. Resultado da medição do banco de perda de transmissão. ....          | 60 |
| 4.2. Resultado da exaustão aplicada ao motor .....                        | 66 |
| 4.2.1. Resultado experimental na condição de “run-up” em pista.....       | 66 |
| 4.2.2. Resultado experimental na condição de “run-up” no rolo.....        | 68 |
| 4.2.3. Resultado experimental na condição de rotação estabilizada.....    | 71 |
| 4.2.4. Resultado virtual na condição de rotação estabilizada .....        | 74 |
| 4.2.5. Análise geral das diferentes condições de avaliação acústica ..... | 78 |
| 5. CONCLUSÃO.....   | 79 |
| 6. ABSTRACT .....   | 81 |
| 7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....                                       | 83 |

## NOMENCLATURA

|           |   |
|-----------|---|
| $C_f$     | Fator de atrito;  |
| $I_{ref}$ | Intensidade de referência [w/m <sup>2</sup> ];            |
| $L_I$     | Nível de intensidade sonora [dB];                         |
| $L_c$     | Altura da cavidade do ressonador [m];                     |
| $L_p$     | Nível de pressão sonora [dB];                             |
| $L_w$     | Nível de potência sonora [dB];                            |
| $S_0$     | Área de um único orifício [m <sup>2</sup> ];              |
| $S_c$     | Área da cavidade do ressonador [m <sup>2</sup> ];         |
| $T_c$     | Temperatura [°C];   |
| $U_f$     | Velocidade de massa [kg/s];                               |
| $V_c$     | Volume da cavidade [m <sup>3</sup> ];                     |
| $W_{ref}$ | Potência de referência [w];                               |
| $Z_R$     | Impedância com terminação de parede rígida [1/ms];        |
| $Z_T$     | Impedância da terminação [1/ms];                          |
| $Z_{cc}$  | Impedância do ressonador concêntrico [1/ms];              |
| $Z_{gv}$  | Impedância do ressonador do tipo cavidade [1/ms];         |
| $Z_{res}$ | Impedância do ressonador [1/ms];                          |
| $Z_s$     | Impedância da fonte [1/ms];                               |
| $Z_{tt}$  | Impedância do ressonador do tipo tubo transversal [1/ms]; |
| $c_0$     | Velocidade do som teórica [m/s];                          |
| $k_c$     | Número de onda considerando o escoamento [1/m];           |
| $l_d$     | Posição da secção perfurada [m];                          |
| $l_t$     | Altura do pescoço [m];                                    |
| $l_u$     | Posição da secção perfurada [m];                          |
| $\dot{m}$ | Vazão mássica [kg/s];                                     |
| $n_h$     | Número de furos;  |
| $p_0$     | Pressão ambiente [Pa];                                    |
| $p_{ref}$ | Pressão de referência [Pa];                               |
| $u_n$     | Velocidade de partícula perpendicular ao plano [m/s];     |



|          |  |
|----------|--|
| $\rho_0$ | Densidade [kg/m <sup>3</sup> ];                              |
| $h$      | Coefficiente de transferência de calor [W/m <sup>2</sup> K]; |
| $A$      | Direção da propagação de onda positiva;                      |
| $B$      | Direção da propagação de onda negativa;                      |
| $C$      | Constante para definição de modelo;                          |
| $D$      | Diâmetro [m];  |
| $F$      | Transformada de Fourier;                                     |
| $H$      | Entalpia específica [J/kg];                                  |
| $I$      | Intensidade acústica [w/m <sup>2</sup> ];                    |
| $K$      | Constante para perda de pressão;                             |
| $L$      | Comprimento [m];   |
| $M$      | Número de Mach;  |
| $S$      | Área perpendicular ao plano de propagação [m <sup>2</sup> ]; |
| $T$      | Função de transferência;                                     |
| $TL$     | Perda de transmissão [dB];                                   |
| $U$      | Velocidade de volume [m <sup>3</sup> /s];                    |
| $W$      | Potência acústica [w];                                       |
| $Y$      | Impedância acústica [];                                      |
| $c$      | Velocidade do som [m/s];                                     |
| $e$      | Energia específica interna total [J/kg];                     |
| $f$      | Frequência [Hz];   |
| $k$      | Número de onda [1/m];  |
| $m$      | Massa [kg];  |
| $p$      | Pressão acústica [Pa];                                       |
| $r$      | Raio [m];  |
| $t$      | Tempo [s];   |
| $t$      | Tempo [s];   |
| $u$      | Velocidade de partícula [m/s];                               |
| $x$      | Posição na coordenada x [m];                                 |
| $\gamma$ | Coefficiente de expansão adiabática;                         |
| $\sigma$ | Porosidade;  |
| $\omega$ | Frequência [rad/s];  |

## LISTA DE FIGURAS

|   |    |
|---|----|
| FIGURA 1.1 – Sistema de Exaustão Automotivo.....  | 18 |
| FIGURA 1.2 – Silenciadores Acústicos; a - Silenciador Dissipativo; b - Silenciador Reativo                | 19 |
| FIGURA 3.1 – Fluxograma de desenvolvimento da metodologia.....  | 26 |
| FIGURA 3.2 – Modelamento Acústico.....  | 31 |
| FIGURA 3.3 – Perda de transmissão.....  | 32 |
| FIGURA 3.4 – Silenciador de Câmara Simples.....   | 36 |
| FIGURA 3.5 – Silenciador Complexo.....  | 36 |
| FIGURA 3.6 – Câmara com dutos estendidos. a) Duto estendido na saída. b) Duto estendido na entrada.....   | 37 |
| FONTE – BERANEK, 2006 .....   | 37 |
| FIGURA 3.8 – Dimensionamento do banco de perda de transmissão.....  | 41 |
| FIGURA 3.9 – Dimensionamento dos silenciadores; a) Câmara simples; b) Câmara complexa.....                | 42 |
| FIGURA 3.10 – Posicionamento do sistema de exaustão ao veículo.....                                       | 42 |
| FIGURA 3.11 - Descrição geométrica do sistema de exaustão utilizado.....                                  | 43 |
| FIGURA 3.12 – Elementos internos do silenciador.....  | 44 |
| FIGURA 3.13 – Técnica de dois carregamentos. a) Terminação anecóica, b) Terminação com parede rígida..... | 45 |
| FIGURA 3.14 – Dimensões do complemento cônico divergente.....   | 47 |
| FIGURA 3.15 – Componentes do banco de perda de transmissão acústica.....                                  | 48 |
| FIGURA 3.16 – Microfone modelo Piezotronics 426E01.....   | 49 |
| FIGURA 3.16 – LMS SCADA Mobile.....   | 50 |
| FIGURA 3.17 – LMS Amplificador de potência.....   | 50 |
| FIGURA 3.18 – Calibrador de som.....  | 51 |
| FIGURA 3.19 – Calibração de fase aplicando o método de duas cargas.....                                   | 52 |
| FIGURA 3.20 – Fluxograma da montagem do banco de perda de transmissão.....                                | 53 |
| FIGURA 3.21 – Banco de perda de transmissão acústica.....   | 53 |
| FIGURA 3.24 – Posicionamento do veículo ao dinamômetro de rolo.....                                       | 54 |
| FIGURA 3.25 – Posicionamento do microfone.....  | 55 |
| FIGURA 3.26 – Montagem da instrumentação utilizada no teste.....  | 55 |

|  |    |
|--|----|
| FIGURA 3.27 – Representação esquemática da discretização 1D.....           | 57 |
| FIGURA 3.28 – Modelo virtual do banco de transmissão acústica. ....        | 58 |
| FIGURA 3.29 – Modelo virtual do sistema de exaustão aplicado ao motor..... | 59 |

## LISTA DE GRÁFICOS

|  |    |
|--|----|
| GRÁFICO 4.1 – Calibração dos microfones.....   | 61 |
| GRAFICO 4.2 – Calibração final em função da amplitude. ....  | 61 |
| GRAFICO 4.3 – Calibração final em função do ângulo de fase. ....   | 61 |
| GRÁFICO 4.4 – Banda de frequência de operação do banco de perda de transmissão.....  | 62 |
| GRÁFICO 4.5 – Avaliação de coerência de medição para a aplicação de silenciador com câmara simples .....                           | 63 |
| GRÁFICO 4.6 – Avaliação de coerência de medição para aplicação de silenciador com câmara complexa .....                            | 63 |
| GRÁFICO 4.7 – Correlação entre os modelos virtual e experimental aplicados ao silenciador de câmara simples e câmara complexa..... | 64 |
| GRÁFICO 4.8 – Erro percentual de correlação para a aplicação em câmara simples e complexa.....                                     | 64 |
| GRÁFICO 4.9 – Performance acústico do silenciador aplicado ao veículo .....  | 65 |
| GRÁFICO 4.10 – Espectro acústico do modelo de “run-up” em pista .....  | 67 |
| GRÁFICO 4.11 – Ruído de exaustão na condição de “run-up” em pista .....  | 68 |
| GRÁFICO 4.12 – Espectro acústico do ruído de exaustão na condição de “run-up” .....  | 69 |
| GRÁFICO 4.13 – Ruído de exaustão na condição de “run-up”.....  | 70 |
| GRÁFICO 4.14 - Correlação entre o modelo de “run-up” no rolo e “run-up” em pista. ....   | 70 |
| GRÁFICO 4.15 – Média do nível acústico por rotação. ....   | 71 |
| GRÁFICO 4.16 – Avaliação da ordem de maior influência. ....  | 72 |
| GRÁFICO 4.17 – Ruído de exaustão na condição de rotação estabilizada em dinamômetro .  | 73 |
| GRÁFICO 4.18 – Comparativo entre o ruído medido na condição de “run-up” e rotação estabilizada .....                               | 74 |
| GRÁFICO 4.19 – Ruído de exaustão na condição virtual em rotação estabilizada.....  | 75 |
| GRÁFICO 4.20 – Comparativo entre espectro acústico. a) Modelo virtual. b) modelo experimental na condição de “run-up” no rolo..... | 76 |

|  |    |
|--|----|
| GRÁFICO 4.21 – Correlação entre modelo simulado e condição de “run-up” no rolo.....                    | 77 |
| GRÁFICO 4.22 – Correlação entre o modelo simulado e condição de rotação estabilizada no rolo.....      | 77 |
| GRÁFICO 4.23 – Análise geral das diferentes condições de avaliação acústica do ruído de exaustão ..... | 78 |

## LISTA DE TABELAS

|   |    |
|---|----|
| TABELA 3.1 – Parâmetros aplicados aos dutos estendidos. ....      | 38 |
| TABELA 3.2 – Impedância de ressonadores .....                     | 40 |
| TABELA 4.1 – Condição ambiente .....                              | 60 |
| TABELA 4.2 – Condição ambiente do teste em veículo na pista ..... | 67 |
| TABELA 4.3 – Condição ambiente do teste em veículo no rolo .....  | 69 |

## RESUMO

O ruído acústico gerado por veículos é um dos principais fatores de poluição sonora em grandes cidades. Dentre os sistemas aplicados ao automóvel, o sistema de exaustão é o maior fator contribuinte para a geração desse ruído, sendo assim, sua atenuação deve ser de grande eficiência. A atenuação acústica do sistema de exaustão é realizada através de silenciadores passivos dos tipos reativos que geram reflexão da onda devido à impedância causada pela variação geométrica, bem como através da absorção sonora ou dissipativos, transformando a energia sonora em energia térmica. A avaliação da performance de silenciadores é feita em duas etapas. A primeira etapa é realizada através do banco de perda de transmissão sonora, enquanto a segunda etapa é a avaliação do silenciador a partir da aplicação ao sistema de exaustão que é conectado ao motor a fim de avaliar o ruído emitido em toda a sua faixa de operação. Este trabalho tem o objetivo de apresentar uma metodologia de avaliação da performance acústica experimental e virtual do sistema de exaustão automotivo levando em consideração sua análise no banco de perda de transmissão e aplicação ao veículo. A fim de prever o comportamento acústico em ambos os casos durante a fase de projeto, utilizou-se o programa de simulação virtual unidimensional GT-Suite. Foram realizados experimentos utilizando silenciadores aplicados ao banco de perda de transmissão para validar o modelo virtual, os quais apresentaram boa correlação entre as faixas de 250 Hz e 1000 Hz. A simulação virtual da aplicação da exaustão ao veículo leva em consideração o modelo do motor e do sistema de aspiração. O motor é modelado em regime permanente, o que gera o problema de correlação do modelo acústico de exaustão, já que a validação experimental é feita em regime transiente. De posse destas informações, este trabalho também se propõe a avaliar os efeitos acústicos do sistema de exaustão quando o mesmo é aplicado ao modelo transiente e permanente de forma experimental e, por fim, comparado ao modelo virtual em regime permanente. A utilização do dinamômetro de rolo faz-se necessário para a realização do teste na condição permanente, que é estabilizado em uma rotação fixa a cada experimento. Outra condição avaliada no dinamômetro é a de “run-up”, onde é monitorada a condição acústica a cada rotação em regime transiente. Além da avaliação entre as condições aplicadas ao dinamômetro, é realizado o comparativo entre o teste em pista na condição de “run-up” e o modelo simulado com o objetivo de avaliar os diferentes impactos acústicos nas diferentes formas de medição. Os experimentos realizados no dinamômetro não apresentaram grandes

diferenças quanto ao modo permanente e transiente. Desta forma, conclui-se que a avaliação realizada nas condições de “run-up” no rolo e rotação constante apresentaram pequenas variações, tanto no nível geral quanto nas ordens avaliadas. Sendo assim, a validação do modelo a partir do método transiente não apresenta variação satisfatória quando avaliado pelo método permanente.

***Palavras-Chave:*** Exaustão automotiva, perda por transmissão, ruído de boca.



## 1. INTRODUÇÃO

O ruído acústico gerado por veículos é um dos principais fatores de poluição sonora, que é agravado devido ao contínuo aumento de sua densidade em grandes cidades. O Conselho Nacional do Meio Ambiente regulamenta o ruído gerado por automóveis reduzindo periodicamente o limite máximo de suas emissões. O ruído excessivo pode acarretar danos à saúde física e mental, sendo assim, sua atenuação deve ser de grande eficiência (CONAMA, 2000). Além de reduzir a poluição sonora, a atenuação acústica de veículos também é um fator determinante para o ganho de mercado visto que, máquinas e equipamentos com menor ruído são relacionados à boa qualidade. Desta forma, seu controle tem se tornado um fator de interesse cada vez maior entre os fabricantes.

Segundo Heywood (2018), as principais fontes geradoras de ruído em automóveis são: a exaustão, a aspiração, a vibração e o impacto de componentes. Todos estes componentes ou sistemas tem como fonte sonora o funcionamento de motores a combustão interna. O processo de admissão e exaustão dos gases em cada cilindro do motor geram ondas de pressão audíveis, criando assim, as duas principais fontes de ruído de um veículo, que são os sistemas de aspiração e exaustão. O ruído causado pelo impacto de componentes e também pela vibração, geralmente é menor quando comparados ao ruído emitido por esses sistemas. Para reduzir o ruído gerado pelo sistema de exaustão, são aplicados silenciadores, os quais devem ser capazes de atenuar o ruído com o mínimo impacto na potência do motor, considerando peso e espaço reduzidos.

O sistema de exaustão é acoplado ao motor através do coletor que, por sua vez, conduz os gases de exaustão para o catalizador, o qual tem a capacidade de reduzir as toxicidades dos gases. Após o catalizador, inicia-se o tratamento acústico com a aplicação de silenciadores. O número de silenciadores dependerá do objetivo acústico a ser alcançado e o espaço disponível. Geralmente, aos veículos maiores como os sedans, são aplicados dois silenciadores devido ao seu extenso comprimento. Por outro lado, aos veículos menores, do tipo hatch, é aplicado somente um silenciador. Todo o sistema de exaustão é apresentado na FIG. (1.1).

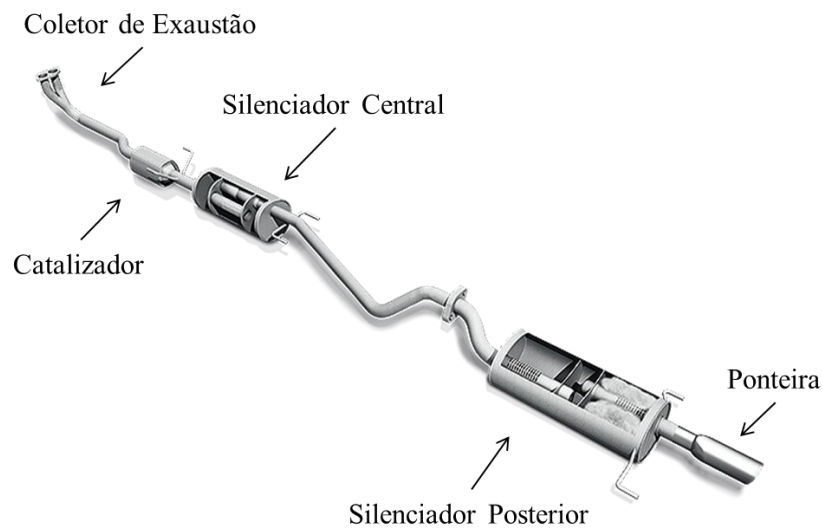


FIGURA 1.1 – Sistema de Exaustão Automotivo.

FONTE - <https://www.tuperescapamentos.com.br/htcms/media/images/originals/sistema-aberto.png>

Os silenciadores se dividem em ativos e passivos. Os ativos são compostos por atuadores, ou alto-falantes que atuam de forma a anular o ruído através de uma malha fechada a partir dos valores medidos pelo microfone. Já os passivos, são capazes de absorver ou refletir a onda acústica recebida. Os silenciadores do tipo passivo são divididos em duas categorias: dissipativos e reativos. Os dissipativos transformam a energia sonora em energia térmica através da aplicação de materiais fono-absorventes como a lã de vidro no interior do silenciador e são melhor aplicados a frequências acima de 700 Hz. A sua aplicação é apresentada pela FIG. (1.2 a):

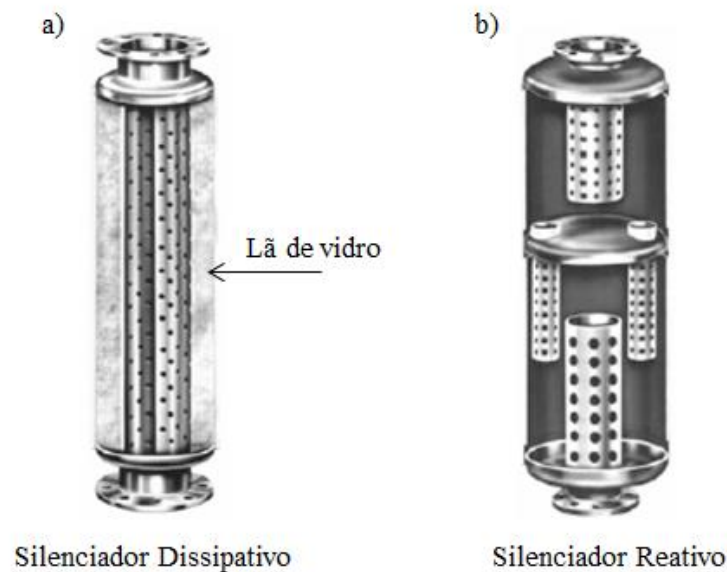


FIGURA 1.2 – Silenciadores Acústicos; a - Silenciador Dissipativo; b - Silenciador Reativo  
 FONTE – EVANS, 2002

Os silenciadores reativos não possuem material fono-absorvente, a energia acústica é refletida de volta ao motor através da impedância causada pela mudança geométrica abrupta da secção transversal do silenciador. A sua atenuação é aplicada entre as frequências de 0 Hz e 700 Hz, (EVANS, 2002). Geralmente sua aplicação contém câmara de expansão, ressonador de Helmholtz, tubo estendido e tubo perfurado. Cada um destes elementos será melhor descrito ao longo da dissertação. A FIG. (1.2 b) apresenta o exemplo de um ressonador reativo.

A avaliação da performance de silenciadores automotivos é feita em duas etapas. A primeira por meio do banco de perda de transmissão, o qual representa a capacidade de atenuação do silenciador em função da frequência acústica incidida. A segunda etapa é a avaliação do silenciador a partir da aplicação ao sistema de exaustão que, por sua vez, é conectado ao motor a fim de avaliar o ruído emitido pelo veículo em toda a sua faixa de operação.

Anteriormente, o desenvolvimento de silenciadores automotivos era realizado a partir de métodos que envolviam pouco conhecimento teórico no que diz respeito à propagação de onda acústica. Diversos protótipos eram construídos até que o modelo ideal fosse encontrado, processo este bastante demorado e de custo elevado. A fim de solucionar este problema, foram desenvolvidas técnicas de simulação capazes de prever o comportamento acústico do sistema, possibilitando o desenvolvimento de projetos cada vez

mais precisos e robustos. Desta forma, fica clara a necessidade de uma boa capacidade de medição e previsão do comportamento acústico do sistema de exaustão no projeto de um veículo. Assim sendo, este trabalho tem o objetivo de apresentar uma metodologia de avaliação da performance acústica experimental e virtual do sistema de exaustão automotivo levando em consideração sua análise no banco de perda de transmissão e aplicação ao veículo. As avaliações são realizadas separadamente de forma a garantir uma boa previsibilidade no modelo virtual e confiabilidade em sua avaliação experimental. Desta forma, é possível obter ferramentas confiáveis para o desenvolvimento de um projeto de atenuação acústica do sistema de exaustão automotivo.

A fim de realizar a medição acústica no banco de perda de transmissão é levado em consideração a calibração de fase, amplitude dos microfones, assim como a banda de frequência de operação do banco. Outro fator avaliado é a coerência das medições a partir da variação da terminação do banco aplicando aos silenciadores reativos utilizados, sendo eles, câmara simples e câmara complexa. Após definida a capacidade da medição da performance acústica dos silenciadores no banco de forma experimental, é gerado um modelo virtual capaz de representar o comportamento acústico dos silenciadores aplicados. Devido a diferentes comportamentos acústicos durante a variação da frequência, a representatividade do modelo virtual é avaliada a partir do gráfico de erro percentual em função da frequência.

A avaliação da performance acústica quando o silenciador é aplicado ao veículo é realizada a partir da aceleração máxima do veículo em terceira marcha, condição definida neste trabalho como “run-up”, o qual é realizada em pista. Desta forma, é medido o nível de pressão sonora emitido pela exaustão em função da variação da rotação do motor. A partir dos dados medidos, um modelo virtual é gerado considerando o motor e a exaustão aplicados ao veículo a fim de representar o comportamento acústico medido. Devido a maior simplicidade de modelamento virtual do motor é realizado uma simulação em regime permanente, o que impossibilita a avaliação da representatividade do modelo virtual em relação ao modelo experimental.

A fim de verificar a variação dos modelos utilizados, no veículo em questão é aplicado a um dinamômetro de rolo capaz de manter o veículo na condição de teste, ou seja, manter a sua rotação estabilizada, o que representa a condição em regime permanente. Como o teste no dinamômetro não apresenta a mesma condição de pista, a variação entre os modelos é verificada a partir aplicação do veículo a condição de aceleração em “run-up” no dinamômetro. A partir das condições apresentadas, é avaliada a representatividade do modelo virtual utilizado em relação ao teste em pista, juntamente com as suas criticidades.

Sendo assim, este trabalho visa a utilização de um banco de perda de transmissão e um modelo virtual correlato para a avaliação acústica de silenciadores e a construção de um modelo virtual que demonstre o comportamento acústico da exaustão quando aplicada ao veículo.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo é apresentado de forma sistemática o estado da arte no que se refere à avaliação e predição do desempenho acústico de silenciadores. Para isto, serão considerados trabalhos relevantes que apresentam técnicas numéricas, analíticas e experimentais para predizer o comportamento acústico de silenciadores.

Em sua dissertação, Kimura (1995), aplicou o método da perda de transmissão para avaliar o desempenho de atenuação acústica dos silenciadores e também a correlação entre modelos numéricos, analítico e experimental. A escolha do método se deu, devido à facilidade de montagem, rápida medição, além de possuir uma boa repetibilidade e eficiência durante as medições. Tal aplicação apresentou uma boa correlação entre o método experimental e a matriz de transferência, desta forma, a correlação foi efetiva principalmente em altas frequências em regiões onde a matriz já não era mais válida devido ao formato tridimensional da onda propagada. Por outro lado, quando aplicado elementos perfurados, houve uma instabilidade em baixas frequências, bem como na correlação entre os picos de atenuação em todo o espectro.

Thieme (2000) apresentou um método para o desenvolvimento de um sistema de exaustão real. Para tal, ele dividiu as etapas do desenvolvimento em levantamento da emissão de ruído do motor, desenvolvimento do silenciador ideal, influência dos elementos básicos de atenuação e por último, o balanço acústico do sistema de exaustão. Em seu estudo, foi aplicado o método de perda de transmissão, e assim como Kimura (1995), também encontrou divergências em sua correlação quando aplicado a sistemas perfurados. A maior divergência encontrada neste estudo correu quando houve a aplicação de três dutos perfurados, onde não houve correlação em toda a faixa de frequência, causadas por erro de modelamento nas furações, e assim, indicando que o correto modelamento da impedância de furação define a qualidade da correlação. Por outro lado, foi apresentada uma boa correlação entre o método da matriz de transferência e uma divergência na correlação acima da frequência de corte. Também foi verificado que a utilização de dois silenciadores posicionados em série não alterou a qualidade das medições no banco de perda por transmissão, o que comprova o princípio de reciprocidade acústica. Outro fator verificado foi que o aumento do fluxo dos gases de exaustão leva ao aumento da amplitude e a temperatura gera o deslocamento da curva na frequência, mantendo a mesma amplitude.

A aplicação do método dos elementos finitos (FEM) como modelo teórico foi utilizada por Lima (2001), no qual apresentou uma boa correlação quando aplicado elementos perfurados ao estudo do desempenho acústico aplicando ao método de perda por transmissão, além de seu modelo apresentar ótima correlação com os resultados medidos por Kimura (1995). Também foi apresentado um estudo quanto a melhor posição entre os microfones de incidência e os microfones de reflexão, sendo a distância de 55 mm a que representa a melhor correlação com o FEM.

Tao (2003) apresentou um comparativo entre as duas técnicas para aplicação do método de perda por transmissão, sendo as técnicas de dois-carregamentos e duas fontes. As técnicas foram realizadas de forma experimental e comparadas ao método teórico da matriz de transferência. Os experimentos foram realizados utilizando silenciadores dos tipos câmara de expansão simples e sistema complexo. Em seu estudo, os métodos foram realizados sem a utilização de terminação anecóica e apresentaram uma ótima correlação em todo o espectro estudado, desta forma, concluíram que qualquer terminação poderia ser usada, desde que não houvesse uma terminação altamente reflexiva no qual acarretaria na coleta de um sinal contendo grandes erros aleatórios, contaminando assim o sinal coletado. Ele também indica a utilização da técnica de duas fontes, devido a maior facilidade de sua aplicação por não haver necessidade de mover a fonte.

Bilawchuk e Fyfe (2003) realizaram um estudo aplicado ao método de perda por transmissão, o qual consiste na comparação entre os tipos de modelamento tradicional ou analítico, matriz de 4-polos e 3-pontos. Além da comparação entre os modelamentos citados, também realizaram a comparação dos métodos de elementos finitos (FEM) e o método do elemento de contorno. Para a realização do estudo, foi modelado um silenciador de expansão simples e outro contendo um duto interno, ambos aplicados aos métodos apresentados anteriormente e também ao modelo experimental. Desta forma, concluíram que tanto para o modelamento bidimensional quanto o tridimensional apresentam a mesma resposta acústica. Outro ponto apresentado foi quanto ao tempo gasto em processamento do método FEM e método dos elementos de contorno (BEM), no qual o FEM demonstrou um menor tempo gasto. Quanto aos tipos de modelamento apresentados, o método analítico apresentou uma maior dificuldade devido à necessidade da remoção do silenciador durante o teste. Quanto aos métodos de 3-pontos e 4 polos, o método de 4-polos se apresentou mais lento, o que acarreta em maior necessidade de tempo para testes em operação de otimização experimental, o método dos 3-pontos, por outro lado, apresentou uma forma rápida e fácil para as operações repetitivas.

A fim de avaliar os diferentes métodos experimentais para a aplicação do método de perda por transmissão Braga (2003), aplicou as técnicas de decomposição, duas fontes e duas cargas, além disso, comparou seus resultados a um modelo virtual aplicado em FEM. Seus resultados foram comparados ao método analítico utilizando um silenciador do tipo câmara de expansão simples e outro do tipo elementos perfurados, sua comparação foi realizada de forma única e seus efeitos em série. Em seu estudo constatou-se que o método de duas fontes apresentou melhor resultado quando comparado ao analítico e também ao virtual FEM. Por outro lado, o método de duas cargas apresentou instabilidade nos dados medidos, mas uma maior facilidade para a operação. Também foi apresentada uma boa correlação dos métodos quando aplicado o silenciador do tipo expansão simples, porém, assim como Kimura (1995) e Thieme (2000), não apresentou boa correlação quando aplicado elementos perfurados.

Pasqual (2005) apresentou o modelo matemático tridimensional para análise de propagação sonora no domínio da frequência considerando escoamentos irrotacionais dos gases utilizando o método dos elementos finitos (FEM). Em seu estudo foi avaliada o desempenho acústico dos silenciadores dos tipos expansão simples, com extremidades estendidas, expansão dupla e expansão dupla com dutos internos, sendo assim, os valores medidos considerando o escoamento foram comparados a resultados de perda por transmissão no qual não consideram o escoamento e foi visto que em sistemas simples como expansão simples e dupla não foram vistos grandes diferenças entre os modelos, porém, quando foi aplicado o sistema mais complexo como expansão dupla com dutos internos, foi visto uma grande divergência entre os resultados apresentados.

Barbieri et al. (2011) realizaram uma aproximação numérica do elemento absorvedor aplicado á silenciadores dissipativos contendo tubo perfurado passante. Para isso, utilizaram lã de vidro para como material absorvedor, o seu modelamento numérico foi realizado através do método da matriz de transferência aplicado ao método de perda por transmissão e para a correlação com o modelo experimental foi utilizado ao método de perda por transmissão aplicada à técnica de quatro-polos. O modelo matemático proposto apresentou uma ótima correlação com o experimental, além disso, o modelo matemático foi comparado ao modelo apresentado em 2005 por Munjal (2005) no qual apresentou uma melhor correlação devido ao fato do modelo proposto apresentar uma melhor modelamento do número de onda complexa e característica da impedância acústica.



Em 2013, X. Hua et al. apresentaram um estudo sobre as considerações ao método experimental de dois carregamentos, aplicado ao método de perda por transmissão para a medição acústica de silenciadores. Nele, é apresentado o comportamento dos adaptadores, geralmente cônicos, aplicados entre o silenciador e a tubulação do banco onde se localizam os microfones. Seu estudo foi realizado em função do comportamento da impedância acústica gerada pelos adaptadores cônicos utilizando diferentes tamanhos. Então, foi avaliado que a aplicação de adaptadores cônicos apresentou significativa alteração nos resultados medidos em baixas frequências, sendo assim, para minimizar seus efeitos a relação de área deve ser minimizado e seu comprimento maximizado, ou de outra forma, o efeito do cone na impedância pode ser avaliado antes da medição e depois subtraído da medição global de forma analítica ou experimental.

Silva (2016) realizou o estudo do comportamento acústico de um silenciador aplicando escoamento em três diferentes velocidades, 10m/s, 30 m/s e 60 m/s. Para isso foi utilizado o método da matriz de transferência considerando o escoamento do fluido no interior do silenciador, método de medição experimental e a implementação do método dos elementos finitos com a análise CFD considerando o regime permanente. Seus resultados apresentaram uma diferença entre o modelamento 2D e 3D quando aplicado a técnica de elementos finitos e CFD, sendo a avaliação 3D a apresentar um valor mais próximo do valor modelado pela matriz de transferência. Outro fator apresentado foi o aumento da influência acústica do escoamento com o aumento da descontinuidade geométrica do silenciador, verificando uma redução de atenuação acústica com o aumento da velocidade do escoamento, este comportamento foi apresentado tanto no método de elementos finitos e CFD quanto no método da matriz de transferência.

Borin et al. (2017) realizaram um estudo avaliando o comportamento acústico de silenciadores na presença de um fluxo de ar a baixos valores de Mach, tal avaliação foi feita a partir de um modelo analítico, experimental e numérico computacional, vale ressaltar que em sua avaliação foi considerado o efeito viscoso, sendo este um fator ainda não considerado nesta revisão. Seus resultados apresentam uma desprezível influência do fluxo, quando aplicados a valores de Mach menores que 0.1 na performance acústica do silenciador. Porém, com valores de Mach maiores que 0.1 o valor do escoamento altera de forma considerável a performance o silenciador.

### 3. METODOLOGIA

A avaliação de performance acústica do sistema de exaustão automotivo é realizada em duas diferentes etapas, sendo elas, diretamente nos silenciadores, utilizando o método de perda de transmissão através da utilização de um banco e a avaliação do silenciador aplicado ao veículo, ou seja, a exaustão conectada ao motor. Além da necessidade de avaliar a performance acústica na conclusão de um projeto, também é necessário prever este comportamento durante o seu desenvolvimento. Desta forma, este capítulo apresenta a metodologia empregada no desenvolvimento deste trabalho, no qual é dividido entre os dois métodos de avaliação propostos de forma virtual e experimental. As etapas de desenvolvimento são apresentadas na FIG. (3.1) a fim de facilitar o entendimento das etapas seguintes.

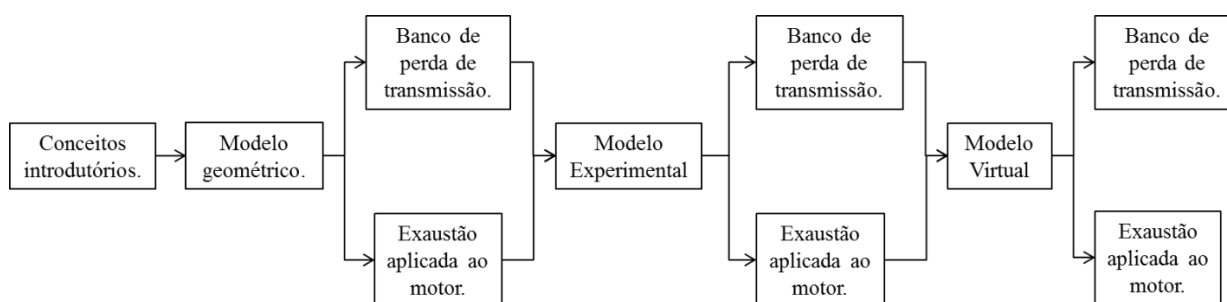


FIGURA 3.1 – Fluxograma de desenvolvimento da metodologia.

A metodologia tem início nos conceitos introdutórios, os quais tem o objetivo de apresentar todo o embasamento teórico necessário para o entendimento do trabalho. Então, é apresentado o modelo geométrico utilizado tanto para o modelo aplicado em banco de perda de transmissão, quanto para o modelo aplicado ao motor. Por seguinte, é apresentado o modelo experimental, no qual consiste no método utilizado para realizar a medição acústica necessária tanto para o modelo de perda de transmissão quanto para o modelo aplicado ao motor. Do mesmo modo que é realizado o experimento, um modelo virtual é desenvolvido a fim de representar o mesmo valor medido, o qual é aplicado tanto no banco de perda de transmissão, quanto no modelo aplicado ao motor.

### 3.1. Conceitos introdutórios

#### 3.1.1. Equação de onda

A propagação de onda plana unidimensional é caracterizada pela pressão acústica  $p(t)$  e a velocidade de partícula  $u(t)$ . Onde  $p$  é a perturbação da pressão ambiente  $p_0$  no tempo e  $u$  a velocidade de oscilação das partículas no tempo. Partindo do seu modelamento na forma linearizada e aplicada a forma unidimensional, a EQ. (3.1) representa a propagação de onda plana, onde  $c$  é a velocidade do som e  $x$  a posição da partícula na coordenada  $x$ , (KINSLER, 2000):

$$\frac{\partial^2 p(x, t)}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p(x, t)}{\partial t^2} \quad (3.1)$$

Ondas planas possuem fase e amplitude constante para um mesmo plano perpendicular ao plano de propagação. Quando aplicado à Transformada de Fourier a EQ. (3.1), encontra-se a equação de Helmholtz, representada pela EQ. (3.2):

$$\frac{\partial^2 p(x, \omega)}{\partial x^2} + k^2 p(x, \omega) = 0 \quad \therefore \quad p(x, \omega) = Ae^{-jkx} + Be^{+jkx} \quad (3.2)$$

As constantes  $A$  e  $B$  apresentadas na solução da equação de Helmholtz, onde é definida a equação de pressão acústica  $p(x, \omega)$  no domínio da frequência ( $\omega$ ), representam a direção de propagação positiva e negativa, respectivamente, para um plano de propagação unidimensional. A variável  $k$ , definida pela EQ. (3.3), representa o número de onda da propagação acústica:

$$k = \frac{\omega}{c} \quad (3.3)$$

Com o intuito de encontrar a equação que define a velocidade de partícula  $u$ , faz-se uso da equação de Euler apenas na direção  $x$ , na qual se encontra a relação entre  $p$  e  $u$ :

$$\rho_0 \frac{\partial u(t)}{\partial t} = - \frac{\partial p(t)}{\partial x} \quad (3.4)$$

Aplicando a transformada de Fourier, tem-se:

$$j\omega\rho_0 u(x, \omega) = - \frac{\partial p(x, \omega)}{\partial x} \quad \therefore$$

$$j\omega\rho_0 u(x, \omega) = -(-jkAe^{-jkx} + jkB e^{jkx}) \quad (3.5)$$

Sendo assim, a EQ. (3.6) define o modelamento da velocidade de partícula  $u$ :

$$u(x, \omega) = \frac{1}{\rho_0 c} (Ae^{-jkx} - B e^{jkx}) \quad (3.6)$$

### 3.1.2. Definição de potência, intensidade e impedância acústica

Segundo Munjal (2014), para a realização do modelamento da perda de transmissão acústica, item que será discutido mais a frente, são necessários alguns parâmetros como intensidade  $I$ , potência  $W$  e a impedância acústica  $Z$ , sendo assim, estes temas serão discutidos a seguir.

#### 3.1.2.1. Intensidade Acústica

A intensidade acústica  $I$  é definida pelo fluxo de energia acústica por unidade de área, sendo esta, igual à média do produto de  $p$  e  $u_n$  em um determinado período de tempo, como apresentado pela EQ. (3.7). Desta forma, a intensidade acústica representa a energia transmitida por unidade de área normal a direção de propagação. Tal comportamento é devido à direção de propagação imposta pela velocidade de partícula  $u$ .

$$I(t) = \overline{p(t)u_n(t)} \quad \left[ \frac{W}{m^2} \right] \quad (3.7)$$

Aplicando a transformada de Fourier, tem-se:

$$I(\omega) = \frac{1}{2\rho_0 c} |p(x, \omega)|^2 \quad \left[ \frac{W}{m^2} \right] \quad (3.8)$$

### 3.1.2.2. Potência acústica

A potência acústica é definida pela potência total acústica irradiada pela fonte, a qual é obtida através da integral da intensidade pela área próxima a fonte, conforme representado pela EQ. (3.9):

$$W = \oint I dS \quad [W] \quad (3.9)$$

A intensidade acústica e a potência se relacionam pela área. Esta área é definida pela frente de onda, no qual todas as partículas tem a mesma velocidade instantânea, atendendo a definição de onda plana.

$$W = \overline{S} p \cdot u \quad [W] \quad (3.10)$$

Sendo  $U$  a velocidade de volume, onde:

$$U = Su \quad (3.11)$$

A potência acústica pode ser escrita como:

$$W = \frac{S}{\rho_0 c} |p(x, \omega)|^2 \quad [W] \quad (3.12)$$

De posse das equações de pressão acústica  $p$ , intensidade acústica  $I$  e potência acústica  $W$ , seus valores são representados como níveis em escala logarítmica  $L_P$ ,  $L_I$  e  $L_W$  respectivamente. Seus níveis são dados a partir de um valor de referência representado juntamente com as EQ. (3.13), EQ. (3.14) e EQ. (3.15) a seguir:

$$L_P = 20 \log \left( \frac{P}{P_{ref}} \right) \quad [dB] \quad (3.13)$$

Onde  $P_{ref} = 20 \times 10^{-6}$  [Pa], que representa a menor pressão acústica audível.

$$L_I = 10 \log \left( \frac{I}{I_{ref}} \right) \quad [dB] \quad (3.14)$$

Onde  $I_{ref} = 10^{-12} \frac{W}{m^2}$ , que representa a menor intensidade acústica audível.

$$L_W = 10 \log \left( \frac{W}{W_{ref}} \right) \quad [dB] \quad (3.15)$$

Onde  $W_{ref} = 10^{-12}$  [w], que representa a menor potência acústica audível.

### 3.1.3. Velocidade do som

A propagação de onda em um gás perfeito é considerada adiabática, representada como  $c$ , é definida pela EQ. (3.16):

$$c^2 = \left( \frac{\partial p}{\partial \rho} \right)_{adiabático} = \gamma \frac{p_0}{\rho_0} \quad (3.16)$$

Um valor teórico para a velocidade do som  $c_0$  é definido para a temperatura de  $0^\circ C$  e pressão de  $1 atm$ . Nestas condições são obtidos os valores de  $\gamma = 1.402$ ,  $p = 1.01325 \times 10^5 Pa$  e  $\rho = 1.293 \frac{kg}{m^3}$ , aplicados a EQ. (3.16), sendo assim:

$$c_0 = 331.5 \quad \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Segundo Kinsler (2000), para a maioria dos gases reais a temperatura constante como representado pela EQ. (3.16) é praticamente independente da pressão, então podemos considerar a velocidade do som variar apenas em função da temperatura. Então definida como:

$$c = c_0 \sqrt{1 + \frac{T_c}{273}} \quad (3.17)$$

#### 3.1.4. Matriz de transferência em um tubo uniforme

A propagação de ondas sonoras em dutos rígidos depende das propriedades da fonte, da variação da seção transversal e comprimento do duto, além das condições de contorno fechada, aberta e anecóica. Aplicando o método da matriz de transferência ou método dos quatro polos, é possível modelar a variação geométrica no duto adicionando elementos que possibilitam a atenuação acústica das ondas propagadas.

Segundo Munjal (2014), adotando a pressão acústica  $p(x, \omega)$  e a velocidade de volume  $U(x, \omega)$  como variáveis de estado, a matriz de quatro polos é representada de modo a relacionar as variáveis em dois pontos diferentes do sistema, conforme a FIG. (3.2), na qual representa uma tubulação de comprimento  $L$  acoplada a uma fonte sonora. Para a determinação das variáveis de estado, são utilizados os pontos 1 e 2 obtendo então as variáveis de estado  $p_1, U_1$  e  $p_2, U_2$  respectivamente.



FIGURA 3.2 – Modelamento Acústico.

Considerando a EQ. (3.2), pressão acústica  $p(x, \omega)$  e a EQ. (3.6), velocidade de volume  $U(x, \omega)$  aplicado aos pontos 1 e 2 às posições de  $x = 0$  e  $x = L$  respectivamente, tem-se:

$$p_1 = A + B \quad (3.18)$$

$$U_1 = \frac{1}{Y}(A - B) \quad (3.19)$$

$$p_2 = Ae^{-jkL} + Be^{+jkL} \quad (3.20)$$

$$U_2 = \frac{1}{Y}(Ae^{-jkL} - Be^{+jkL}) \quad (3.21)$$

Onde:

$$p_1 = T_{11}p_2 + T_{12}U_2 \quad (3.22)$$

$$U_1 = T_{21}p_2 + T_{22}U_2 \quad (3.23)$$

Assim, a matriz de transferência é representada por:

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ U_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2 \\ U_2 \end{bmatrix} \quad (3.24)$$

Onde  $T_{11}$ ,  $T_{12}$ ,  $T_{21}$ ,  $T_{22}$  representam a matriz de quatro-polos, onde cada elemento contém sua significância física, representados pela EQ. (3.25) a seguir:

$$T_{11} = \left. \frac{p_1}{p_2} \right|_{U_2=0}; \quad T_{12} = \left. \frac{p_1}{U_2} \right|_{p_2=0}; \quad T_{21} = \left. \frac{U_1}{p_2} \right|_{U_2=0}; \quad T_{22} = \left. \frac{U_1}{U_2} \right|_{p_2=0} \quad (3.25)$$

A fim de verificar o preenchimento da matriz de quatro-polos, a mesma deve obedecer ao princípio de reciprocidade, em que  $T_{11}T_{22} - T_{12}T_{21} = 1$ .

### 3.1.5. Perda de transmissão

O método denominado Transmission Loss, ou Perda de Transmissão é descrito como um método para realizar a avaliação de performance em filtros acústicos, podendo ser aplicado aos silenciadores. O método de avaliação é independente da fonte e possui terminação anecóica conforme representado pela FIG. (3.3):

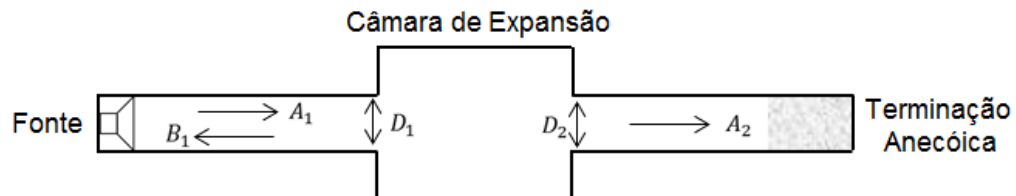


FIGURA 3.3 – Perda de transmissão.



Uma onda de pressão sonora na direção positiva denominada  $A_1$  que, quando encontra a alteração de impedância, isto é, o aumento abrupto da área, parte da onda é refletida e parte é transmitida. A parte refletida é denominada  $B_1$  e a parte transmitida de  $A_2$ , sendo assim, o método TL é definida como a diferença entre o nível de potência sonora incidente  $W_1$  no silenciador e o nível de potência sonora transmitida  $W_2$  em direção à terminação anecóica, como representado na EQ. (3.26):

$$TL = L_{W_1} - L_{W_2} \quad (3.26)$$

Aplicando a EQ. (3.15) a EQ. (3.26), tem-se:

$$TL = 10 \log \left( \frac{W_1}{W_{ref}} \right) - 10 \log \left( \frac{W_2}{W_{ref}} \right) \quad (3.27)$$

Desenvolvendo e aplicando a EQ. (3.12), tem-se:

$$TL = 20 \log \left( \frac{D_1 A_1}{D_2 A_2} \right) \quad (3.28)$$

Considerando  $D_1$  igual a  $D_2$ , tem-se:

$$TL = 20 \log \left( \frac{A_1}{A_2} \right) \quad (3.29)$$

A fim de aplicar o método dos quatro-polos para solucionar a EQ. (3.29) encontrando  $A_1$  e  $A_2$ , aplica-se a EQ. (3.20) e EQ. (3.21) para o ponto 2 e a EQ. (3.22) e EQ. (3.23) para o ponto 1, deste modo temos:

$$A_2 = p_2 = U_2 Y_2 \quad (3.30)$$

$$A_1 = \frac{U_1 Y_1 + p_1}{2} \quad (3.31)$$

Aplicando as EQ. (3.24) e EQ. (3.25) à EQ. (3.44), tem-se:

$$A_1 = \frac{(T_{11}A_2 + T_{12}\frac{A_2}{Y_2}) + (T_{21}A_2 + T_{22}\frac{A_2}{Y_2})Y_1}{2} \quad (3.32)$$

Aplicando a EQ. (3.31) e EQ. (3.32) à EQ. (3.29), tem-se:

$$TL = 20 \log \left( \frac{\frac{(T_{11}A_2 + T_{12}\frac{A_2}{Y_2}) + (T_{21}A_2 + T_{22}\frac{A_2}{Y_2})Y_1}{2}}{A_2} \right) \quad (3.33)$$

Simplificando:

$$TL = 20 \log \left( \frac{\left(\frac{Y_2}{Y_1}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{T_{11} + T_{12}}{Y_2} + Y_1 T_{21} + \frac{Y_1 T_{22}}{Y_2}\right)}{2} \right) \quad (3.34)$$

### 3.1.6. Propagação acústica considerando o escoamento

O trabalho proposto consiste na aplicação de tubulações contendo gases quentes. Segundo Intvan e Beranek (2006), para estas aplicaoes deve-se levar em consideraao a aplicaao da velocidade de massa  $U_f$  conforme a EQ. (3.35), a impedancia  $Z_s$  e  $Z_T$  correspondente a fonte e terminaao, respectivamente.

$$U_f = \rho_0 S u(x, \omega) \quad (3.35)$$

Considerando a FIG. (3.2) que representa um tubo contnuo de secao uniforme, agora ser considerado um escoamento de velocidade  $U_f$  da direao 1  direao 2, onde tal escoamento  definido como no viscoso, incompressvel e turbulento. Desta forma, as EQ. (3.2) e EQ. (3.6) so definidas como:

$$p(x, \omega) = (Ae^{-jk_c x} + Be^{+jk_c x})e^{jMk_c x} \quad (3.36)$$

$$U_f(x, \omega) = \frac{(Ae^{-jk_c x} - Be^{+jk_c x})e^{jMk_c x}}{Z} \quad (3.37)$$

Onde  $M$  é o número de Mach e  $k_c$  o número de onda considerando o escoamento. Suas relações são consideradas abaixo:

$$M = \frac{U_f}{c} \quad (3.38)$$

$$k_c = \frac{k}{1 - M^2} \quad (3.39)$$

$$Z_s = Z_T = \frac{c}{S} \quad (3.40)$$

Agora, a EQ. (3.41) representa o modelamento da perda de transmissão considerando o escoamento  $U_f$ .

$$TL = 20 \log \left( \frac{T_{11} + Z_T T_{12} + Z_T T_{21} + T_{22}}{2} \right) \quad (3.41)$$

Desta forma, é definida a matriz de transferência para um duto uniforme:

$$\begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} = e^{-jMk_c L} \begin{bmatrix} \cos(k_c L) & jY \operatorname{sen}(k_c L) \\ j \operatorname{sen}(k_c L) & \cos(k_c L) \end{bmatrix} \quad (3.42)$$

Vale ressaltar que a matriz de transferência considera a dissipação de energia acústica devido ao atrito entre o gás e a parede desconsiderando o escoamento turbulento.

### 3.1.7. Modelagem matemática da matriz de transferência para silenciadores complexos

A variação abrupta da área da secção transversal de uma tubulação causa a reflexão de ondas acústicas, retornando-as para a fonte. Este efeito é causado pela impedância acústica, o que caracteriza um silenciador passivo do tipo reativo. Durante o desenvolvimento

deste trabalho tal silenciador será denominado como Silenciador de Câmara Simples, apresentado pela FIG. (3.4):

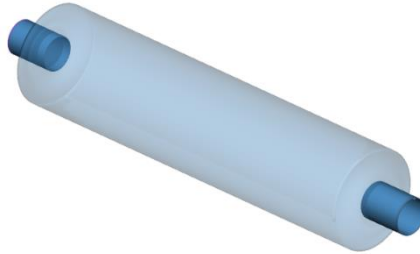


FIGURA 3.4 – Silenciador de Câmara Simples.

Porém, um silenciador mais versátil que atue em diferentes frequências e amplitudes é composto por diversos elementos, tais como: tubo estendido, tubo perfurado, câmara de expansão, entre outros. Em síntese, quanto maior a descontinuidade, maior será a capacidade de reflexão.

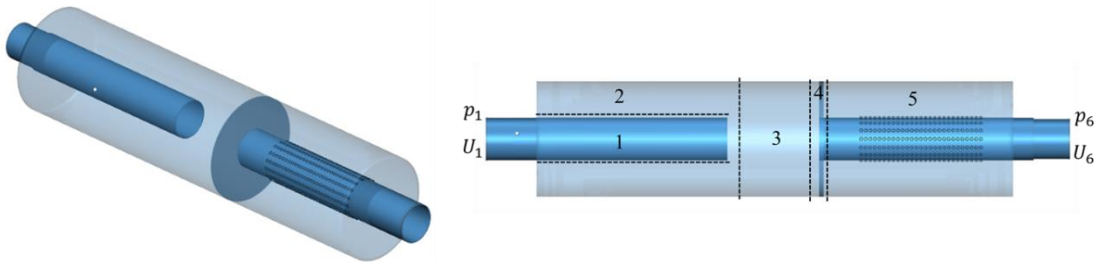


FIGURA 3.5 – Silenciador Complexo.

Cada região numerada na FIG. (3.5) representa um elemento, que por sua vez, possui sua própria matriz de transferência. Estes elementos são numerados de 1 a 5, sendo: 1- tubo estendido, 2 - cavidade, 3 - expansão simples, 4 – defletora e 5 - tubo perfurado. Para avaliar a propriedade acústica do silenciador complexo, todos os elementos são conectados em série, onde se define uma matriz de transferência completa através da multiplicação dos elementos, conforme a EQ. (3.43):

$$[T] = [T_1][T_2][T_3][T_4][T_5] \quad (3.43)$$

Desta forma, é obtida a matriz de transferência global, conforma já definida pela EQ. (3.24). Substituindo, obtém-se uma matriz 5x5 para este caso específico.

$$\begin{bmatrix} p_5 \\ U_{f5} \end{bmatrix} = [T] \begin{bmatrix} p_1 \\ U_{f1} \end{bmatrix} \quad (3.44)$$

### 3.1.8. Modelagem da câmara simples e com dutos estendidos

Os modelos em que se consideram a descontinuidade da secção transversal de um duto, considerando tubos estendidos, são representados pela FIG. (3.6), sendo: a) o tubo estendido na saída; e b) o tubo estendido na entrada, (ISTVÁN L. VER; BERANEK, 2006).

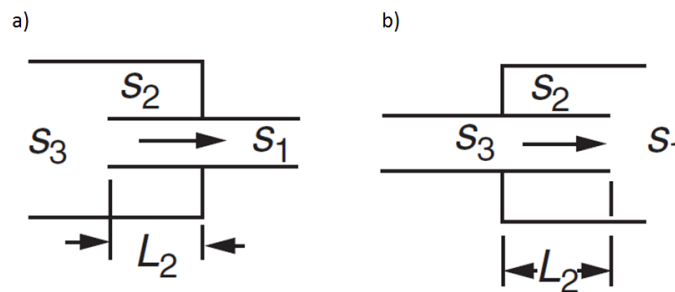


FIGURA 3.6 – Câmara com dutos estendidos. a) Duto estendido na saída. b) Duto estendido na entrada.

FONTE – BERANEK, 2006

Os elementos são relacionados conforme a EQ. (3.45) abaixo:

$$C_1 S_1 + C_2 S_2 + S_3 = 0 \quad (3.45)$$

Onde  $C_1$  e  $C_2$  são constantes que definem o modelo aplicado. Outra variável é o  $K$ , que é definido a partir das variáveis  $C_1$  e  $C_2$  e representa a perda de pressão causada pela conversão da energia do fluido em energia acústica através da descontinuidade.

TABELA 3.1 – Parâmetros aplicados aos dutos estendidos.

| Elemento                  | $C_1$ | $C_2$ | $K$                               |
|---------------------------|-------|-------|-----------------------------------|
| Duto estendido na saída   | -1    | -1    | $\frac{(1 - \frac{S_3}{S_1})}{2}$ |
| Duto estendido na entrada | -1    | 1     | $(\frac{S_1}{S_3} - 1)^2$         |

FONTE – BERANEK, 2006

Desta forma, aplicando a matriz de transferência generalizada, definida pela EQ. (3.24), seus polos são definidos como:

$$\begin{bmatrix} p_3 \\ U_{f3} \end{bmatrix} = [T] \begin{bmatrix} p_1 \\ U_{f1} \end{bmatrix} \quad (3.46)$$

$$T_{11} = 1 \quad (3.47)$$

$$T_{12} = KM_1Y_1 \quad (3.48)$$

$$T_{21} = \frac{C_2}{C_1S_2Z_2 + S_2M_3Y_3} \quad (3.49)$$

$$T_{22} = \frac{C_2S_2Z_2 - M_1Y_1(C_1S_1 + S_3K)}{C_2S_2Z_2 + S_3M_3Y_3} \quad (3.50)$$

$$Z_2 = -j \left( \frac{c}{S_2} \right) \cot(kL_2) \quad (3.51)$$

Quando o elemento é uma câmara de expansão simples,  $L_2 = 0$ , é considerado uma matriz de transferência conforme apresentado pela EQ. (3.52).

$$[T] = \begin{bmatrix} 1 & KM_1Y_1 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.52)$$

### 3.1.9. Modelagem de ressonadores

Ressonadores são cavidades localizadas na parede lateral do tubo, como é representado pela FIG (3.7 d), a abertura pode ser considerada como apenas um furo, FIG. (3.7 a), ou com furos distribuídos, FIG. (3.7 b), nesta furação pode conter uma cavidade regular presa a um pescoço, FIG. (3.7 c), ou de formato variável, FIG. (3.7 e).

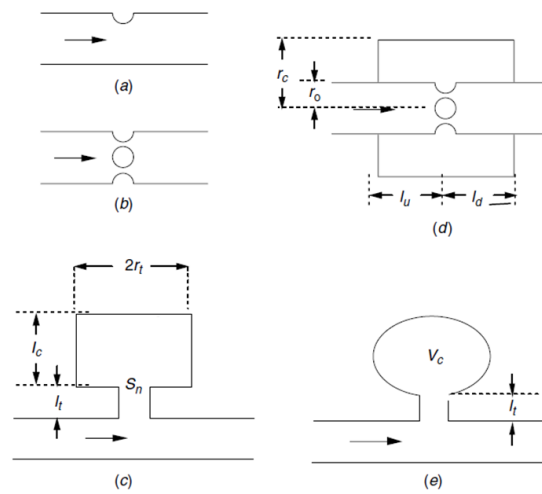


FIGURA 3.7 – Tipos de ressonadores.

FONTE – BERANEK, 2006.

Para estas configurações são considerados a impedância do pescoço  $Z_T$  e a impedância da cavidade  $Z_c$ , os quais independem do fluxo principal  $U_f$ . A impedância do ressonador  $Z_{res}$ , é definida pela soma da impedância do pescoço e da cavidade. Desta forma, a EQ. (3.53) representa a função de transferência do ressonador:

$$[T_{res}] = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ \frac{1}{Z_{res}} & 1 \end{bmatrix} \quad (3.53)$$

A impedância de cavidade  $Z_c$  pode ser aplicada aos diversos tipos de ressonadores apresentados. A TAB. (3.2) apresenta a impedância dos ressonadores dos tipos: tubo transversal  $Z_{tt}$  (ressonadores de  $1/4$  de onda), concêntricos  $Z_{cc}$  e cavidade  $Z_{gv}$ .

TABELA 3.2 – Impedância de ressonadores

| Ressonador | $Z_c$   |
|------------|---|
| $Z_{tt}$   | $-j \left( \frac{c}{S_c} \right) \cot(kL_c)$                      |
| $Z_{cc}$   | $-j \left( \frac{c}{S_c} \right) \frac{1}{\tan kl_u + \tan kl_d}$ |
| $Z_{gv}$   | $-j \left( \frac{c}{kV_c} \right)$                                |

FONTE – BERANEK, 2006

A impedância  $Z_T$  sofre uma drástica mudança com o aumento da vazão. A EQ. (3.54) representa o modelamento da impedância para a condição de  $M = 0$ .

$$Z_T^{M=0} = \frac{1}{n_h} \left( \frac{ck^2}{\pi} + \frac{jck(l_t + 1.7r)}{S_0} \right) \quad (3.54)$$

Quando  $M \neq 0$ , a EQ. (3.54) é modelada de forma empírica aplicando um ou múltiplos furos, sendo representada pela EQ. (3.55).

$$Z_T^{M \neq 0} = \frac{c}{\sigma S_0} (7.3 \times 10^{-3}(1 + 72M) + j2.2 \times 10^{-5}(1 + 51l_t)(1 + 408r_0)f) \quad (3.55)$$

### 3.2. Modelo geométrico

O presente tópico consiste na apresentação geométrica, em milímetros, dos componentes utilizados na avaliação de performance acústica, sendo eles o modelamento geométrico utilizado no banco de perda de transmissão e a exaustão aplicada ao motor. A partir destes modelos foram executados os modelos experimental e virtual que serão apresentados nos tópicos seguintes.

#### 3.2.1. Modelo geométrico do banco de perda de transmissão

Estudos anteriores apresentaram problemas em correlacionar silenciadores complexos que utilizam dutos perfurados em seus modelos virtuais, porém, em sua maioria,



apresentaram boa correlação quando aplicado o silenciador do tipo câmara simples. Com o intuito de obter a melhor correlação possível, foram utilizados silenciadores dos tipos: câmara simples e câmara complexa.

Como apresentado pela FIG. (3.8), o banco de perda de transmissão é composto por um alto-falante ligado a um tubo de propagação, no qual é aplicado os microfones Mic.A e Mic.B. O tubo de propagação de entrada é conectado ao acoplamento 1 que, por sua vez, está conectado ao acoplamento 2. A figura em questão, apresenta a aplicação do silenciador complexo que está também conectado aos acoplamentos 3 e 4. Os microfones Mic.C e Mic.D estão conectados ao tubo de propagação de saída. Para a solução da função de transferência é necessário gerar duas impedâncias distintas, por esse motivo foi aplicado uma terminação com fono-absorvente e outra com parede rígida.

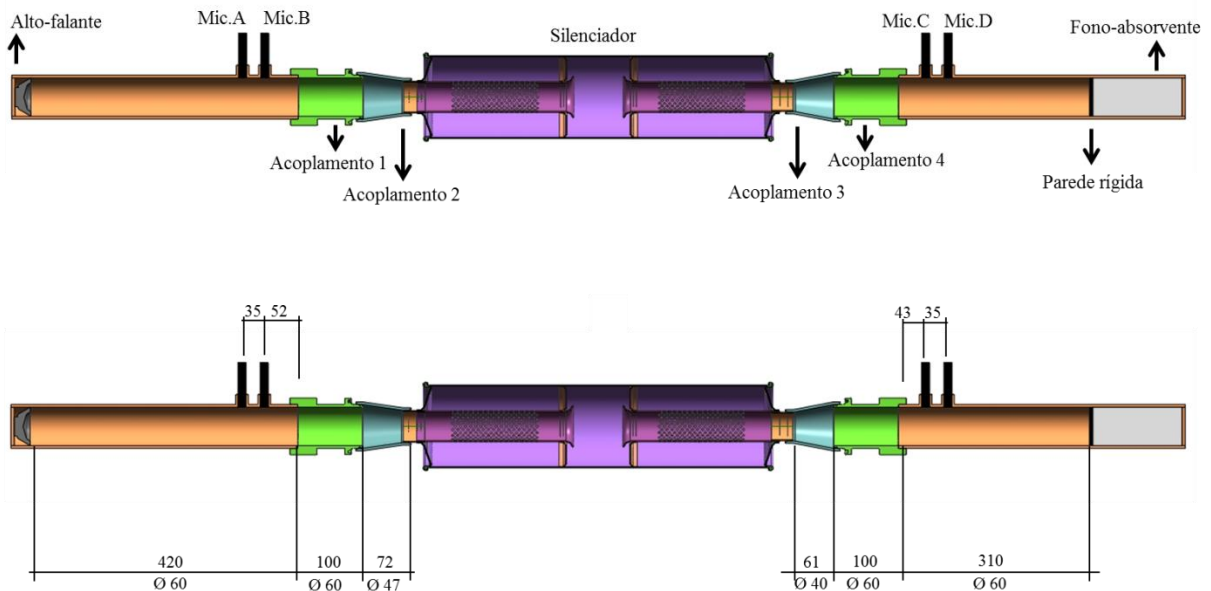


FIGURA 3.8 – Dimensionamento do banco de perda de transmissão.

O dimensionamento dos silenciadores utilizados é apresentado pela FIG. (3.9), onde: a) se refere à câmara simples e b) à câmara complexa. As duas câmaras apresentam as mesmas dimensões de modelamento.

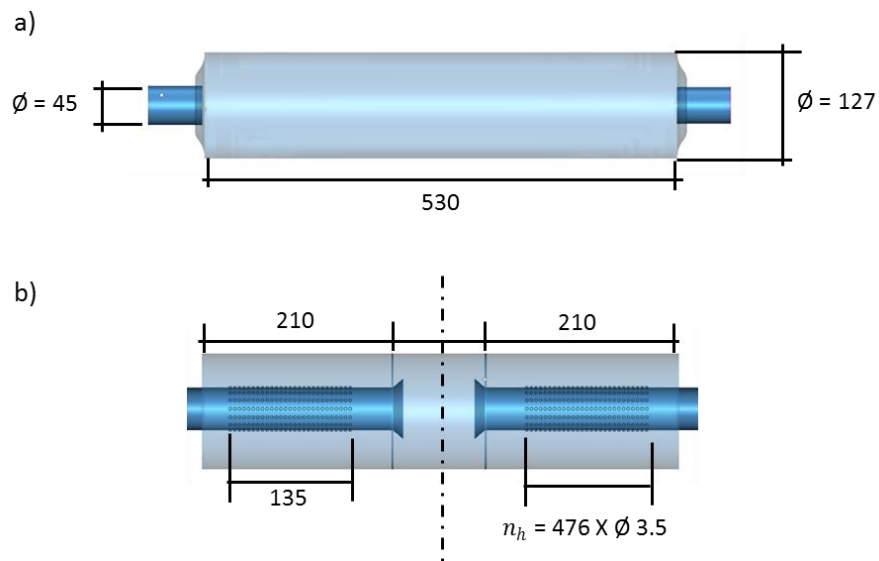


FIGURA 3.9 – Dimensionamento dos silenciadores; a) Câmara simples; b) Câmara complexa.

### 3.2.2. Modelo geométrico da exaustão aplicada ao motor

A fim de apresentar o sistema de exaustão utilizado neste trabalho, este tópico tem o objetivo de descrever o modelo geométrico da exaustão aplicada ao motor. A FIG. (3.10) apresenta o seu posicionamento na região inferior do veículo utilizado, seguido pela FIG. (3.11) a qual apresenta a descrição da tubulação de entrada e saída utilizadas.

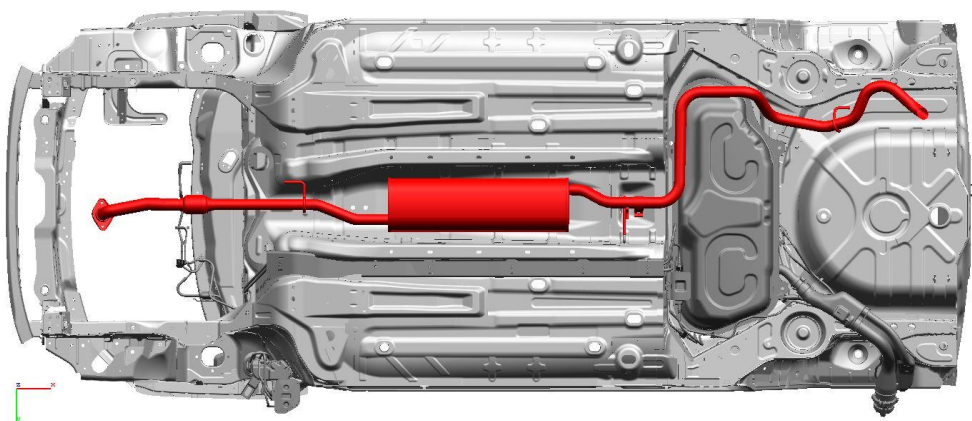


FIGURA 3.10 – Posicionamento do sistema de exaustão ao veículo.

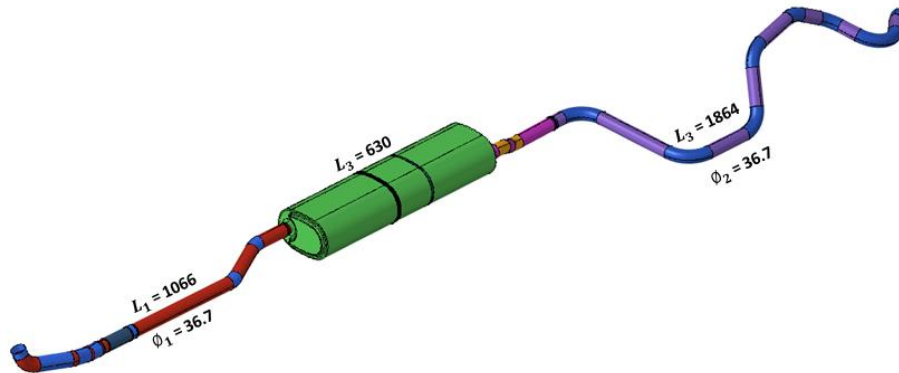


FIGURA 3.11 - Descrição geométrica do sistema de exaustão utilizado.

O silenciador utilizado possui uma área de secção transversal constante e direção de propagação de fluxo da tubulação 1 para a tubulação 3 conforme a FIG. (3.12). A tubulação 1 é fechada em sua terminação, deixando somente as duas furações apresentadas como região de saída do fluido. A tubulação 2 permite o acesso do fluido contido nas cavidades B e C para a cavidade A que, por sua vez, é conduzido à tubulação 3. A distribuição geométrica é descrita por:

1.  $L_1 = 602 \text{ mm}$ ;  
 $\phi_1 = 33 \text{ mm}$  ;  
 $n_{h1,1} = 84$ ;  $\phi 3.5 \text{ mm}$ ;  
 $n_{h1,2} = 112$ ;  $\phi 3.5 \text{ mm}$ ;
2.  $L_2 = 70 \text{ mm}$ ;  
 $\phi_2 = 36 \text{ mm}$ ;
3.  $L_3 = 380 \text{ mm}$ ;  
 $\phi_3 = 36 \text{ mm}$ ;  
 $n_{h3,1} = 70$ ;  $\phi 3.5 \text{ mm}$ ;  
 $n_{h3,2} = 238$ ;  $\phi 3.5 \text{ mm}$ ;

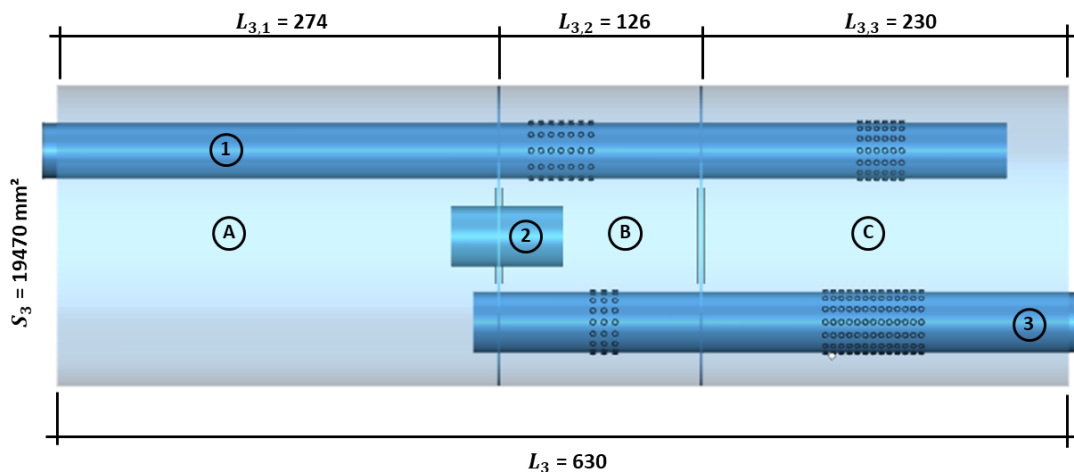


FIGURA 3.12 – Elementos internos do silenciador.

### 3.3. Modelo experimental

O modelamento do sistema de exaustão automotivo consiste, entre suas etapas, o modelamento virtual do silenciador proposto aplicado ao banco de perda de transmissão, a fim de avaliar sua frequência e amplitude de atenuação. Uma última etapa virtual do sistema de atenuação acústica é a aplicação do mesmo ao motor, que por sua vez, está conectado ao sistema de aspiração. Com esta análise é possível prever o comportamento acústico do sistema. Desta forma, tanto para o modelo da perda de transmissão quanto para modelo aplicado ao motor, é de grande importância que seu modelamento numérico possua boa correlação com o modelo experimental. Sendo assim, este tópico apresenta os métodos experimentais utilizados tanto para o modelo da perda de transmissão, quanto para o modelo aplicado ao motor.

#### 3.3.1. Banco de perda de transmissão acústica

O método da perda de transmissão é facilmente calculado na forma analítica, porém, sua medição é bastante complicada devido à necessidade de construção de uma terminação anecóica para determinar a diferença entre o nível de potência acústico incidente e transmitida através do silenciador acústico. Uma terminação anecóica pode ser construída utilizando longos tubos de transmissão, materiais de grande absorção acústica ou terminações anecóicas ativas. Todavia, são formas difíceis de serem construídas, principalmente se tratando de baixas frequências. Desta forma, optou-se pela utilização da técnica de dois-carregamentos conforme apresentado por Tao (2003) e também por ser a mesma técnica

utilizada pelo programa LMS TestLab conforme apresentado em SIEMENS PLM PROGRAMA (2018).

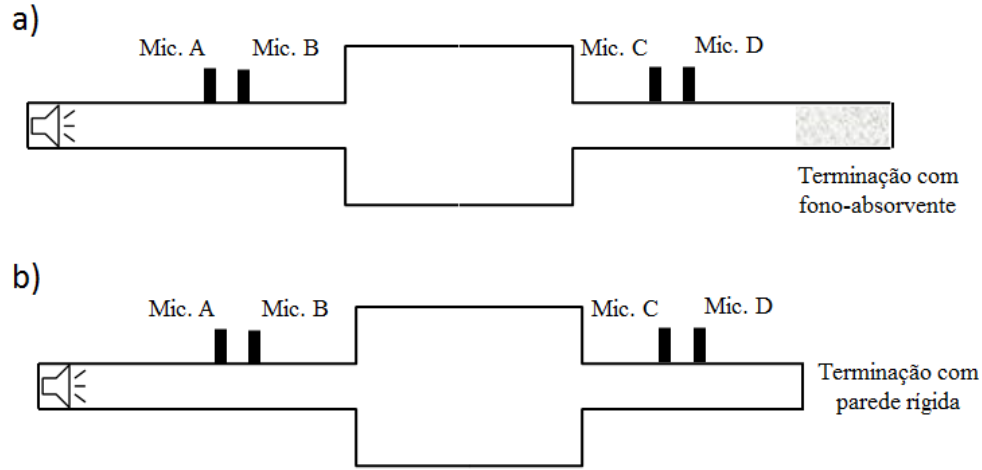


FIGURA 3.13 – Técnica de dois carregamentos. a) Terminação anecóica, b) Terminação com parede rígida.

A FIG. (3.13) demonstra a aplicação da técnica de dois carregamentos a fim de solucionar a função de transferência de quatro-polos, EQ. (3.24). Os dados medidos pelos microfones Mic.A, Mic.B, Mic.C e Mic.D serão utilizados para o preenchimento da EQ. (3.24). Desta forma, os quatro-polos dos microfones Mic.A e Mic.B são representados como:

$$\begin{bmatrix} T_{11}^{AB} & T_{12}^{AB} \\ T_{21}^{AB} & T_{22}^{AB} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(kL_{AB}) & j\text{sen}(kL_{AB}) \\ \frac{j\text{sen}(kL_{AB})}{\rho c} & \cos(kL_{AB}) \end{bmatrix} \quad (3.56)$$

A matriz de quatro-polos para os microfones Mic.B e Mic.C é expressa como:

$$\begin{bmatrix} T_{11}^{BC} & T_{12}^{BC} \\ T_{21}^{BC} & T_{22}^{BC} \end{bmatrix} \quad (3.57)$$

Onde:

$$T_{11}^{BC} = \frac{\Delta_{CD}(H_{CBa}H_{CDB} - H_{CBb}H_{CDa}) + T_{22}^{CD}(H_{CBb} - H_{CBa})}{\Delta_{CD}(H_{CDB} - H_{CDa})} \quad (3.58)$$

$$T_{12}^{BC} = \frac{T_{12}^{CD}(H_{CBa} - H_{CBb})}{\Delta(H_{CDB} - H_{CDa})} \quad (3.59)$$

$$T_{21}^{BC} = \frac{(H_{CAa} - T_{11}^{AB}H_{CBa})(\Delta_{CD}H_{CDb} - T_{22}^{CD}) - (H_{CAb} - T_{11}^{AB}H_{CBb})(\Delta_{CD}H_{CDa})}{T_{12}^{AB}\Delta_{CD}(H_{CDb} - H_{CDa})} \quad (3.60)$$

$$T_{22}^{BC} = \frac{T_{12}^{CD}(H_{CAa} - H_{CAb}) - T_{11}^{AB}(H_{CBb} - H_{CBa})}{T_{12}^{AB}\Delta_{CD}(H_{CDb} - H_{CDa})} \quad (3.61)$$

No qual o tempo  $H_{ij}$  representa a função de transferência em as pressões acústicas medidas entre os microfones  $p_i$  e  $p_j$ , sendo  $H_{ij} = \frac{p_j}{p_i}$ , também apresentados nos índices  $T^{ij}$ . A variável  $\Delta$  é o valor da determinante das matrizes  $\Delta = T_{11}^{ij}T_{22}^{ij} - T_{12}^{ij}T_{21}^{ij}$ . A matriz de quatro-polos para os microfones Mic.C e Mic.D é expressa como:

$$\begin{bmatrix} T_{11}^{CD} & T_{12}^{CD} \\ T_{21}^{CD} & T_{22}^{CD} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(kL_{CD}) & j\text{sen}(kL_{CD}) \\ \frac{j\text{sen}(kL_{CD})}{\rho c} & \cos(kL_{CD}) \end{bmatrix} \quad (3.62)$$

Desta forma, para o cálculo da matriz de transferência dos microfones Mic.A e Mic.D, tem-se:

$$\begin{bmatrix} T_{11}^{AD} & T_{12}^{AD} \\ T_{21}^{AD} & T_{22}^{AD} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11}^{AB} & T_{12}^{BC} \\ T_{21}^{BC} & T_{22}^{BC} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{11}^{BC} & T_{12}^{BC} \\ T_{21}^{BC} & T_{22}^{BC} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{11}^{CD} & T_{12}^{CD} \\ T_{21}^{CD} & T_{22}^{CD} \end{bmatrix} \quad (3.63)$$

Substituindo as variáveis da função de transferência da EQ. (3.63) na EQ. (3.41), temos então:

$$TL = 20 \log \left( \frac{\left| T_{11}^{AD} + \frac{T_{12}^{AD}}{\rho c} + \rho c T_{21}^{AD} + T_{22}^{AD} \right|}{2} \right) \quad (3.64)$$

Pode ser visto que a solução da EQ. (3.64) depende do conhecimento das quatro variáveis  $T_{11}^{AD}$ ,  $T_{12}^{AD}$ ,  $T_{21}^{AD}$  e  $T_{22}^{AD}$ , mas á somente duas equações. A fim de encontrar as outras variáveis a técnica de dois-carregamentos consiste na aplicação de duas terminações, que apresentam duas impedâncias distintas, sendo  $Z_T$  para a terminação com aplicação de fono-absorvente, representado por  $a$ , e  $Z_R$  para a impedância com terminação de parede rígida, representado por  $b$ .

Os acoplamentos do tipo cônico são aplicados ao banco de perda de transmissão. Eles são acoplados a entrada e saída do silenciador de forma a conectar os tubos de impedância de entrada e saída, sendo o acoplamento 1 o elemento cônico convergente que liga o tubo de impedância de entrada ao silenciador e, o acoplamento 2, o elemento cônico divergente que liga o silenciador ao tubo de impedância de saída. Segundo Hua (2013), a expansão ou contração dos acoplamentos geram uma impedância que é definida por sua matriz de transferência específica expressa como  $T^c$  para o acoplamento 1 e  $T^d$  para o acoplamento 2. Essas matrizes de acoplamento são multiplicadas pela matriz global do silenciador, conforme a EQ. (3.65) a seguir:

$$[T_{total}] = [T^c][T_{silenciador}][T^d] \quad (3.65)$$

A matriz de transferência  $[T^d]$  é definida pela distância  $x_2$ ,  $L$  e  $x_1$  que representa a distância total do cone, o tronco de cone e o comprimento do cone não utilizado. Além das variáveis  $r_u$  e  $r_d$  que definem os raios mínimo e máximo, respectivamente, conforme a FIG. (3.14).

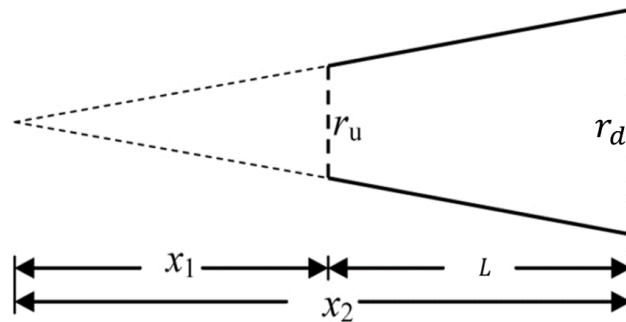


FIGURA 3.14 – Dimensões do complemento cônico divergente.

FONTE – HUA, 2013.

Os polos da matriz  $T^d$  são expressos como:

$$[T_{11}^d] = \frac{x_2}{x_1} \cos(kL) - \frac{\text{sen}(kL)}{kx_1} \quad (3.66)$$

$$[T_{12}^d] = j \frac{x_2}{x_1} \text{sen}(kL) \quad (3.67)$$

$$[T_{21}^d] = j \frac{x_1}{x_2} \left( 1 + \frac{1}{k^2 x_1 x_2} \right) \text{sen}(kL) - j \left( 1 - \frac{x_1}{x_2} \right) \frac{\cos(kL)}{k x_2} \quad (3.68)$$

$$[T_{22}^d] = \frac{\text{sen}(kL)}{k x_2} + \frac{x_1}{x_2} \cos(kL) \quad (3.69)$$

O modelamento da matriz  $T^c$  é preenchido de forma similar conforme apresentado abaixo:

$$[T^c] = \begin{bmatrix} T_{22}^d & T_{12}^d \\ T_{21}^d & T_{11}^d \end{bmatrix} \quad (3.70)$$

### 3.3.2. Descrição do equipamento utilizado

Para o desenvolvimento do banco de perda de transmissão acústica foram utilizados os seguintes equipamentos:

- 4 microfones PCB Piezotronics de campo livre;
- 1 Alto-falante;
- 1 Absorvedor acústico localizado na terminação;
- 1 Amplificador de potência para medição LMS;
- 2 Acoplamentos cônicos;
- Dois tubos;
- Silenciador;
- Programa da LMS TestLab;
- Calibrador de som;

A montagem dos componentes é apresentada pela FIG. (3.15) onde é aplicado um alto-falante de 60 mm de diâmetro e uma terminação contendo o material fono-absorvente capaz de absorver frequências entre 200Hz a 3400Hz (AUTONEUM, 2012).



FIGURA 3.15 – Componentes do banco de perda de transmissão acústica.



Os microfones são sensores capazes de transformar a oscilação de pressão do ambiente em uma oscilação de tensão correspondente, desta forma, são equipamentos ideais para realizar medições acústicas. Neste trabalho foram utilizados quatro microfones da marca PCB Piezotronics modelo 426E01 capazes de medir todo o espectro audível humano (PIEZOTRONICS, 2014), as suas características são apresentadas abaixo:

- Diâmetro:  $\frac{1}{2}$ ”;
- Faixa de resposta em frequência ( $\pm 0.1$ dB): 6.3Hz a 20kHz;
- Temperatura operacional:  $-40^{\circ}\text{C}$  a  $176^{\circ}\text{C}$ ;
- Resposta em temperatura:  $<0.05$ dB
- Sensibilidade: 12.6 mV/Pa;



FIGURA 3.16 – Microfone modelo Piezotronics 426E01.

Estes microfones são conectados ao analisador de sinais LMS SCADA Mobile apresentado pela FIG. (3.16), capaz de adquirir dados e transferir para o programa LMS TestLab utilizado (SIEMENS PLM PROGRAMA, 2005). Para este trabalho foram utilizadas uma entrada para cada microfone, uma saída para o alto-falante no qual gerou-se o ruído branco e uma saída ethernet que transferiu os dados para o computador utilizando o LMS TestLab. Suas características são apresentadas abaixo:

- Canais ICP: 24;
- Tensão máxima de entrada:  $\pm 10$ V;
- Taxa de amostragem máxima: 204.8 kHz;



FIGURA 3.16 – LMS SCADA Mobile.

A fim de amplificar o sinal gerado pelo LMS SCADA Mobile para a geração do ruído branco, foi utilizado o LMS Amplificador de Potência capaz de aumentar a amplitude do autofalante. Assim, o LMS Amplificador de Potência é ligado em série com o analisador de sinais e o alto-falante (SIEMENS PLM PROGRAMA, 2011). Para este experimento foi utilizado o valor de +2 dB. Os seus dados são apresentados abaixo:

- Tensão máxima de entrada: 10V (pico);
- Tensão máxima de saída: 150V RMS;
- Amplificação: -90dB à 36dBs relativo ao sinal de entrada;
- Precisão: 0.5dB;
- Faixa de operação: 5Hz à 40KHz;



FIGURA 3.17 – LMS Amplificador de potência.

A calibração da amplitude dos microfones foi realizada através da utilização do Calibrador de Som 4231, capaz de emitir uma frequência e amplitude conhecidas de 49 dB a 1000 Hz, desta forma é possível verificar a calibração da medição realizada pelos microfones (BRÜEL & KJÆR SOUND & VIBRATION MEASUREMENT, 2006).



FIGURA 3.18 – Calibrador de som.

O programa da LMS TestLab, versão 18.2, foi utilizado para realizar a leitura e tratamento dos dados coletados durante as medições. O processo de medição foi dividido nas seguintes etapas:

- Configuração de canais;
- Definição da fonte;
- Configuração de teste;
- Medição;
- Definição de propriedades;
- Calibração de fase;
- Visualização de dados;

A configuração de canais é a fase de definição das entradas dos microfones. As entradas Input1, Input2, Input3 e Input4 foram nomeadas como MicA, MicB, MicC e MicD respectivamente. Além disso, o MicC foi definido como microfone de referência de fase. Foi definido o canal Output1 como uma saída de tensão máxima de 2V, na qual foi conectada ao alto-falante configurado para gerar o ruído branco. Na configuração de teste foi definida uma largura de banda de 6400 Hz, linha espectral de 4097, que gerou uma resolução de 1.5625 Hz. Além disso, para cada média de medição foram realizadas 100 medições em cada microfone. Para a condição de definição de propriedades, foram definidas as distâncias entre os microfones, dimensões do silenciador e as condições de pressão e temperatura ambiente.

A fim de garantir que os microfones estejam medindo corretamente e que não introduzam erros durante as medições, todos passaram pelo procedimento de calibração de fase devido a necessidade de separar a onda incidente da onda refletida.

A etapa de calibração de fase requerida consiste na utilização do MicC como referência a fim de garantir que todos os microfones estejam na mesma fase. A metodologia utilizada para a realização da calibração foi a de método cruzado, que consiste na inversão de posição dos microfones MicA/Mic.C, MicB/Mic.C e Mic.D/Mic.C, considerando a terminação rígida e a terminação anecóica, conforme representado pela FIG. (3.19):

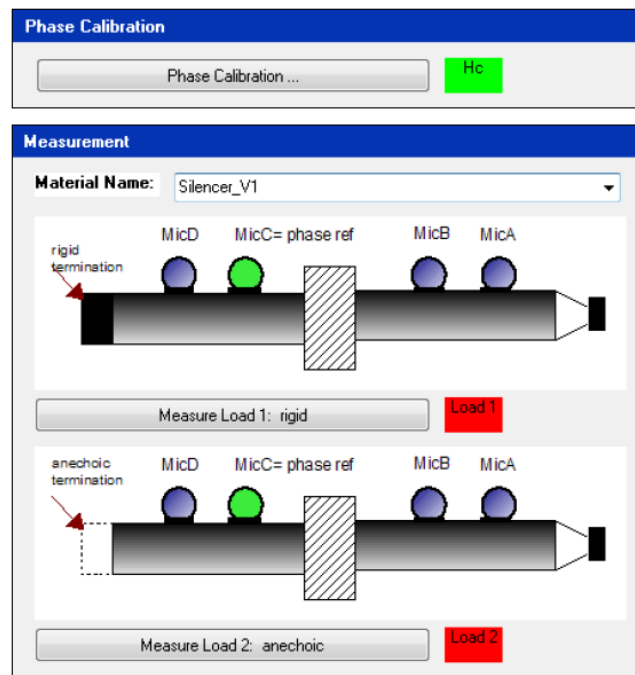


FIGURA 3.19 – Calibração de fase aplicando o método de duas cargas.

FONTES – SIEMENS PLM PROGRAMA, 2018

Após a medição nas condições citadas, é realizada uma correção utilizando a EQ. (3.71), (SEYBERT; ROSS, 1976):

$$\phi_{ij}(f) = \tan^{-1} \left( \frac{\text{Im}[H_{ij}(f)]}{\text{Re}[H_{ij}(f)]} \right) \quad (3.71)$$

Para um melhor entendimento da montagem geral, a FIG. (3.20) apresenta, de forma esquemática, o fluxograma da montagem do banco de perda de transmissão.

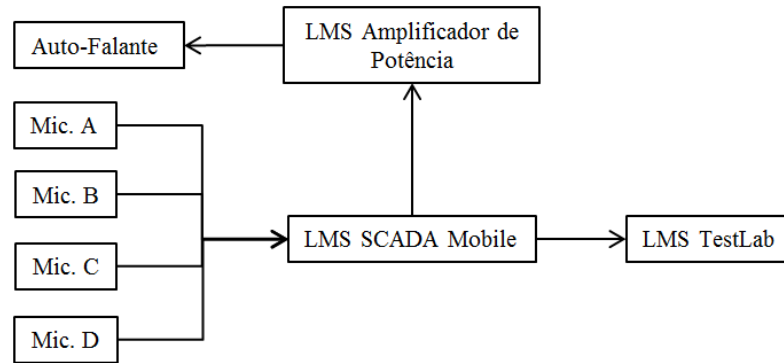


FIGURA 3.20 – Fluxograma da montagem do banco de perda de transmissão.

A FIG. (3.21) apresenta a sua montagem do banco de perda de transmissão acústica, contendo todos os equipamentos utilizados.

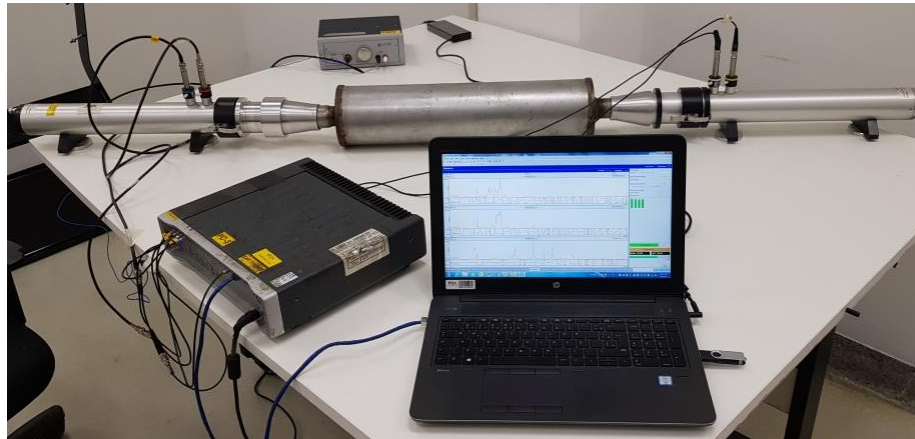


FIGURA 3.21 – Banco de perda de transmissão acústica

Todas as junções foram preenchidas com massa e a fiação presa em pontos específicos a fim de reduzir ao máximo as perdas durante o processo de medição. A calibração da amplitude da fase dos microfones, assim como a análise de coerência, perda de transmissão e erro percentual serão apresentados no capítulo 4 deste trabalho.

### 3.3.3. Exaustão aplicada ao motor

A avaliação da performance acústica da exaustão aplicada ao motor foi realizada utilizando um dinamômetro de rolo a fim de realizar leituras em rotações estabilizadas, este fato se deve ao modelamento virtual do motor ter sido realizado de forma permanente, ou seja, estabilizado em cada rotação aplicada ao modelo. As rotações utilizadas foram entre 1500 RPM e 6000 RPM com intervalos de 500 RPM. O funcionamento do dinamômetro de

rolo basicamente se define pelo posicionamento do veículo ao rolo, conforme FIG. (3.24), no qual é aplicada uma força de atrito a fim de aumentar a carga no veículo simulando uma pendência ou inclinação de atuação do veículo e desta forma é possível estabilizar a rotação do motor mantendo uma rotação fixa conforme o desejado.

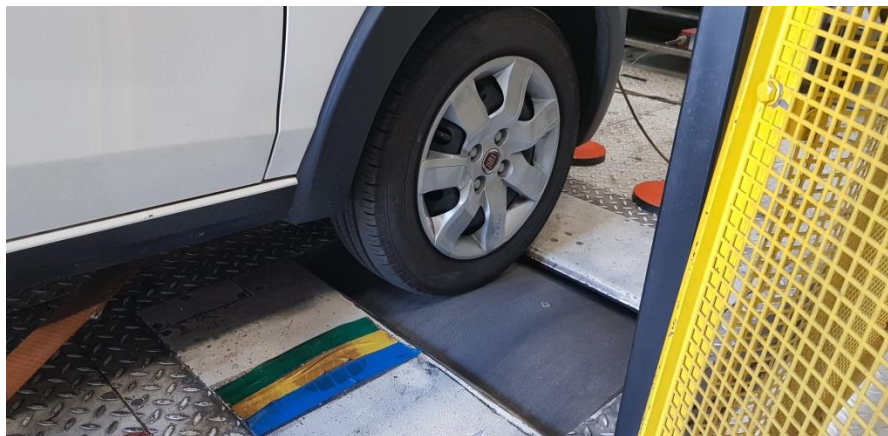


FIGURA 3.24 – Posicionamento do veículo ao dinamômetro de rolo.

A medição acústica emitida pelo sistema de exaustão foi realizada a partir da NORMA FCA 7R030 (2017), no qual define os procedimentos de gravação de ruído na saída do sistema. Como procedimento primário o veículo deve estar em temperatura operacional, desta forma, é indicado que seja aquecido durante cinco a dez minutos a uma velocidade de 100 km/h. Os equipamentos necessários são:

- 1 microfone de campo livre, 1/2”;
- Programa da LMS TestLab;
- LMS SCADA Mobile;

O procedimento de medição requer o microfone posicionado a 140 mm a 45° da direção de saída do fluxo de gás da exaustão conforme FIG. (3.25).

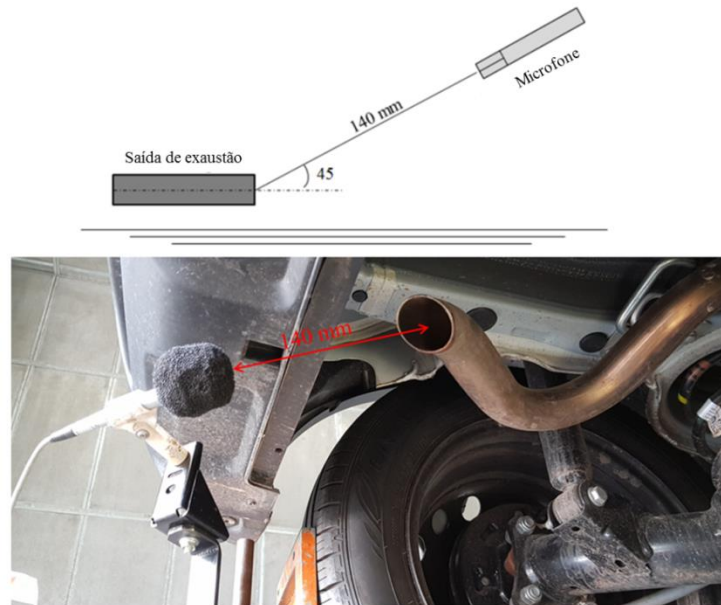


FIGURA 3.25 – Posicionamento do microfone.

O procedimento de teste consiste na aplicação da terceira marcha e abertura máxima da borboleta do motor. O dado processado do nível geral acústico é apresentado como nível de pressão sonora por rotação do motor, assim como o nível acústico referente às ordens que definem o motor aplicado.

A montagem final é apresentada pela FIG. (3.26) abaixo:



FIGURA 3.26 – Montagem da instrumentação utilizada no teste.

O mesmo posicionamento de microfone foi considerado para o teste em pista, porém fixo ao veículo e não a um suporte como apresentado pela FIG. (3.26).

### 3.4. Modelo virtual

Para o desenvolvimento deste trabalho foi escolhido o programa GT-SUITE devido ao seu foco no modelamento de sistema aplicados a veículos automotores de forma unidimensional sendo definida como uma plataforma multi-física, capaz de criar simulações de fluido, térmica, acústica, mecânica, elétrica, dentre outras. Desta forma, o programa é capaz de simular o modelo de perda de transmissão acústica e também a aplicação do sistema de exaustão conectado ao motor no qual permite a sua avaliação acústica.

Segundo Gamma (2016), o modelo de escoamento envolve a solução da equação de Navier-Stokes utilizando a conservação da massa, momento e energia desenvolvida em apenas uma dimensão conforme as EQ. (3.55), EQ. (3.56) e EQ. (3.57) respectivamente no qual são capazes de determinar os campos de pressão e velocidade contidos em um fluido, que por sua vez, correspondem as variáveis de propagação acústica.

$$\frac{dm}{dx} = \sum_{Extr.} \dot{m} \quad (3.55)$$

$$\frac{d(me)}{dt} = -\rho \frac{dV}{dt} + \sum_{Extr.} (\dot{m}H) - hS(T_{fluido} - T_{parede}) \quad (3.56)$$

$$\frac{d\dot{m}}{dt} = \frac{dpS + \sum_{Extr.}(\dot{m}u) - 4C_f \frac{\rho u |u|}{2} \frac{dxS}{D} - K \left( \frac{1}{2} \rho u |u| \right) S}{dx} \quad (3.57)$$

A discretização dos tudo ou de qualquer outro elemento geométrica aplicado neste trabalho é dividido em pequenos volumes, sendo estes volumes conectados por suas extremidades, conforme representado pela FIG. (3.27). Suas variáveis escalares como a pressão, temperatura, densidade, são assumidas como uniformes para cada volume discretizado. Cada variável como vazão mássica, volumétrica e propagação acústica são calculadas a partir de sua extremidade.



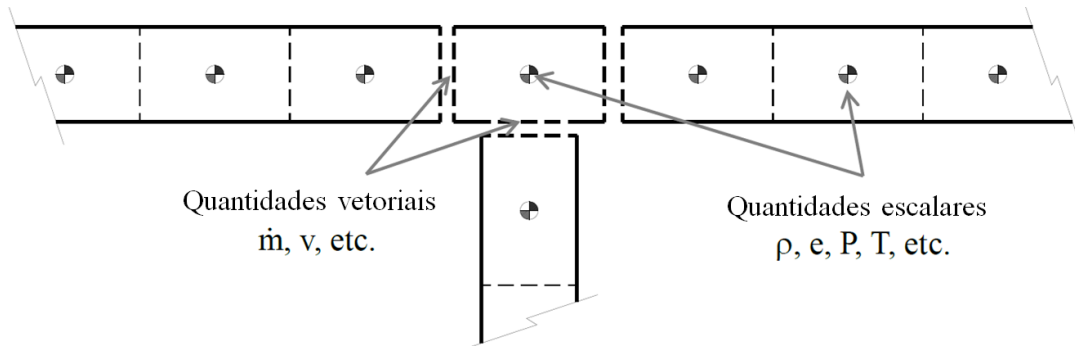


FIGURA 3.27 – Representação esquemática da discretização 1D

FONTE - GAMMA, T. 2016.

Durante o desenvolvimento da simulação foi utilizado o método explícito no qual a solução das equações são realizadas em função dos valores do tempo de ciclo, ou seja, são utilizados os valores da interação anterior em função do valor do tempo de ciclo, desta forma, este método apresenta um melhor comportamento quando aplicado a simulações onde possui pulso de pressão, principalmente quando é necessária a avaliação acústica. As equações de estado para cada espécie define a densidade e energia em função da temperatura e pressão, o solver irá iterar a pressão e temperatura até satisfazer a condição de densidade e energia calculada para o tempo de ciclo (GAMMA, 2016a). Para a solução das equações de Navier-Stokes o integrador utilizado foi o método de Runge-Kutta explícito, devido a sua maior velocidade de convergência e precisão a partir de valores iniciais inseridos no sistema. (ATKINSON et al., 2011).

Para determinar a frequência da propagação de ondas sonoras em tubos, movimento de válvulas, atenuação acústica de silenciadores e avaliação do sinal de pressão acústica irradiada em campos livres através do sistema de exaustão, o GT-SUITE utiliza a Transformada de Fourier, no qual converte um sinal no domínio do tempo para o domínio da frequência apresentado pela EQ. (3.58) a seguir:

$$F_{(t)} = A_0 + \sum_{n=1}^{\infty} (A_n \cos(nt) + B_n \sin(nt)) \quad (3.58)$$

A taxa de amostragem utilizada deve ser inferior a 1 grau de rotação do motor para manter a estabilidade e menor comprimento de discretização, desta forma, o número de pontos por ciclo é elevado. O valor indicado por tempo de ciclo ou time step é de 4000 a 1000 RPM terá um valor de 0.175 graus, atendendo ao teorema de Nyquist de 16,67 Hz. Porém, para o modelamento da perda de transmissão, deve ser amostrado 4096 pontos, desta forma,

aplicando uma time step de 0.088 graus (GAMMA, 2016b). Assim como no modelo experimental, o modelo virtual é dividido nos modelos de perda de transmissão e exaustão aplicada ao motor. Eles serão apresentados separadamente nos tópicos a seguir.

#### 3.4.1. Banco de perda de transmissão acústica.

A simulação virtual do banco de perda de transmissão tem início com o modelamento geométrico a partir dos dados geométricos apresentados anteriormente, no item 3.2.1. No modelo é utilizado o alto-falante ‘White-Noise Speaker’ no qual gera o ruído branco aplicado no banco de perda de transmissão. Para a terminação anecóica foi utilizado no bloco ‘EndFlowAnechoic’ no qual não permite a reflexão de ondas incididas. Foram utilizados quatro sensores de pressão estática nas posições definidas para os microfones Mic.A, Mic.B, Mic.C e Mic.D no item 3.2.1 a fim de medir a amplitude e velocidade da onda acústica. As informações medidas são enviadas ao bloco ‘AcousticTransLoss’ no qual resolve a equação de perda de transmissão a partir das pressões medidas pelos sensores. A montagem é apresentada pela FIG. 3.28 abaixo:

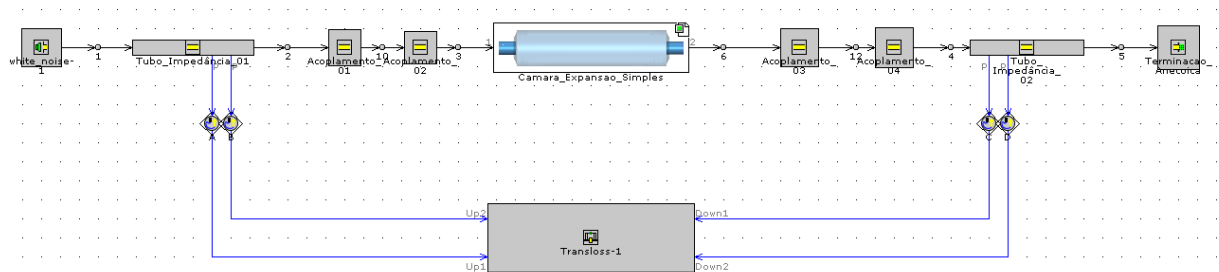


FIGURA 3.28 – Modelo virtual do banco de transmissão acústica.

O modelo virtual foi aplicado tanto para o silenciador de câmara simples quanto para o silenciador de câmara complexa a fim de ser validado pelo modelo experimental.

#### 3.4.2. Exaustão aplicada ao motor

A medição acústica do sistema de exaustão aplicado ao motor, assim como no modelo experimental, é realizada na saída da tubulação de exaustão com o microfone posicionado a 140 mm e 45°. Para representar corretamente o comportamento acústico do

veículo, são utilizados os sistemas de aspiração, modelo motor e exaustão, sendo esta, parte fria e parte quente, como representado pela FIG. 3.29.

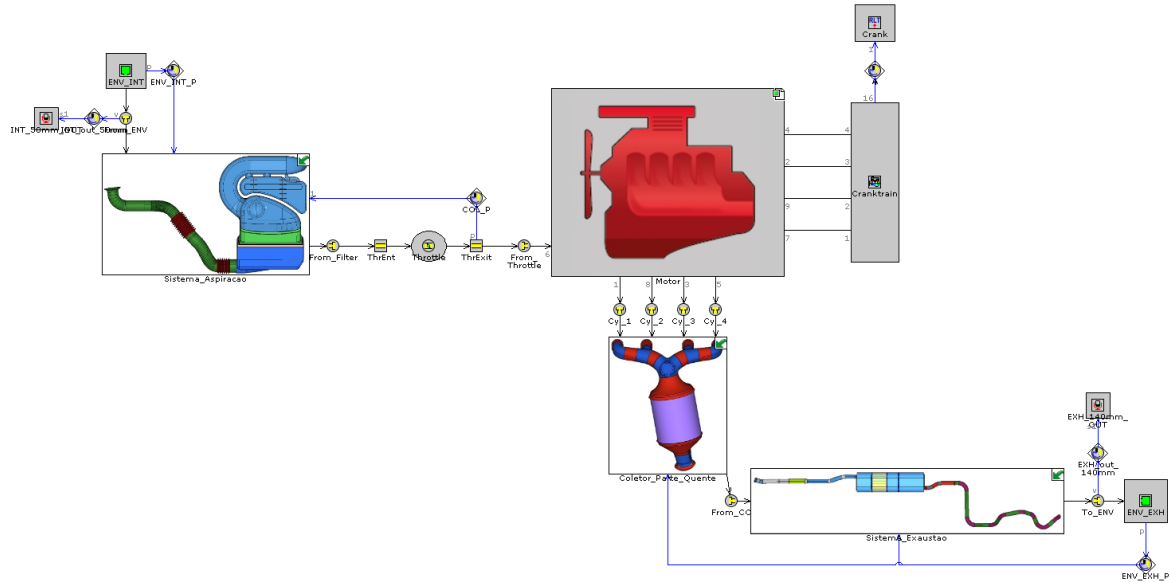


FIGURA 3.29 – Modelo virtual do sistema de exaustão aplicado ao motor.

Para a medição do nível de pressão sonora emitida pelo sistema de exaustão é utilizado o microfone de campo aberto ‘AcoustExtMicrophone’, no qual possibilita considerar o efeito de solo, múltiplas fontes, o ruído de fluxo e a definição de leitura por ordens. O microfone em questão realiza a leitura do nível de pressão acústica através da velocidade do fluxo de escape no qual é transformada em pressão através da EQ. (3.59).

$$p = \frac{\rho S}{2\sqrt{2}\pi r} \frac{d}{dt} \left[ U_f \left( t - \frac{r}{c} \right) \right] \quad (3.59)$$

Por se tratar de um motor de quatro cilindros as ordens definidas para leitura foram as 2ª, 4ª, 6ª e 8ª ordens além do nível geral acústico. O modelo motor utilizado possui boa correlação com o modelo experimental quando comparado com a curva de torque, potência e perda de carga. Para o modelamento térmico são usados os valores de 0.8 de emissividade térmica da superfície da tubulação e 15 W/m²K para o coeficiente convectivo externo (NORMA FCA C0063, 2018).

## 4. RESULTADOS

Neste capítulo serão apresentados os resultados obtidos através da avaliação de performance acústica dos modelos aplicados na metodologia. As medições obtidas utilizando o banco de perda de transmissão e o sistema de exaustão aplicado ao motor serão apresentadas de forma separada a fim de demonstrar a condição de contorno utilizada, resultados e a correlação entre modelo virtual e experimental.

### 4.1. Resultado da medição do banco de perda de transmissão.

Ao iniciar as medições da performance acústica dos silenciadores dos tipos câmara simples e câmara complexa, foram avaliadas as condições de temperatura, pressão e umidade do ambiente em uma sala climatizada, conforme apresentadas na TAB. (4.1).

TABELA 4.1 – Condição ambiente

|                    |            |
|--------------------|------------|
| <i>Temperatura</i> | 24.4 °C    |
| <i>Pressão</i>     | 910.8 mbar |
| <i>Umidade</i>     | 52.7%      |

Nessas condições, foram calibrados os microfones Mic.A, Mic.B, Mic.C e Mic.D, utilizando o calibrador de som 4231 com emissão de um nível de pressão sonora no valor de 94dB a uma frequência de 1000Hz. Dessa forma, todos os microfones apresentaram a mesma resposta, conforme GRA. (4.1), o que representa uma leitura confiável da amplitude.

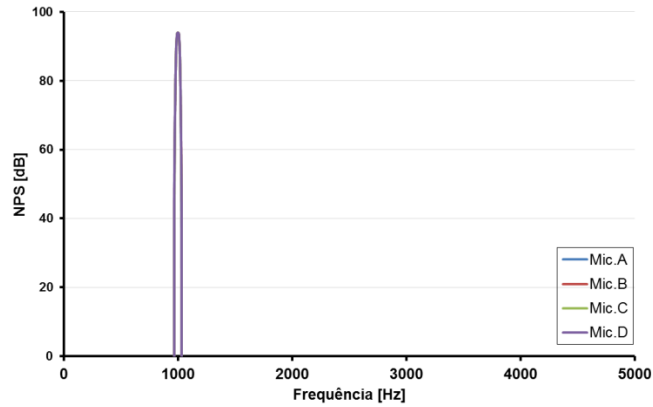


GRÁFICO 4.1 – Calibração dos microfones.

O método de calibração de fase consiste na inversão dos microfones, como descrito na metodologia, e tem como avaliação final de calibração a inversão dos microfones Mic.C e Mic.D. O GRA.(4.2) representa o comportamento de calibração em relação a amplitude, enquanto o GRA.(4.3) representa a calibração em função da fase. Desta forma, seu resultado demonstra o nível de calibração entre os microfones utilizados no banco.

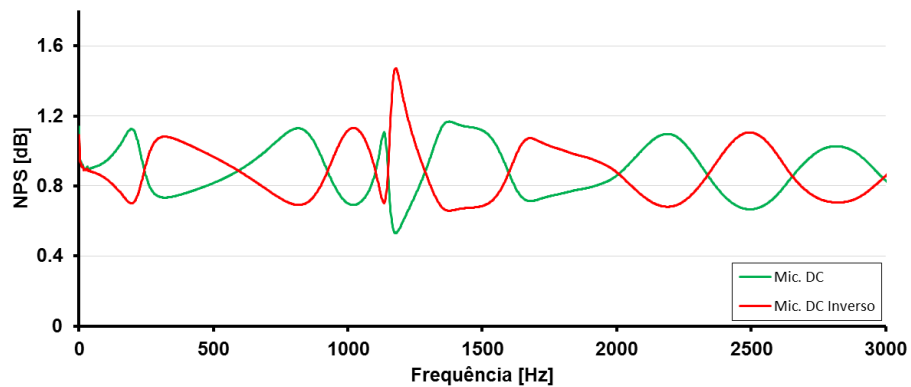


GRAFICO 4.2 – Calibração final em função da amplitude.

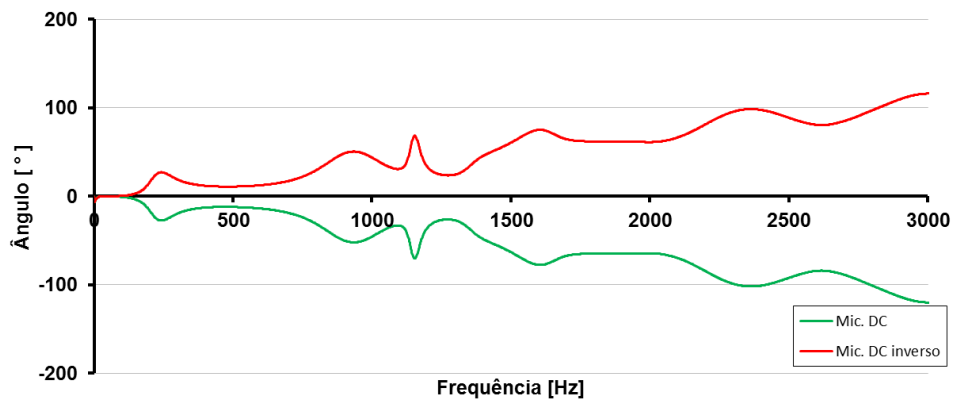


GRAFICO 4.3 – Calibração final em função do ângulo de fase.

A fim de avaliar a capacidade de absorção acústica da terminação fono-absorvente e verificar quais as frequências de operação do banco, foi realizado um teste de perda de transmissão sem a aplicação de silenciadores, no qual se espera um valor nulo para medição. Sendo assim, a frequência de operação do banco de perda de transmissão é entre 260 Hz e 3250 Hz. O resultado é apresentado no GRA. (4.4). Como descrito anteriormente, as ordens de maior energia acústica, quando aplicado a um motor de quatro cilindros, são de 2<sup>a</sup>, 4<sup>a</sup> e 6<sup>a</sup> ordens. Porém, a fim de avaliar um espectro maior de ordens, foi escolhida a frequência máxima de 1000 Hz, que seria o equivalente a máxima aplicada a 10<sup>a</sup> ordem.

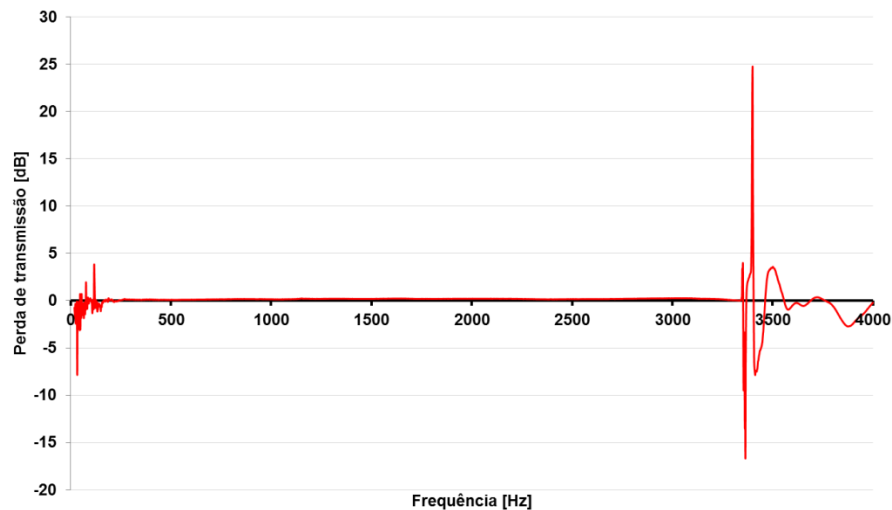


GRÁFICO 4.4 – Banda de frequência de operação do banco de perda de transmissão

A coerência de medição realizada com a aplicação dos silenciadores dos tipos câmara simples e câmara complexa é representada pelos GRA. (4.5) e GRA. (4.6) respectivamente. Por se tratar de uma medição do tipo dois carregamentos, os gráficos demonstram as coerências nas condições para a terminação fechada e fono-absorvente, entre as combinações Mic.A/Mic.C e Mic.B/Mic.C na frequência de aplicação do banco.

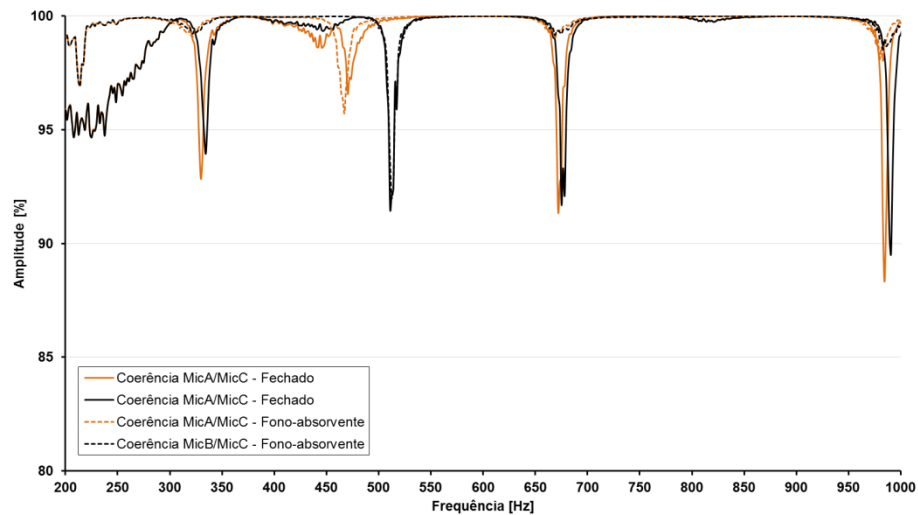


GRÁFICO 4.5 – Avaliação de coerência de medição para a aplicação de silenciador com câmara simples

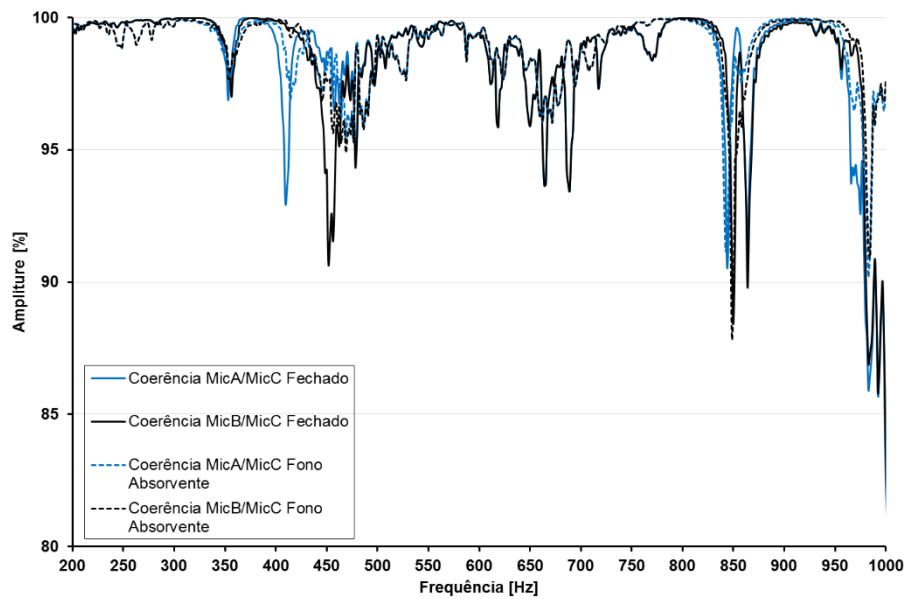


GRÁFICO 4.6 – Avaliação de coerência de medição para aplicação de silenciador com câmara complexa

Para o modelamento virtual foi considerada uma discretização de 20 mm e as mesmas condições de ambiente medidas durante o teste experimental. Também foram consideradas todas as condições geométricas do banco, posição dos microfones e silenciadores aplicados. Os resultados medidos para a aplicação dos silenciadores de câmara simples e câmara complexa, são representados pelo GRA. (4.7), a fim de demonstrar a correlação entre os modelos virtual e experimental.

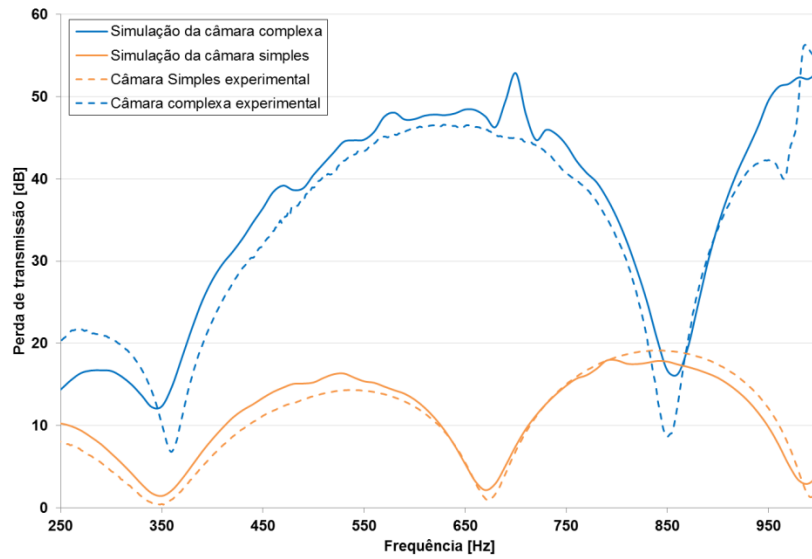


GRÁFICO 4.7 – Correlação entre os modelos virtual e experimental aplicados ao silenciador de câmara simples e câmara complexa

A correlação entre os modelos aplicados apresenta variações em toda a banda de frequência medida. O GRA. (4.8) apresenta o erro percentual da correlação demonstrada pelo GRA.(4.7).

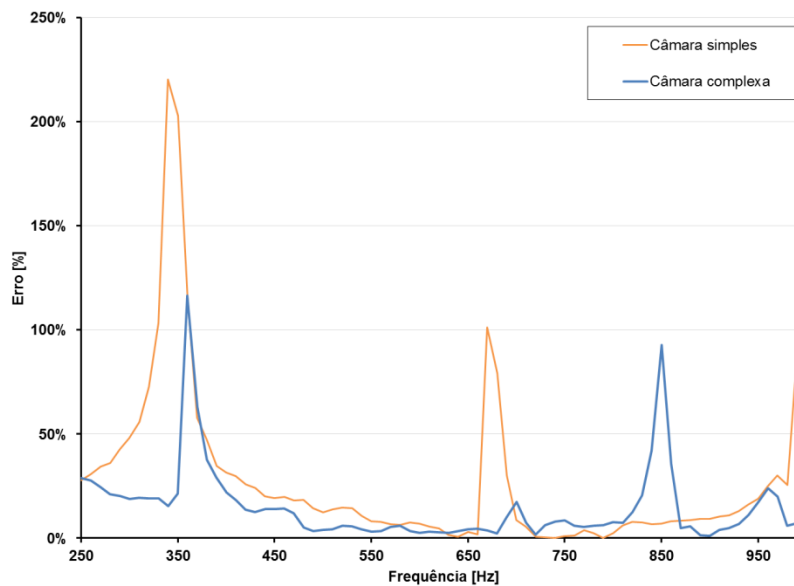


GRÁFICO 4.8 – Erro percentual de correlação para a aplicação em câmara simples e complexa

No GRA. (4.7) é possível verificar que a câmara complexa possui maior capacidade de atenuação acústica quando comparado à câmara simples. Essa diferença é causada pela maior quantidade de elementos geradores de impedância aplicados à câmara



complexa. O banco apresentou boa coerência para ambas as aplicações, apresentando seus piores pontos entre 80% e 90%. Em ambos os casos, os pontos de pior coerência ocorreram onde as curvas de terminação fechada e com fono-absorvente apresentaram o mesmo resultado simultaneamente, no qual suas frequências coincidem com os pontos de atenuação mínima dos silenciadores.

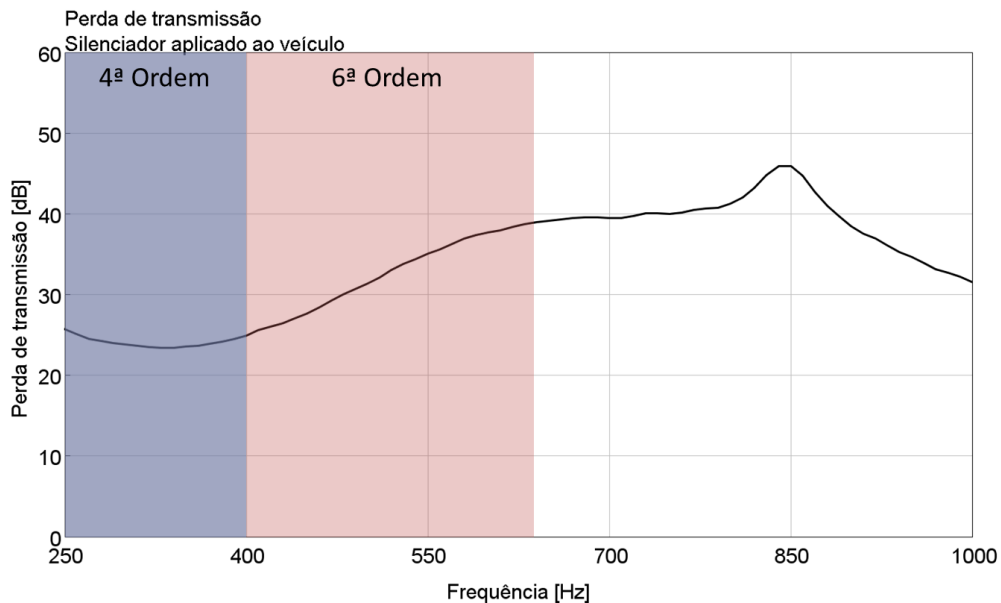


GRÁFICO 4.9 – Performance acústico do silenciador aplicado ao veículo

Após apresentada a correlação entre o modelo virtual e experimental do banco de perda de transmissão, o silenciador utilizado no teste em veículo é modelado virtualmente a fim de verificar o seu nível de atenuação nas ordens avaliadas. O GRA. (4.9) demonstra a perda de transmissão do silenciador em função da frequência. As ordens avaliadas, 2ª, 4ª e 6ª, possuem as suas faixas de operação entre os intervalos de 33.3 Hz a 200 Hz, 66.7 Hz a 400 Hz e 100 Hz a 600 Hz respectivamente, como o banco possui a sua faixa de operação a partir de 250 Hz, apenas as 4ª e 6ª ordens são avaliadas. No gráfico pode ser visto uma maior menor atenuação entre as faixas de 250 Hz e 400 Hz, que representa a grande parte da faixa de frequência da 4ª ordem. Por outro lado, o nível de atenuação aumenta com o aumento da frequência, o que favorece rotações mais elevadas na 6ª ordem. De forma geral, o silenciador tem um comportamento contínuo em toda faixa avaliada.

## 4.2. Resultado da exaustão aplicada ao motor

A avaliação da performance acústica da exaustão aplicada ao motor é realizada em pista de teste, na condição de 3ª marcha, com abertura total da borboleta do motor. Desta forma o veículo é capaz de passar por todas as suas rotações de operação, conforme descrito na metodologia. A simulação da exaustão virtual consiste na aplicação de um motor modelado em regime permanente, devido a sua maior simplicidade de modelamento. Isso gerou a necessidade de uma simulação acústica pontual para cada rotação. A avaliação do modelo experimental não concorda com a condição simulada. Desta forma, a fim de avaliar os impactos causados pela condição aplicada, foi necessário a avaliação experimental acústica em um dinamômetro de rolo, o qual foi capaz de estabilizar a rotação conforme o modelo virtual. Foi também realizada a avaliação em “run-up” no dinamômetro de rolo, a fim de verificar a diferença entre os métodos de “run-up” em pista e rotação estabilizada no rolo. Como os experimentos foram variados, os resultados serão apresentados na sequência de “run-up” em pista, “run-up” no rolo, condição de rotação estabilizada no rolo e modelo virtual da rotação estabilizada.

### 4.2.1. Resultado experimental na condição de “run-up” em pista

A abertura e fechamento de válvula é o principal causador de ruído no sistema de exaustão, o seu modo acústico é gerado de forma definida para cada rotação e frequência correspondentes, o que define as ordens acústicas do sistema. O GRA. (4.10) demonstra o espectro acústico em função da rotação. Nele pode ser visualizada a definição das ordens acústicas de forma contínua em linhas inclinadas, sendo a 2ª, 4ª e 6ª as ordens de maior destaque.

A condição ambiente de teste para a realização do experimento na condição de “run-up” em pista é apresentado pela TAB. (4.2).

TABELA 4.2 – Condição ambiente do teste em veículo na pista

|                    |          |
|--------------------|----------|
| <i>Temperatura</i> | 32 °C    |
| <i>Pressão</i>     | 912 mbar |
| <i>Umidade</i>     | 69%      |

O ruído de exaustão gerado pela condição de “run-up” em pista também é apresentado pelo GRA. (4.10). Nele pode ser observado um intenso ruído de fundo em todas as frequências acústicas e rotações avaliadas, ficando ainda mais intenso com o aumento da rotação do motor e mais evidente em frequências mais baixas. Como este ruído não apresenta uma ordem definida, e não é oriundo de algum componente mecânico de ciclo repetitivo, entende-se este, como sendo o ruído de fluxo.

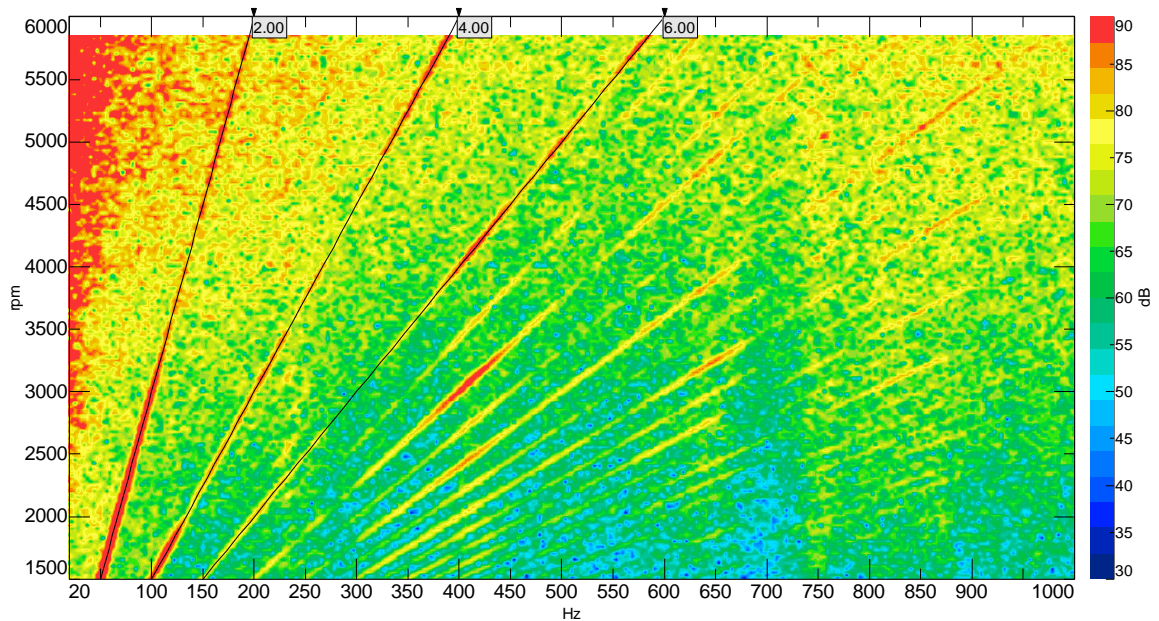


GRÁFICO 4.10 – Espectro acústico do modelo de “run-up” em pista

O ruído gerado pela exaustão é demonstrado pelo GRA. (4.11), nele pode ser visualizado os gráficos de nível geral e das 2ª, 4ª e 6ª ordens respectivamente.

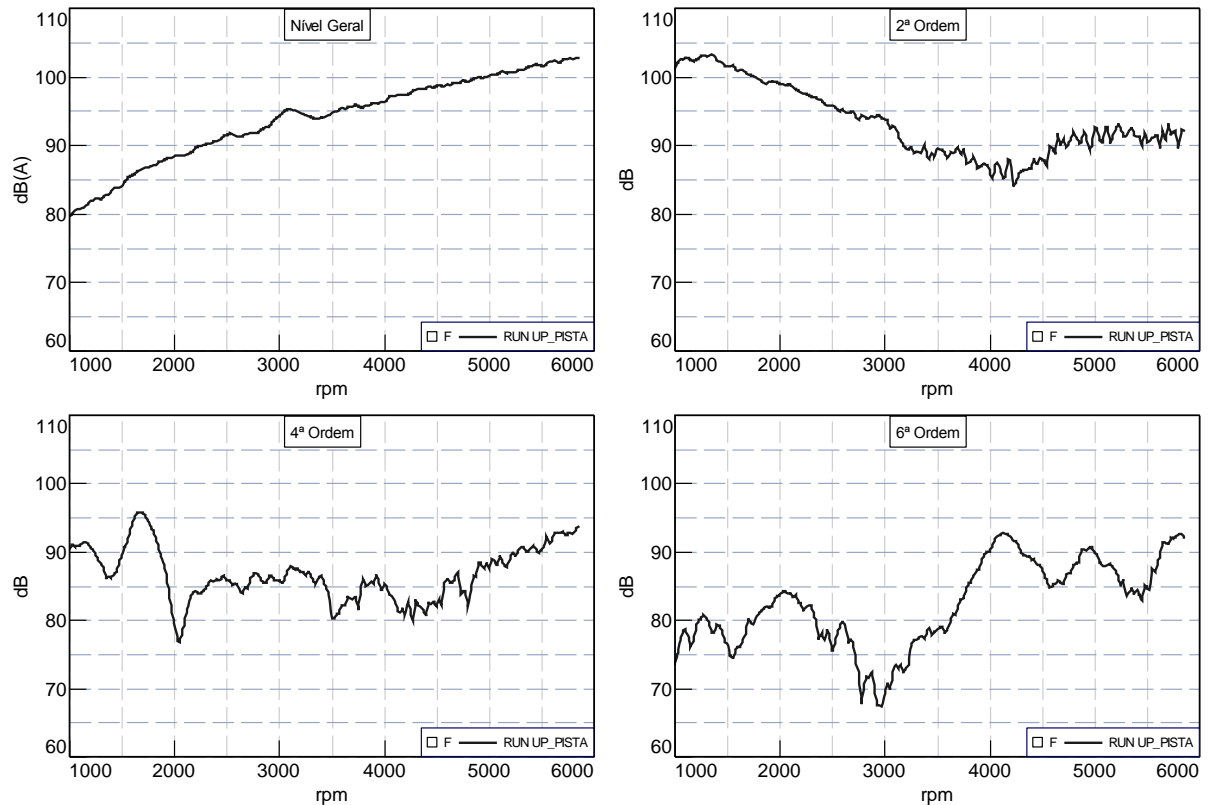


GRÁFICO 4.11 – Ruído de exaustão na condição de “run-up” em pista

O gráfico de nível geral apresenta um crescimento linear do ruído em função da rotação. O gráfico da 2ª ordem começa apresentar uma instabilidade a partir de 4000 RPM, assim com o gráfico de 4ª ordem apresenta essa instabilidade a partir de 5000 RPM. Essa instabilidade é causada pelo aumento do ruído de fluxo nesta região, chegando a 90 dB. No gráfico de 6ª ordem, apesar de, aparentemente, apresentar uma maior instabilidade, está não é causada pelo ruído de fluxo, como pode ser visto pelo GRA. (4.10). A intensidade do fluxo entre as frequências de 400 Hz e 600 Hz é menor quando comparada ao ruído gerado pelo motor na mesma faixa de frequência, chegando a 90 dB.

#### 4.2.2. Resultado experimental na condição de “run-up” no rolo

A medição experimental acústica aplicada ao veículo na condição de “run-up” no dinamômetro de rolo foi realizada em uma câmara climatizada na qual a condição atmosférica é apresentada pela TAB.(4.3).

TABELA 4.3 – Condição ambiente do teste em veículo no rolo

|                    |          |
|--------------------|----------|
| <i>Temperatura</i> | 25.7 °C  |
| <i>Pressão</i>     | 917 mbar |
| <i>Umidade</i>     | 71%      |

O espectro de medição acústica do ruído de exaustão é apresentado no GRA. (4.12) na condição de “run-up” no dinamômetro de rolo. Esse espectro demonstra o nível de pressão sonora em função da rotação e frequência acústica.

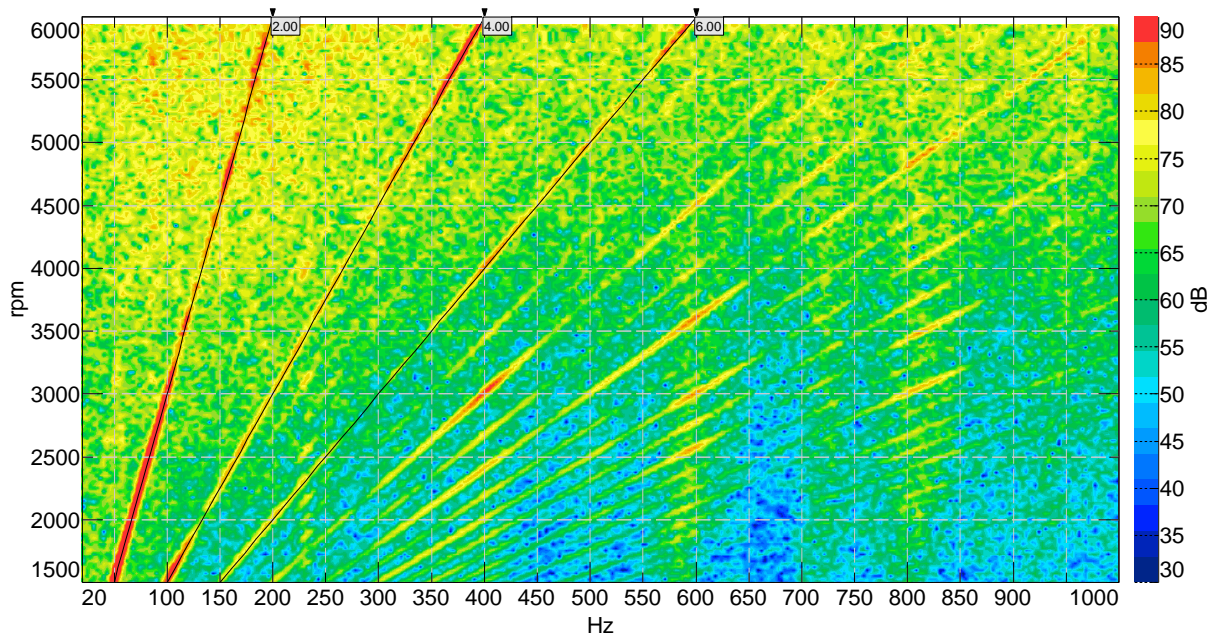


GRÁFICO 4.12 – Espectro acústico do ruído de exaustão na condição de “run-up”.

A fim de visualizar de forma mais detalhada o ruído acústico medido nas ordens de interesse e nível geral, as curvas são representadas separadamente pelo GRA. (4.13).

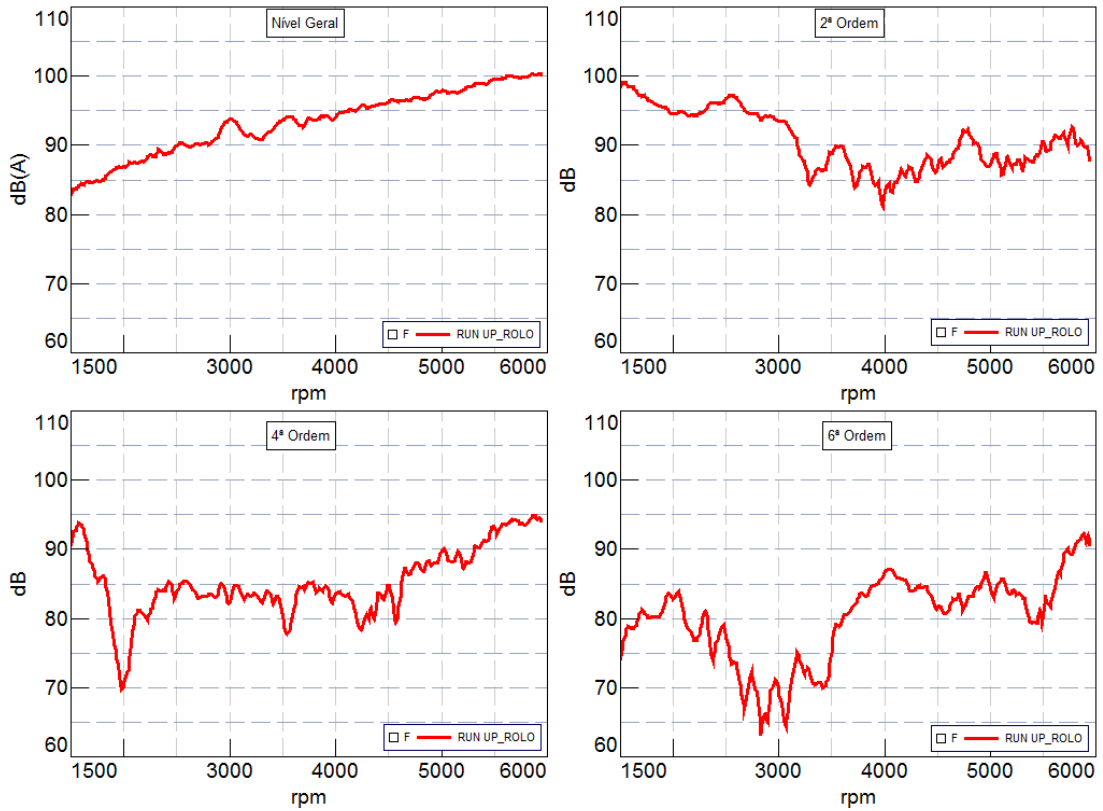


GRÁFICO 4.13 – Ruído de exaustão na condição de “run-up”.

As diferenças acústicas medidas entre os experimentos nas condições de “run-up” no rolo e na pista, são representadas pelo GRA. (4.14).

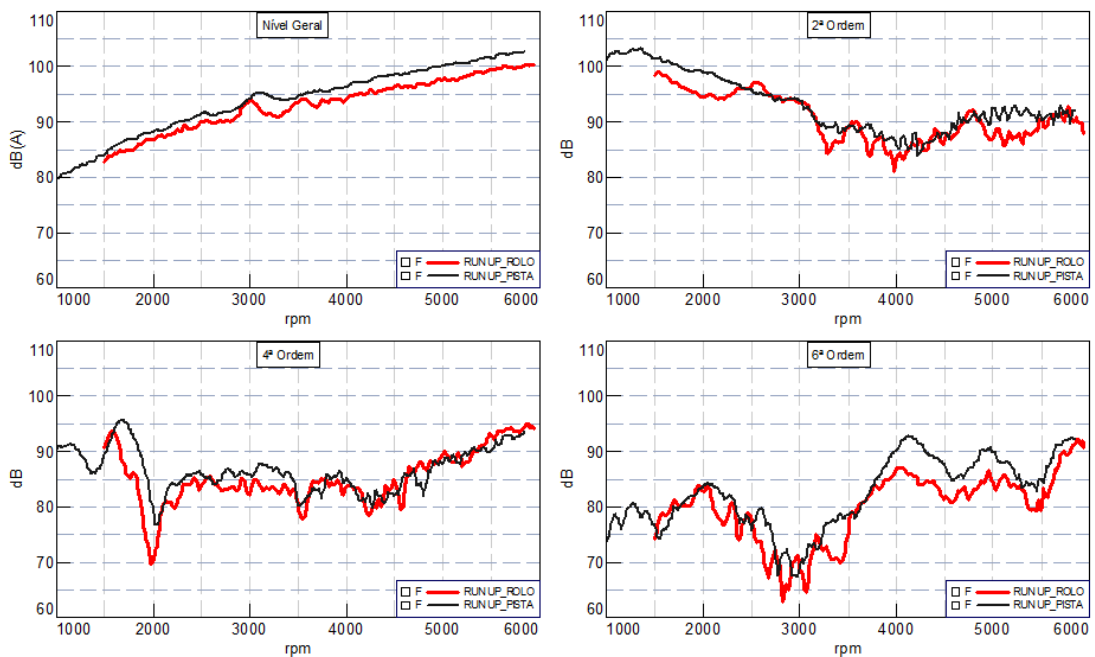


GRÁFICO 4.14 - Correlação entre o modelo de “run-up” no rolo e “run-up” em pista.

O nível geral apresentou uma diferença média de 2 dB entre as duas condições devido ao maior ruído de fluxo medido pelo experimento de “run-up” na pista. Fato que pode ser observado pela intensidade acústica do ruído de fluxo nos gráficos GRA. (4.10) e GRA. (4.12). As curvas demonstram coerência entre as amplitudes medidas nos dois experimentos. Este comportamento se repete em todas as ordens avaliadas, assim como os seus respectivos ruídos de fluxo.

#### 4.2.3. Resultado experimental na condição de rotação estabilizada

A medição do ruído de exaustão em condição de rotação estabilizada, como descrito anteriormente, foi realizada utilizando um dinamômetro de rolo no qual foi capaz de estabilizar a rotação do motor do veículo utilizado a partir da carga aplicado ao rolo. Os testes foram realizados nas rotações de 1500 RPM a 5500 RPM com intervalos de 500 RPM, o que resultou em 9 medições em rotação estabilizada. A condição ambiente de temperatura, pressão e umidade foram as mesmas aplicadas ao teste de “run-up”. As medições foram realizadas em dB(A) durante um período de 10s utilizando como referência o nível geral, o GRA. (4.15) representa a estabilidade e a média em cada rotação avaliada.

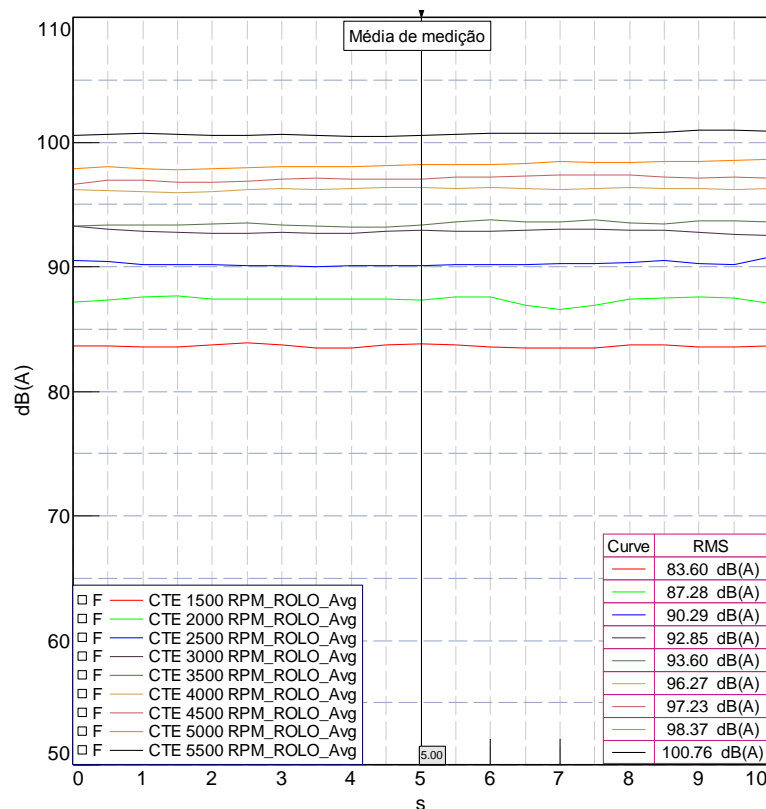


GRÁFICO 4.15 – Média do nível acústico por rotação.

A fim de verificar a ordem de maior influência e amplitude medida em cada rotação, foi utilizado o GRA. (4.16). Nele pode ser visto que todas as rotações medidas apresentaram grandes amplitudes nas 2<sup>a</sup>, 4<sup>a</sup> e 6<sup>a</sup> ordens, assim como observado no modelo em “run-up”.

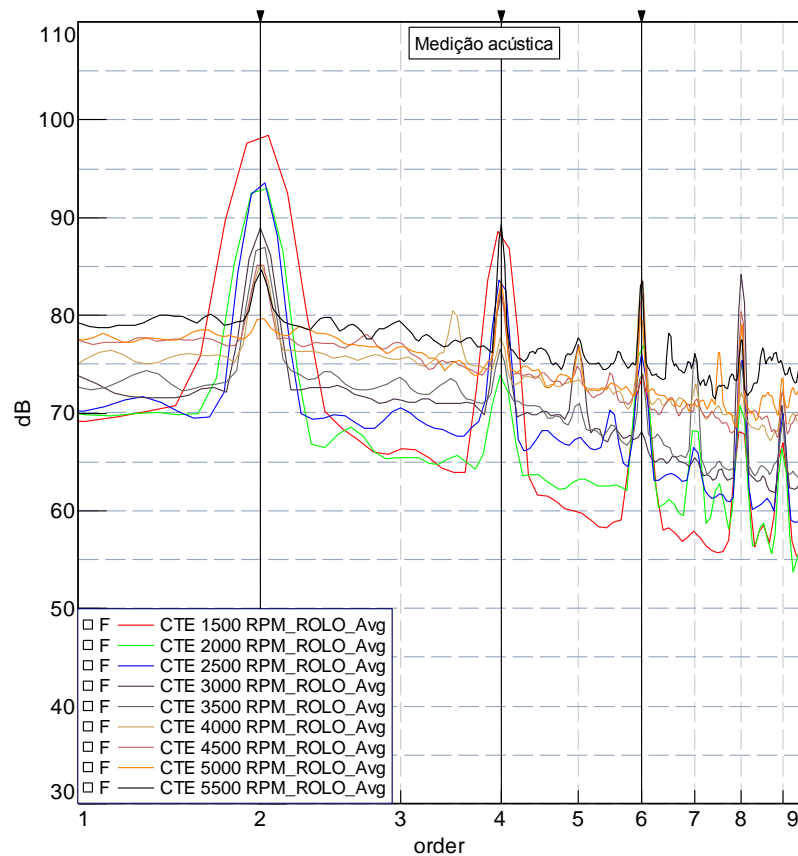


GRÁFICO 4.16 – Avaliação da ordem de maior influência.

Com base nos dados apresentados no GRA. (4.15), que representou boa estabilidade durante a medição e no GRA. (4.16), que representou as ordens definidas, é possível montar o GRA. (4.17) em que pode ser visualizado o ruído de exaustão quando aplicada a rotação estabilizada.



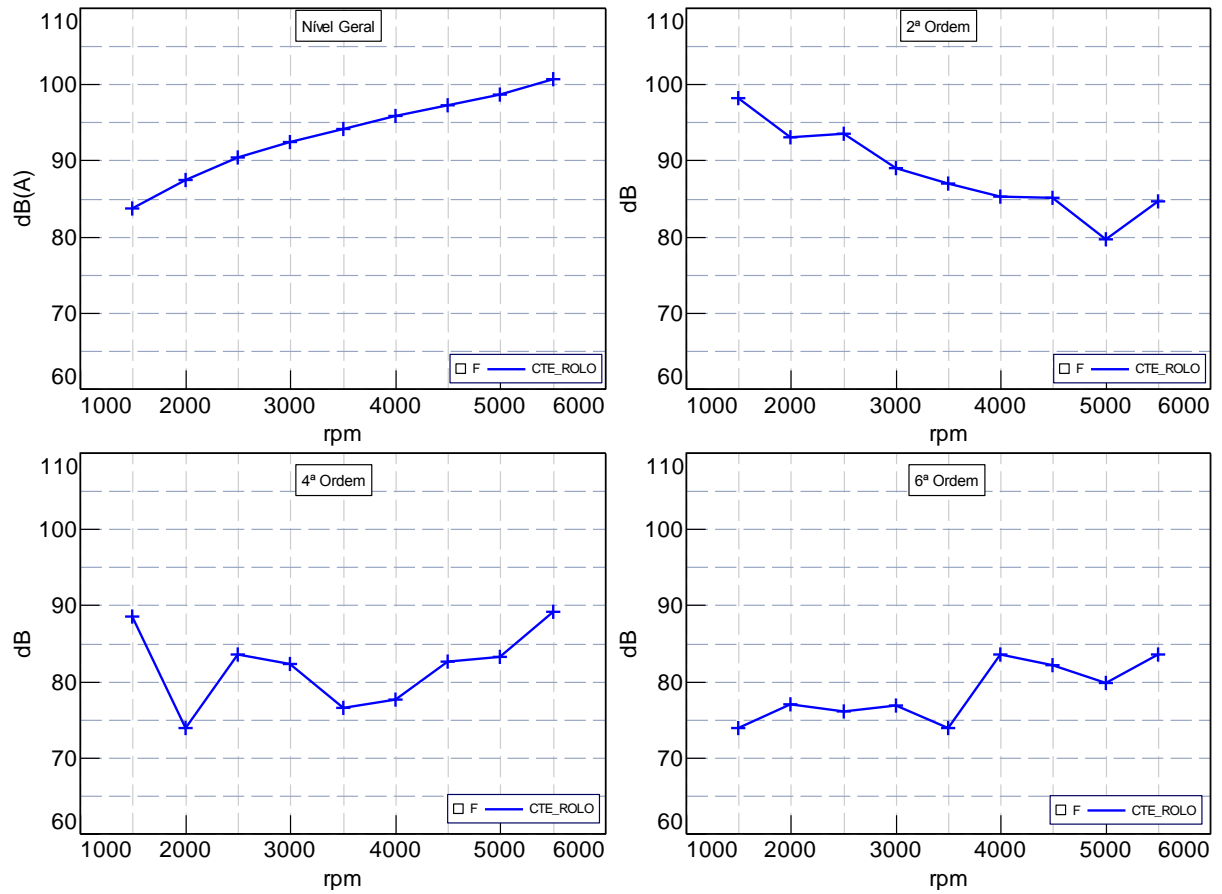


GRÁFICO 4.17 – Ruído de exaustão na condição de rotação estabilizada em dinamômetro

As diferenças acústicas medidas entre a medição na condição de “run-up” no rolo e rotação estabilizada no rolo são demonstradas no GRA. (4.18).

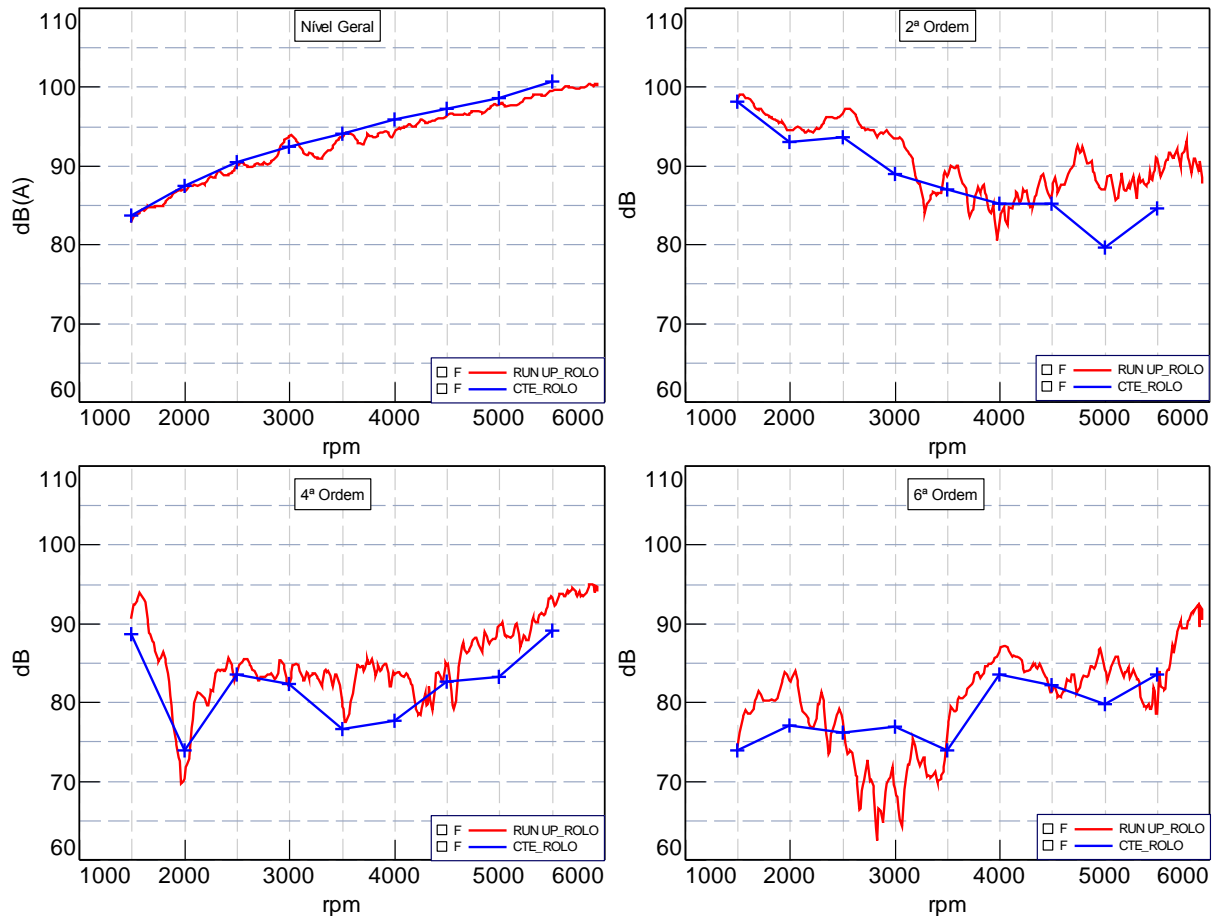


GRÁFICO 4.18 – Comparativo entre o ruído medido na condição de “run-up” e rotação estabilizada

O ruído de exaustão apresentou pouca variação no nível geral. As ordens definidas apresentaram comportamento similar durante quase todas as faixas de rotação avaliadas, porém à rotação de 5000 RPM apresentaram uma grande variação, sendo 8 dB na 2ª ordem, 5 dB na 4ª ordem e 4 dB na 6ª ordem.

Não foi possível aferir os dados à rotação de 6000 RPM, porque o veículo não foi capaz de estabilizar na mesma.

#### 4.2.4. Resultado virtual na condição de rotação estabilizada

A avaliação da performance acústica virtual na condição de rotação estabilizada foi realizada através do programa GT-Suite, no qual foi utilizado o modelo já existente do sistema de aspiração, motor e exaustão parte quente. Foram consideradas as mesmas condições ambientes de temperatura, pressão e umidade aplicadas aos testes experimentais no dinamômetro de rolo, assim como a abertura máxima de 90° da borboleta do motor. Foi considerado um coeficiente convectivo de 15 W/m<sup>2</sup>K, uma discretização de 20 mm nos tubos

e 40 mm aplicados ao volume do silenciador. As simulações foram realizadas entre 1500 RPM e 6000 RPM com intervalos de 250 RPM, totalizando 19 medições do ruído de exaustão. O GRA. (4.19) apresenta os valores simulados para cada rotação descrita nas 2<sup>a</sup>, 4<sup>a</sup> e 6<sup>a</sup> ordens, além do nível geral.

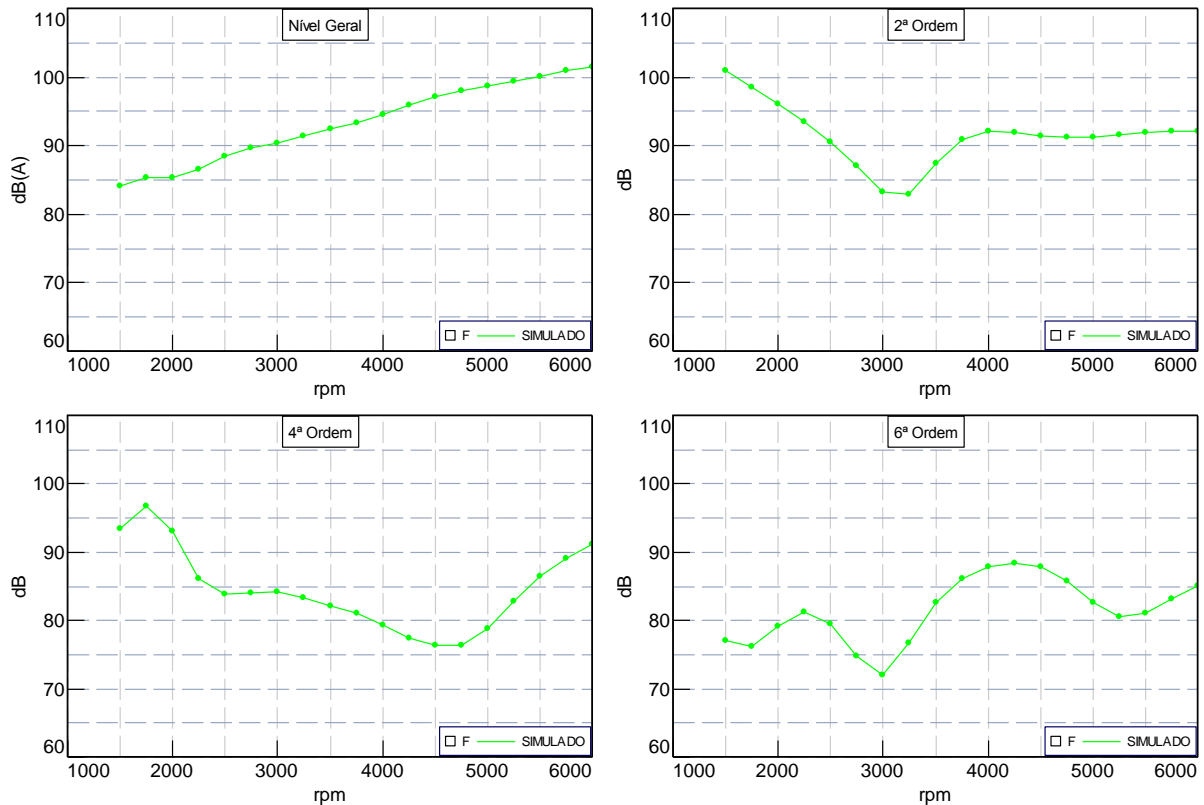


GRÁFICO 4.19 – Ruído de exaustão na condição virtual em rotação estabilizada

O espectro acústico virtual é representado pelo GRA. (4.20 a) em que mostra as 2<sup>a</sup>, 4<sup>a</sup> e 6<sup>a</sup> ordens como as de maior destaque, e também o ruído de fluxo gerado pelo gás da exaustão. O espectro virtual pode ser comparado ao o espectro experimental na condição de “run-up” no rolo, GRA. (4.20 b), que apresenta valores bem aproximados.

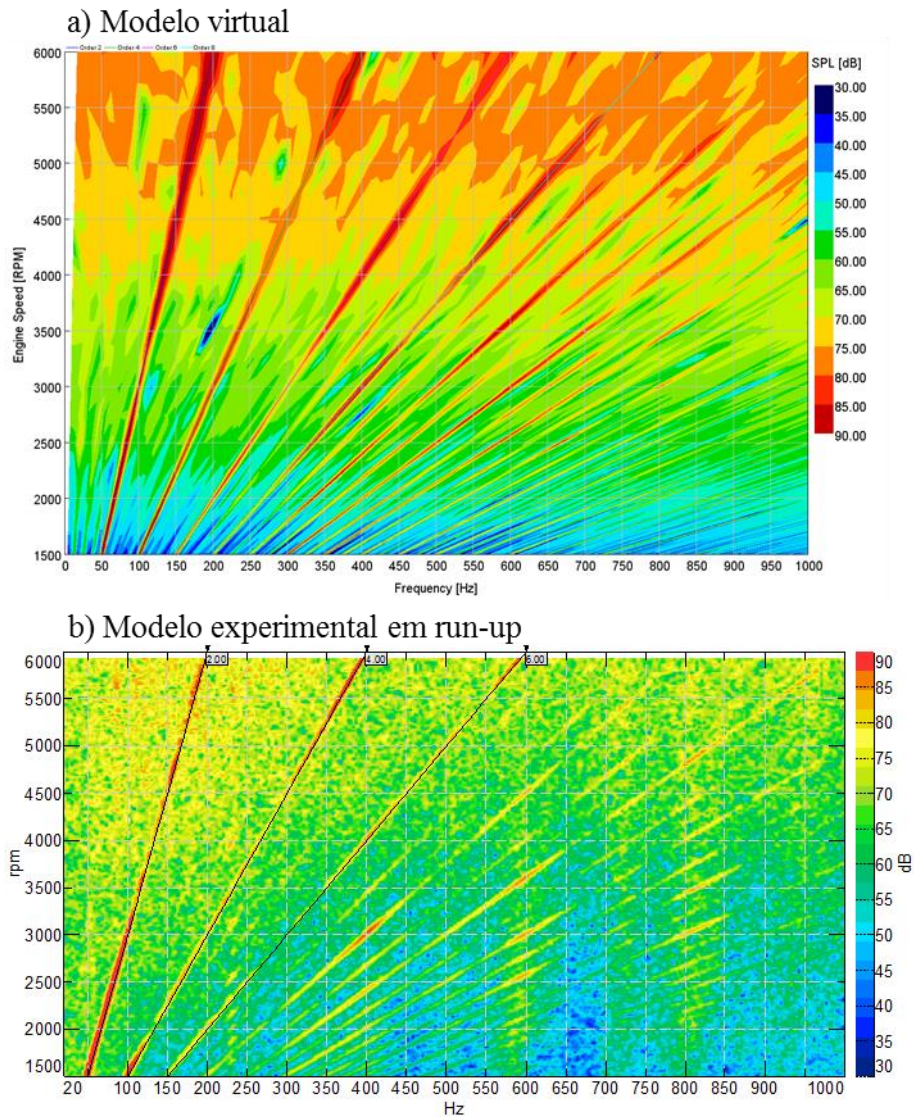


GRÁFICO 4.20 – Comparativo entre espectro acústico. a) Modelo virtual. b) modelo experimental na condição de “run-up” no rolo

A fim de comparar com maior detalhe o resultado simulado com o modelo em “run-up” no rolo, o GRA. (4.21) representa os comportamentos acústicos na 2<sup>a</sup>, 4<sup>a</sup> e 6<sup>a</sup> ordens e nível geral. Nele pode ser visto uma boa correlação entre o nível geral e uma resposta coerente em todas as ordens avaliadas, mesmo obtendo pontos de simulação com menor correlação.

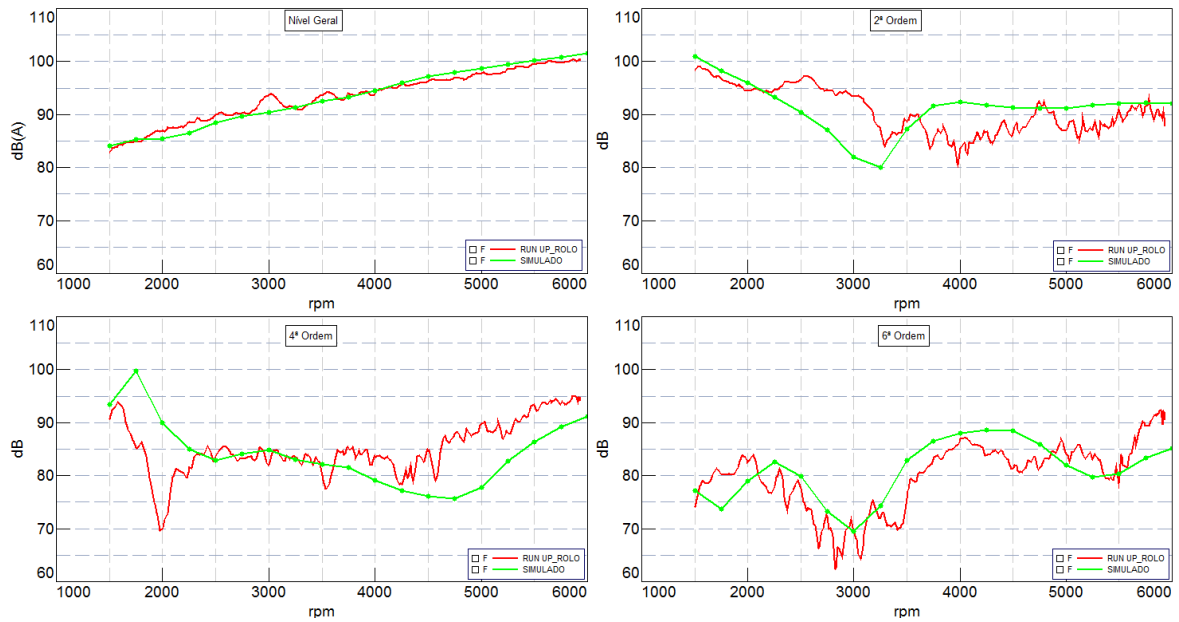


GRÁFICO 4.21 – Correlação entre modelo simulado e condição de “run-up” no rolo

Outro comparativo com o modelo simulado é apresentado pelo GRA. (4.22), em que é considerada a medição na condição de rotação estabilizada.

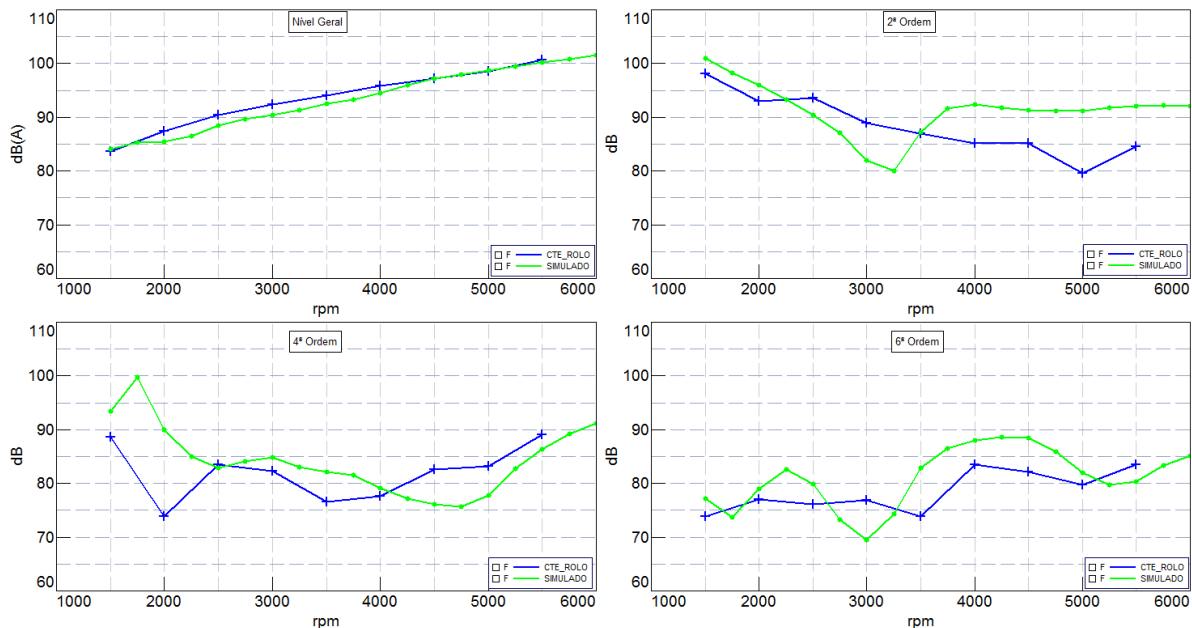


GRÁFICO 4.22 – Correlação entre o modelo simulado e condição de rotação estabilizada no rolo

O modelo simulado e o modelo na condição de rotação estabilizada no rolo apresentam boa correlação no nível geral. Apesar de, os valores das amplitudes apresentarem discrepâncias nas ordens definidas, o comportamento das mesmas entre os modelos avaliados se mantiveram coerentes.

#### 4.2.5. Análise geral das diferentes condições de avaliação acústica

A fim de analisar todas as situações apresentadas anteriormente, foi criado o GRA.(4.23) comparando todas as condições simultaneamente.

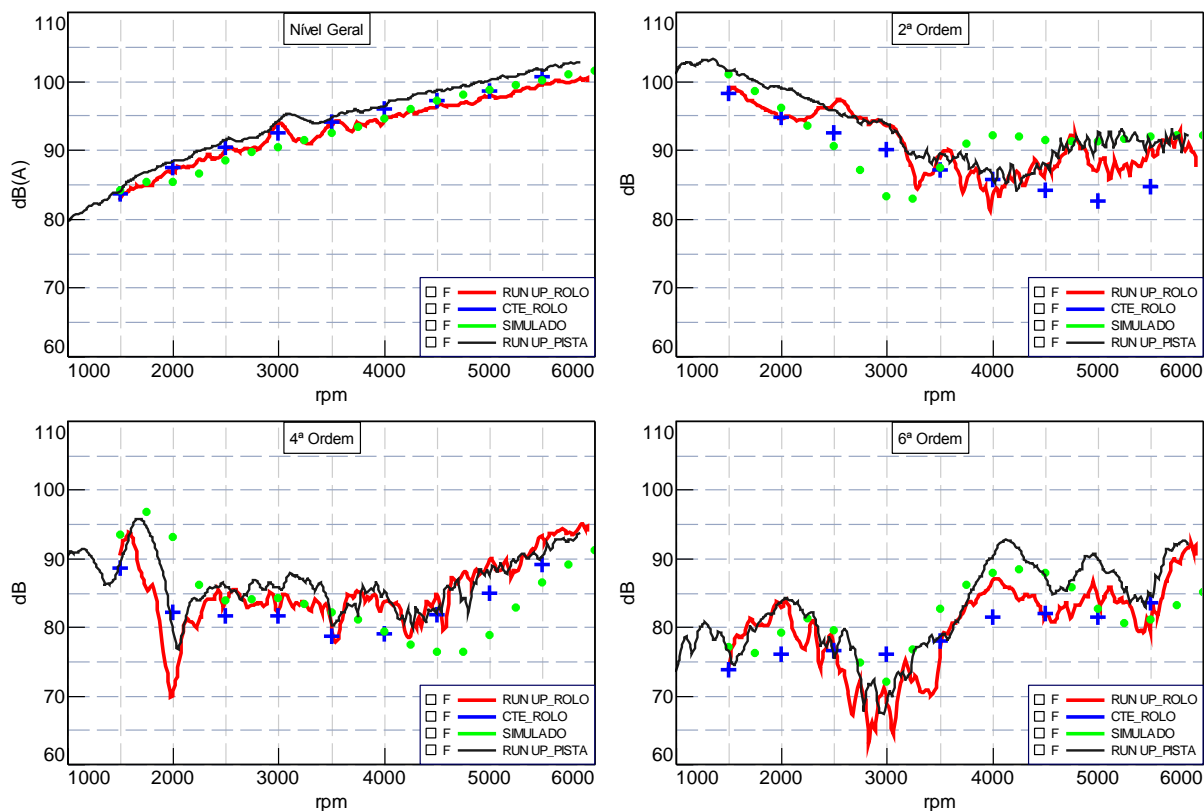


GRÁFICO 4.23 – Análise geral das diferentes condições de avaliação acústica do ruído de exaustão

O nível geral demonstra um comportamento linear e valores próximos em todas as condições avaliadas, apesar de haver diferença de 2 dB entre as condições de “run-up” em pista e “run-up” no rolo. Essa variação pode ter sido causada pela diferença de condições de pressão, temperatura e umidade do ar que, são controladas na condição de “run-up” no rolo, porém, não são passíveis de controle na condição de “run-up” em pista. Além disso, a influência do ruído gerado pelo rolamento do pneu traseiro, escoamento do ar no veículo, entre outros, também podem justificar a variação encontrada.

Os resultados dos modelos simulados apresentados nas ordens avaliadas demonstram uma maior variação quando comparado aos outros métodos aplicados, ultrapassando em alguns momentos os níveis superiores e inferiores alcançados nas outras condições.

## 5. CONCLUSÃO

Pode-se concluir que o objetivo proposto neste trabalho, que consiste no método de avaliação de performance acústica experimental e virtual do sistema de exaustão automotivo, foi realizado nas etapas de verificação da performance do silenciador aplicado a um banco de perda de transmissão acústica e na exaustão em sua aplicação plena, ou seja, o silenciador aplicado ao veículo. Essa metodologia foi apresentada a fim de obter ferramentas confiáveis para o desenvolvimento de um projeto de atenuação acústica do sistema de exaustão automotivo. Para cada uma das condições citadas, a avaliação da performance acústica no banco de perda de transmissão e a avaliação no veículo, foram realizados testes experimentais capazes de validar o modelo virtual desenvolvido.

A seguir, são apresentadas as principais conclusões deste estudo, bem como as recomendações para trabalhos futuros:

- A avaliação dos silenciadores aplicados ao banco de perda de transmissão apresentou uma correlação satisfatória com o modelo virtual proposto, tanto para o modelo de câmara simples quanto para o modelo de câmara complexa, o que propicia uma previsão confiável para o modelamento de silenciadores em projetos futuros. Como demonstrado pelos gráficos de coerência e erro percentual, pode ser visto uma variação pouco expressiva entre os métodos aplicados.
- A faixa de operação do banco de perda de transmissão é entre 260 Hz e 3250 Hz. Os valores medidos entre 0 e 260 Hz apresentaram uma alteração devido ao material fono-absorvente utilizado na terminação do banco, que não apresenta comportamento anecóico. Essa variação causa a reflexão de ondas na faixa avaliada, o que gera a divergência dos dados medidos.
- Durante a medição acústica do sistema de exaustão aplicado ao veículo as condições de “run-up” no rolo e “run-up” na pista apresentaram divergências, que podem ser entendidas como influências de fatores ambientais e externos como ruído gerado pelo rolamento de pneus e fluxo aerodinâmico do veículo.
- A avaliação realizada nas condições de “run-up” no rolo e rotação constante apresentaram pequenas variações, tanto no nível geral quanto nas ordens avaliadas. Pode-se concluir que, a validação do modelo a partir do método

transiente não apresenta variação satisfatória quando avaliado pelo método permanente.

- O desenvolvimento do tratamento acústico do sistema de exaustão é realizado a partir do modelo virtual e validado na condição de “run-up” em pista. O modelo virtual é realizado na condição de rotação estabilizada e sem considerar outros ruídos do veículo. Desta forma, o nível geral experimental na condição de “run-up” na pista apresenta valores maiores que o modelo virtual. Por outro lado, o modelo virtual apresenta um comportamento coerente com o modelo experimental nas ordens avaliadas.



## 6. ABSTRACT

Acoustic noise generated by vehicles is one of the main noise pollution factors in large cities. Among the systems applied to the automobile, the exhaust system is the major contributing factor to the generation of this noise, so its attenuation must be very efficient. The acoustic attenuation of the exhaust system is performed by reactive type passive silencers that generate wave reflection due to the impedance caused by the geometric variation and dissipative ones that generate absorption of the acoustic wave transforming the acoustic energy into heat. Performance evaluation of silencers is performed in two steps. The first through the transmission loss bank. The second step is the evaluation of the silencer from the application to the exhaust system that is connected to the engine in order to evaluate the noise emitted throughout its operating range. This paper aims to present a methodology for evaluating the experimental and virtual acoustic performance of the automotive exhaust system considering its analysis in the transmission loss bank and application to the vehicle. In order to predict the acoustic behavior in both cases during the design phase, the one-dimensional virtual simulation software GT-Suite was used. Experiments were performed using silencers applied to the transmission loss bank to validate the virtual model, which showed good correlation between the 250 Hz and 1000 Hz ranges. The virtual simulation of the application of the exhaust to the vehicle takes into account the engine model and the air intake system. The engine is modeled in steady state, which generates the correlation problem of the acoustic exhaust model, since the experimental validation is done in state transient. With this information, this work also aims to evaluate the acoustic effects of the exhaust system when it is applied to the transient and permanent model experimentally and, finally, compared to the virtual permanent state model. The use of the roller dynamometer is necessary to perform the test in the permanent condition, which is stabilized in a fixed rotation with each experiment. Another condition evaluated on the dynamometer is run-up, where the acoustic condition is monitored at each transient rotation. In addition to evaluating the conditions applied to the dynamometer, the run-up test is compared to the simulated model in order to evaluate the different acoustic impacts on the different measurement forms. The dynamometer experiments did not show great differences in the permanent and transient mode. Thus, it can be concluded that the evaluation performed under run-up conditions in the roll and constant rotation presented small variations, both in the general level and in the evaluated orders. Thus,

the validation of the model from the transient method does not present satisfactory variation when evaluated by the permanent method.

***Keywords:*** *Automotive exhaust, transmission loss, tail pipe noise.*

## 7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ATKINSON, K. E.; HAN, W.; STEWART, D. **Numerical Solution of Ordinary Differential Equations**. 2nd ed ed. Hoboken: John Wiley & Sons, 2011.
- AUTONEUM. **ELWIS-A Operation Manuel**Autoneum North America, Inc., , 2012.
- BARBIERI, N.; BARBIERI, R.; DE LIMA, K. F. Numerical and Experimental Acoustic Analysis of Dissipative Silencers. **SAE Technical Paper Series**, v. 1, 2011.
- BILAWCHUK, S.; FYFE, K. R. Comparison and implementation of the various numerical methods used for calculating transmission loss in silencer systems. **Applied Acoustics**, v. 64, n. 9, p. 903–916, 2003.
- BORIN, M. et al. Análise Acústica de filtros reativos com escoamento de ar. **XXVI Encontro da SOBRACSOBRAC**, v. 1, n. 1, p. 973–982, 2017.
- BRAGA, M. S. **Modelagem numérica e ensaio experimental do silenciador de um veículo**. [s.l.] Universidade Federal de Santa Catarina, 2003.
- BRÜEL & KJÆR SOUND & VIBRATION MEASUREMENT. Sound Calibrator Type 4231. v. 60942, n. 2003, p. 1–4, 2006.
- CONAMA. CONAMA 272/2000 - Limites (ruidos - carros). v. d, p. 330–333, 2000.
- EVANS, J. B. 10 th International Meeting Low Frequency Noise and Vibration and Its Control Engine Test Cell Noise Emission Design With Performance Validation Results. n. September, p. 243–250, 2002.
- GAMMA, T. **Flow Theory Manual**Westmont, 2016a.
- GAMMA, T. **Acoustics Application Manual**Westmont, 2016b.
- HEYWOOD, J. B. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. [s.l: s.n.].
- HUA, X.; HERRIN, D. W. Practical Considerations when using the Two-Load Method to Determine the Transmission Loss of Mufflers and Silencers. **SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems**, v. 6, n. 2, p. 1094–1101, 2013.
- ISTVÁN L. VER; BERANEK, L. L. **NOISE AND VIBRATION CONTROL ENGINEERING - PRINCIPLES AND APPLICATIONS**. 2nd Editio ed. New Jersey: JOHN WILEY & SONS, INC., 2006.
- KIMURA, M. R. M. **Medição e Simulação Acústica de Silenciadores Veiculares**. [s.l.] Universidade Federal de Santa Catarina, 1995.
- KINSLER, L. **Fundamentals of Acoustics**. 4th editio ed. New York: Jonh Walley & Sons,

2000.

LIMA, K. F. DE. **Análise Numérica e Experimental de Silenciadores Veiculares**. [s.l.] Pontifícia Universidade Católica do Paraná, 2001.

MUNJAL, M. L. **Acoustic of tubes and mufflers**. 2<sup>a</sup> ed ed. West Sussex: John Wiley & Sons, 2014.

NORMA FCA 7R030. **LP.7R030: SYSTEM LEVEL NVH - VEHICLE EXHAUST SYSTEM TAILPIPE NOISE** Fiat Chrysler Automobiles, , 2017.

NORMA FCA C0063. **EXHAUST SYSTEM GT-POWER SIMULATION APPLICATION GUIDE** Fiat Chrysler Automobiles, , 2018.

PANIGRAHI, S. N.; MUNJAL, M. L. Comparison of various methods for analyzing lined circular ducts. **Journal of Sound and Vibration**, v. 285, n. 4–5, p. 905–923, 2005.

PASQUAL, A. M. **Análise de sistemas reativos para controle de ruído em dutos pelo método dos elementos finitos**. [s.l.] Universidade Federal de Minas Gerais, 2005.

PIEZOTRONICS, P. C. B. **Model 426E01 Microphone Preamplifier Installation and Operating Manual**New YorkA PCB GROUP COMPANY, , 2014.

SIEMENS PLM PROGRAMA. **LMS SCADASSi**emens Product Lifecycle Management Programa Inc, , 2005.

SIEMENS PLM PROGRAMA. **LMS Qsources measurement amplifier**Siemens Product Lifecycle Management Programa Inc, , 2011.

SEYBERT, A. F.;ROSS, D. F., **Experimental determination of acoustic properties using a two-microphone random-excitation technique**, Paper - Mechanical Engineering Departament - University of Kentucky. Lexington 1976.

SIEMENS PLM PROGRAMA. **Sound Transmission Loss using Impedance tube**Siemens Product Lifecycle Management Programa Inc, , 2018.

SILVA, G. C. C. **Estudo analítico e numérico do desempenho acústico de silenciadores reativos na presença de escoamento médio incompressível**. [s.l.] Universidade de Brasília, 2016.

THIEME, F. A. **Atenuação de ruído em silenciadores automotivos: Análise numérica pelo método das matrizes de transferência e verificação experimental**. [s.l.] Universidade Federal de Santa Catarina, 2000.

[www.tuperescapamentos.com.br](http://www.tuperescapamentos.com.br).

Disponível

em:

<<https://www.tuperescapamentos.com.br/htcms/media/images/originals/sistema-aberto.png>>.

Z. TAO, A. F. S. A Review of Current Techniques for Measuring Muffler Transmission Loss. **SAE International**, v. 9, n. 79, 2003.

