

**MARCOS CARVALHO REZENDE**

**ANÁLISE DE SILENCIADORES DE ESCAPE  
AUTOMOTIVO VISANDO REDUÇÃO DA EMISSÃO  
DE RUÍDO**



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

2020

**MARCOS CARVALHO REZENDE**

**ANÁLISE DE SILENCIADORES DE ESCAPE  
AUTOMOTIVO VISANDO REDUÇÃO DA EMISSÃO  
DE RUÍDO**

**Projeto de fim de curso** apresentado ao curso de graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para a obtenção do título de **Bacharel em Engenharia Mecânica**.

Área de Concentração: Acústica, Vibração e Sistemas Dinâmicos

Orientador: Prof. Me. Pedro Pio Rosa Nishida

**Uberlândia – MG**

**2020**

**MARCOS CARVALHO REZENDE**

**ANÁLISE DE SILENCIADORES DE ESCAPE  
AUTOMOTIVO VISANDO REDUÇÃO DA EMISSÃO  
DE RUÍDO**

Projeto de fim de curso **Engenharia Mecânica** pela  
Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade  
Federal de Uberlândia.

Área de Concentração: Acústica, Vibração e Sistemas  
Dinâmicos

**Banca Examinadora:**

---

**Prof. Me. Pedro Pio Rosa Nishida – FEMEC – UFU – Orientador**

---

**Prof. Dr. Elias Bitencourt Teodoro – FEMEC – UFU**

---

**Prof. Dr. Marcus Antônio Viana Duarte – FEMEC – UFU**

Uberlândia, 2020



## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço aos meus pais por acreditarem em meus sonhos, não medirem esforços para alcançá-los e sempre prover o melhor em minha vida.

A Adriana, minha namorada, que foi essencial nesta conquista, por estar ao meu lado em todos os momentos, por me incentivar e me dar forças.

Agradeço ao meu orientador Pedro Nishida, por todo o empenho neste trabalho e estar solícito em todas as ocasiões.

A todos que de alguma forma contribuíram para a construção deste trabalho e minha graduação.

*“Você pode encontrar as coisas que perdeu, mas nunca as que abandonou.  
Tudo o que temos de decidir é o que fazer com o tempo que nos é dado”  
Gandalf, O Branco*

*J.R.R. Tolkien*

REZENDE, M. C. **Análise de silenciadores de escape automotivo visando redução da emissão de ruído**. 2020, 55 f. Trabalho de Conclusão de Curso - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

### Resumo

Este trabalho tem o objetivo de avaliar a redução sonora em silenciadores veiculares onde se faz o uso de metodologias para análise numérica e computacional. O principal parâmetro foi a perda de transmissão (TL – *Transmission Loss*) em escapamentos do tipo reativos com geometria definida em parâmetros reais. Para a primeira de resolução analítica em busca da determinação dos elementos acessórios, como dutos e frequência de corte, utilizou-se equações analíticas, e para molde da geometria fez-se o uso do método das matrizes de transferência. A segunda etapa consistiu em uma análise numérica com o uso do *software* comercial Matlab®. Com base na geometria prévia foi possível criar diferentes configurações a fim de determinar quais parâmetros possuem maior influência na atenuação sonora. Dessa forma o comprimento do silenciador e o diâmetro dos dutos de entrada e saída dos gases de exaustão mostraram-se como os fatores determinantes para a redução sonora. Sendo que o comprimento do silenciador deslocou as curvas em torno da frequência, sem alterar os limites de atenuação. Para o diâmetro dos dutos verificou-se uma relação proporcional entre a atenuação sonora e esta dimensão. Estes dois parâmetros são essenciais durante o dimensionamento de um sistema de escape, onde a condição ótima é obtida por uma combinação destes quando avaliado a perda por transmissão. Desta maneira, os dois métodos utilizados foram complementares para a criação de um modelo teórico de silenciador automotivo.

---

*Palavras Chave: silenciador reativo, exaustão, atenuação sonora, matriz de transferência, Perda por transmissão.*

REZENDE, M.C. **Analysis of automotive exhaust mufflers noise reduction**. 2020, 55 f.  
Final Project – Federal University of Uberlandia, Uberlandia.

### **Abstract**

This work has the objective of evaluating the sound reduction in vehicle mufflers where the use of methodologies for numerical and computational analysis is used. The main parameter was the transmission loss (TL - Transmission Loss) in reactive exhausts with geometry defined in real parameters. For the first of analytical resolution in search of the determination of accessory elements, such as ducts and cutoff frequency, analytical equations were used, and for the geometry mold, the transfer matrix method was used. The second step consisted of a numerical analysis using the commercial software Matlab®. Based on the previous geometry, it was possible to create different configurations in order to determine which parameters have the greatest influence on sound attenuation. Thus, the length of the muffler and the diameter of the inlet and outlet ducts of the exhaust gases become the determining factors for noise reduction. The length of the silencer displaced the curves around the frequency, without changing the attenuation limits. For the diameter of the ducts, there was a proportional relationship between sound attenuation and this dimension. These two parameters are essential when designing an exhaust system, where an optimal condition is obtained by a combination of these when assessing transmission loss. Next, the two methods used were complementary for the creation of a theoretical model of automotive silencer.

---

*Keywords: reactive muffler, exhaust, sound attenuation, transfer matrix, transmission loss.*

## LISTA DE FIGURAS

<b>Figura 1</b> - Sistema de exaustão automotivo .....	25
<b>Figura 2</b> - Escapamento de veículos automotivos com controle ativo .....	27
<b>Figura 3</b> - Composição interna básica de um silenciador reativo.....	28
<b>Figura 4</b> - Silenciador dissipativo de automóveis .....	29
<b>Figura 5</b> - Silenciador dissipativo - representação teórica .....	29
<b>Figura 6</b> - Aplicação do Ressonador de Helmholtz.....	31
<b>Figura 7</b> - Sistema de Exaustão de quatro dutos devido ao motor de quatro cilindros .....	34
<b>Figura 8</b> - Comprimentos do duto principal em função da abertura de válvula.....	36
<b>Figura 9</b> - Especificações técnicas do motor Hornet CB600F.....	37
<b>Figura 10</b> - Diâmetro do duto principal para abertura de válvula de 40° .....	40
<b>Figura 11</b> - Diâmetro do duto principal para abertura de válvula de 65°.....	40
<b>Figura 12</b> - Diâmetro do duto principal para abertura de válvula de 90°.....	41
<b>Figura 13</b> - Regiões de análise no silenciador....	43
<b>Figura 14</b> - Dimensões do silenciador .....	46
<b>Figura 15</b> - Influencia do Número de Mach.....	47
<b>Figura 16</b> - Atenuação de ruído de acordo com a variação do diâmetro.....	48
<b>Figura 17</b> - Atenuação de ruído de acordo com a variação do comprimento.....	49

**LISTA DE TABELAS**

<b>Tabela 1</b> – Limites máximos de emissão de ruído para veículos automotores (CONAMA,2000) .....	21
<b>Tabela 2</b> – Ângulos de abertura da válvula em função da rotação do motor.....	35
<b>Tabela 4</b> - Comprimento de dutos em relação a rotação do motor para abertura de válvula de 40°.....	37
<b>Tabela 4</b> - Comprimento de dutos em relação a rotação do motor para abertura de válvula de 65°.....	38
<b>Tabela 5</b> - Comprimento de dutos em relação a rotação do motor para abertura de válvula de 90°.....	38

## LISTA DE ABREVIAÇÕES E SÍMBOLOS

Lista de Abreviações	
FEM	Métodos dos Elementos Finitos (" <i>Finite Element Method</i> ")
BEM	Métodos dos Elementos de Contorno (" <i>Bondary Element Method</i> ")
CONAMA	Conselho Nacional do Meio Ambiente
IBAMA	Instituto Brasileiro do Meio Ambiente e dos Recursos Naturais Renováveis
UFU	Universidade Federal de Uberlândia
IL	Perda de inserção
NR	Redução de ruído
TL	Perda de transmissão
DEP	Densidade espectral de potência
DEC	Densidade espectral cruzada
ED	Graus do motor " <i>Engine Degrees</i> "

Lista de Símbolos	
W	Watt
Hz	Hertz
m <sup>2</sup>	Metro quadrado
m <sup>3</sup>	Metro cúbico
$\log_{10}$	Logaritmo de base 10
dB	Decibel
I	Intensidade Sonora
I <sub>ref</sub>	Intensidade de referência
M	Número de Mach
$ks$	Erro de sensibilidade
$z$	Impedância acústica específica para ondas planas
P	Pressão Sonora
Pa	Pascal (unidade de medida, N/m <sup>2</sup> )
u	Velocidade da partícula sonora
N	Newton (Unidade de medida)
Rayl	unidade de medida para impedância acústica
s	segundo
°C	Graus Celsius
f	frequência de ressonância
S	área do pescoço
l <sub>eq</sub>	comprimento equivalente do pescoço
L	comprimento do volume do ressonador
$\Delta_0$ e $\Delta_i$	fatores de correção
r <sub>0</sub>	raio do pescoço

$r_r$	raio do ressonador cilíndrico
$P''$	comprimento da tubulação primária em polegadas;
$N$	Rotações por minuto
$cc$	volume do cilindro (cilindrada)
$L_{W_i}$	nível de potência sonora incidente na entrada do silenciador
$L_{W_t}$	nível de potência sonora transmitida após o silenciador
$A_1$	amplitude da onda complexa na entrada do silenciador
$A_2$	amplitude da onda saída na entrada do silenciador
$S_1$	área do duto de entrada
$S_2$	área do duto de saída
$Y$	Impedância acústica

Lista de Símbolos gregos	
$\rho$	densidade do meio ( $\text{kg/m}^3$ )

## SUMÁRIO

CAPÍTULO I - INTRODUÇÃO .....	144
1.1 Contextualização .....	14
1.2 Objetivos.....	16
CAPÍTULO II - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	17
1.3 Fontes Sonoras .....	17
1.4 Intensidade e Altura do Som.....	18
1.5 Impedância acústica .....	19
1.6 Legislação Ambiental.....	20
1.7 Métodos de Elementos Finitos (FEM) .....	22
1.8 Técnicas de Medição .....	23
1.9 Silenciadores Automotivos.....	24
CAPÍTULO III - METODOLOGIA .....	30
CAPÍTULO IV - RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	50
CAPÍTULO V - CONCLUSÕES .....	50
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	53
APÊNDICE.....	55

# CAPÍTULO I

## INTRODUÇÃO

### 1.1 Contextualização

Em toda a evolução humana na elaboração de equipamentos e maquinários os ruídos sempre estiveram presentes, desde os mais brandos, muitas vezes imperceptíveis, aos mais acentuados. Toda obra deste cunho tende a emitir ruídos uma vez que não existem sistemas sem dissipação de energia ou livres de contato, sendo estes algumas das principais fontes.

Nesse caminho, durante a ascensão dos motores à combustão interna e logo a criação de veículos, as emissões sonoras passaram a ser um ponto crucial de projeto. A importância dos silenciadores versa tanto o campo de conforto para os ocupantes quanto a saúde sonora do meio ambiente e todos os envolvidos. Dessa forma, normas e agências reguladoras foram criadas para avaliar os níveis de sonoros emitidos e permitir a comercialização de tais produtos, que por consequência fomentou a evolução no campo de acústica de silenciadores (KINSLER 2000).

Neste projeto, busca-se contextualizar as características do som e como cada fator contribui para os níveis sonoros. Em seguida, apresentar a legislação ambiental que aborda o tema de emissão sonora, a qual expõe os graus permitidos antes de causar danos a saúde humana e do meio.

Com relação ao tema, em competições estudantis e profissionais os níveis sonoros emitidos pelos veículos constitui uma das avaliações. Nesta linha, este trabalho visa contribuir com o projeto de extensão, UFU Racing Formula Team, para a elaboração de um silenciador que possua alta performance e atenda os critérios legais.

A Equipe em destaque foi criada no ano de 2016 como projeto de extensão vinculado a Faculdade de Engenharia Mecânica. O intuito das equipes de Fórmula são construir um protótipo real deste tipo de veículo para uma competição que ocorre anualmente com abrangência nacional de várias universidades. Com um time plural que envolve alunos de graduação e pós graduação, além de diferentes cursos, não sendo restrito às engenharias, a

equipe trabalha em diversas frentes, como marketing, recursos humanos, tesouraria e também ao projeto de engenharia. Dessa forma, a competição, organizada pela SAE Brasil, está baseada em etapas, sendo as preliminares com envio de relatórios de acordo com o regulamento e as seguintes de provas estáticas e dinâmicas.

O fomento da troca de experiência entre os competidores e a criação de um projeto ótimo são os princípios da competição. Assim, todos os anos os alunos buscam a excelência em todos os setores das equipes e também o desenvolvimento profissional do time. Dessa forma, uma das dores da equipe foi no projeto do sistema de escape, nesse sentido, o projeto visa construir com a elaboração de um modelo matemático para desenvolvimento de um protótipo real pelo time. Deste modo, este trabalho também abordará os diferentes tipos de silenciadores de acordo com suas características e todos os aparatos complementares do sistema de exaustão.

Logo, o foco consistiu no escapamento, onde buscou-se avaliar a perda por transmissão (atenuação sonora) e o dimensionamento dos dutos de exaustão, para isto foram empregadas duas abordagens. A primeira empregada foi a numérica experimental onde buscou-se métodos conhecidos como o método dos elementos finitos e o método das matrizes de transferência para determinação da geometria dos componentes. Para a avaliação do comportamento sonoro utilizou-se de métodos numéricos computacionais onde foi possível prever o comportamento sonoro das ondas provindas do motor a combustão interna baseado nas geometrias determinadas previamente. Desta maneira, este recurso permitiu criar diferentes configurações a fim de avaliar quais características possuem maior influência na redução sonora e em quais frequências ocorrem os picos.

## 1.2 Objetivos

O objetivo geral deste projeto é avaliar opções para a redução de ruídos dos escapes automotivos por meios de avaliações numérico-experimentais e posterior validação através de métodos computacionais.

Os objetivos específicos deste projeto são:

1. realizar revisão bibliográfica sobre o tema proposto, que engloba: métodos dos elementos finitos, fontes sonoras, teoria dos silenciadores e suas classificações, técnicas de medidas e propriedades do som;
2. formular analiticamente o sistema de escape com silenciadores;
3. criação de um modelo computacional utilizando o método dos elementos finitos;
4. obtenção de dados experimentais para a validação dos modelos analisados e posterior comparação.
5. Análise da perda de carga devido a inserção do aparato de controle de ruído.

# CAPÍTULO II

## REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A exaustão dos gases consiste na grande fonte de emissão de ruídos dos veículos automotores. O projeto dos componentes abafadores sempre teve que se adequar ao espaço destinado para este fim após a concepção do automóvel. Dessa forma, diversas estratégias foram desenvolvidas para que os silenciadores se tornassem mais eficazes e dissipasse o máximo de ruídos (BELL, 1981). Nesse sentido, para situar o problema tratado neste trabalho foi realizada uma revisão bibliográfica a respeito dos temas e conceitos que envolvem os estudos de perturbação sonora em sistemas de exaustão, onde toma-se notas as características do som e suas propriedades, como pode ser conferidos a seguir.

### 1.3 Fontes Sonoras

Em motores de quatro tempos os ruídos provêm de diversas fontes sonoras. A mais evidente se trata da admissão e exaustão dos gases motores, as quais as ondas de pressão estão presentes no processo. Estas perturbações no interior do circuito motor, ao propagarem, produzem ruídos os quais são audíveis sem auxílio de equipamentos (BLAIR, 1999).

Nos primórdios da engenharia automotiva apenas as ondas sonoras de exaustão eram atenuadas por meio de silenciadores, uma vez que eram mais evidentes. Contudo, existem diversas fontes sonoras, como a vibração dos componentes mecânicos os quais interagem entre si e com os gases no interior do motor que resultam em fontes de ruídos (BLAIR, 1999).

Esta interação pode ser percebida através da vibração das peças, uma vez que durante todo o escoamento do fluido ocorre contato das partes sólidas e motoras com as ondas propagadas pelo sistema. Como este aspecto é inerente ao sistema, existem formas de atenuar este fenômeno, como a utilização de componentes cuja microestrutura possua elementos que reduzem ou evitam a vibração (SAWANT, 2018).

Desta forma, a vibração acomete todos os sistemas mecânicos e um dos seus efeitos é a produção de ruídos. Entretanto, o foco deste trabalho está na emissão de ruídos provinda do sistema de exaustão veicular. Sendo que estes devem ser: resistentes a corrosão (principal causa de furos nos dutos), compactos e com estabilidade de atenuação durante a vida útil.

Nesse sentido existe a NBR 14781 de 08/2017 – Veículos rodoviários automotores – Sistema de exaustão – Manutenção, inspeção, reparação e/ou substituição, a qual versa sobre este componente. A mesma garante que todas as normas legais durante a vida útil do sistema sejam atendidas, uma vez que a legislação brasileira prevê faixas de ruídos.

#### **1.4 Intensidade e Nível do Som**

Como explicado, o sistema de exaustão além de direcionar os gases, age na atenuação dos ruídos, sendo um fator decisivo durante o projeto do mesmo. Em motores de combustão interna a emissão de ruídos é inerente ao processo e a intensidade e altura afetam diretamente a saúde da população próxima aos veículos automotores. Logo, o silenciador é fundamental para atenuar os ruídos provindos da queima do combustível durante o ciclo motor e dos gases de escape liberados para o meio externo. Como pode-se perceber, a adição de um objeto no percurso de exaustão afeta diretamente o escoamento dos gases, assim, um dos principais desafios consiste na mínima perda de carga provinda da implementação do aparato (KINSLER 2000).

Assim, o nível e intensidade sonora estão diretamente ligados a performance do silenciador. Esses dois parâmetros têm origem no escoamento dos gases. De acordo com Blair (1999), constitui de um conjunto de ondas de pressão de amplitudes variadas as quais propagam pelo meio em questão, normalmente, ar. O nível sonoro está relacionado com a frequência de pulsos sonoros emitidos pela fonte. Com efeito, com a quantidade de pulsos gerados. Já no que se refere a intensidade, a manifestação desta característica está relacionada com a amplitude das ondas sonoras. Estes dois parâmetros atuam de maneiras mútua e criam diversos tipos de sons nas mais variadas bandas de frequências. A capacidade humana de audição está na faixa de frequências de 20 Hz a 20 kHz e com o avanço da idade biológica o extremo superior reduz a 12 kHz (BLAIR, 1999).

A intensidade sonora, representa a energia transportada pelo som durante a propagação e a altura, simbolizada por  $\beta$ , representa o ruído percebido pelo ser humano. O nível de intensidade capaz de ser captado pelo órgão de audição humana está restrito na faixa de  $1 \text{ pW/m}^2$  a  $1 \text{ W/m}^2$  (BLAIR, 1999).

De maneira a ser passível de quantificar a faixa de audição que causa danos a audição foi elaborada uma escala logarítmica, a qual denota a intensidade sonora, sendo a unidade

de medição o “bel”, B. Contudo, o mais usual a se utilizar é o decibel, isto é, a escala é dividida em dez subdivisões, representada por dB, uma vez que a faixa de medição da escala na unidade de origem compreende valores que não são perceptíveis e de grande magnitude (KINSLER, 2000).

Para a construção desta escala, utilizou-se os seguintes parâmetros, nível de intensidade sonora (IL) em dB, intensidade sonora (I) e intensidade de referência ( $I_{ref}$ ), as quais são relacionadas conforme a Equação (1).

$$IL = 10 \log_{10} \left( \frac{I}{I_{ref}} \right) \quad (1)$$

A amplitude do som é indicada pela comparação do seu nível de intensidade na escala logarítmica com o “limiar de audição” (KINSLER, 2000). Sendo que os níveis emitidos pelo sistema de exaustão são verificados segundo procedimentos, como a NBR 9714 – Ruído emitido por veículos automotores na condição parado – método de ensaio, a qual trata das formas de medir a intensidade e altura do som (ou também, timbres e níveis de ruídos), daí a importância do controle destes parâmetros.

### 1.5 Impedância acústica

A impedância acústica é uma propriedade sonora relacionada com o meio e a velocidade de propagação das ondas sonoras. Tais características estão vinculadas por meio de uma relação diretamente proporcional, a qual é descrita como a relação entre a pressão acústica no meio e a velocidade da partícula, o que é denominado impedância acústica específica ( $z$ ), além disto possui dependência do tipo de onda presente, que podem ser: plana, cilíndrica, entre outras. (VÉR, 2006).

No caso de ondas planas a impedância acústica específica é descrita pela equação 2, sendo  $P$  a representação para pressão acústica (expressa em Pa) e  $u$ , a velocidade da partícula (m/s). Em homenagem a John Willian Strutt, Baron de Rayleigh (1842-1919) foi convencionado que  $1 \text{ Pa} \cdot \text{s/m} = \text{rayl}$ , uma vez que tal teve ampla contribuição para o campo da acústica (KINSLER, 2000).

$$z = \frac{P}{u} \quad (2)$$

A determinação do sinal advém do sentido de propagação da onda plana em direção ao referencial. Tal característica é real apenas para uma quantidade real de onda planas

progressivas, para o caso de ondas estacionárias ou divergentes adota-se uma abordagem com referenciais imaginários (notação com números complexos). A fim de exemplificar, a impedância acústica do ar, na condição de temperatura de 20 °C, densidade de 1,21 kg/m<sup>3</sup> e velocidade do som (c), 343 m/s, obtém-se um valor característico de impedância de 415,03 rayls (GERGES, 1992).

De acordo com Bies, ainda é possível caracterizar as impedâncias no ramo da acústica em três tipos: mecânica, acústica específica e acústica. A primeira está associada com a carga de radiação apresentada por um meio em relação a uma superfície vibrante. A impedância acústica específica foi descrita anteriormente e pode ser expressa pela equação 2. A última classificação é similar a anterior e apresenta grande relevância em sistemas cuja propagação sonora seja em dutos (BIES, 2003).

## 1.6 Legislação Ambiental

Como visto, os níveis sonoros podem atingir patamares acima dos limites da audição humana, os quais são prejudiciais à saúde dos seres ao entorno. Nesse sentido, as legislações ambientais impõem limites para a poluição sonora e juntamente com o progresso tecnológico, cada vez mais estão com exigências maiores, como disposto na Norma Reguladora 7 – Programa de Controle Médico de Saúde Ocupacional (NR 7).

O órgão regulamentador que estabelece as normas é o CONAMA (Conselho Nacional do Meio Ambiente), o qual instituiu a resolução Número 272 de 14 de setembro de 2000, que dispõe da emissão de ruído veicular.

“Dispõe sobre os limites máximos de ruído para os veículos nacionais e importados em aceleração, exceto motocicletas, motonetas, ciclomotores e veículos assemelhados”

Trecho retirado da Resolução 272/2000.

A resolução citada aborda os limites máximos de emissão de ruído permitidos para veículos automotores transitarem de maneira a causar os mínimos danos ao meio ambiente.

“Art. 1º Estabelecer, para os veículos automotores nacionais e importados, fabricados a partir da data da publicação desta Resolução, exceto motocicletas, motonetas, ciclomotores, bicicletas com motor auxiliar e veículos assemelhados, limites máximos de ruído com os veículos em aceleração.

§ 1º Para os veículos nacionais produzidos para o mercado interno e veículos importados, entram em vigor os limites máximos de ruído, com o veículo em aceleração, definidos na Tabela constante desta Resolução, conforme o cronograma abaixo.

I - Veículos automotores da categoria “a”:

a) no mínimo 40% dos veículos nacionais e importados, produzidos a partir de 1º de janeiro de 2002;

b) no mínimo 80% dos veículos, nacionais e importados, produzidos a partir de 1º de janeiro de 2004; e

c) 100% dos veículos, nacionais e importados, produzidos a partir de 1o de janeiro de 2006.

II - Veículos automotores das categorias “b”, “c” e “d”:

a) no mínimo 40% dos veículos, nacionais e importados, produzidos a partir de 1º de janeiro de 2005; e

b) 100% dos veículos, nacionais e importados, produzidos a partir de 1º de janeiro de 2006.

§ 2o Eventuais impossibilidades de atendimento aos percentuais estabelecidos nos incisos I e II do parágrafo anterior serão avaliados pelo Instituto Brasileiro do Meio Ambiente e dos Recursos Naturais Renováveis-IBAMA.”

Tabela 1 - Limites máximos de emissão de ruído para veículos automotores (CONAMA, 2000).

CATEGORIA		NÍVEL DE RUÍDO - dB(A)			
DESCRIÇÃO		OTTO	DIESEL		
			Injeção		
			Direta	Indireta	
a	Veículo de passageiros até nove lugares	74	75	74	
b	Veículo de passageiros com mais de nove lugares PBT até 2.000 kg	76	77	76	
	Veículo de carga ou de tração e veículo de uso misto PBT entre 2.000 kg e 3.500 kg	77	78	77	
c	Veículo de passageiro ou de uso misto com PBT maior que 3.500 kg	Potência máxima menor que 150kW (204 cv)	78	78	78
		Potência máxima igual ou superior a 150 kW (204 cv)	80	80	80
d	Veículo de carga ou de tração com PBT maior que 3.500 kg	Potência máxima menor que 75 kW (102 cv)	77	77	77
		Potência máxima entre 75 kW (102 cv) e 150 kW (204 cv)	78	78	78
		Potência máxima igual ou superior a 150 kW (204 cv)	80	80	80

O nível de ruído emitido é um importante parâmetro para avaliação de um bom projeto automotivo. Logo, competições que envolvem motores a combustão regularmente possuem

provas específicas para detectar a poluição sonora. Pode-se citar a competição Fórmula SAE®, a qual possui a versão brasileira, Formula SAE® Brasil, na qual a Universidade Federal de Uberlândia (UFU) participa com a Equipe UFU Racing Formula Team anualmente.

Nesta, uma das etapas de avaliação é do nível sonoro emitido pelo escape do protótipo. Quando em funcionamento em marcha lenta – rotações do motor (rpm) na faixa de 1500 a 2500 rpm – o máximo permitido é de 103 dB e em altas rotações – 2500 a 4000 rpm – 110 dB. O procedimento para a medição dos dados a serem aferidos consiste no posicionamento de microfones nas extremidades de um círculo de dois metros de diâmetro ao redor do veículo, sem que haja obstruções neste espaço. Este regulamento aborda quais motores de combustão são permitidos para a categoria, além de diversas outras exigências (Formula SAE® Rules, 2018).

### **1.7 Métodos de Elementos Finitos (FEM)**

Esta ferramenta foi aplicada inicialmente no campo dos silenciadores por Young e Crocker (1975), para a análise da propagação de ondas em silenciadores em um meio estacionário. O propósito era a predição da perda de transmissão de uma câmara de expansão simples sendo que os resultados obtidos foram comparados com as predições da teoria da onda plana.

As ondas planas apresentam propriedades definidas sendo que cada variável que a descreve possui amplitude constante e a fase é descrita por um plano perpendicular com a direção de propagação. Com o aumento da distância da fonte sonora a superfície da onda o comportamento das ondas tende a ser considerado como de onda plana, uma vez que as características se mantêm (KINSLER, 2000).

O método de elementos finitos (FEM, "*Finite Element Method*") consiste numa ferramenta de predição numérica para a resolução de problemas complexos, a qual está baseada na distribuição de uma ou mais variáveis de campo em um domínio contínuo. Sendo este governado por equação diferenciais e condições de contorno (DESMET, 2002).

A utilização do método consiste em dividir o problema analisado em subdomínios passíveis de análise que são chamados de elementos finitos. O agrupamento dessas partes forma a malha. A subdivisão mencionada é denominada discretização, este processo é fundamental para a análise do problema, uma vez que está relacionada com a capacidade de processamento computacional. Malhas mais refinadas, ou seja, com maior número de subdivisões requerem maior capacidade de processamento o que torna o processo mais dispendioso, contudo os resultados obtidos apresentam maior convergência com os

experimentais e matemáticos. Por fim, as interseções da malha com a sua próxima seguinte, constituem um elemento, que por sua vez, é denominado nós (SILVA, 2016).

### 1.8 Técnicas de Medição

Os silenciadores constituem por uma série de tubos os quais reduzem os ruídos gradualmente desde a saída dos gases da câmara de combustão. Dessa maneira, alguns métodos são possíveis de serem empregados para a medição das propriedades sonoras do escoamento.

Durante o projeto de silenciadores os principais parâmetros analisados são perda de inserção (IL), redução de ruído (NR) e perda de transmissão (TL). Para a análise destas propriedades todas as propagações sonoras são baseadas na teoria de ondas planas em dutos. Assim, diversos métodos foram desenvolvidos para se determinar tais dados, sendo alguns considerados clássicos, como o Método dos dois microfones descrito por Seybert e Ross (1977) e o Método do tubo de impedância.

A proposição de um novo método por Seybert e Ross (1977) foi baseada considerando o efeito do escoamento de gases no interior de dutos. Esta técnica (dos dois microfones) consiste em utilizar uma fonte sonora gerando um sinal randômico de banda conhecida, a qual é denominada por ruído branco. Este é descrito como um sinal de bandas de largura e a forma da densidade espectral de potência constantes.

A finalidade da emissão destes sinais é a medição da densidade espectral de potência (DEP) e a densidade espectral cruzada (DEC) dos microfones inseridos. Os resultados obtidos são inseridos num conjunto de equações a fim de se obter as funções espectrais necessárias ao cálculo das propriedades acústicas desejadas do duto. Para validação deste método, Seybert e Ross (1977) criaram um experimento que consistia num filtro acústico (protótipo de um silenciador) composto por uma câmara de expansão simples, cuja entrada e saída estavam conectadas por um duto perfurado, sem nenhum fluxo de gás no seu interior. A seguir os dados obtidos foram comparados com os do método da impedância e tais convergiram para o mesmo resultado, tornando o método passível de ser utilizado.

O método do tubo de impedância constitui de um método largamente utilizado pelo fato de ser de grande precisão e apresentar confiabilidade nas medições, contudo a aquisição de dados é lenta. A avaliação das diversas frequências de interesse é feita separadamente e a obtenção dos máximos e mínimos das posições e magnitude ao longo do tubo é realizada com a movimentação do microfone no interior do duto, o que torna moroso o processo e além disto, não é possível captar frequências muito baixas, sendo requisitado o uso de tubos mais longos (BETTS, 1998).

Estudos acerca desta técnica foram realizados posteriormente e segundo Allan (2004), para a utilização do método algumas condições devem ser consideradas. Primeiramente, as medições devem ser realizadas na região de onda plana, as paredes do duto devem ser rígidas a fim de evitar a excitação de frequências com maior ordem. Além disto, também deve ser considerado durante a montagem do aparato experimental o posicionamento do silenciador, uma vez que se recomenda uma distância mínima correspondente ao dobro do diâmetro do microfone mais próximo a fim de evitar os efeitos de campo próximos de excitação (ALLAM, 2004).

A consideração final foi feita por Bóden e Abom (1986) e aborda o aspecto da faixa de aplicação do método dos dois microfones. A presença de erros de medição é inerente em qualquer processo que visa aquisição de dados, dessa maneira para a utilização desta técnica é necessário respeitar uma faixa de medição a fim de evitar grandes discrepâncias de resultados. Segundo os autores, durante a perturbação do sistema a onda plana gerada não deve ser atenuada por qualquer aparato experimental, contudo, na prática, isto não acontece de fato. Desta maneira, a negligência da atenuação na região de posição dos dois microfones não deve ser desconsiderada e para isso os erros de sensibilidade suprem estes desvios, sendo que o principal parâmetro de análise o número de Mach.

### **1.9 Silenciadores Automotivos**

O sistema de exaustão veicular atua não apenas no direcionamento e escoamento dos gases advindos da queima de combustível, mas também na redução de ruídos, uma vez que esse fluxo promove ondas de pressão, logo, perturbações, que são percebidas como emissão sonora. Dessa forma, os silenciadores estão posicionados nos dutos de exaustão a fim de minimizar a poluição sonora (BLAIR, 1999).

Popularmente, os silenciadores automotivos são definidos como o escapamento do veículo, sendo que esta abordagem se refere a todo o sistema de escape. Contudo, na realidade tal conjunto é composto por diversos elementos, entre eles os silenciadores. Este componente consiste em uma câmara fechada cuja a geometria é variável e a principal função é a atenuação de ruídos. A configuração real de um sistema de exaustão com os devidos componentes é mostrada pela Fig. 1.

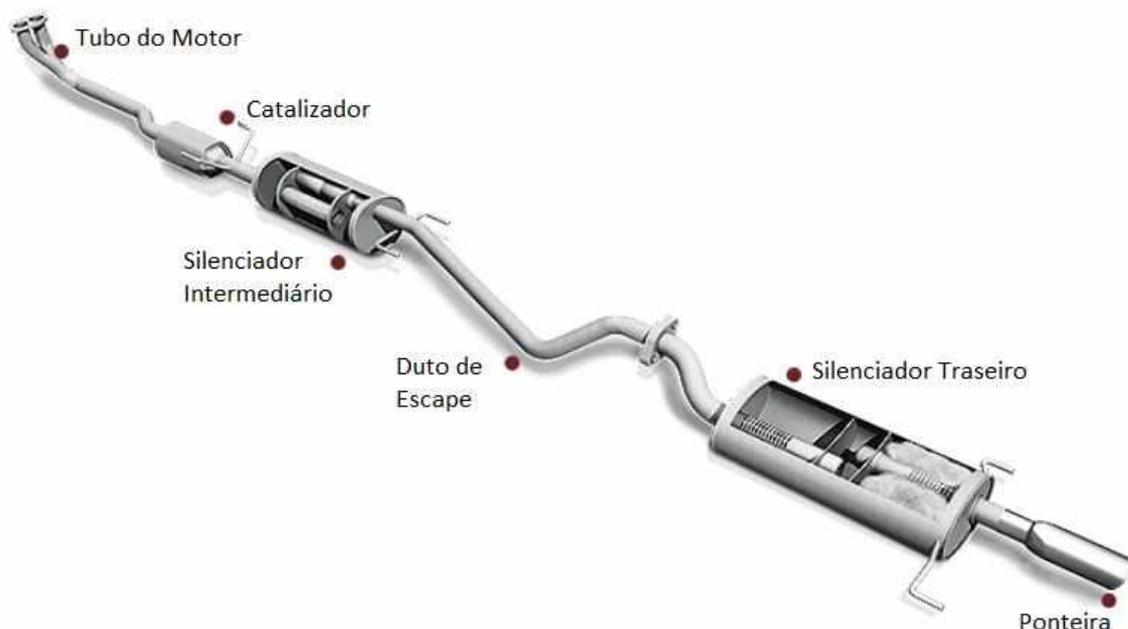


Figura 1: Sistema de exaustão automotivo (Autor: FlatOut).

A partir da Fig.1, o sistema de exaustão é composto basicamente pelos componentes descritos a seguir, sendo possível de existir variações de acordo com a necessidade de cada projeto (Brunetti, 2012).

1. **Tubo do motor ou Tubo primário:** Responsável pela canalização e direcionamento dos gases provindos da queima do combustível, saem diretamente do coletor de exaustão. Algumas configurações possuem uma junta flexível a fim de atenuar as vibrações provindas do motor.
2. **Catalizador:** Possui a função de reduzir e eliminar os gases tóxicos emitidos pelo motor transformando-os em gases inertes de composição básica de  $H_2O$ ,  $CO_2$  e  $N_2$ . Além disto, a sua eficiência interfere diretamente na temperatura dos gases para o restante do sistema.
3. **Silenciador intermediário:** Como explícito em sua denominação, possui a função de reduzir parcialmente o nível de ruídos. Contudo atua, principalmente, na redução de ruídos de média e alta frequência. Ademais também é responsável pela redução da velocidade dos gases de escoamento, para que se tenha maior aproveitamento na redução de ruídos pelo silenciador seguinte.
4. **Duto de escape:** Consiste em tubos que interligam os diversos componentes e direcionam o fluxo de gases.

5. **Silenciador traseiro:** Constitui do último elemento de atenuação de ruídos, é responsável por atenuar, principalmente, as médias e baixas frequências o que justifica o seu tamanho ser maior em comparação com o silenciador intermediário, cuja as frequências atenuadas por este são de menor comprimento de onda. Assim como os outros elementos também possui o encargo de diminuir a velocidade do fluido de escape. Esse componente pode ser classificado como ativo ou passivo.
6. **Ponteira:** Este componente possui atribuição meramente estética e não possui função alguma no sistema de escape, uma vez que a atenuação acústica é função do componente citado anteriormente. Contudo a sua inserção, pode gerar pequenos danos ao conjunto, como a maior oxidação da ponta do duto do silenciador, uma vez que há concentração de água nesta região.

Dessa forma, é possível verificar que a atenuação do ruído do motor é realizada por uma série de componentes que tornam este sistema fundamental para a preservação do meio ambiente. O foco deste trabalho está nos silenciadores, que, como já exposto, são classificados em dois grupos: Ativo e Passivo. A fim de adiantar, os silenciadores passivos ainda são subdivididos em reativos (também chamados de reflexivos) ou dissipativos (GERGES, 1992).

Os silenciadores ativos utilizam o princípio da interferência destrutiva de ondas, de maneira mais abrangente, atuam de forma a cancelar o ruído emitido pelo motor. Tal aparato gera uma onda de pressão inversa por meio de dispositivos eletrônicos, o choque entre as ondas em direção contrária, promove o cancelamento de ambas, uma vez o que a onda criada artificialmente possui amplitude similar a provinda do motor. Dessa forma, quando se chocam o ruído é atenuado. A principal vantagem deste tipo reside em não perturbar o escoamento dos gases, logo não há perda de potência pelo motor quando este dispositivo está inserido na linha. O aparato citado pode ser observado na Fig. 2, a qual representa um escapamento automotivo dotado do controle ativo (SILVA, 2016)

De acordo com Bies (2003), o controle ativo de ruído é bem adequado para controle de ruídos de baixa frequência, uma vez que suprem as necessidades incapazes de serem alcançadas dos passivos. Assim, os sistemas ativos geralmente são pequenos e podem ser montados na parede do duto, fato que minimiza as perdas de pressão do duto de ar. Como todo aparato, apresenta desvantagens que são: custo elevado, uma vez que necessita manutenção regular e substituição dos alto-falantes a cada três a cinco anos; redução no desempenho em frequências acima de corte do primeiro modo de ordem superior, por fim, em

duto com comprimento inferior a três metros o desempenho do equipamento fica comprometido, sendo recomendado utilizar em tubulações de extensões (dutos longos) superiores a esta limitação (BIES, 2003).

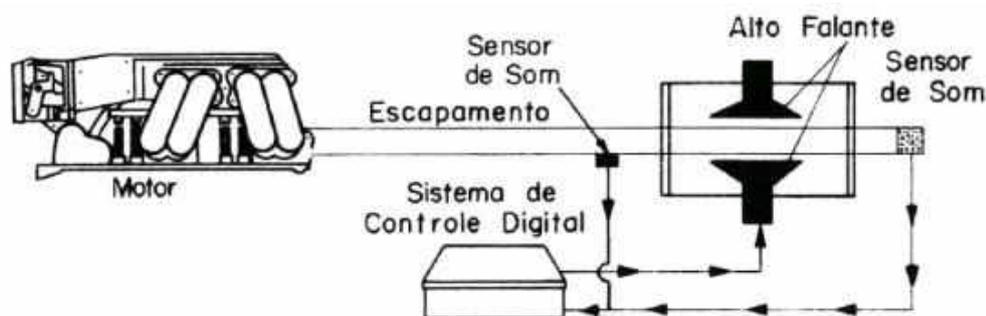


Figura 2: Escapamento de veículos automotivos com controle ativo (GERGES,1992).

O outro tipo de silenciadores são os passivos, cujo princípio de funcionamento está baseado na interação do corpo com a energia acústica provinda das ondas sonoras, sendo que a classificação se dá pelo fato da energia ser dissipada em forma de calor ou refletida para a fonte devido a descontinuidade de área. Na literatura de Bies (2003), a denominação reativa também pode ser tratada como supressiva. O autor trata quais parâmetros são mais apropriados para a aplicação de cada dispositivo, abordando o comprimento e diâmetro críticos, faixa de frequência efetiva, aplicabilidade.

A aplicação dos silenciadores do tipo reativo é recomendada para o controle de ruído de baixa frequência, especialmente para a atenuação de ruído de frequências discretas (tons puros) (GERGES, 1992), uma vez que tendem a ser mais compactos que os dissipativos para a mesma função. Por outro lado, a aplicabilidade deste último está na atenuação de ruídos de alta frequência, além disto a construção é menos dispendiosa e apresentam maior eficiência em uma ampla faixa de frequências. (BIES, 2003).

Os silenciadores reativos são compostos por uma série de elementos tubulares de dimensões transversais variadas, com câmaras de volumes e formas diferentes e elementos perfurados. A geometria dos elementos internos é projetada para que a junção de todos cause impedâncias distintas devido as descontinuidades entre as áreas de entrada-saída dos dutos e das câmaras, cujo efeito é refletir parte da energia acústica incidente de volta a sua origem, no caso, o motor. A descrição da estrutura interna de um silenciador reativo, pode ser observada na Fig.3, onde as câmaras internas possuem as características citadas, sendo que

pela demonstração as linhas escuras constantes delimitam a geometria do silenciador (GERGES, 1992).

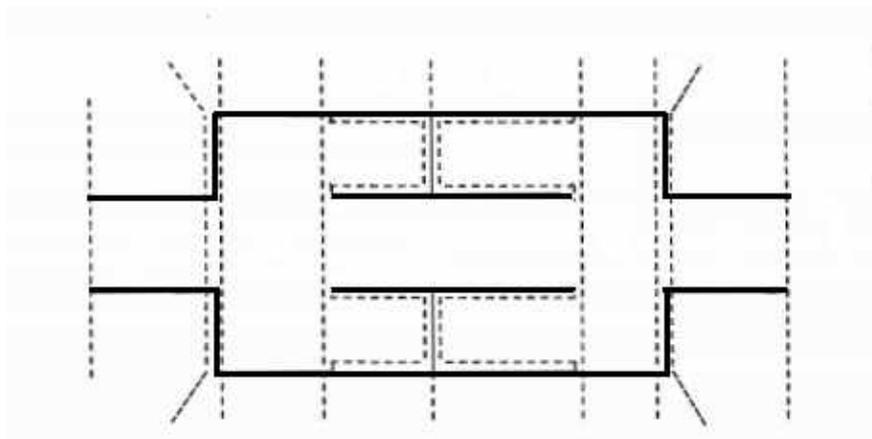


Figura 3: Composição interna básica de um silenciador reativo (Adaptado de Vér e Beranek, 2006).

Pela literatura de Gerges (1992), o princípio de atenuação está na geometria dos elementos da câmara interna que são projetados para interagir com a circulação do fluido de modo a gerar a mínima restrição ao escoamento. Durante o processo, a maioria das ondas sonoras depara-se com obstáculos, refletindo as mesmas em direção contrária ao movimento inicial, este fato ocorre devido ao valor da impedância dos componentes do silenciador. Este parâmetro é responsável por obstruir ou permitir a passagem do fluxo de maneira mais natural. O restante propaga-se através do aparato sem maiores resistências (GERGES, 1992).

Ainda na classe dos silenciadores passivos, os dissipativos são formados por dutos perfurados, os quais podem ser revestidos ou não com materiais absorventes. Os equipamentos desta classe, possuem o fundamento da dissipação da energia sonora incidente é propagada em forma de calor. O aumento de temperatura a cada ciclo motor, reduz a eficiência do dispositivo uma vez que há um desgaste acelerado dos componentes internos. Alguns projetos realizam a combinação dos dois modelos a fim de extrair as melhores qualidades de cada. As figuras 4 e 5, dispõem duas representações deste tipo de equipamento, sendo a primeira de um caso real e a outra, de um modelo teórico.

A Fig. 4 representa um silenciador dissipativo onde em seu interior são dispostos outros componentes atenuantes, como lã de vidro, fibras metálicas. Já a Fig. 5 é uma representação teórica do mesmo tipo de aparato no qual o destaque está no duto perfurado para a transmissão dos gases, cujo age como filtro sonoro.



Figura 4: Silenciador dissipativo de automóveis (LIMA, 2001).

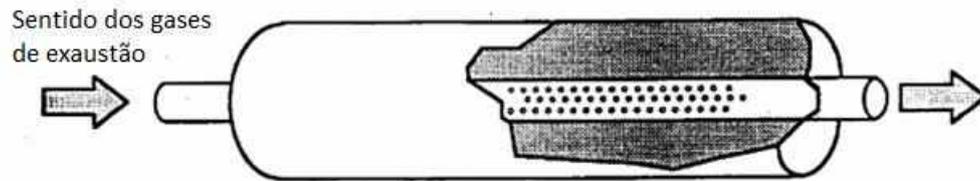


Figura 5: Silenciador dissipativo - representação teórica (LIMA, 2001).

## CAPÍTULO III

### METODOLOGIA

#### 3.1 Ressonador de Helmholtz

O silenciador automotivo é composto por diversas câmaras interligadas por dutos que direcionam e reduzem a perturbação sonora. Desde a exaustão dos gases no interior do motor até a definitiva saída para a atmosfera, as ondas de pressão oscilam constantemente, o que promove ressonâncias no interior do dispositivo (SILVA, 2001).

O fenômeno descrito acontece em grande parte dos escoamentos no interior dos dutos, desde que o fluido seja gasoso. Dessa maneira, para a análise deste comportamento o silenciador automotivo é estudado como um duto com dimensão finita e propriedades constantes. A fundamentação desta abordagem está nos ressonadores de Helmholtz (AUGUST, 2012)

Hermann Ludwing Ferdinand von Helmholtz (1821-1894) foi o pioneiro na investigação acerca do tema. A abordagem foi feita utilizando objetos esféricos dotados de um pequeno pescoço (que posteriormente viria se consagrar o ressonador) com geometria e um orifício na extremidade, a qual o som propagava, conforme observado na Fig.6.

No interior desse aparato a oscilação apresenta amplitude e frequência com uma diferença de fase em relação a onda sonora propagada no meio externo, este efeito ocorre devido ao próprio ser uma cavidade acústica possível de modificar as características das perturbações. Pelo fato de ser considerado um dispositivo de controle sonoro passivo a faixa de utilização é limitada, sendo assim apresenta baixa capacidade de absorção sonora. Meio a este fato, em situações as quais demanda-se faixas de utilização mais amplas são realizadas associações de ressonadores (AUGUST, 2012)

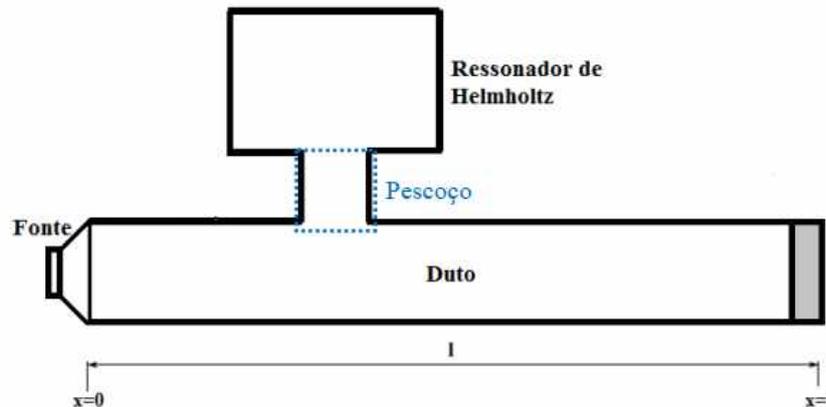


Figura 6: Aplicação do Ressonador de Helmholtz.

A frequência de ressonância deste aparato pode ser determinada via equações algébricas, ademais, foi inicialmente determinada por Kinsler (1980) por meio experimental. O autor demonstrou a necessidade de utilizar um comprimento equivalente do pescoço ( $l_{eq}$ ), uma vez que há de se considerar os efeitos de atrito (perdas viscosas). Deste modo tem-se a expressão mostrada na equação (5).

$$2\pi f = \sqrt{\frac{c^2 S}{l_{eq} V}} \quad (5)$$

Onde:

f: frequência de ressonância (Hz);

S: área do pescoço ( $m^2$ );

c: velocidade do som ( $m/s^2$ );

$l_{eq}$ : comprimento equivalente do pescoço (m);

V: volume do volume do ressonador (m).

Em uma abordagem mais elaborada, Panton (1975) sugere que a frequência para este aparato com geometria cilíndrica seja determinada pela equação 6.

$$2\pi f = \sqrt{\frac{c^2 S}{l_{eq} V + \frac{1}{3} l^2 S}} \quad (6)$$

Onde:

f: frequência de ressonância (Hz);

S: área do pescoço ( $m^2$ );

c: velocidade do som ( $m/s^2$ );

$l_{eq}$ : comprimento equivalente do pescoço (m);

V: volume do volume do ressonador (m).

Como explanado anteriormente, são necessárias correções matemáticas a fim de minimizar as perdas na tubulação, nesse sentido, o comprimento equivalente é expresso pela equação 7, que tem o desdobramento para as equações 8 e 9.

$$l_{eq} = l + \Delta_0 + \Delta_i \quad (7)$$

Onde:

l: comprimento real do pescoço (m);

$\Delta_0$  e  $\Delta_i$ : fatores de correção:

$$\Delta_0 = \frac{8c}{6\pi} \quad (8)$$

$$\Delta_i = \frac{8r_0}{3\pi} \left( 1 - 1,24 \frac{r_0}{R_r} \right); \text{ para } \frac{r_0}{R_r} < 0,4 \quad (9)$$

Sendo:

$r_0$ : raio do pescoço (m)

$R_r$ : raio do ressonador cilíndrico (m).

No caso de silenciadores automotivos é possível realizar a analogia com o ressonador de Helmholtz, onde o abafador é considerado a câmara de ressonância e o pescoço o tubo de escape. Dessa maneira, para veículos populares dotados de apenas um silenciador, a frequência de ressonância está na faixa de 20 Hz a 45 Hz (MARTINS, 2006)

Além da frequência de ressonância outro parâmetro importante para a construção de um posterior modelo físico é a frequência de corte. Em posse deste dado torna-se possível prever o tipo de onda que propaga no interior do duto. Caso as frequências de excitação forem menores que sua primeira frequência de corte a propagação é do tipo onda plana. Acima deste mínimo as perturbações em seu interior são do modo de alta ordem, sendo caracterizadas por ser inversamente proporcional à seção transversal do duto.

Assim, Fahy (2001), aborda este comportamento e dispõe da equação (10) para o cálculo da primeira frequência de corte em dutos de seção transversal circular. Frequência de corte consiste na frequência cujo valor permitirá apenas a passagem de valores abaixo ou acima da frequência de corte determinada. No caso do sistema analisado, a mesma permite a propagação de ondas apenas com frequência abaixo a de corte. Onde, c é a velocidade da luz, como já comentado, e d o diâmetro do duto.

$$f_{cc} = \frac{1,84c}{\pi d} \quad (10)$$

### 3.2 Comprimento dos dutos

Em posse da frequência de corte, torna-se viável a elaboração dos cálculos de diâmetro dos tubos de exaustão primários (tubos ligados diretamente aos cilindros) e, posteriormente, o duto principal que une os demais. Os veículos convencionais são dotados, majoritariamente, de motores com quatro cilindros, os quais possuem os seus dutos individuais de escape. De acordo com Bell (1981), o principal objetivo de possuir um sistema de exaustão dimensionado corretamente é impedir a volta da onda de pressão provinda do sistema de combustão após o ciclo motor e conseqüentemente o período de cruzamento de válvulas.

Com efeito, após a queima e abertura das válvulas, surge no interior da câmara uma pressão positiva, a qual é responsável por expulsar os gases do interior até a atmosfera, cujo ambiente encontra-se numa pressão menor, ou seja, há um gradiente de pressão. Contudo, uma pequena parcela dos gases retorna ao interior da câmara de combustão dotados de resquícios da queima. Isto ocorre pelo fato da exaustão ocorrer de forma tão rápida que quando eliminada a maior parte do volume gasoso, surge uma contrapressão em seu interior impedindo a eliminação completa dos gases (Bell, 1981).

De maneira a prover a correta eliminação dos gases, o autor citado propõe a equação (12) para o cálculo do comprimento da tubulação primária. No caso em análise, a união dos segmentos ocorre de uma única vez, por meio de uma caixa composta por quatro entradas e uma única saída, ou seja, sistema quatro para um, como está mostrado pela Fig. 7.

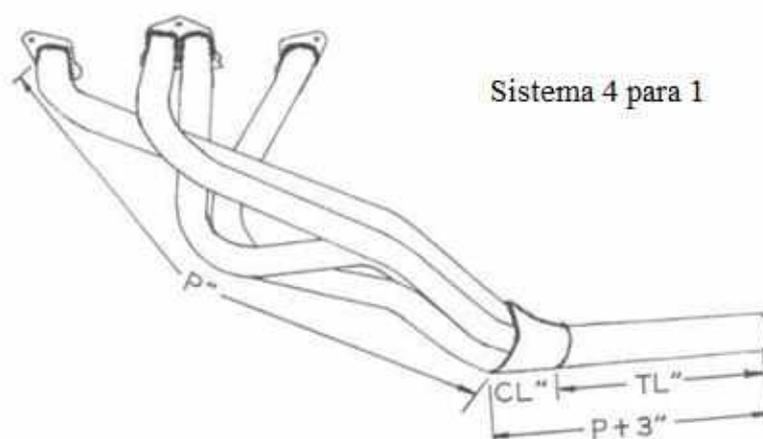


Figura 7: Sistema de Exaustão quatro dutos devido ao motor de quatro cilindros (Adaptado de Bell, 1981).

Para determinação do comprimento da tubulação primária, Bell (1981) sugere uma relação entre a rotação do motor e os graus de abertura das válvulas, que está representada pela equação 11.

$$P'' = \frac{21590*(ED+180^\circ)}{N} - 76,2 \quad (11)$$

Onde:

P'': comprimento da tubulação primária em milímetros;

N: Rotações por minuto (rpm);

ED: *Engine Degrees* ("Graus do motor", logo, graus de abertura das válvulas do motor).

Neste caso, o parâmetro ED possui o valor de 180° adicionado aos graus da abertura das válvulas de escape que são abertas antes do ponto morto inferior do cilindro motor. Nesse sentido, Bell (1981) propõe utilizar nos cálculos ou a rotação média de projeto do motor ou aquela que fornece o pico máximo de torque. Ainda seguindo a literatura citada, o cálculo do diâmetro da tubulação primária, cujo valor é idêntico para todos os dutos é obtido pela equação 12 e, por consequência o diâmetro da tubulação secundária (duto principal de escape) é determinado a partir da equação 13.

$$ID = \left( \sqrt{\frac{CC}{(PI+3)*25}} \right) * 2,1 \quad (12)$$

$$IDs = \left( \sqrt{(ID)^2 * 2} \right) * 0,93 \quad (13)$$

Onde:

ID: diâmetro primário, em polegadas;

cc: volume do cilindro (cilindrada);

IDs: diâmetro da tubulação secundária em polegadas;

Vale ressaltar que os dados obtidos a partir das equações citadas fornecem o diâmetro interno do duto, sem considerar, neste momento, a espessura da parede a qual o mesmo é composto. Uma vez que o sistema de escape pode ser projetado para diferentes condições e materiais.

Em posse da equação 13 é possível simular comprimentos de duto principal de acordo com a rotação do motor e o ângulo de abertura das válvulas. Na tabela 2, foram utilizadas

rotações no intervalo de 1500 rpm a 8500 rpm, cuja condição de operação dos principais motores de quatro cilindros operam nesta faixa. Além disto, foram consideradas aberturas de válvula de 40° a 90°, pela mesma razão, assim os resultados obtidos par ao comprimento dos dutos é disposto em milímetros.

Tabela 2 - Ângulos de abertura da válvula em função da rotação do motor.

N (rpm)	Ângulo de Abertura da Válvula (°)										
	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90
1500	3090,3	2352,7	3234,3	3306,2	3378,2	3450,2	3522,1	3594,1	3666,1	3738,0	3810,0
2000	2298,7	1866,9	2406,7	2460,6	2514,6	2568,6	2622,6	2676,5	2730,5	2784,5	2838,5
2500	1823,7	1543,1	1910,1	1953,3	1996,4	2039,6	2082,8	2126,0	2169,2	2212,3	2255,5
3000	1507,1	1311,7	1579,0	1615,0	1651,0	1687,0	1723,0	1759,0	1794,9	1830,9	1866,9
3500	1280,9	1138,2	1342,6	1373,4	1404,3	1435,1	1465,9	1496,8	1527,6	1558,5	1589,3
4000	1111,3	1003,3	1165,2	1192,2	1219,2	1246,2	1273,2	1300,2	1327,2	1354,1	1381,1
4500	979,3	895,4	1027,3	1051,3	1075,3	1099,3	1123,2	1147,2	1171,2	1195,2	1219,2
5000	873,8	807,0	916,9	938,5	960,1	981,7	1003,3	1024,9	1046,5	1068,1	1089,7
5500	787,4	733,4	826,7	846,3	865,9	885,5	905,2	924,8	944,4	964,0	983,7
6000	715,4	671,1	751,4	769,4	787,4	805,4	823,4	841,4	859,4	877,4	895,4
6500	654,5	617,8	687,8	704,4	721,0	737,6	754,2	770,8	787,4	804,0	820,6
7000	602,3	571,5	633,2	648,6	664,0	679,5	694,9	710,3	725,7	741,1	756,6
7500	557,1	531,0	585,9	600,3	614,7	629,1	643,5	657,9	672,3	686,6	701,0
8000	517,5	495,3	544,5	558,0	571,5	585,0	598,5	612,0	625,5	639,0	652,5
8500	482,6	495,3	508,0	520,7	533,4	546,1	558,8	571,5	584,2	596,9	609,6

A variação de comprimento do duto torna-se mais clara a partir do gráfico apresentado pela Figura 8, onde se verifica a tendência de decréscimo de tamanho de acordo com o aumento da rotação. Este acréscimo da rotação em um ciclo motor a combustão confere a maior ocorrência de ciclos de queima, logo, o aumento o intervalo entre cada expulsão dos gases diminui. Analogamente, como a onda de pressão possui menos tempo para percorrer o caminho de exaustão devido à alta velocidade de rotação, o comprimento do duto deve ser menor.

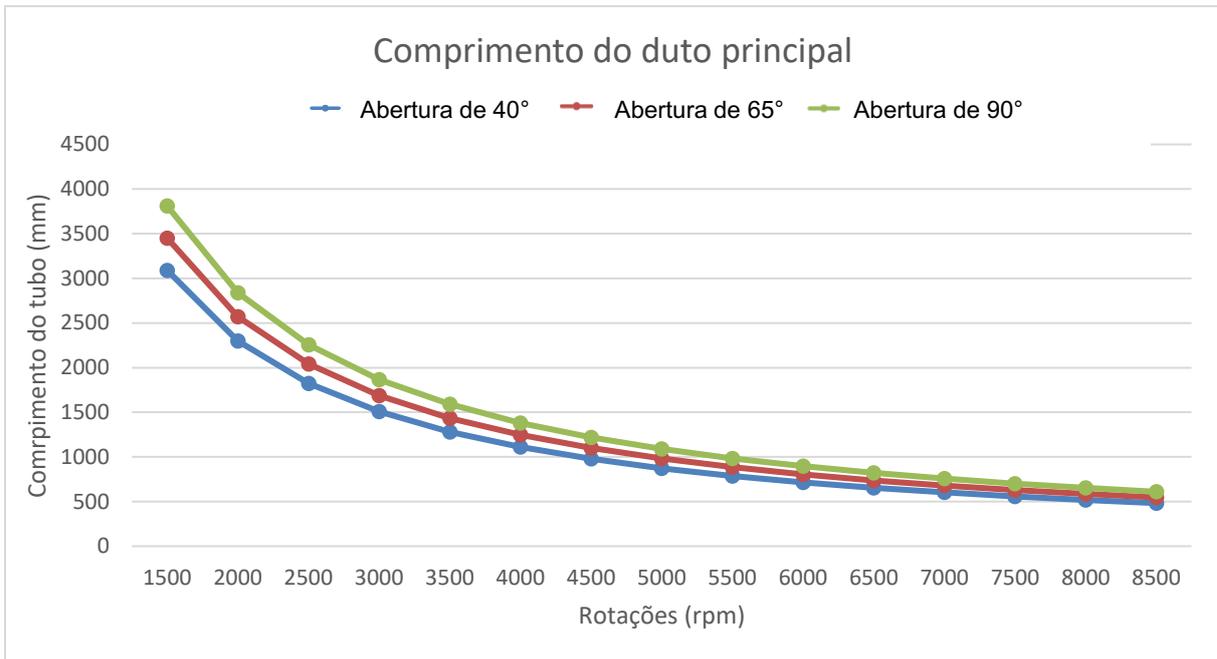


Figura 8: Comprimentos do duto principal em função da abertura de válvula

Com nos dados obtidos para as dimensões de um duto de escape, Bell (1981) propõe o cálculo do diâmetro do tubo principal ( $D_T$ ). O autor descreve uma proposição que relaciona a cilindrada do motor e comprimento do duto, a qual está representada pela equação 14.

$$D_T = \sqrt{\frac{cc*2}{(L+3)*25}} \quad (14)$$

Na equação 14, cc consiste na cilindrada do motor em  $\text{cm}^3$ , obtida, normalmente, nos manuais técnicos dos motores. A variável L corresponde ao comprimento do duto de escape calculado anteriormente. Este trabalho analisará o motor da moto Hornet CB600 da marca Honda®, cujas informações técnicas relevantes estão dispostas na figura 9, sendo que, para fins de cálculo, utilizará  $cc = 600 \text{ cm}^3$ .

## 10-2 ESPECIFICAÇÕES

CB600F Hornet

## MOTOR

Tipo	DOHC, 4 cilindros, 4 tempos, refrigeração líquida
Diâmetro e curso	67,0 x 42,5 mm
Cilindrada	599,3 cm <sup>3</sup>
Relação de compressão	12,0:1
Potência máxima	102 cv a 12.000 rpm
Torque máximo	6,53 kgf.m a 10.500 rpm
Vela de ignição	NGK CR9EH-9
Folga dos eletrodos	0,8 – 0,9 mm
Folga das válvulas (motor frio)	Adm: 0,20 mm Esc: 0,28 mm
Rotação de marcha lenta	1.350 ± 100 rpm
Sistema de alimentação	Injeção eletrônica
Sistema de lubrificação	Forçada, por bomba trocoidal
Sistema de partida	Elétrica

Figura 9: Especificações técnicas do motor Hornet CB600F (Obtido do manual da motocicleta)

A fim de se ter parâmetros para comparação, os dados da Hornet CB300, cuja cc é de 300 cm<sup>3</sup> e do modelo CB Hornet 160R, cujo cc é de 185 cm<sup>3</sup>, também foram simulados em questão de comprimento do duto. Também foram consideradas três situações para o cálculo envolvendo a abertura da válvula, sendo os valores de 40°, 65° e 90°, logo, em posse dos dados a equação 15 foi adaptada para o sistema internacional o que resulta na equação 15.

$$D_T = \left( \sqrt{\frac{cc}{(0,039 * L) * 25}} \right) * 53,24 \quad (15)$$

Com os parâmetros especificados foram construídas a tabela 3,4 e 5, as quais serviram como base de dados para a construção dos gráficos mostrados nas Figuras 10,11 e 13, respectivamente. A partir dos resultados obtidos pode-se analisar que o diâmetro do duto é diretamente proporcional à cilindrada e, conseqüentemente, ao aumento de rotação. Isto se dá pelo fato que em motores com maior volume de câmara de combustão uma maior massa deve ser retirada de seu interior e direcionada ao sistema de exaustão no mesmo período de tempo de abertura de válvula. Nesse sentido, requer-se maiores diâmetros para que seja possível eliminar todos os gases de queima para a atmosfera.

Tabela 3 – Comprimento de dutos em relação a rotação do motor para abertura de válvula de 40°

N (rpm)	L para 40° de abertura de válvula (mm)	cc (cm <sup>3</sup> )		
		185	300	600
1500	3090,3	13,17	16,77	23,71
2000	2298,7	15,27	19,44	27,49
2500	1823,7	17,14	21,83	30,87
3000	1507,1	18,85	24,01	33,95
3500	1280,9	20,45	26,04	36,83
4000	1111,3	21,96	27,96	39,54
4500	979,3	23,39	29,78	42,12
5000	873,8	24,76	31,53	44,59
5500	787,4	26,08	33,22	46,97
6000	715,4	27,36	34,85	49,28
6500	654,5	28,61	36,43	51,52
7000	602,3	29,82	37,98	53,71
7500	557,1	31,01	39,49	55,85
8000	517,5	32,17	40,97	57,94
8500	482,6	33,32	42,43	60,00

Tabela 4 – Comprimento de dutos em relação a rotação do motor para abertura de válvula de 65°

N (rpm)	L para 65° de abertura de válvula(mm)	cc (cm <sup>3</sup> )		
		185	300	600
1500	3450,2	12,46	15,87	22,44
2000	2568,6	14,44	18,39	26,01
2500	2039,6	16,21	20,64	29,19
3000	1687,0	17,82	22,69	32,09
3500	1435,1	19,32	24,60	34,80
4000	1246,2	20,73	26,40	37,34
4500	1099,3	22,08	28,11	39,76
5000	981,7	23,36	29,75	42,07
5500	885,5	24,60	31,32	44,30
6000	805,4	25,79	32,84	46,45
6500	737,6	26,95	34,32	48,54
7000	679,5	28,08	35,76	50,57
7500	629,1	29,18	37,16	52,55
8000	585,0	30,26	38,54	54,50
8500	546,1	31,32	39,89	56,41

Tabela 5 – Comprimento de dutos em relação a rotação do motor para abertura de válvula de 90°

N (rpm)	L para 90° de abertura de válvula(mm)	cc (cm <sup>3</sup> )		
		185	300	600
1500	3810,0	11,86	15,10	21,36
2000	2838,5	13,74	17,49	24,74
2500	2255,5	15,41	19,63	27,75
3000	1866,9	16,94	21,57	30,51
3500	1589,3	18,36	23,38	33,06
4000	1381,1	19,70	25,08	35,47
4500	1219,2	20,96	26,69	37,75
5000	1089,7	22,17	28,24	39,93
5500	983,7	23,34	29,72	42,03
6000	895,4	24,46	31,15	44,05
6500	820,6	25,55	32,54	46,01
7000	756,6	26,61	33,89	47,92
7500	701,0	27,64	35,20	49,78
8000	652,5	28,65	36,49	51,60
8500	609,6	29,64	37,75	53,39

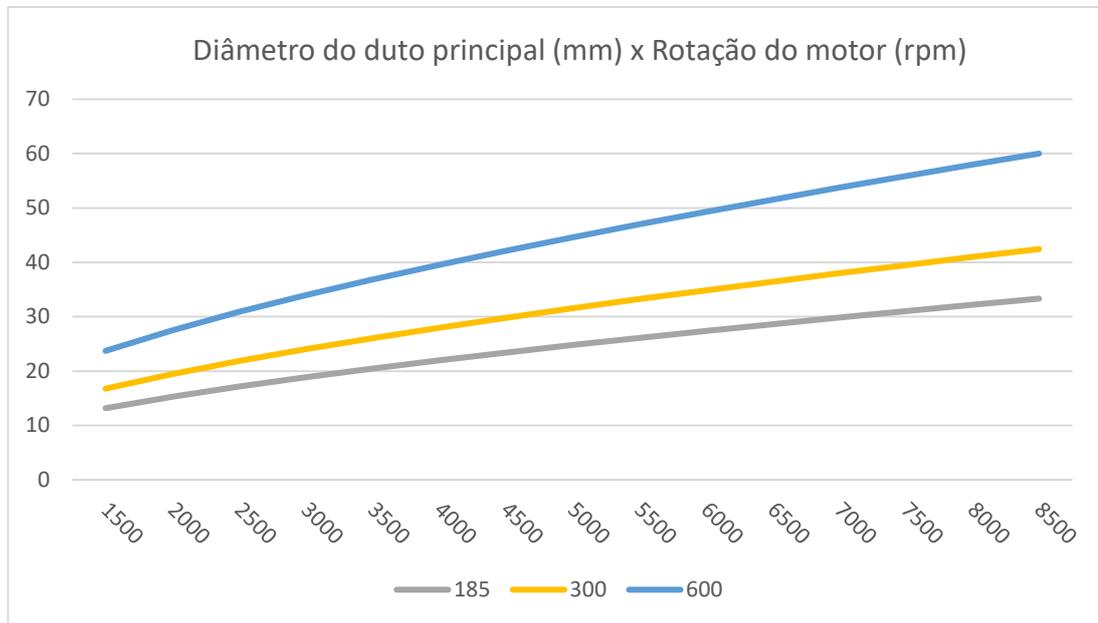


Figura 10: Diâmetro do duto principal para abertura de válvula de 40°

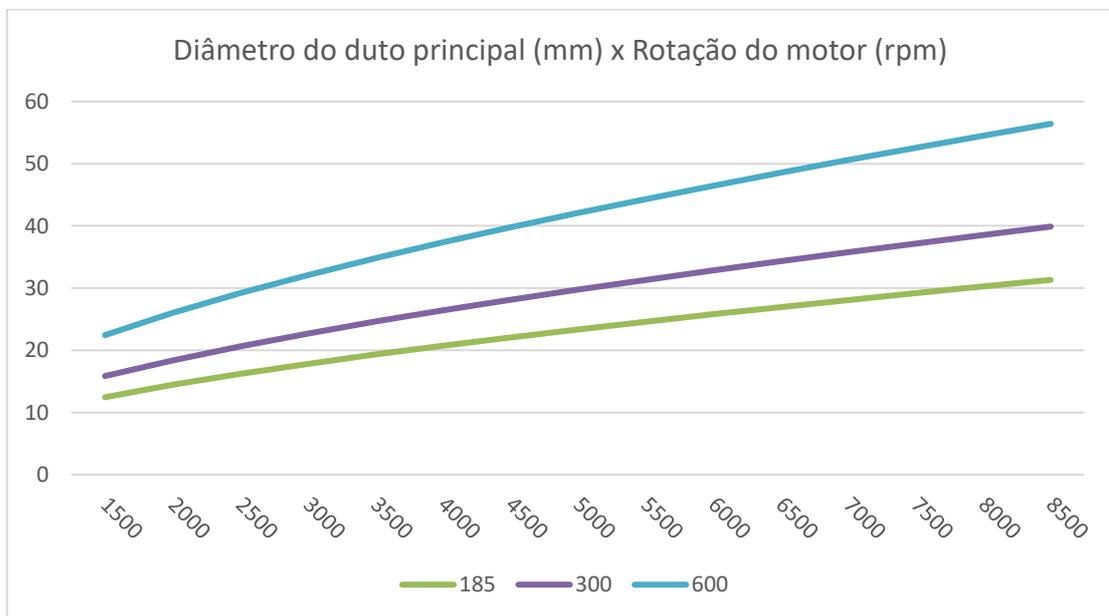


Figura 11: Diâmetro do duto principal para abertura de válvula de 65°

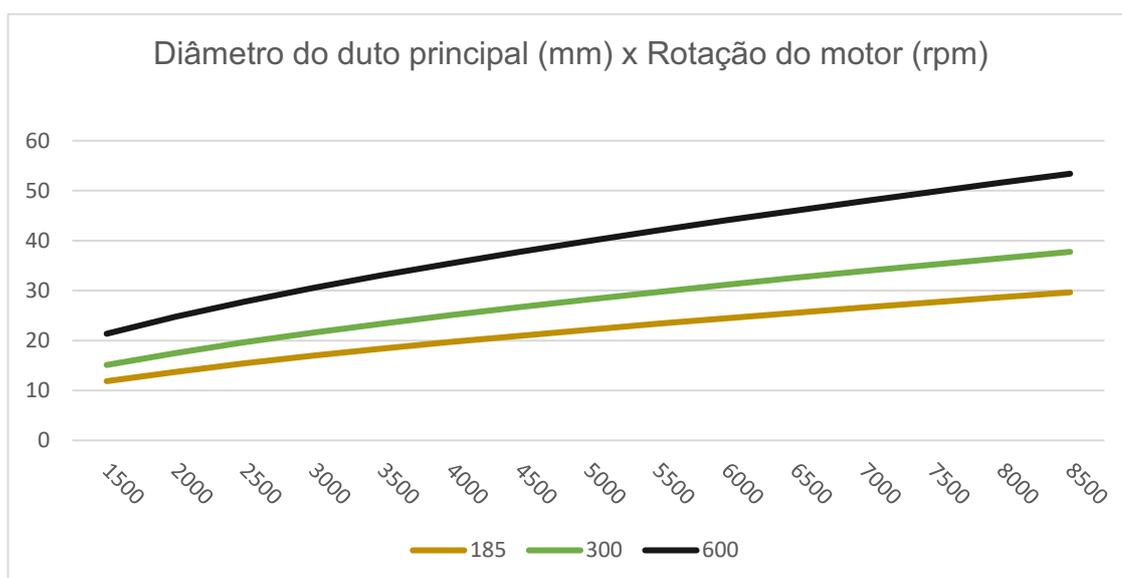


Figura 12: Diâmetro do duto principal para abertura de válvula de 90°

A partir destes dados, Bell (1981) propõe que o cálculo do coletor – componente que unifica todos os dutos de saída das câmaras de combustão – deve considerar a inclinação da peça a fim de reduzir a perda de potência devido à redução de volume. Dessa maneira, com base e experimentos o autor recomenda uma faixa de ângulos a serem considerados durante o projeto do mesmo, cujo valores estão entre 7° a 10°.

### 3.3 Perda de transmissão

Caracterizado o objeto de estudo, a etapa seguinte consiste na análise de desempenho do silenciador. O primeiro parâmetro analisado é a perda de transmissão (*Transmission Loss* –  $TL$ ) o qual é determinado pela diferença entre a potência incidente no silenciador e a potência transmitida após o silenciador. Esta análise é feita apenas para os casos de silenciadores sem reflexão de ondas no duto de saída, ou seja, a porção final do componente é anecóica. De acordo com Munjal (1987) pode-se determinar a perda por transmissão pelas equações 17 e 18.

$$TL = L_{W_i} - L_{W_t} \quad (17)$$

Onde,

$L_{W_i}$ : nível de potência sonora incidente na entrada do silenciador (dB);

$L_{W_t}$ : nível de potência sonora transmitida após o silenciador (dB);

$$TL = 10 \log \left| \frac{S_1 A_1^2}{S_2 A_2^2} \right| \quad [\text{dB}] \quad (18)$$

Onde:

$|A_1^2|$ : amplitude da onda complexa na entrada do silenciador ( $\text{Pa}^2$ );

$|A_2^2|$ : amplitude da onda saída na entrada do silenciador ( $\text{Pa}^2$ );

$S_1$ : área do duto de entrada ( $\text{m}^2$ );

$S_2$ : área do duto de saída ( $\text{m}^2$ ).

O equacionamento descrito por Munjal (1987) torna-se relevante quando se obtêm dados experimentais, onde foi projetado e construído um silenciador, sendo que devido a configuração anecóica ser requerida, os aparatos fabricados dificilmente apresentam esta característica. Assim, para determinar a perda de transmissão utilizou-se o método da matriz de transferência.

Esta formulação matemática parte de uma analogia eletroacústica para o cálculo das propriedades dos silenciadores. Parte da premissa que o meio é estacionário e com propagação de apenas ondas unidimensionais, ou seja, ondas planas. Assim, a pressão sonora e a velocidade do volume em qualquer ponto do aparato podem ser representadas pela soma das ondas incidentes e refletidas (BELL, 1981).

Neste utiliza-se uma multiplicação de matrizes onde se trabalha com quatro parâmetros uma vez que estes elementos são analisados antes e após o silenciador. Assim, na literatura também é denominada como matriz dos quatro polos. Desta forma, o silenciador possui diversas geometrias, disposição interna, de tal modo que as propagações possuem diferentes comportamentos.

Cada matriz de transferência é composta por elementos os quais descrevem características do silenciador, ou seja, cada um possui condições de contorno para serem descritos. Em um caso simples, o produto matricial das condições iniciais de pressão sonora e velocidade do volume são obtidas pela relação da matriz de elementos característicos multiplicados pelas condições de outro ponto do silenciador, como expresso pela equação 19 e os pontos ilustrados na figura 13.

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ v_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} p_2 \\ v_2 \end{bmatrix} \quad (19)$$

Onde os índices 1 e 2 dos elementos das matrizes remetem a entrada e saída do silenciador, conforme poder ser observado pela Fig. 13. Já as variáveis A, B, C e D correspondem aos parâmetros de contorno representando as características geométricas, que são obtidas em cada um dos pontos descritos. Logo, quando a análise engloba diferentes regiões do abafador sonoro, pode-se expandir a equação 19 para um caso que contemple todas as variáveis como descrito na equação 20.

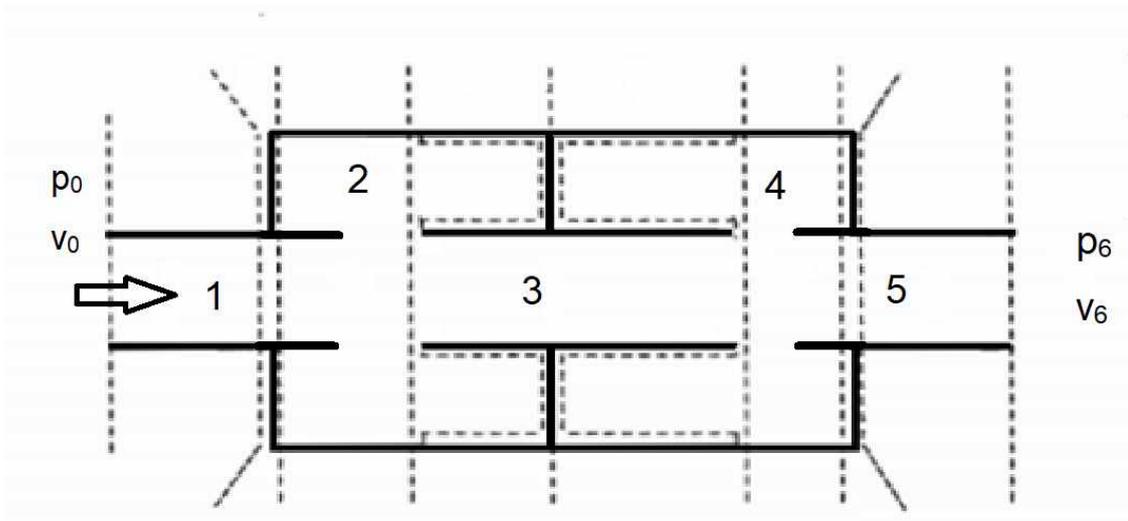


Figura 13: Regiões de análise no silenciador

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ v_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_1 & B_1 \\ C_1 & D_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_2 & B_2 \\ C_2 & D_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_3 & B_3 \\ C_3 & D_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_4 & B_4 \\ C_4 & D_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_5 & B_5 \\ C_5 & D_5 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_6 \\ v_6 \end{bmatrix} \quad (20)$$

Desta maneira, cada parâmetro possui condições de contorno específicas onde descrevem um silenciador real, que é composto por vários elementos, tais como dutos simples ou estirados, câmaras simples, expansão ou contração súbita. Para determinar a pressão sonora e velocidade de volume, utiliza-se a simplificação que a potência incidente e a transmitida não variam ao longo do duto.

Portanto, para a condição explanada, a matriz de transferência do sistema completo é dada pelo produto das cinco matrizes do sistema. Para obter a perda de transmissão, faz-se uso do artifício da impedância acústica como descrito por Munjal (1987), a qual relaciona pressão sonora e velocidade do volume, como explícito na equação 21, sendo que por meio de relações algébricas e é possível determinar TL pelo método da matriz de transferência.

$$Y = \frac{\rho_0 c}{S} \quad (21)$$

Onde,

Y: Impedância acústica (Rayl);

c: Velocidade do som no meio (m/s);

$\rho$ : Densidade do fluido (Kg/m<sup>3</sup>);

S: área da seção transversal do tubo (m<sup>2</sup>).

Assim, tem-se a equação 22:

$$TL = 20 \log_{10} \left[ \sqrt{\frac{Y_1}{Y_n}} \left| \frac{A + \frac{B}{Y_1} + Y_n C + \frac{Y_n D}{Y_1}}{2} \right| \right] + 10 \log_{10} \left( \frac{S_1}{S_2} \right) \quad (22)$$

Onde os elementos que compõem a equação são as variáveis de contorno da matriz: A, B, C e D. Já o índice n utilizado para descrever a impedância refere-se a o número de termos em análise, sendo finito. Para o caso da área de seção transversal do tubo, representado por S, o índice 1 refere-se a entrada dos gases, e o 2, a área da seção de saída do tubo de saída em m<sup>2</sup>.

### 3.3.1 Condições de contorno

Definidas as dimensões, geometria do silenciador e o glossário de equações torna-se possível calcular a perda por transmissão. As dimensões adotadas foram baseadas em um silenciador reativo, sendo que os valores foram estimados com base em um silenciador real de modo a tornar o estudo mais plausível e a partir da primeira estimativa foram levantados novos valores para criar uma tendência do comportamento. Para o tratamento do glossário de cálculo foi utilizado o programa Matlab® e todos os gráficos a seguir foram obtidos a partir desta ferramenta computacional. As matrizes de transferências são modificadas de acordo com as impedâncias características para cada região do silenciador. Dessa forma definem-se as equações 23 a 32.

$$T_1 = \begin{bmatrix} \cos(k_{c1} \cdot l_1) & i \cdot Y_1 \cdot \text{sen}(k_{c1} \cdot l_1) \\ \frac{i}{Y_1} \cdot \text{sen}(k_{c1} \cdot l_1) & \cos(k_{c1} \cdot l_1) \end{bmatrix} \quad (23)$$

$$T_2 = \begin{bmatrix} \cos(k_{c2} \cdot l_2) & i \cdot Y_2 \cdot \text{sen}(k_{c2} \cdot l_2) \\ \frac{i}{Y_2} \cdot \text{sen}(k_{c2} \cdot l_2) & \cos(k_{c2} \cdot l_2) \end{bmatrix} \quad (24)$$

$$T_3 = \begin{bmatrix} \cos(k_{c3} \cdot l_3) & i \cdot Y_3 \cdot \text{sen}(k_{c3} \cdot l_3) \\ \frac{i}{Y_3} \cdot \text{sen}(k_{c3} \cdot l_3) & \cos(k_{c3} \cdot l_3) \end{bmatrix} \quad (25)$$

$$T_4 = \begin{bmatrix} \cos(k_{c4} \cdot l_4) & i \cdot Y_4 \cdot \text{sen}(k_{c4} \cdot l_4) \\ \frac{i}{Y_4} \cdot \text{sen}(k_{c4} \cdot l_4) & \cos(k_{c4} \cdot l_4) \end{bmatrix} \quad (26)$$

$$T_5 = \begin{bmatrix} \cos(k_{c5} \cdot l_5) & i \cdot Y_5 \cdot \text{sen}(k_{c5} \cdot l_5) \\ \frac{i}{Y_5} \cdot \text{sen}(k_{c5} \cdot l_5) & \cos(k_{c5} \cdot l_5) \end{bmatrix} \quad (27)$$

$$T_{12} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ \frac{i}{Y_{12}} & 1 \end{bmatrix} \quad (28)$$

$$T_{23} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ \frac{i}{Y_{23}} & 1 \end{bmatrix} \quad (29)$$

$$T_{34} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ \frac{i}{Y_{34}} & 1 \end{bmatrix} \quad (30)$$

$$T_{45} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ \frac{i}{Y_{45}} & 1 \end{bmatrix} \quad (31)$$

$$k = \frac{\omega}{c} \quad (32)$$

A perda por transmissão em cada elemento é determinada em dB, a primeira seção de equações, 23 a 27 referem-se as matrizes de transferência para os componentes do silenciador. Já as equações 28 a 31 correspondem as matrizes de transferência para dutos de seção uniforme, como é o caso dos dutos de entrada e saída, e o duto interno. Por fim, a equação 32 está relacionada ao número de ondas, representado por  $k$ , sendo que  $\omega$  refere-se à frequência angular (Hz) e  $c$  velocidade do som em m/s.

Assim, o primeiro parâmetro analisado foi a interferência da velocidade do meio no som no meio. A primeira análise utilizou a velocidade de propagação de 340,94 m/s, ou seja, a velocidade do som. Conforme exposto pelas equações, foram trabalhadas cinco seções do silenciador, sendo elas, as regiões de entrada e saída dos gases no silenciador, o interior do

duto que une as câmaras; e, por último, as câmaras internas. As medidas adotadas estão expostas na Fig. 14, as quais foram baseadas em um silenciador automotivo real.

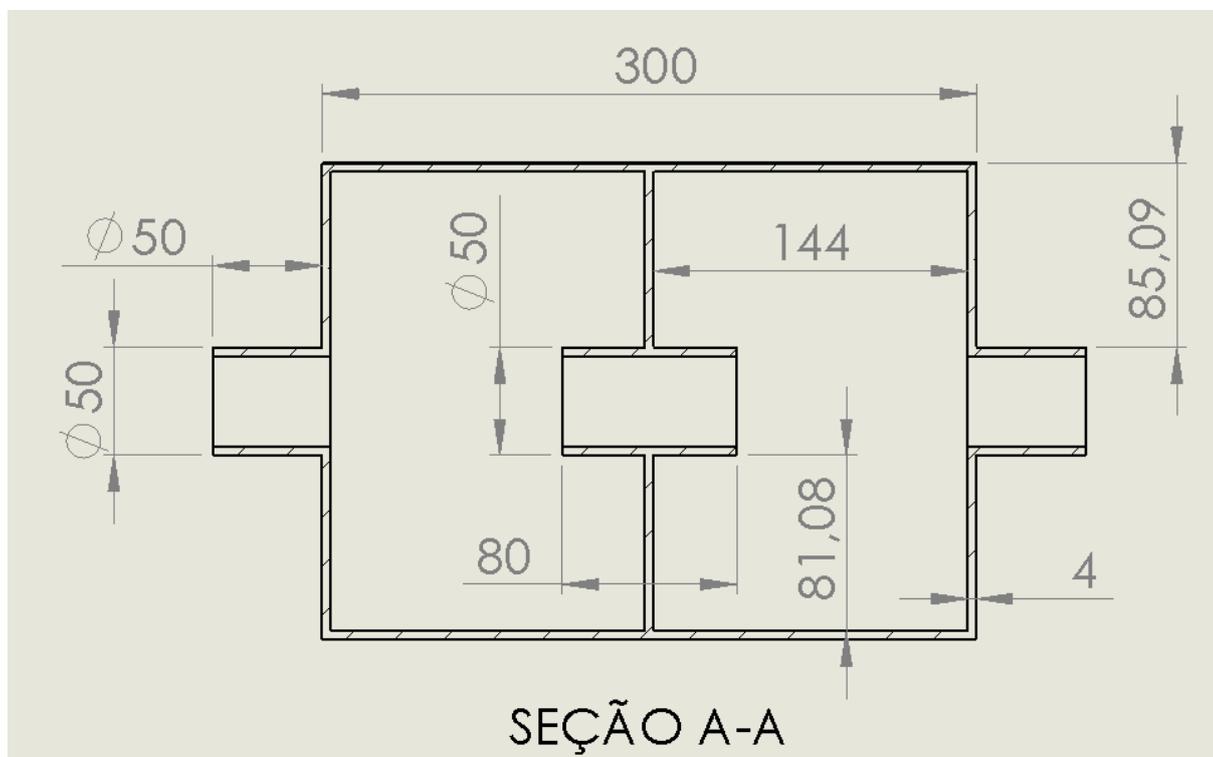


Figura 14: Dimensões do silenciador

Outro dado relevante adotado foi o número de Mach o qual foi uma estimativa baseada na literatura de BLAIR (1999), onde pressupõe que o escoamento pode alcançar grandezas de 0,1 a 0,3. Sendo assim, a primeira análise consiste em estudar o comportamento da perda de transmissão em detrimento da variação do número de Mach, ou seja, como a velocidade de expulsão dos gases influencia na atenuação.

Para a avaliação deste parâmetro utilizou-se o limite mínimo de 0,1. Assim, foram utilizados acréscimos de 0,05 até o limite estipulado pela literatura, 0,3. Dessa maneira foram geradas seis curvas, que podem ser visualizadas pela Fig. 15.

A partir da análise pode-se identificar que os campos de frequências de atenuação são similares, tendo as máximas em regiões iguais. Além disto, a partir de 200 Hz, a atenuação é mais eficaz, que pode ser comprovada por um pico de 45 dB em 620 Hz. Desta simulação verifica-se que a velocidade de escoamento pouco altera a perda por transmissão no sistema, sendo um parâmetro secundário durante o dimensionamento de um silenciador automotivo.

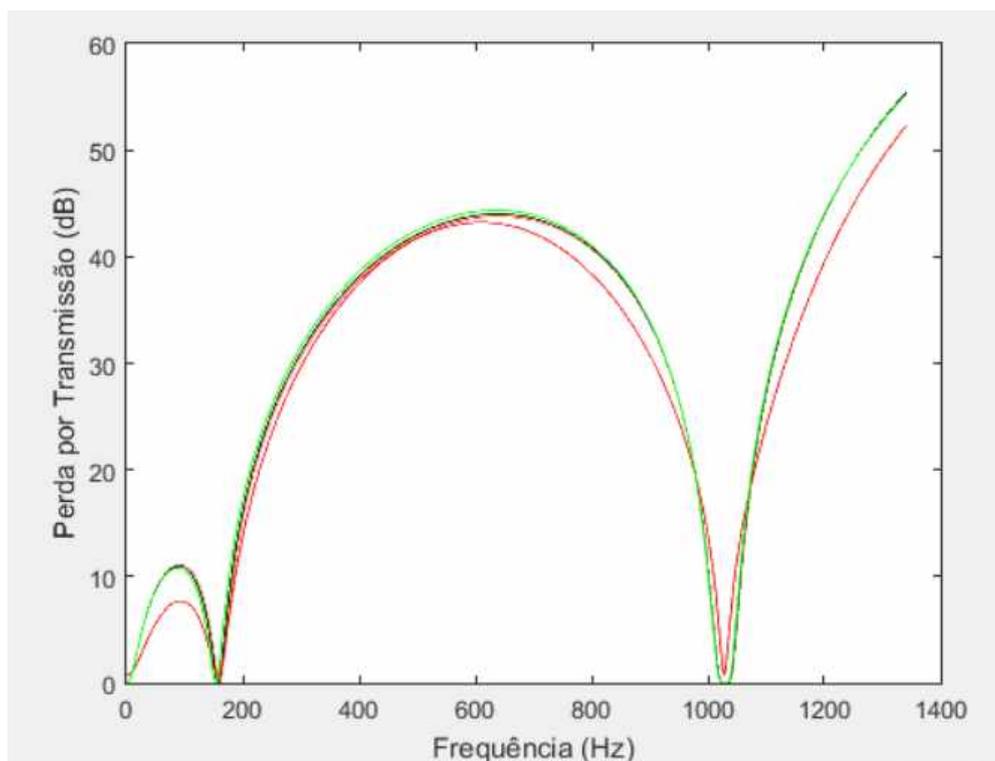


Figura 15: Influência do Número de Mach - Devido a faixa de variação do número de Mach ser pequeno, algumas curvas se sobrepõem nas faixas de 0,15 a 0,25, sendo possível visualizar com mais nitidez as curvas vermelha e verde que correspondem respectivamente ao número de Mach de 0,1 e 0,3.

Na mesma direção, foram realizadas simulações computacionais com diferentes tipos de geometria, cujo o intuito foi modificar o volume interno do silenciador, logo o volume disponível para a expansão das ondas sonoras. O primeiro critério analisado foi a variação de diâmetro dos dutos de entrada, saída e interno, sendo que as medidas foram baseadas em silenciadores reais.

Para a criação das simulações, utilizou-se como hipótese que os diâmetros dos tubos de entrada e saída dos gases são iguais, sendo que foram utilizados uma faixa determinada de 40 mm a 60 mm, como variação de 5 mm entre as medidas. No caso do duto interno, as dimensões consistiram em 20 mm a 30 mm com acréscimo de 2 mm a cada teste. Estas combinações de medidas permitem mapear melhor as zonas de atenuação com diferentes geometrias. O resultado da análise pode ser visualizado pela Fig. 16.

Como comprovado anteriormente a região de maior atenuação são de frequências acima de 200 Hz, este comportamento também é expresso nesta simulação. Sendo as curvas amarela e azul àquelas que conferem maior e menor volume ao silenciador respectivamente.

Nesse sentido, verifica-se que o aumento deste parâmetro é proporcional a atenuação, além dos picos de redução se manterem na mesma faixa de frequência.

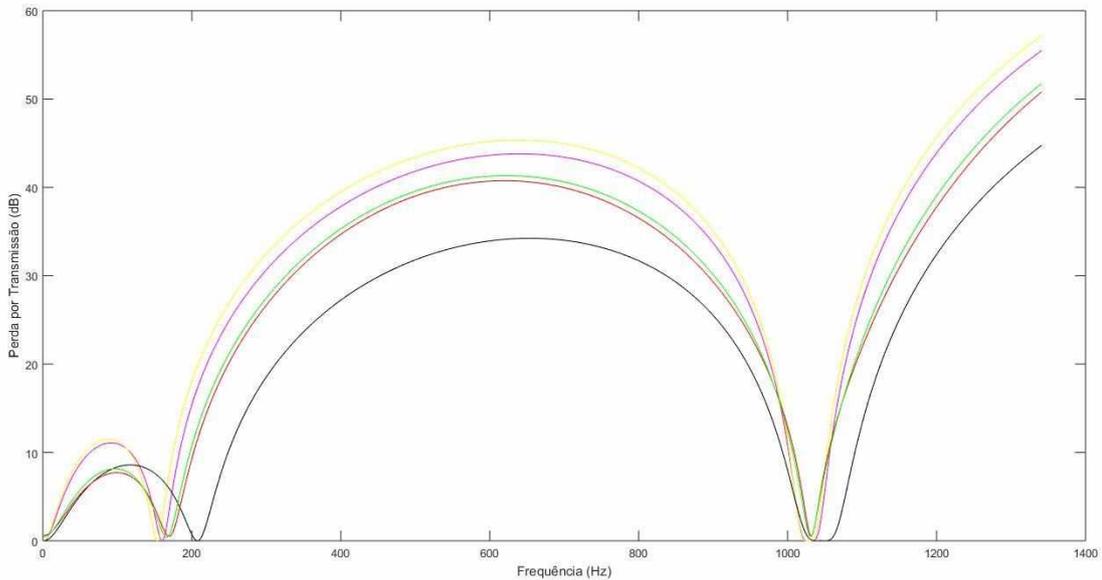


Figura 16: Atenuação de ruído de acordo com a variação do diâmetro

A segunda hipótese com base na alteração do volume do silenciador foi a modificação do comprimento da câmara, cuja influência no tempo que escoamento dos gases no interior do equipamento foi significativa. Foram testadas configurações com tamanhos de dutos de entrada e saída desuniforme e comprimento do corpo variável, conseqüentemente (para o problema em análise) alteração do tamanho das seções descritas.

Dessa maneira, o intervalo de tamanho total do escapamento que se trabalhou foi de 300 mm a 500 mm, o que corresponde à realidade. O silenciador com maior dimensão corresponde a curva de amarela e o de menor, pela vermelha, onde estão expostas na Fig.17. Observa-se um deslocamento das curvas de atenuação ao longo da frequência, sendo que as amplitudes das curvas permanecem próximas ao mesmo patamar.

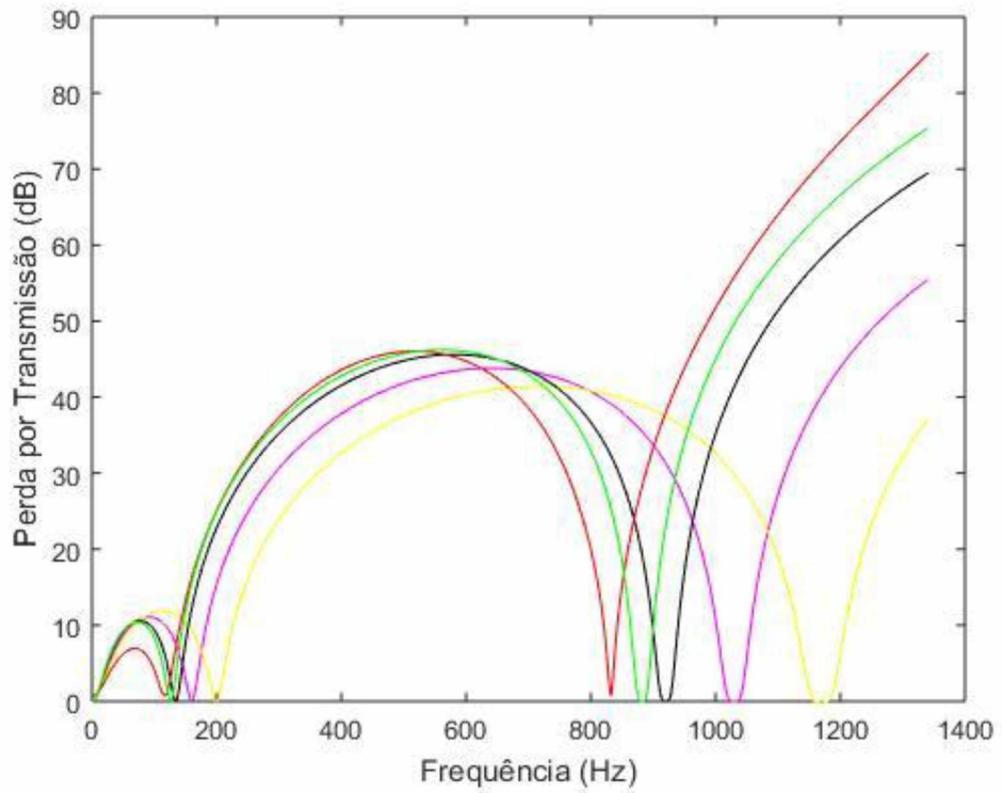


Figura 17: Atenuação de ruído de acordo com a variação do comprimento

# CAPÍTULO IV

## RESULTADOS E DISCUSSÕES

O método das matrizes de transferências mostrou-se suficiente para a determinação da Perda de transmissão na situação descrita. A partir dos resultados verifica-se que a geometria do silenciador e dos dutos de escape são parâmetros decisivos para a concepção de um projeto real onde é possível prever a atenuação de ruídos em certas faixas de frequência.

A fim de contemplar os diversos comportamentos da perda, foram dispostas de diversas situações com variadas condições de contorno. Assim, o primeiro fator relevante foi o Número de Mach durante a exaustão dos gases. Este parâmetro não é decisivo em projeto uma vez que, pela literatura, a variação deste indicador é pequena, cerca de 0,2 pontos. Sendo que a análise gráfica demonstra que os domos de atenuação são similares em altas frequências e para as baixas, a perda de transmissão é mínima.

Em relação a variação do diâmetro dos dutos de escoamento, este é um parâmetro a ser considerado em projeto, uma vez que restringe o volume de gases no interior do escapamento. Considerando a velocidade de escoamento fixa, em diâmetros de entrada maiores, uma parcela superior de gases adentra na câmara de expansão. Dessa maneira, em diâmetros maiores, ocorre maior atenuação sonora e para a situação contrária, o resultado é o oposto. Este fenômeno ocorre, pois com maior volume de gases dentro da câmara as ondas de pressão se chocam com as paredes internas e entre si o que causa uma redução mais significativa.

O último parâmetro que foi avaliado pelo método das matrizes de transferência foi o comprimento da caixa do silenciador. Com as condições anteriores fixas, percebe-se que a amplitude de redução sonora se mantém similar em diferentes configurações, tendo como mudança apenas a faixa de frequência de atenuação.

## CAPÍTULO V

### CONCLUSÕES

A construção deste trabalho partiu do dimensionamento dos dutos de escape do motor por meio de cálculos analíticos e condições de contorno que se assemelham aos projetos reais dispostos em veículos. A segunda etapa consistiu em uma análise numérica computacional afim de avaliar a perda de transmissão para as geometrias propostas.

A base matemática disposta na literatura mostrou-se eficaz para o caso analisado, uma vez que as dimensões determinadas são similares aos valores reais de dutos de escapamento. Foram aplicados dados concretos, cujo objetivo foi contribuir para a construção de um silenciador por parte do projeto de extensão vinculado a Faculdade de Engenharia Mecânica.

As especificações utilizadas são compatíveis ao motor adquirido pela equipe UFU Racing Formula Team, assim, os dados validados por este projeto são passíveis de serem reproduzidos em situação real. Nesta etapa verificou-se que os valores de cilindrada afetam diretamente no diâmetro dos dutos de exaustão, sendo um dos principais parâmetros para o ponto inicial do projeto.

Como exposto, a etapa seguinte consistiu na determinação da perda de transmissão e para isto utilizou-se o método das matrizes de transferência. Este tornou-se viável pelo fato de ser possível mapear toda a geometria do silenciador. Dessa forma, o modelo de silenciador escolhido foi o reativo, por ser àquele que não necessita de artifícios eletrônicos para controle de ruído e possível de ser elaborado pelo time de estudantes. Assim, este método secciona o escapamento em seções onde foi possível extrair os elementos acústicos de cada parcela.

Para a análise numérica computacional utilizou-se o *software* Matlab® R2015a. Dentro da simulação foi possível criar diferentes modelos de silenciador, com geometria variável de comprimento do corpo e diâmetro dos dutos. A partir destes resultados foi possível visualizar que o número de Mach não é um parâmetro decisivo em um projeto ao contrário dos outros critérios.

No caso do diâmetro, verificou-se uma relação proporcional entre o valor desta variável com a atenuação sonora. Este fato não se manteve em relação ao comprimento, uma vez que a variação deste apenas deslocou o domo de ruído para outras faixas de frequência. Desta

maneira, com as condições realizadas mostrou-se que o diâmetro foi o parâmetro decisivo no projeto de um silenciador por interferir diretamente na atenuação sonora.

Por fim, em trabalhos futuros torna-se essencial a fabricação de um silenciador para validação por diferentes métodos. O método das matrizes de transferência mostrou-se suficiente para o caso citado, porém em simulações concretas pode-se lançar o uso de outras técnicas, como dos dois microfones. Além de ser possível determinar outros parâmetros de forma experimental com um protótipo, por exemplo a perda por inserção (IL) e redução de ruído (NR).

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALLAM, S. **Acoustic Modeling and Testing of Advanced Exhaust System Components for Automotive Engines**. Dissertação de Doutorado, KHT, Suíça, p. 25, 2004.

AUGUST, P. **Projeto Ótimo de Ressonadores de Helmholtz para Controle Passivo de Ruído em Cavidades Acústicas**. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal do Paraná, p. 32-35, 2012.

BELL, A.G. **Performance Tuning in Theory and Practice Four Strokes**. Foulis, p. 110 – 119, 1981.

BETTS, J.F. **Finite Element Study of Plane Wave Acoustic Phenomena in Ducts**. Faculty of the Virginia Polytechnic Institute and State University, p. 69 (1998).

BIES, D.A., HANSEN, C.H. **Engineering Noise Control: Theory and Practice**. Spon Press, n. 3, p. 51-52, p. 415 - 416, 58 1- 583, 2003.

BLAIR, G.P. **Design and Simulation of Four-Stroke Engine**. Society of Automotive Engineers, Inc., n. 1, p. 703 - 709, p. 726, 1999.

BODÉN, H., ABOM, M. **Influence of Errors on the Two-microphone Method for Measuring Acoustic Properties in Ducts**. Journal of the Acoustical Society of America, vol 79, p. 541-550, 1986.

BRUNETTI, F. **Motores de Combustão Interna**. Editora Blucher, n.1, p.130 - 152, 2012.

CONSELHO NACIONAL DO MEIO AMBIENTE. **Resolução 272**. Diário Oficial da União. 14 de Setembro de 2000.

CRAGGS, A. **A Finite Element Method for Acoustically Lined Small Rooms**. Journal of Sound and Vibration, vol. 108, n 2, p. 327-340, 1986.

DESMET, W., VANDEPITTE, D. **Finite Element Method in Acoustics'**. ISAAC13-International Seminar on Applied Acoustics, Leuven, ISBN 90-73802-73-3, 2002.

FAHY, F. **Foundations of Engineering acoustics**. New York: Academic Press, 2001.

FILHO, S.N. **Fundamentos sobre Ruídos**. Revista Backstage, v 8, 2002.

GERGES, S.N.Y. **Ruído: Fundamentos e Controle**. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, n. 1, p. 22 - 24, p. 357-368, 1992.

KINSLER, L. E. et al. **Fundamentals of Acoustics**. John Wiley & Sons, Inc., n. 4, p. 121-128, 2000.

LIMA, K. F. **Análise Numérica e Experimental de Silenciadores Veiculares**. Dissertação de Mestrado. Pontifícia Universidade Católica do Paraná, 2001.

MARTINS, J. **Motores de Combustão Interna**. Publindústria, n. 2, p. 189, 2006.

Society of Automotive Engineers. **Formula SAE® Rules**. p.94, Biênio 2017-2018.

SILVA, G. C. C. **Estudo Analítico e Numérico do Desempenho Acústico de Silenciadores Reativos na Presença de Escoamento Médio Incompressível**. Dissertação de Mestrado em integridade de Materiais da Engenharia. Faculdade UnB Gama/FT/Universidade de Brasília, DF, p. 59-61, 2016.

SAWANT, P. **Exhaust Tuning of an Internal Combustion Engine by the Combined Effects of Variable Exhaust Pipe Diameter and an Exhaust Valve Timing System**, Energies, v. 11, n. 6, p. 48, 2018.

SILVA, G.C.C., NUNES, M.A.A. **Análise de Sensibilidade dos Parâmetros de Projeto de Silenciadores Reativos do tipo Helmholtz**. Universidade de Brasília, 2012.

VER, I.L., BERANEK, L.L. **Noise and Vibration Control Engineering: Principles and Applications**. John Wiley & Sons, Inc., n. 2, p. 30-42, p. 286-288, 2006.

YOUNG, C.I.J., CROKER, M.J. **Prediction of transmission loss in mufflers by the finite element method**. Journal of the Acoustical Society of America, vol. 57, n. 1, p. 144-150, 1975.

## APÊNDICE

### 1 - Código utilizado no Matlab para estudo da Perda por Transmissão

```

c = 343.24;
gama = 1.402;
TL = []; %perda por transmissão

L1=0.085;
d1=0.046;
L12=0.035;
L2 =0.170-0.07;
d2=0.200;
L23=L12;
L3=2*L12;
d3=d1;
L34=L12;
L4=L2;
d4=d2;
L45=L12;
L5=L1;
d5=d1;

areaA = pi*((d1^2)/4);
areaB = pi*((d2^2)/4);
areaC = pi*((d3^2)/4);
areaD = pi*((d4^2)/4);
areaE = pi*((d5^2)/4);

M1=0.1 %01<U1/c <0.2
M2=M1*(areaA/areaB);
M3=M2*(areaB/areaC);
M4=M3*(areaC/areaD);
M5=M4*(areaD/areaE);

fc =(1.84*c)/(pi*0.150);

for fq =0:1:fc

omega=2*(pi)*fq;
k0=omega/c; % rad/s
kc1=k0/(1-M1^2);
kc2=k0/(1-M2^2);
kc3=k0/(1-M3^2);
kc4=k0/(1-M4^2);
kc5=k0/(1-M5^2);

Y1=c/areaA;
Yr12=c/((areaB)-areaA);
Y12=-i*Yr12*(cot(k0*L12));
Y2=c/areaB;
Yr23=c/(areaB-areaC);
Y23=-i*Yr23*(cot(k0*L23));
Y3=c/areaC;
Yr34=c/(areaD-areaC);
Y34=-i*Yr34*(cot(k0*L34));
Y4=c/areaD;

```

```

Yr45=c/(areaD -areaE);
Y45=-i*Yr45*(cot(k0*L45));
Y5=c/areaE;
Yn=Y5;

T1=[(cos(kc1*L1)), (i*Y1*sin(kc1*L1));((i/Y1)*sin(kc1*L1)), (cos(kc1*L1))];
T2=[(cos(kc2*L2)), (i*Y2*sin(kc2*L2));((i/Y2)*sin(kc2*L2)), (cos(kc2*L2))];
T3=[(cos(kc3*L3)), (i*Y3*sin(kc3*L3));((i/Y3)*sin(kc3*L3)), (cos(kc3*L3))];
T4=[(cos(kc4*L4)), (i*Y4*sin(kc4*L4));((i/Y4)*sin(kc4*L4)), (cos(kc4*L4))];
T5=[(cos(kc5*L5)), (i*Y5*sin(kc5*L5));((i/Y5)*sin(kc5*L5)), (cos(kc5*L5))];

T12=[1,0;1/Y12,1];
T23=[1,0;1/Y23,1];
T34=[1,0;1/Y34,1];
T45=[1,0;1/Y45,1];

T=T1*T12*T2*T23*T3*T34*T4*T45*T5;

TT11=T(1,1);
TT12=T(1,2);
TT21=T(2,1);
TT22=T(2,2);
% Calculando a TL
TL (fq +1) =20*log10 ( sqrt (Y1/Yn)* abs ( (TT11+(TT12/Y1)+
Yn*TT21+(Yn/Y1)*TT22) / 2 ) )
    end

disp (mean(abs(TL)))
%style =[color ("red") ]
%xtitle ("Transmission Loss","Frequencia (Hz)", ("TL (dB)"))
plot (TL, 'm')
hold on

```