




# **Estudo de Vibrações em Sistemas de Exaustão Automotiva: Análise do Comportamento Acústico e Estrutural para Redução de Ruído**

**Aurélio José de Genaro Roma**  
**[aurelio.roma@aluno.ifsp.edu.br](mailto:aurelio.roma@aluno.ifsp.edu.br)**

**Luís Gustavo de Deus Sperandio**  
**[deus.sperandio@aluno.ifsp.edu.br](mailto:deus.sperandio@aluno.ifsp.edu.br)**



# Introdução

-  Os sistemas de exaustão automotiva desempenham um papel multifuncional crítico, sendo essenciais tanto para a emissão de gases quanto para a atenuação sonora em veículos de combustão interna.
-  Devido às severas condições operacionais (altas temperaturas e pressões) e características geométricas, esses sistemas estão intrinsecamente sujeitos a vibrações estruturais e oscilações de pressão, que podem comprometer tanto a durabilidade da estrutura quanto o conforto acústico do veículo
-  Este trabalho tem por objetivo apresentar e validar uma metodologia de análise e controle das vibrações inerentes ao sistema de exaustão automotiva, com foco na identificação e mitigação de problemas de ressonância estrutural e acústica



# Sistema de Exaustão Automotiva



## Análise de Controle Passivo e Mitigação Local de Vibração

O pilar inicial consiste na Análise Modal via Elementos Finitos (FEA) e para a mitigação ativa de ruído e vibração, é explorada a aplicação e modelagem de um Absorvedor de Massa Sintonizado (AMS)



## Diagnóstico Vibro acústico em Nível de Sistema (Estudo de Caso)

O trabalho visa investigar as causas sistêmicas de ruído, com um estudo de caso dedicado ao fenômeno conhecido como booming noise. Para tal, é aplicada a técnica de Análise dos Caminhos de Transferência de Energia (TPA)

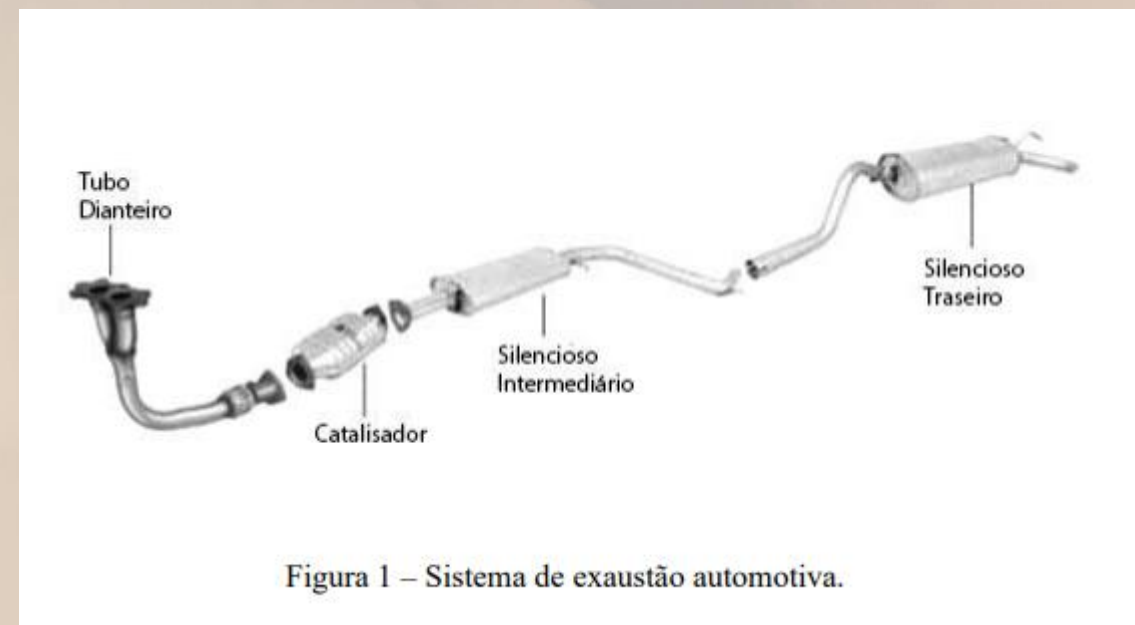





Figura 1 – Sistema de exaustão automotiva.






# Fundamento Histórico

-  É pertinente mencionar avanços históricos que contribuíram para o controle de ruídos e vibrações.
-  Um marco relevante foi a descoberta da vulcanização da borracha natural por Charles Goodyear, em 1839. Este processo, que envolve aquecer a borracha misturada com enxofre, revolucionou as propriedades mecânicas do material, aprimorando significativamente sua durabilidade e resistência.
-  Essa inovação não apenas reduziu o ruído e a vibração de rodagem, mas também melhorou a segurança e a eficiência








# Fundamentos Teóricos

-  A vibro acústica em sistemas automotivos estuda como vibrações e ruídos do motor se propagam pelo veículo, afetando conforto e desempenho. Quando a frequência da vibração coincide com a frequência natural do sistema, ocorre ressonância, aumentando significativamente a amplitude vibracional.
-  Um fenômeno comum é o **booming noise**, um ruído grave de baixa frequência percebido no interior do veículo, causado pelo acoplamento entre vibrações estruturais e ruído transmitido pelo ar. Esse efeito é influenciado principalmente pelo torque do motor, enquanto sua frequência depende da rotação.
-  O controle eficiente exige análise integrada dos caminhos de transmissão para evitar soluções isoladas e pouco eficazes.



# Análise Estrutural





-  O objetivo da análise modal é identificar as **frequências naturais estruturais ( $\omega_n$ )** do sistema de exaustão.
-  O projeto deve garantir que ( $\omega_n$ ) não coincida com as frequências geradas pelo motor (harmônicas de ignição), evitando **ressonância**.
-  Utiliza-se como modelo um **segmento de tubo idealizado como viga**.
-  As frequências naturais dependem de:
  - ✓ Módulo de elasticidade (E)
  - ✓ Geometria da seção transversal (I)
  - ✓ Condições de contorno ( $\beta$ )
  - ✓ Massa por comprimento ( $\mu$ )
  - ✓ Comprimento do tubo (L).
-  Equação utilizada para estimar a frequência natural:

$$\omega_n = \beta^2 L^2 \sqrt{\frac{EI}{\mu}}$$








# Análise Acústica

-  O ruído interno do sistema é causado pela **propagação da onda de pressão dos gases** dentro do duto.
-  Esse fenômeno é relacionado à **ressonância acústica longitudinal**, que amplifica frequências específicas.
-  A ressonância depende de:
  - ✓ Velocidade do som nos gases quentes (c)
  - ✓ Comprimento do duto (L)
  - ✓ Ordem harmônica (k)
-  Equação utilizada para estimar a frequência acústica:

$$f_k = k \frac{c}{2L}$$



# Metodologia de Análise e Modelagem





-  **Testes de Bancada:** Ensaios experimentais em um sistema real usando acelerômetros (vibração estrutural) e microfones (resposta acústica) em condições que simulam a montagem veicular.
-  **Simulação (FEA):** Utilização de software de Elementos Finitos (FEA) para executar a análise harmônica, determinando as frequências naturais e os modos de vibração do sistema.
-  **Modelagem da Resposta:** Modelagem da resposta estrutural em regime ressonante, com foco na identificação dos picos críticos de vibração e suas respectivas amplitudes.





# Análise dos Caminhos de Transferência (TPA)

## Fundamentos da Análise TPA

-  Usada para identificar as fontes dominantes e os caminhos de transmissão do ruído (estrutural vs. aéreo).
-  Combina dados de carregamentos operacionais (obtidos em pista) com Funções de Resposta em Frequência (FRFs) (medidas em laboratório).
-  Aplica a Lei da Reciprocidade para determinar forças desconhecidas no sistema.
-  Permite quantificar a contribuição de cada fonte para o problema acústico geral.



# Análise dos Caminhos de Transferência (TPA)

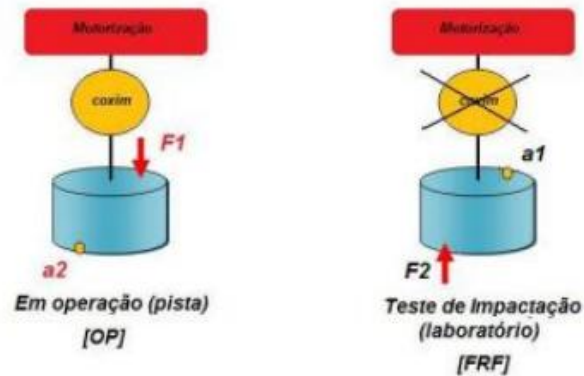
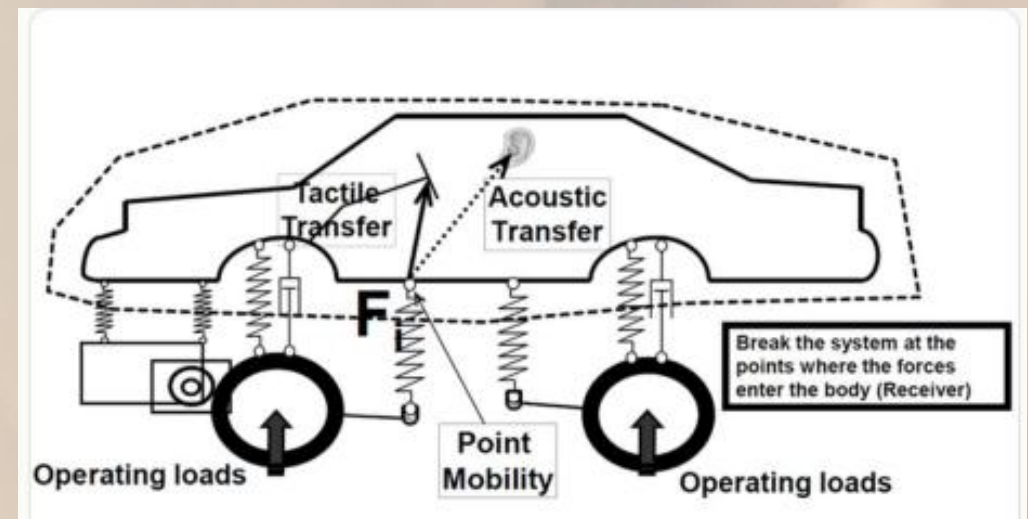


Figura 5 – Sistema SISO em condição de operação e medição de FRF Fonte: Silva (2011).





# Análise de Sinais - Tempo vs. Frequência



Domínio do Tempo e Domínio da Frequência

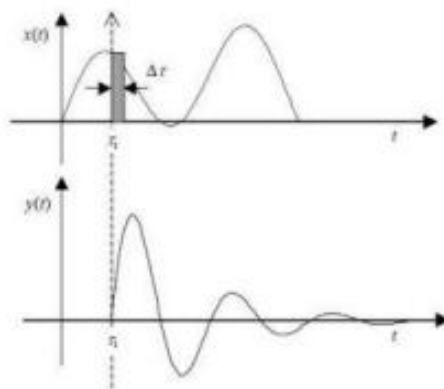


Figura 6 - Sinal de entrada indicando uma das entradas e respectiva resposta. Fonte: Silva (2011).



# Domínio do Tempo e Domínio da Frequência



A resposta  $y(t)$  é a **Convolução** da entrada  $x(t)$  com a resposta ao impulso  $h(t)$ .



**Integral de Duhamel:**  $y(t) = \int_{-\infty}^{\infty} x(\tau) \cdot h(t - \tau) \cdot d\tau$  mostra a resposta de um sistema linear causal a uma entrada qualquer.



A Transformada de Fourier converte a convolução em uma simples **Multiplicação**.

$$\int_{-\infty}^{\infty} x(\tau) \cdot g(-\tau) \cdot d\tau = \int_{-\infty}^{\infty} X(f) \cdot G(f) \cdot df$$

$$H(f) = \int_{-\infty}^{\infty} h(t) \cdot e^{i2\pi ft} \cdot dt = \int_{-\infty}^{\infty} g(-t) \cdot e^{i2\pi ft} \cdot dt$$



# Domínio do Tempo e Domínio da Frequência



A resposta a uma exponencial complexa é também uma exponencial complexa. Portanto da transformada de Fourier inversa podemos escrever.







$x(t) = \int_{-\infty}^{\infty} X(f) \cdot e^{-i2\pi ft} \cdot df$ , pelo método da superposição temos que:  
 $y(t) = \int_{-\infty}^{\infty} x(f) \cdot h(f) \cdot e^{-i2\pi ft} \cdot df$ .



Por fim temos a solução :  $\int_{-\infty}^{\infty} X(\varepsilon) \cdot H(\varepsilon) \cdot \delta(f - \varepsilon) \cdot d\varepsilon \rightarrow Y(f) = X(f) \cdot H(f)$



# Conclusões

-  A análise modal permitiu identificar e evitar frequências críticas, reduzindo vibração e ruído no sistema de exaustão
-  A aplicação de TPA ajudou a mapear os caminhos de transmissão e entender as fontes do booming noise.
-  Testes confirmaram que ajustes estruturais e soluções acústicas melhoram o desempenho NVH.
-  A metodologia mostrou-se eficaz para otimizar projeto, reduzir retrabalho e garantir melhor conforto acústico.



**Obrigado Pela Atenção**

