

Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

**DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA MULTICANAL DE
AQUISIÇÃO DE DADOS EM TEMPO REAL PARA
APLICAÇÕES NO SETOR AUTOMOTIVO**
Núcleo Universitário Coração Eucarístico

Tarcísio Flávio Umbelino Rêgo

Belo Horizonte
2007

Tarcísio Flávio Umbelino Rêgo

**DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA
MULTICANAL DE AQUISIÇÃO DE DADOS EM
TEMPO REAL PARA APLICAÇÕES NO SETOR
AUTOMOTIVO**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, como requisito para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

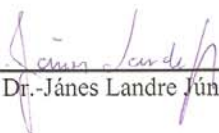
Orientador: Prof. Jánes Landre Júnior, Dr.

Belo Horizonte
2007

Tarcísio Flávio Umbelino Rêgo
**Desenvolvimento de um Sistema Multicanal de Aquisição de Dados em
Tempo Real para Aplicações no Setor Automotivo**

Dissertação de Mestrado submetida à banca examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais como parte dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

Belo Horizonte, fevereiro de 2007



Prof. Dr.-János Landre Júnior - Presidente,(Orientador)-PUC Minas



Prof. Dr. Nilton da Silva Maia- CEFET MG



Prof..Denilson Laudares Rodrigues – PUC Minas

RESUMO

Este trabalho objetiva o desenvolvimento de uma metodologia e um equipamento (hardware e software) necessário para a análise da confortabilidade nos veículos automotores. O equipamento desenvolvido para análise é constituído de um sistema de aquisição de dados em tempo real, que possibilita a aquisição simultânea dos dados enviados por sensores instalados no veículo. Foi desenvolvido, em conjunto com o hardware, todo o software necessário para aquisição e importação dos dados necessários. O sistema de aquisição foi aferido com um gerador de sinais e instalado em um veículo equipado com acelerômetros, PT-100 e microfone. O veículo transitou por pistas de testes de asfalto e terra e os sinais provenientes da instrumentação instalada foram adquiridos. A base de dados foi analisada usando-se a transformada rápida de Fourier e as frequências encontradas coincidiram com as frequências naturais de vibração do automóvel, verificada pela indústria automobilística. Em consequência dos experimentos em laboratório e em campo, pode-se afirmar que o sistema de aquisição desenvolvido e a metodologia empregada possibilitam uma análise eficiente da confortabilidade dos veículos automotores.

ABSTRACT

The objective of the present work is the development of equipment (hardware and software) and methodology necessary for the analysis of comfort in automobiles. The equipment is composed of a real time data acquisition system, that allows for the simultaneous acquisition of data obtained from several sensors installed in the vehicle. All the software necessary for acquisition and importing of the measured data were also developed. The acquisition system was tested using a signal generator and installed in a vehicle equipped with accelerometers, PT-100 and microphone. The vehicle was driven in asphalt test courses and countryside roads and the signals originated by the installed sensors were captured. The measured database was analyzed using Fast Fourier Transforms and the frequencies observed coincided with the natural frequencies of the automobile, supplied by the manufacturer. As a consequence of the experiments performed in laboratory and in-field, it is possible to affirm that the data acquisition system developed and the methodology employed allowed an efficient evaluation of the comfort in automobiles.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 2.1 Análise modal teórica e experimental.....	23
FIGURA 2.2 Sistema de um grau de liberdade.....	24
FIGURA 2.3 Estrutura interna de um microfone capacitivo.....	46
FIGURA 2.4 Microfone resistivo de carvão	48
FIGURA 2.5 Microfone eletromagnético.....	49
FIGURA 2.6 Variação da sensibilidade e da faixa de frequência do microfone com a área do diafragma.....	52
FIGURA 2.7 Campo de ação dos (A) Microfones panorâmicos; (B) Bidirecional; (C) Cardióide;	56
FIGURA 2.8 Princípio geral de funcionamento do acelerômetro.	58
FIGURA 2.9 Aspecto da construção interna de um acelerômetro	60
FIGURA 2.10 Acelerômetros especiais	61
FIGURA 2.11 Alteração da resposta em frequência de acordo com a fixação	66
FIGURA 2.12 – Amplificador operacional	69
FIGURA 2.13 – Circuito multiplicador.....	70
FIGURA 2.14: Amostragem de uma senóide.....	73
FIGURA 2.15 – Subamostragem	74
FIGURA 2.16: Amostragem usando sample and hold e as distorções ocorridas.....	75
FIGURA 2.17: Sistema de aquisição de dados multiplexado.	77
FIGURA 2.18 – Funções PSD de dois tipos de pistas.	89
FIGURA 3.1: Diagrama em bloco do sistema de captura	101
FIGURA 3.2 – Detalhamento da placa de aquisição.....	103
FIGURA 3.3 – Detalhamento da placa de controle.....	104
FIGURA 3.4: Fluxograma de funcionamento do sistema de aquisição	106
FIGURA 3.5 – Interface do programa de testes da porta serial	108
FIGURA 3.6 – Interface do programa de extração dos dados.....	109
FIGURA 3.7 – Fluxograma do software de extração dos dados	111
FIGURA 3.8: Montagem utilizada no teste de aferição	113
FIGURA 3.9 – Posicionamento dos sensores no veículo.....	115
FIGURA 3.10: Diagrama do sistema de aquisição instalado no veículo	117
FIGURA 3.11: Montagem para a realização do experimento com microfone.....	118
FIGURA 4.1 – Montagem utilizada na aferição do sistema de aquisição.....	120

Figura 4.2 – Sinal senoidal de 100 hz aplicado através do gerador de funções obtido no osciloscópio	121
Figura 4.3 – Sinal senoidal de 100 hz obtido pelo sistema de aquisição.....	121
Figura 4.4 – Freqüência do sinal senoidal obtido pelo sistema de aquisição	122
Figura 4.5 – Sinal de onda triangular de 100 hz aplicado através do gerador de funções obtido no osciloscópio	122
Figura 4.6 – Sinal de onda triangular de 100 hz obtido pelo sistema de aquisição.....	123
Figura 4.7 – Freqüência do sinal de onda triangular obtido no sistema de aquisição	123
Figura 4.8 – Sinal de onda quadrada de 100 hz aplicado através do gerador de funções obtido no osciloscópio	124
Figura 4.9 – Sinal de onda quadrada de 100 hz obtido pelo sistema de aquisição.....	124
Figura 4.10 – Freqüência do sinal de onda quadrada obtido pelo sistema de aquisição	125
Figura 4.11 – Montagem utilizada na calibração do sistema de aquisição.....	126
Figura 4.12 – Captura da tensão da bateria para o Canal 1	126
Figura 4.13 – Captura da tensão da bateria para o Canal 2	127
Figura 4.14 – Captura da tensão da bateria para o Canal 3	128
Figura 4.15 – Captura da tensão da bateria para o Canal 4	129
Figura 4.16 – Captura da tensão da bateria para o Canal 5	130
Figura 4.17 – Captura da tensão da bateria para o Canal 6	131
Figura 4.18 – Fluxograma detalhado dos testes realizados no veículo	132
Figura 4.19 – Acelerômetro instalado no ativo da suspensão	133
Figura 4.20 – Acelerômetro instalado no leque da suspensão.....	134
Figura 4.21 – Acelerômetro instalado na coluna do veículo no lado do condutor.....	134
Figura 4.22 – Acelerômetro instalado no piso do veículo próximo ao pedal de freio.....	134
Figura 4.23 – Microfone e circuito pré-amplificador instalado no encosto de cabeça do condutor.....	135
Figura 4.24 – Sensor de temperatura tipo PT-100 instalado no encosto de cabeça do passageiro	135
Figura 4.25 – Sistema de aquisição de dados, e condicionador de sinais dos acelerômetros	136
Figura 4.26 – Gráfico de vibração, ruído e temperatura para 20 Km/h (Asfalto-manhã)	137
Figura 4.27 – Gráfico de vibração, ruído e temperatura para 40 Km/h (Asfalto-manhã)	138
Figura 4.28 – Gráfico de vibração, ruído e temperatura para 60 Km/h (Asfalto-manhã)	138
Figura 4.29 – Gráfico de vibração, ruído e temperatura para 20 Km/h (Asfalto-tarde).....	139
Figura 4.30 – Gráfico de vibração, ruído e temperatura para 40 Km/h (Asfalto-tarde).....	139

Figura 4.31 – Gráfico de vibração, ruído e temperatura para 60 Km/h (Asfalto-tarde).....	140
Figura 4.32 – Gráfico de vibração, ruído e temperatura para 20 Km/h (Asfalto-noite).....	140
Figura 4.33 – Gráfico de vibração, ruído e temperatura para 40 Km/h (Asfalto-noite).....	141
Figura 4.34 – Gráfico de vibração, ruído e temperatura para 60 Km/h (Asfalto-noite).....	141
Figura 4.35 – Gráfico de vibração, ruído e temperatura para 20 Km/h (Terra-manhã)	142
Figura 4.36 – Gráfico de vibração, ruído e temperatura para 40 Km/h (Terra-manhã)	143
Figura 4.37 – Gráfico de vibração, ruído e temperatura para 60 Km/h (Terra-manhã)	143
Figura 4.38 – Gráfico de vibração, ruído e temperatura para 20 Km/h (Terra-tarde).....	144
Figura 4.39 – Gráfico de vibração, ruído e temperatura para 40 Km/h (Terra-tarde).....	144
Figura 4.40 – Gráfico de vibração, ruído e temperatura para 60 Km/h (Terra-tarde).....	145
Figura 4.41 – Gráfico de vibração, ruído e temperatura para 20 Km/h (Terra-noite).....	145
Figura 4.42 – Gráfico de vibração, ruído e temperatura para 40 Km/h (Terra-noite).....	146
Figura 4.43 – Gráfico de vibração, ruído e temperatura para 60 Km/h (Terra-noite).....	146
Figura 4.44 – FFT da amostra para velocidade de 20 Km/h no asfalto no turno da manhã, entre ativo da suspensão e leque.....	148
Figura 4.45 – FFT da amostra para velocidade de 20 Km/h no asfalto no turno da tarde, entre ativo da suspensão e leque.....	148
Figura 4.46 – FFT da amostra para velocidade de 20 Km/h no asfalto no turno da noite, entre ativo da suspensão e leque.....	149
Figura 4.47 – FFT da amostra para velocidade de 20 Km/h no asfalto no turno da manhã, entre coluna e pé do motorista.....	149
Figura 4.48 – FFT da amostra para velocidade de 20 Km/h no asfalto no turno da tarde, entre coluna e pé do motorista.....	150
Figura 4.49 – FFT da amostra para velocidade de 20 Km/h no asfalto no turno da noite, entre coluna e pé do motorista.....	150
Figura 4.50 – FFT da amostra do sinal microfone para velocidade de 20 Km/h no asfalto no turno da manhã	151
Figura 4.51 – FFT da amostra do sinal do microfone para velocidade de 20 Km/h no asfalto no turno da tarde	152
Figura 4.52 – FFT da amostra do sinal do microfone para velocidade de 20 Km/h no asfalto no turno da noite	152
Figura 4.53 – FFT da amostra para velocidade de 40 Km/h no asfalto no turno da manhã, entre ativo da suspensão e leque.....	153

Figura 4.54 – FFT da amostra para velocidade de 40 Km/h no asfalto no turno da tarde, entre ativo da suspensão e leque.....	154
Figura 4.55 – FFT da amostra para velocidade de 40 Km/h no asfalto no turno da noite, entre ativo da suspensão e leque.....	154
Figura 4.56 – FFT da amostra para velocidade de 40 Km/h no asfalto no turno da manhã, entre coluna e pé do motorista.....	155
Figura 4.57 – FFT da amostra para velocidade de 40 Km/h no asfalto no turno da tarde, entre coluna e pé do motorista.....	156
Figura 4.58 – FFT da amostra para velocidade de 40 Km/h no asfalto no turno da noite, entre coluna e pé do motorista.....	156
Figura 4.59 – FFT da amostra do sinal do microfone para velocidade de 40 Km/h no asfalto no turno da manhã	157
Figura 4.60 – FFT da amostra do sinal do microfone para velocidade de 40 Km/h no asfalto no turno da tarde.....	158
Figura 4.61 – FFT da amostra do sinal do microfone para velocidade de 40 Km/h no asfalto no turno da noite.....	158
Figura 4.62 – FFT da amostra para velocidade de 60 Km/h no asfalto no turno da manhã, entre ativo da suspensão e leque.....	159
Figura 4.63 – FFT da amostra para velocidade de 60 Km/h no asfalto no turno da tarde, entre ativo da suspensão e leque.....	160
Figura 4.64 – FFT da amostra para velocidade de 60 Km/h no asfalto no turno da noite, entre ativo da suspensão e leque.....	160
Figura 4.65 – FFT da amostra para velocidade de 60 Km/h no asfalto no turno da manhã, entre coluna e pé do motorista.....	161
Figura 4.66 – FFT da amostra para velocidade de 60 Km/h no asfalto no turno da tarde, entre coluna e pé do motorista.....	162
Figura 4.67 – FFT da amostra para velocidade de 60 Km/h no asfalto no turno da noite, entre coluna e pé do motorista.....	162
Figura 4.68 – FFT da amostra do sinal do microfone para velocidade de 60 Km/h no asfalto no turno da manhã	163
Figura 4.69 – FFT da amostra do sinal do microfone para velocidade de 60 Km/h no asfalto no turno da tarde.....	164
Figura 4.70 – FFT da amostra do sinal do microfone para velocidade de 60 Km/h no asfalto no turno da noite.....	164

Figura 4.71 – FFT da amostra para velocidade de 20 Km/h na terra no turno da manhã, entre ativo da suspensão e leque.....	165
Figura 4.72 – FFT da amostra para velocidade de 20 Km/h na terra no turno da tarde, entre ativo da suspensão e leque.....	166
Figura 4.73 – FFT da amostra para velocidade de 20 Km/h na terra no turno da noite, entre ativo da suspensão e leque.....	166
Figura 4.74 – FFT da amostra para velocidade de 20 Km/h no terra no turno da manhã, entre coluna e pé do motorista.....	1677
Figura 4.75 – FFT da amostra para velocidade de 20 Km/h no terra no turno da tarde, entre coluna e pé do motorista.....	168
Figura 4.76 – FFT da amostra para velocidade de 20 Km/h no terra no turno da noite, entre coluna e pé do motorista.....	168
Figura 4.77 – FFT da amostra do sinal do microfone para velocidade de 20 Km/h na pista irregular no turno da manhã.....	169
Figura 4.78 – FFT da amostra do sinal do microfone para velocidade de 20 Km/h na pista irregular no turno da tarde	169
Figura 4.79 – FFT da amostra do sinal do microfone para velocidade de 20 Km/h na pista irregular no turno da noite	170
Figura 4.80 – FFT da amostra para velocidade de 40 Km/h na terra no turno da manhã, entre ativo da suspensão e leque.....	171
Figura 4.81 – FFT da amostra para velocidade de 40 Km/h na terra no turno da tarde, entre ativo da suspensão e leque.....	171
Figura 4.82 – FFT da amostra para velocidade de 40 Km/h na terra no turno da noite, entre ativo da suspensão e leque.....	172
Figura 4.83 – FFT da amostra para velocidade de 40 Km/h na terra no turno da manhã, entre coluna e pé do motorista.....	173
Figura 4.84 – FFT da amostra para velocidade de 40 Km/h na terra no turno da tarde, entre coluna e pé do motorista.....	1733
Figura 4.85 – FFT da amostra para velocidade de 40 Km/h na terra no turno da noite, entre coluna e pé do motorista.....	174
Figura 4.86 – FFT da amostra do sinal do microfone para velocidade de 40 Km/h na pista irregular no turno da manhã.....	174
Figura 4.87 – FFT da amostra do sinal do microfone para velocidade de 40 Km/h na pista irregular no turno da tarde	175

Figura 4.88 – FFT da amostra do sinal do microfone para velocidade de 40 Km/h na pista irregular no turno da noite	175
Figura 4.89 – FFT da amostra para velocidade de 60 Km/h na terra no turno da manhã, entre ativo da suspensão e leque.....	176
Figura 4.90 – FFT da amostra para velocidade de 60 Km/h na terra no turno da tarde, entre ativo da suspensão e leque.....	177
Figura 4.91 – FFT da amostra para velocidade de 60 Km/h na terra no turno da noite, entre ativo da suspensão e leque.....	177
Figura 4.92 – FFT da amostra para velocidade de 60 Km/h na terra no turno da manhã, entre coluna e pé do motorista.....	178
Figura 4.93 – FFT da amostra para velocidade de 60 Km/h na terra no turno da tarde, entre coluna e pé do motorista.....	179
Figura 4.94 – FFT da amostra para velocidade de 60 Km/h na terra no turno da noite, entre coluna e pé do motorista.....	179
Figura 4.95 – FFT da amostra do sinal do microfone para velocidade de 60 Km/h na pista irregular no turno da manhã.....	180
Figura 4.96 – FFT da amostra do sinal do microfone para velocidade de 60 Km/h na pista irregular no turno da tarde	180
Figura 4.97 – FFT da amostra do sinal do microfone para velocidade de 60 Km/h na pista irregular no turno da noite	181
Figura A.1 – Especificação dos acelerômetros utilizados	189
Figura B.1 – Tabela de Resistência vs. Temperatura do PT 100.....	194
Figura C.1 – Especificação do pré-amplificador utilizado no microfone.....	190
Figura D.1 – Sinal de 1 khz capturado pelo microfone gerado pelo gerador de RF	191
Figura D.2 – FFT do sinal de 1 khz capturado pelo microfone.....	192

Lista de Tabelas

Tabela 2.1 Formas de FRFs e denominações mais comuns	27
Tabela 2.2 Valores de resistência para diferentes temperaturas de um RTD	44
Tabela 3.1 Descrição dos equipamentos usados na aferição	113
Tabela 3.2 Número de série e posição dos acelerômetros	117
Tabela 4.1 Ganho de cada um dos canais	134

Nomenclatura

a	Distância horizontal do C.G. ao eixo dianteiro (m)
$rA_{j,k}$	r-ésima constante modal que relaciona os graus de liberdade j e k
A_n	n-ésimo coeficiente dos co-senos da transformada de Fourier
b	Distância horizontal do C.G. ao eixo traseiro (m)
B_n	n-ésimo coeficiente dos senos da transformada de Fourier
c	Coeficiente de amortecimento viscoso ($N \times s/m$)
c_0	Coeficiente de amortecimento crítico ($N \times s/m$)
c_p	Distância da fibra mais externa à linha neutra ao longo da direção principal (m)
c_s	Distância da fibra mais externa à linha neutra ao longo da direção secundária (m)
c_{sd}	Coeficiente de amortecimento da suspensão dianteira ($N \times s/m$)
c_{st}	Coeficiente de amortecimento da suspensão traseira ($N \times s/m$)
C^m	Grau de continuidade de ordem m
C_n	n-ésimo coeficiente da transformada de Fourier na forma exponencial
e	Número de Euler
G	Ganho do pré-amplificador
G_0	Parâmetro de magnitude da pista (ciclos \times m)
h	Coeficiente de amortecimento histerético
i	$\sqrt{-1}$
I_v	Inércia de <i>pitch</i> do veículo ($kg \times m^2$)
k	Rigidez (N/m)
k_d	Rigidez dos pneus dianteiros (kN/m)
k_t	Rigidez dos pneus traseiros (kN/m)
k_{sd}	Rigidez da suspensão dianteira (kN/m)
k_{st}	Rigidez da suspensão traseira (kN/m)
k_r	Rigidez modal do r-ésimo modo (N/m)
m	Massa (kg)
m_d	Massa não-suspensa do eixo dianteiro (kg)
m_r	Massa modal do r-ésimo modo (kg)
m_t	Massa não-suspensa do eixo traseiro (kg)
m_v	Massa suspensa do veículo (kg)
N	Número de graus de liberdade

r_d	Raio do pneu dianteiro sem deformações (m)
r_t	Raio do pneu traseiro sem deformações (m)
h_d	Altura livre da suspensão dianteira (m)
h_t	Altura livre da suspensão traseira (m)
p_d	Altura do conjunto pneu-suspensão do eixo dianteiro (m)
p_t	Altura do conjunto pneu-suspensão do eixo traseiro (m)
p_c	Altura do ponto de referência alinhado verticalmente com o C.G. (m)
s	Auto-valor complexo de um sistema com 1 GDL
s_r	r-ésimo auto-valor complexo
S	Sensibilidade do transdutor (Volt/m/s ²)
t	Tempo (s)
T	Período (s)
Δt	Intervalo de tempo (s)
$\Delta \nu$	Incremento do número de onda (ciclos/m)
ε	Deformação
ϕ	Ângulo de fase (rad)
ϕ_n	n-ésimo ângulo de fase da transformada de Fourier
η	Fator de perda do amortecimento estrutural
λ_r	r-ésimo auto-valor
ν	Número de onda (ciclos/m)
ν_0	Número de onda de cutoff (ciclos/m)
ν_n	n-ésimo número de onda
θ	Ângulo (rad)
π	Razão entre a circunferência e o diâmetro de um círculo
ρ	Massa específica ou densidade (kg/m ³)
σ	Tensão (Pa)
τ	Tensão de cisalhamento (Pa)
ω	Frequência angular (rad/s)
ω_0	Frequência natural de um sistema com 1 GDL não-amortecido (rad/s)
ω_r	r-ésima frequência angular não-amortecida (rad/s)
ζ	Razão de amortecimento
$a(t)$	Aceleração em função do tempo (m/s ²)

$A(\omega)$	FRF aceleração/força (m/s ² /N)
$f(t)$	Força em função do tempo (N)
$G_z(\nu)$	Amplitude da função PSD (m ² /ciclos/m)
$Q(\omega)$	FRF de um sistema com 1 GLD não-amortecido (m/N)
$Q_c(\omega)$	FRF de um sistema com 1 GLD com amortecimento viscoso (m/N)
$Q_h(\omega)$	FRF de um sistema com 1 GLD com amortecimento histerético (m/N)
$v(t)$	Velocidade em função do tempo (m/s)
$x(t)$	Deslocamento em função do tempo (m)
$y_{pd}(t)$	Deslocamento vertical da pista sob a roda dianteira (m)
$y_{pt}(t)$	Deslocamento vertical da pista sob a roda traseira (m)
$y_{rd}(t)$	Deslocamento vertical da roda dianteira (m)
$y_{rt}(t)$	Deslocamento vertical da roda traseira (m)
$y_{rd}(t)$	Deslocamento vertical da roda dianteira (m)
$y_{rt}(t)$	Deslocamento vertical da roda traseira (m)
$y_{rd}(t)$	Deslocamento vertical do topo da suspensão dianteira (m)
$y_{rt}(t)$	Deslocamento vertical do topo da suspensão traseira (m)
$y_v(t)$	Deslocamento vertical do veículo (m)
$Y(\omega)$	FRF velocidade/força (m/s/N)
$\alpha(\omega)$	FRF deslocamento/força (m/N)
$\theta(t)$	Ângulo de <i>pitch</i> do veículo (rad)
$\{f\}_A$	Vetor de forças de superfície
$\{f\}_V$	Vetor de forças de corpo
$\{f\}_i$	<i>i</i> -ésimo vetor de forças concentradas
$\{R\}$	Vetor de forças (N)
$\{U\}$	Vetor de deslocamentos (m)
$\{\bar{U}\}$	Vetor de deslocamentos virtuais (m)
$\{\varepsilon\}$	Vetor de deformações
$\{\bar{\varepsilon}\}$	Vetor de deformações correspondentes aos deslocamentos virtuais
$\{\phi\}_r$	<i>r</i> -ésimo auto-vetor normalizado em relação à matriz de massa
$\{\sigma\}$	Vetor de tensões (Pa)
$\{\psi\}_r$	<i>r</i> -ésimo auto-vetor não-normalizado
$[B]$	Matriz que relaciona as deformações aos deslocamentos nodais
$[C]$	Matriz de amortecimento

- [D] Matriz diagonal obtida na fatorização LDL
- [H] Matriz de amortecimento histerético
- [I] Matriz identidade
- [E] Matriz de elasticidade
- [K] Matriz de rigidez
- [L] Matriz triangular inferior obtida na fatorização LDL
- [M] Matriz de massa
- [N] Matriz de interpolação de deslocamentos
- [T] Matriz de transformação
- [T] _{q} Matriz tri-diagonal de ordem q
- [$\alpha(\omega)$] Matriz de receptância
- [Λ] Matriz de auto-valores
- [Φ] Matriz de auto-vetores normalizados em relação à matriz de massa
- [Ψ] Matriz de auto-vetores não-normalizados
- n número indeterminado de canais
- FRFs funções de resposta em frequência
- GDL grau de liberdade
- $F(t)$ função força
- $x(t)$ função deslocamento
- FRF função de resposta em frequência
- C_r amortecimento do r -ésimo modo
- $\dot{\omega}_r$ frequência natural do r -ésimo modo
- $\{y\}$ vetor de coordenadas
- j resposta de um único grau de liberdade
- ρ resistividade
- δT variação de temperatura no resistor
- T temperatura final no resistor
- T_o temperatura inicial no resistor
- a_1 coeficiente de temperatura do resistor
- a_2 coeficiente de temperatura do resistor
- (m) placa metálica
- (DI) distanciadores isolantes

(PP) placa perfurada
(EQ) equalizador de pressões
(CI) conversor de impedâncias
MP magneto permanente
Mic microfone
CC corrente contínua
POD *proper orthogonal decomposition*
CIs circuitos integrados
CCS *custom computer services*
SN *serial number*
RF rádio frequência

Índice

1 INTRODUÇÃO	16
1.1 OBJETIVO GERAL.....	17
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	18
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	19
2.1 ANÁLISE MODAL	19
2.1.1 Aplicações da Análise Modal.....	20
2.1.2 Base Teórica	21
2.1.2.1 <i>Sistema de Um Grau de Liberdade (1 GDL)</i>	23
2.1.2.1.1 Não-amortecido	24
2.1.2.1.2 Amortecimento Viscoso	25
2.1.2.1.3 Amortecimento Estrutural	26
2.1.2.2 <i>Formas de FRFs</i>	27
2.1.2.2.1 Formas Mais Comuns de Apresentação das FRFs	29
2.1.2.3 <i>Sistemas com Múltiplos Graus de Liberdade</i>	29
2.1.2.3.1 Não-amortecido	30
2.1.2.3.2 Amortecimento Proporcional	34
2.1.2.3.3 Amortecimento Histórico - Caso Geral	37
2.1.2.3.4 Amortecimento Viscoso - Caso Geral	38
2.2 TRANSDUTORES.....	42
2.2.1 Transdutores de temperatura	42
2.2.1.1 <i>RTD</i>	43
2.2.2 Microfone	45
2.2.2.1 <i>Microfones capacitivos</i>	46
2.2.2.2 <i>Microfones piezelétricos</i>	47
2.2.2.3 <i>Microfones resistivos</i>	48
2.2.2.4 <i>Microfones eletromagnéticos</i>	49
2.2.2.5 <i>Características dos microfones</i>	50
2.2.2.5.1 Sensibilidade.....	50
2.2.2.5.2 Resposta em frequência	51
2.2.2.5.3 Faixa dinâmica.....	52
2.2.2.5.4 Características direcionais	53
2.2.2.5.5 Capacitância	53

2.2.2.5.6	Polarização	53
2.2.2.5.7	Efeitos de condições ambientais.....	54
2.2.2.5.8	Carta de calibração	55
2.2.2.6	<i>Direcionalidade dos microfones</i>	55
2.2.2.7	<i>Seleção do microfone adequado</i>	57
2.2.3	Acelerômetro	58
2.2.3.1	<i>Piezelétricos</i>	59
2.2.3.2	<i>Capacitivos</i>	63
2.2.3.3	<i>Indutivos</i>	63
2.2.3.4	<i>Potenciométricos</i>	64
2.2.3.5	<i>Piezoresistivos</i>	64
2.2.3.6	<i>Instalação e especificação do acelerômetro</i>	65
2.3	PROCESSAMENTO DE SINAIS	68
2.3.1	Amplificadores operacionais	69
2.3.2	Amostragem e Reconstrução	71
2.3.2.1	<i>Janela de amostragem</i>	75
2.3.2.2	<i>Aliasing</i>	76
2.4	SISTEMA MULTICANAL DE AQUISIÇÃO DE DADOS	77
2.5	DINÂMICA DE AUTO-VEÍCULOS	79
2.5.1	Suspensão	80
2.5.1.1	<i>Suspensões de Eixo Rígido</i>	81
2.5.1.2	<i>Suspensões Independentes</i>	81
2.5.1.3	<i>Absorvedores</i>	82
2.5.1.4	<i>Componentes de Apoio</i>	83
2.5.2	Pneus.....	85
2.5.3	Ride.....	87
2.5.3.1	<i>Irregularidades da Pista</i>	87
2.5.3.2	<i>Conjunto de Rodas e Pneus</i>	90
2.5.3.3	<i>Sistema de Transmissão</i>	91
2.5.3.4	<i>Motor</i>	91
2.5.3.5	<i>Modelagem de Parâmetros de Ride</i>	92
2.6	ODS	94
2.6.1	Aplicações de ODS.....	95
2.6.1.1	<i>Visualização das Deformações</i>	95

2.6.1.2	<i>Detecção de Dano</i>	96
2.6.1.3	<i>Obtenção de Parâmetros Modais</i>	97
3	METODOLOGIA	100
3.1	SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS MULTICANAL DE TEMPO REAL	100
3.1.1	Descrição do Funcionamento	100
3.1.2	Descrição da placa de controle	102
3.1.3	Descrição da placa de aquisição	103
3.2	SOFTWARE DE CONTROLE DO SISTEMA DE AQUISIÇÃO.....	105
3.2.1	Descrição do funcionamento	105
3.2.2	Detalhamento das Funções	107
3.2.3	Testes de validação do sistema de controle	107
3.3	SOFTWARE DE COMUNICAÇÃO E EXTRAÇÃO DE DADOS.....	108
3.3.1	Descrição do funcionamento	108
3.3.2	Detalhamento das Funções	110
3.3.3	Testes de validação do software de extração de dados.....	112
3.4	TESTES DE VALIDAÇÃO DO EQUIPAMENTO	112
3.5	DESCRIÇÃO DO EXPERIMENTO	114
3.5.1	Descrição dos materiais a serem utilizados	114
3.5.2	Sensores	114
3.5.3	Processo de aquisição	116
3.6	DETALHAMENTO DO EXPERIMENTO	119
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	119
4.1	AFERIÇÃO	119
4.1.1	Montagem utilizada na aferição do sistema de aquisição.....	119
4.1.2	Sinal senoidal de 100 hz	120
4.1.3	Sinal triangular de 100 hz.....	122
4.1.4	Sinal de onda quadrada a 100 hz	124
4.2	CALIBRAÇÃO DOS CANAIS DE AQUISICAO	126
4.3	ENSAIOS NO VEÍCULO	132
4.3.1	Montagem dos sensores no veículo	133
4.3.2	Resultados obtidos no experimento	136
4.3.2.1	<i>Pista lisa (Asfalto)</i>	136
4.3.2.1.1	Turno da manhã	137
4.3.2.1.2	Turno da tarde.....	139

4.3.2.1.3 Turno da noite.....	140
4.3.2.2 <i>Pista irregular (Terra)</i>	141
4.3.2.2.1 Turno da manhã.....	142
4.3.2.2.2 Turno da tarde.....	1443
4.3.2.2.3 Turno da noite.....	145
4.4 TRANSFORMADA RÁPIDA DE FOURIER (FFT) DOS SINAIS OBTIDOS	147
4.4.1. Pista lisa (Asfalto)	147
4.4.2 Pista irregular (Terra)	165
5 CONCLUSÕES.....	182
5.1 TRABALHOS FUTUROS	183
6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	184
Apêndice I.....	189
Apêndice II	1909
Apêndice III	190
Apêndice IV.....	191
ANEXO I.....	192

1 INTRODUÇÃO

A busca da indústria automobilística por maior conforto nos veículos é constante. Algumas técnicas são usadas para a avaliação de parâmetros como níveis de vibração, ruídos e temperatura, que influenciam o conforto experimentado pelos passageiros.

Um dos recursos utilizados é a simulação numérica com auxílio de softwares capazes de mesclar estes parâmetros e fazer uma análise dinâmica de como reagiriam os automóveis à determinadas solicitações impostas pela pista e ambiente em que trafegam.

Apesar de tais simulações constituírem uma ferramenta de grande valor, é sabido que são aproximações do que ocorre na realidade uma vez que, muitas vezes, é necessário realizar simplificações. Deste modo, um outro método de se avaliar o conforto em um automóvel é extrair dos veículos informações durante o funcionamento dos parâmetros que influenciam a confortabilidade. Para tanto, são usados sistemas de aquisição de dados capazes de capturar informações de sensores como termopares, acelerômetros e microfones.

Os sistemas de aquisição de dados utilizados geralmente são sistemas multiplexados que executam uma varredura dos seus canais de entrada de forma a capturar as informações dos sensores. Contudo, sabe-se que a captura das informações é realizada por varredura das entradas, um canal n possuirá diferença no tempo de captura para o canal $n+1$.

Os sistemas de aquisição de dados já atingem freqüências de multiplexação muito altas, o que os aproxima de um sistema de aquisição em tempo real, no entanto, por mais rápido que estes sejam nunca se garantirá que os dados foram adquiridos ao mesmo tempo. Além disso, quanto maior for o número de canais do sistema de aquisição, mais crítica será a diferença entre os tempos de aquisição, pois os tempos de multiplexação entre canais serão somados e a diferença entre o primeiro canal capturado e o último pode se tornar significativa.

Das análises necessárias para a avaliação do conforto de um automóvel, podem-se destacar três tipos: vibracional, acústica e térmica. Com exceção da análise dos sistemas térmicos, os demais sistemas analisados, possuem uma dinâmica de sinal mais elevada, por isso precisam ser coletados instantaneamente para que seja possível avaliar a influência de um sinal sobre o outro. Num sistema de aquisição multiplexado, esta aquisição instantânea pode se tornar um problema devido ao tempo de comutação entre canais, o que acarreta em possíveis perdas de informação. O sistema em tempo real (sistema capaz de coletar a informação de todos os sensores ao mesmo tempo) então, torna-se a melhor opção para este tipo de análise, já que todos os canais terão sua aquisição realizada no mesmo instante, e deste modo, é possível avaliar a influência de um sinal sobre o outro.

Pretende-se então, com este trabalho, desenvolver um sistema multicanal para aquisição de dados em tempo real de forma a avaliar a confortabilidade em automóveis.

1.1 OBJETIVO GERAL

Desenvolver uma metodologia capaz de avaliar o conforto do veículo por meio da análise térmica, acústica e vibracional.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Desenvolver um sistema multicanal de aquisição de dados em tempo real;
- Validar o sistema de aquisição de dados aplicando-o ao setor automotivo;
- Avaliar a influência da temperatura no comportamento dinâmico e acústico de sistemas automotivos.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 ANÁLISE MODAL

De acordo com Ewins (1984), o estudo experimental de vibrações estruturais sempre foi de grande valia na compreensão e no controle de diversos fenômenos encontrados na prática. Os métodos experimentais para estudo de vibrações são voltados basicamente para dois objetivos:

- Determinar a natureza e extensão dos níveis de vibração;
- Verificar os modelos teóricos e predições.

Atualmente, os problemas relacionados à vibração estrutural trazem limitações aos parâmetros de projeto dos mais diversos componentes. Portanto, é muito importante que os níveis de vibração encontrados durante a operação sejam antecipados e controlados em nível satisfatório.

Os dois objetivos mencionados representam dois tipos de experimentos. O primeiro corresponde ao caso nos quais os níveis vibracionais são medidos durante a operação do componente em estudo. O segundo, por sua vez, corresponde a uma condição controlada de excitação, distinta do seu ambiente operacional. Este segundo tipo é capaz de trazer informações muito mais precisas e detalhadas, e atualmente, é chamado de análise modal experimental.

A análise modal é o processo que envolve o experimento de componentes ou estruturas com o objetivo de se obter uma descrição matemática do seu comportamento dinâmico ou vibracional.

Os princípios envolvidos na análise modal são conhecidos há muitos anos. Um dos marcos do desenvolvimento da análise modal ocorreu em 1947, por meio de Kennedy e Pancu. O trabalho apresentava métodos aplicados à determinação acurada de frequências naturais e níveis de amortecimento em estruturas de aviões.

2.1.1 Aplicações da Análise Modal

Conforme apresenta Ewins (1984), a análise modal apresenta um grande número de aplicações que visam basicamente a obtenção de um modelo matemático de uma determinada estrutura. No entanto, estas aplicações podem ser diferenciadas de acordo com o uso do modelo matemático:

- Ajuste de modelos. Medição dos modos de vibração e subsequente comparação com os modos gerados por um modelo teórico, tal como o modelo em elementos finitos. Os dados obtidos na análise são utilizados para validar o modelo teórico, de forma que este possa ser usado para prever os níveis de vibração da estrutura em estudo, submetida a certos carregamentos. Para tal, são necessárias estimativas das frequências naturais e uma descrição dos modos de vibração com precisão e detalhes suficientes para se identificar a correlação entre os modos experimentais e teóricos;
- Comparação e correlação. Na comparação, os dados teóricos são comparados de

forma qualitativa com os experimentais. Para a correlação, os modos de vibração da estrutura devem ser medidos precisamente. Os dados teóricos e experimentais são combinados, quantitativamente, de forma a se identificar as causas específicas das discrepâncias entre eles;

- Sub-estruturação. Produz-se um modelo de um determinado componente, de forma que este seja incorporado a uma estrutura qualquer. Para esta aplicação, as frequências naturais, modos de vibração e amortecimentos modais devem ser medidos com grande precisão. Além disto, todos os modos do componente devem ser incluídos;

- Prever os efeitos de modificações em uma dada estrutura;

- Determinação de forças. Existem muitas situações nas quais o conhecimento das forças que causam vibração é necessário, mas a medição destas forças é de difícil realização. Uma solução para estes casos é a utilização das respostas vibracionais em conjunto com um modelo matemático.

2.1.2 Base Teórica

Segundo Ewins (1984), uma análise vibracional típica pode ser dividida em três etapas. Na análise teórica, inicia-se com uma descrição das características físicas da estrutura, em termos de suas propriedades de massa, rigidez e amortecimento. Esta descrição é chamada de modelo espacial.

A partir deste ponto, é comum que se faça a análise modal teórica do modelo espacial. Esta análise gera uma descrição do comportamento da estrutura, chamado de modelo modal. O modelo modal é definido por um conjunto de frequências naturais com seus respectivos modos de vibração e fatores de amortecimento modais. Estes parâmetros descrevem as várias

maneiras pelas quais a estrutura é capaz de vibrar de força natural, isto é, sem qualquer excitação externa.

A terceira etapa, geralmente de maior interesse, é a análise de como a estrutura vibrará sob certas condições de excitação. Isto depende não apenas das propriedades inerentes da estrutura, como também da natureza e magnitude da excitação imposta. No entanto, é conveniente apresentar um modelo que relaciona a resposta da estrutura a uma excitação "padrão". Esta excitação padrão é tal que serve como base para a solução de qualquer caso particular. O modelo gerado é chamado de modelo de resposta.

Uma excitação padrão bastante utilizada é a força senoidal de amplitude unitária, aplicada a cada ponto da estrutura de forma individual, e em todas as frequências dentro de uma faixa específica. O modelo de resposta consiste, portanto, de um conjunto de funções de resposta em frequência (FRFs), que devem ser definidas sobre uma faixa de frequências aplicável.

Na análise modal experimental, toma-se o caminho contrário, como pode ser observado na Figura 2.1.

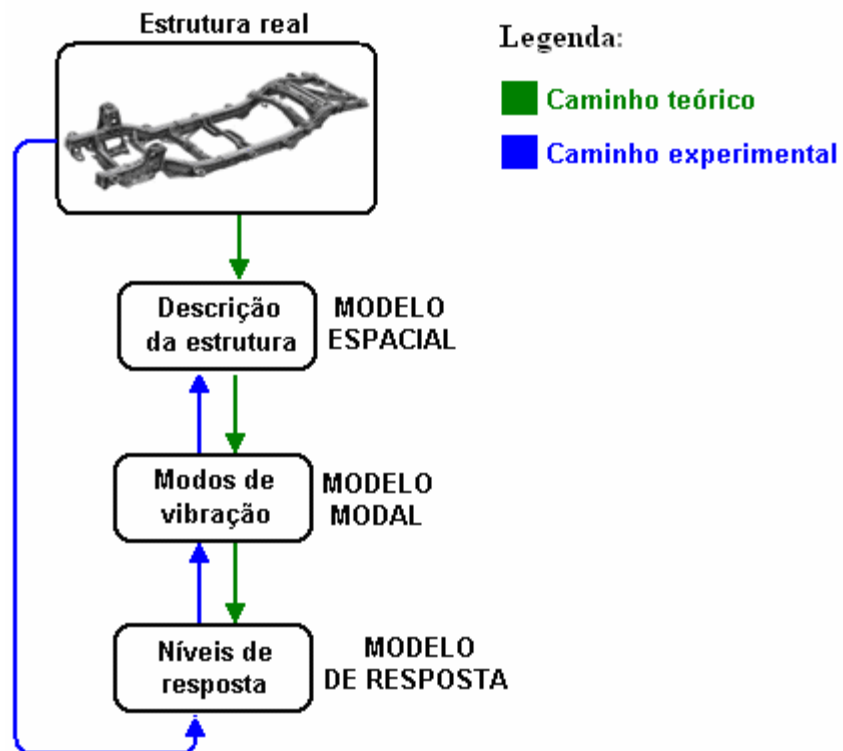


Figura 2.1 – Análise modal teórica e experimental.
 Fonte: Próprio trabalho.

2.1.1.1 Sistema de Um Grau de Liberdade (1 GDL)

O modelo básico de um sistema com 1 GDL é mostrado na Figura 2.2, onde $f(t)$ e $x(t)$ são a força e o deslocamento, respectivamente. O modelo espacial consiste de uma massa (m), uma mola de rigidez(k) e, quando o amortecimento estiver presente, um elemento de amortecimento viscoso (c) ou hysterético (h).

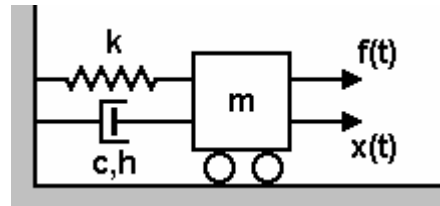


Figura 2.2: Sistema de um grau de liberdade.
Fonte: Saturnino, 2004.

Para se obter o modelo modal, é necessário realizar uma análise modal teórica. Esta análise considera inicialmente um sistema não-amortecido, submetido a vibração livre, ou seja, sem forças externas aplicadas.

2.1.1.1.1 Não-amortecido

O modelo espacial consiste apenas da massa (m) e da mola (k). Para o modelo modal, considera-se o sistema sem forças externas aplicadas, ou seja, $f(t) = 0$.

A equação de movimento se torna:

$$m\ddot{x} + kx = 0 \quad (2.1)$$

A solução é da forma $x(t) = xe^{i\omega t}$, o que leva a:

$$(k - \omega^2 m) = 0 \quad (2.2)$$

Portanto, o modelo modal consiste de uma única solução (modo de vibração) com frequência natural ω_0 dada por:

$$\omega_0 = \sqrt{k/m} \quad (2.3)$$

Para o modelo de resposta, considera-se uma força da forma $f(t) = fe^{i\omega t}$ e uma solução da forma $x(t) = xe^{i\omega t}$, onde x e f são números complexos de forma a acomodarem tanto a informação de amplitude quanto de fase. A equação de movimento se torna:

$$(k - \omega^2 m)x e^{i\omega t} = f e^{i\omega t} \quad (2.4)$$

O modelo de resposta é extraído ao fazer x/f :

$$Q(\omega) = \frac{x}{f} = \frac{1}{k - \omega^2 m} \quad (2.5)$$

Na prática, sempre existe algum amortecimento, que dá origem a forças dissipativas. A forma na qual estas forças são geradas nem sempre é simples. No entanto, existem dois tipos de amortecimento que apresentam solução analítica: o amortecimento viscoso e o amortecimento histerético ou estrutural.

2.1.1.1.2 Amortecimento Viscoso

O amortecimento viscoso considera que as forças dissipativas são proporcionais à velocidade. Para este caso, a equação de movimento em vibração livre se torna:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (2.6)$$

Usando uma solução da forma: $x(t) = xe^{st}$, onde s é um número complexo, obtém-se:

$$(ms^2 + cs + k) = 0 \quad (2.7)$$

O que leva a:

$$s_{1,2} = -\frac{c}{2m} \pm \sqrt{\frac{c^2 - 4mk}{2m}} = -\omega_0 \zeta \pm i\omega_0 \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (2.8)$$

Em que:

$$\omega_0 = \sqrt{k/m} \quad (2.9)$$

E:

$$\zeta = \frac{c}{c_0} = \frac{c}{2\sqrt{mk}} \quad (2.10)$$

O que implica em uma solução da forma:

$$x(t) = xe^{-\omega_0 \zeta t} e^{i\omega_0 \sqrt{1-\zeta^2} t} \quad (2.11)$$

Considerando agora uma vibração forçada da forma $f(t) = fe^{i\omega t}$, a equação de movimento se torna:

$$(-\omega^2 m + i\omega c + k)xe^{i\omega t} = fe^{i\omega t} \quad (2.12)$$

E a função de resposta em frequência (FRF) passa a ser dada por:

$$Q_c(\omega) = \frac{x}{f} = \frac{1}{(k - \omega^2 m) + i(\omega c)} \quad (2.13)$$

Que inclui informações de amplitude:

$$|Q_c(\omega)| = \frac{1}{\sqrt{(k - \omega^2 m)^2 + (\omega c)^2}} \quad (2.14)$$

E fase:

$$\angle Q_c(\omega) = \arctg\left(\frac{-\omega c}{k - \omega^2 m}\right) \quad (2.15)$$

2.1.1.1.3 Amortecimento Estrutural

O modelo de amortecimento viscoso não é representativo do que ocorre nos sistemas reais de múltiplos graus de liberdade. Parece haver uma dependência do amortecimento em

relação à frequência nas estruturas reais. Um modelo alternativo para o amortecimento é o histerético ou estrutural, que considera a variação do amortecimento de forma inversa com a frequência.

Um ponto negativo do amortecimento estrutural é que ele não apresenta solução simples para a condição de vibração livre. Ao considerar a vibração forçada, a equação de movimento se torna:

$$(-\omega^2 m + k + ih)xe^{i\omega t} = fe^{i\omega t} \quad (2.16)$$

E a FRF se torna:

$$Q_h(\omega) = \frac{x}{f} = \frac{1}{(k - \omega^2 m) + ih} \quad (2.17)$$

Ou:

$$Q_h(\omega) = \frac{1/k}{1 - \left(\omega/\omega_0\right)^2 + i\eta} \quad (2.18)$$

Em que η é o fator de perda do amortecimento estrutural.

2.1.1.2 Formas de FRFs

De acordo com Ewins (1984), as funções de resposta em frequência não necessariamente representam a relação entre deslocamentos e forças externas. As velocidades ou acelerações também podem ser utilizadas como parâmetros de resposta. A tabela 2.1 apresenta as diferentes formas de FRFs e suas denominações mais comuns.

TABELA 2.1
Formas de FRFs e denominações mais comuns

Parâmetro de resposta (<i>R</i>)	R/F (direta)	F/R (inversa)	Representação
Deslocamento	Receptância, Admitância, Compliância dinâmica, Flexibilidade dinâmica	Rigidez dinâmica	$\alpha(\omega)$
Velocidade	Mobilidade	Impedância mecânica	$Y(\omega)$
Aceleração	<i>Accelerance</i> , Inertância	Massa aparente	$A(\omega)$

Fonte: Ewins, 1984.

Quando a vibração é senoidal, há uma relação entre deslocamento, velocidade e aceleração:

$$x(t) = xe^{i\omega t} \quad (2.19)$$

$$v(t) = \dot{x}(t) = i\omega xe^{i\omega t} \quad (2.20)$$

$$a(t) = \ddot{x}(t) = -\omega^2 xe^{i\omega t} \quad (2.21)$$

Portanto, as FRFs apresentam as seguintes relações:

$$Y(\omega) = \frac{v}{f} = i\omega \frac{x}{f} = i\omega\alpha(\omega) \quad (2.22)$$

$$A(\omega) = \frac{a}{f} = -\omega^2 \frac{x}{f} = -\omega^2\alpha(\omega) \quad (2.23)$$

2.1.1.2.1 Formas Mais Comuns de Apresentação das FRFs

De modo geral, as FRFs apresentam valores complexos em função da frequência. Portanto, não é possível traçar gráficos convencionais (x - y) destas funções. Para contornar este problema, três formas básicas de representação gráfica foram desenvolvidas:

- Gráfico de Bode: Um gráfico com o módulo da FRF em função da frequência e outro com a fase da FRF em função da frequência.;
- Um gráfico com a parte real da FRF em função da frequência e outro com a parte imaginária da FRF em função da frequência;
- Gráfico de Nyquist: Parte imaginária em função da parte real (não inclui Informações de frequências).

2.1.1.3 *Sistemas com Múltiplos Graus de Liberdade*

A maior parte das estruturas não pode ser modelada adequadamente com apenas um grau de liberdade. Portanto, a obtenção dos modelos modal e de resposta para um sistema com múltiplos graus de liberdade se torna necessária. Ao seguir o mesmo procedimento, considera-se inicialmente o sistema não-amortecido.

2.1.1.3.1 Não-amortecido

Para um sistema com N graus de liberdade não-amortecido, as equações de equilíbrio podem ser escritas de forma matricial como:

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{f(t)\} \quad (2.24)$$

Em que $[M]$ e $[K]$ são, respectivamente, as matrizes de massa e rigidez de dimensões $N \times N$. $\{x(t)\}$ e $\{f(t)\}$ são vetores-coluna com N elementos. $\{x(t)\}$ contém os deslocamentos em função do tempo e $\{f(t)\}$ as forças, também em função do tempo.

Resolve-se para a vibração livre, na qual:

$$\{f(t)\} = \{0\} \quad (2.25)$$

Ao assumir que a solução é da forma:

$$\{x(t)\} = \{x\}e^{i\omega t} \quad (2.26)$$

Em que $\{x\}$ é um vetor-coluna com N elementos independentes do tempo. Portanto:

$$\{\ddot{x}(t)\} = -\omega^2 \{x\}e^{i\omega t} \quad (2.27)$$

Desde que o sistema seja capaz de vibrar a uma única frequência ω . Substitui-se na equação de movimento:

$$([K] - \omega^2[M])\{x\}e^{i\omega t} = \{0\} \quad (2.28)$$

A única solução não-trivial é:

$$\det|[K] - \omega^2[M]| = 0 \quad (2.29)$$

Que caracteriza um problema de auto-valor generalizado. Há, portanto, N valores de ω^2 possíveis, mas não necessariamente diferentes, para a solução. Para cada valor, há um conjunto de valores relativos de $\{x\}$, chamados de modos de vibração.

A solução completa pode ser expressa por duas matrizes $N \times N$, que constituem o modelo modal:

$$[\Lambda] = \begin{bmatrix} 0 & & \\ & \omega_r^2 & \\ & & 0 \end{bmatrix} \text{ e } [\Psi] \quad (2.30)$$

Em que $[\Lambda]$ é uma matriz-diagonal que contém os auto-valores. O termo ω_r^2 é o r -ésimo auto-valor, ou frequência natural ao quadrado, e $\{\psi\}_r$ é o auto-vetor correspondente.

A matriz de auto-valores é uma matriz única, mas a matriz de auto-vetores não. Isto se deve ao fato que para N incógnitas, há $N-1$ equações. Portanto, sobra uma incógnita e é possível determinar apenas valores relativos entre elas.

O modelo modal possui propriedades de ortogonalidade:

$$[\Psi]^T [M] [\Psi] = \begin{bmatrix} 0 & & \\ & m_r & \\ & & 0 \end{bmatrix} \quad (2.31)$$

$$[\Psi]^T [K] [\Psi] = \begin{bmatrix} 0 & & \\ & k_r & \\ & & 0 \end{bmatrix} \quad (2.32)$$

Onde m_r e k_r são conhecidos, respectivamente, como massa e rigidez generalizada ou modal do r -ésimo modo. Como os auto-vetores não são únicos, ou seja, dependem de um fator de escala ou normalização, os valores de m_r e k_r também não são únicos. No entanto, para qualquer escala dos auto-vetores:

$$\frac{k_r}{m_r} = \omega_r^2 \quad (2.33)$$

O processo de normalização mais relevante para a análise modal é a normalização em relação à matriz de massa:

$$[\Phi]^T [M] [\Phi] = [I] \quad (2.34)$$

$$[\Phi]^T [K] [\Phi] = \begin{bmatrix} 0 & & \\ & \omega_r^2 & \\ & & 0 \end{bmatrix} \quad (2.35)$$

A relação entre o r -ésimo auto-vetor normalizado em relação à matriz de massa e o mesmo auto-vetor com uma normalização qualquer é:

$$\{\phi\}_r = \frac{1}{\sqrt{m_r}} \{\psi\}_r \quad (2.36)$$

$$[\Phi] = [\Psi] \begin{bmatrix} 0 & & \\ & m_r^{-1/2} & \\ & & 0 \end{bmatrix} \quad (2.37)$$

Ao assumir que a excitação é um conjunto de forças senoidais a uma mesma frequência ω :

$$\{f(t)\} = \{f\} e^{i\omega t} \quad (2.38)$$

Em que $\{f\}$ é um vetor-coluna com N elementos independentes do tempo.

Ao assumir também que a solução é dada na forma da Eq. (2.26) e substituir na equação de movimento:

$$([K] - \omega^2 [M]) \{x\} e^{i\omega t} = \{f\} e^{i\omega t} \quad (2.39)$$

Ao rearranjar a Eq. (2.39):

$$\{x\} = ([K] - \omega^2 [M])^{-1} \{f\} \quad (2.40)$$

Que pode ser escrita:

$$\{x\} = [\alpha(\omega)] \{f\} \quad (2.41)$$

Onde $[\alpha(\omega)]$ é a matriz de receptância $N \times N$ do sistema, que constitui o modelo de resposta. Um elemento qualquer desta matriz $\alpha_{j,k}(\omega)$ é definido como:

$$\alpha_{j,k}(\omega) = \frac{x_j}{f_k}, \text{ onde } f_k \neq 0; k = 1, \dots, N \quad (2.42)$$

Os valores dos elementos de $[\alpha(\omega)]$ podem ser calculados para qualquer frequência de interesse, ao substituir os valores apropriados na Eq. (2.41). No entanto, este procedimento envolve a inversão de um sistema matricial para cada frequência de interesse, o que traz sérias desvantagens:

- alto custo para sistemas de grande ordem;
- ineficiência caso apenas a resposta de alguns graus de liberdade seja necessária;
- não fornece uma visão clara das várias propriedades da FRF.

Por estas razões, os parâmetros da FRF são determinados de uma forma alternativa, ao utilizar as propriedades modais do sistema. Ao considerar as Eq. (2.40) e (2.41), tem-se:

$$([K] - \omega^2[M]) = [\alpha(\omega)]^{-1} \quad (2.43)$$

Ao pré-multiplicar ambos os lados por $[\Phi]^T$ e pós-multiplicar por $[\Phi]$:

$$[\Phi]^T ([K] - \omega^2[M]) [\Phi] = [\Phi]^T [\alpha(\omega)]^{-1} [\Phi] \quad (2.44)$$

Ou:

$$\begin{bmatrix} 0 & & \\ & \omega_r^2 - \omega^2 & \\ & & 0 \end{bmatrix} = [\Phi]^T [\alpha(\omega)]^{-1} [\Phi] \quad (2.45)$$

Ao isolar a matriz $[\alpha(\omega)]$:

$$[\alpha(\omega)] = [\Phi] \begin{bmatrix} 0 & & \\ & \omega_r^2 - \omega^2 & \\ & & 0 \end{bmatrix}^{-1} [\Phi]^T \quad (2.46)$$

A partir da Eq. (2.46), conclui-se que a matriz $[\alpha(\omega)]$ é simétrica, que caracteriza o princípio da reciprocidade:

$$\alpha_{j,k}(\omega) = \frac{x_j}{f_k} = \alpha_{k,j}(\omega) = \frac{x_k}{f_j} \quad (2.47)$$

Qualquer parâmetro $\alpha_{j,k}$ pode ser calculado por meio da expressão:

$$\alpha_{j,k}(\omega) = \sum_{r=1}^N \frac{(\phi_{j,r})(\phi_{k,r})}{\omega_r^2 - \omega^2} = \sum_{r=1}^N \frac{(\psi_{j,r})(\psi_{k,r})}{m_r(\omega_r^2 - \omega^2)} \quad (2.48)$$

Ou:

$$\alpha_{j,k}(\omega) = \sum_{r=1}^N \frac{{}_r A_{j,k}}{\omega_r^2 - \omega^2} \quad (2.49)$$

O parâmetro ${}_r A_{j,k}$ é chamado de constante modal. Neste caso, a constante modal refere-se ao r -ésimo modo e liga as coordenadas j e k pela FRF de receptância.

2.1.1.3.2 Amortecimento Proporcional

O amortecimento proporcional apresenta algumas vantagens que simplificam os cálculos de um sistema com múltiplos graus de liberdade. Os modos de vibração do sistema com amortecimento proporcional são idênticos aos do sistema não-amortecido, e as frequências naturais sofrem uma pequena alteração. Por isto, torna-se possível derivar as propriedades modais de um sistema com amortecimento proporcional a partir da análise do sistema não-amortecido e corrigir devida à presença do amortecimento.

A equação geral de movimento para um sistema com múltiplos graus é:

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{f(t)\} \quad (2.50)$$

Em que a matriz de amortecimento $[C]$ é dada por:

$$[C] = \beta[K] + \gamma[M] \quad (2.51)$$

Ao pré-multiplicar ambos os lados por $[\Phi]^T$ e pós-multiplicar por $[\Phi]$:

$$[\Phi]^T [C] [\Phi] = \beta \begin{bmatrix} 0 & & \\ & k_r & \\ & & 0 \end{bmatrix} + \gamma \begin{bmatrix} 0 & & \\ & m_r & \\ & & 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & & \\ & c_r & \\ & & 0 \end{bmatrix} \quad (2.52)$$

Onde os elementos c_r , que estão na diagonal principal, representam o amortecimento generalizado dos diversos modos do sistema. O fato desta matriz ser diagonal significa que os modos de vibração do sistema não-amortecido são idênticos ao do amortecido.

Ao fazer-se:

$$\{p\} = [\Phi]^{-1} \{x\} \quad (2.53)$$

E substituir na equação de movimento:

$$\begin{bmatrix} 0 & & \\ & m_r & \\ & & 0 \end{bmatrix} \{\ddot{x}\} + \begin{bmatrix} 0 & & \\ & c_r & \\ & & 0 \end{bmatrix} \{\dot{x}\} + \begin{bmatrix} 0 & & \\ & k_r & \\ & & 0 \end{bmatrix} \{x\} = \{0\} \quad (2.54)$$

Verifica-se que o sistema de equações se torna desacoplado. Portanto, cada equação pode ser resolvida separadamente, como um sistema de um único GDL.

O r -ésimo modo possui frequência natural complexa com parte oscilatória igual a:

$$\omega'_r = \omega_r \sqrt{1 - \zeta_r^2} \quad (2.55)$$

E a parte correspondente ao decaimento igual a:

$$a_r = \zeta_r \omega_r = \frac{\beta \omega_r^2}{2} + \frac{\gamma}{2} \quad (2.56)$$

Onde:

$$\omega_r = \sqrt{k_r / m_r} \quad (2.57)$$

E:

$$\zeta_r = \frac{c_r}{2\sqrt{k_r m_r}} = \frac{\beta \omega_r}{2} + \frac{\gamma}{2\omega_r} \quad (2.58)$$

Para a vibração forçada, a função de receptância se torna:

$$[\alpha(\omega)] = ([K] + i\omega[C] - \omega^2[M])^{-1} \quad (2.59)$$

Ou:

$$\alpha_{j,k}(\omega) = \sum_{r=1}^N \frac{(\psi_{j,r})(\psi_{k,r})}{(k_r - \omega^2 m_r) + i(\omega c_r)} \quad (2.60)$$

A distribuição de amortecimento proporcional é plausível de um ponto de vista prático: para amortecimento interno, os elementos amortecedores estão em paralelo com os elementos de rigidez. Para amortecimento devido a fricção, os elementos estão em paralelo com os elementos de massa.

A equação de movimento de um sistema com múltiplos GDL e amortecimento histerético é dada por:

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + ([K] + i[H])\{x(t)\} = \{f(t)\} \quad (2.61)$$

Considerando a matriz $[H]$ proporcional:

$$[H] = \beta[K] + \gamma[M] \quad (2.62)$$

Novamente, os modos de vibração são idênticos ao do sistema não-amortecido, e os auto-valores tomam forma complexa:

$$\lambda_r^2 = \omega_r^2 (1 + i\eta_r) \quad (2.63)$$

$$\eta_r = \beta + \frac{\gamma}{\omega_r^2} \quad (2.64)$$

$$\omega_r = \sqrt{k_r / m_r} \quad (2.65)$$

E a FRF se torna:

$$\alpha_{j,k}(\omega) = \sum_{r=1}^N \frac{(\psi_{j,r})(\psi_{k,r})}{(k_r - \omega^2 m_r) + i\eta_r k_r} \quad (2.66)$$

2.1.1.3.3 Amortecimento Hstérico - Caso Geral

Ao tornar como base a Eq. (2.61) e consider inicialmente a equação diferencial homogênea, que corresponde à condição de vibração livre:

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + ([K] + i[H])\{x(t)\} = \{0\} \quad (2.67)$$

A solução é dada por:

$$\{x(t)\} = \{x\}e^{i\lambda t} \quad (2.68)$$

Ao substituir na equação de movimento, chega-se a um problema de auto-valores e auto-vetores complexos. O r -ésimo auto-valor pode ser escrito como:

$$\lambda_r = \omega_r^2(1 + \eta_r) \quad (2.69)$$

Em que ω_r é a frequência natural e η_r o fator de amortecimento para este modo.

A frequência ω_r aqui obtida não é necessariamente igual à frequência natural do sistema não-amortecido, como no caso do amortecimento proporcional. Na prática, no entanto, os valores são bastante próximos.

O significado físico dos auto-vetores complexos é que cada GDL possui não apenas uma amplitude, como também um ângulo de fase.

A auto-solução aqui obtida possui as mesmas propriedades de ortogonalidade do sistema não-amortecido:

$$[\Phi]^T [M] [\Phi] = \begin{bmatrix} 0 & & \\ & m_r & \\ & & 0 \end{bmatrix} \quad (2.70)$$

Novamente, os parâmetros de massa e rigidez generalizados dependem da normalização dos modos de vibração, mas sempre obedecem à seguinte relação:

$$\lambda_r = \frac{k_r}{m_r} \quad (2.71)$$

E os auto-vetores normalizados em relação à matriz de massa podem ser definidos por:

$$\{\phi\}_r = (m_r)^{-1/2} \{\psi\}_r \quad (2.72)$$

Para a obtenção do modelo de resposta, considera-se uma excitação harmônica:

$$([K] + i[H] - \omega^2[M])\{x\}e^{i\omega t} = \{f\}e^{i\omega t} \quad (2.73)$$

Ao isolar o vetor $\{x\}$:

$$\{x\} = ([K] + i[H] - \omega^2[M])^{-1} \{f\} = [\alpha(\omega)]\{f\} \quad (2.74)$$

E utilizar a propriedade de ortogonalidade:

$$[\alpha(\omega)] = [\Phi] \begin{bmatrix} 0 & & \\ & (\lambda_r - \omega^2)^{-1} & \\ & & 0 \end{bmatrix} [\Phi]^T \quad (2.75)$$

Ou em forma de série:

$$\alpha_{j,k}(\omega) = \sum_{r=1}^N \frac{(\phi_{j,r})(\phi_{k,r})}{\omega_r^2 - \omega^2 + i\eta_r\omega_r^2} \quad (2.76)$$

Nestas expressões, tanto o numerador quanto o denominador são complexos.

2.1.1.3.4 Amortecimento Viscoso - Caso Geral

Ao tomar como base a Eq. (2.50) e considerar inicialmente a equação diferencial homogênea:

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{0\} \quad (2.77)$$

Considerando-se uma solução da forma:

$$\{x(t)\} = \{x\}e^{st} \quad (2.78)$$

Onde s é um número complexo. Substitui-se na equação de movimento:

$$(s^2[M] + s[C] + [K])\{x\} = \{0\} \quad (2.79)$$

Cuja solução constitui um problema de auto-valor complexo. Há $2N$ auto-valores s_r , mas estes ocorrem em pares de conjugados complexos. Isto se deve ao fato de que todos os coeficientes nas matrizes são reais. Como nos casos anteriores, a cada auto-valor corresponde um auto-vetor, e estes também ocorrem em conjugados complexos. Portanto, a solução do problema pode ser descrita por:

$$s_r, s_r^* \in \{\Phi\}_r, \{\Phi\}_r^* \quad r = 1, \dots, N \quad (2.80)$$

É comum representar cada auto-valor s_r da seguinte maneira:

$$s_r = \omega_r \left(-\zeta_r + i\sqrt{1 - \zeta_r^2} \right) \quad (2.81)$$

Onde ω_r é a "frequência natural" e ζ_r a razão de amortecimento para este modo. A razão de se colocar "frequência natural" entre aspas é que esta frequência não é a mesma do sistema não-amortecido. As frequências só se igualam para o caso em que o amortecimento é proporcional.

A auto-solução possui propriedades de ortogonalidade que são diferentes dos casos anteriores. A partir destas propriedades, obtém-se:

$$2\omega_r \zeta_r = \frac{\{\psi\}_r^H [C] \{\psi\}_r}{\{\psi\}_r^H [M] \{\psi\}_r} = \frac{c_r}{m_r} \quad (2.82)$$

$$\omega_r^2 = \frac{\{\psi\}_r^H [K] \{\psi\}_r}{\{\psi\}_r^H [M] \{\psi\}_r} = \frac{k_r}{m_r} \quad (2.83)$$

Onde m_r , k_r e c_r são, respectivamente, os parâmetros de massa, rigidez e amortecimento modais. O significado físico destes parâmetros, no entanto, é um pouco diferente do que nos outros casos abordados.

Para o modelo de resposta, assume-se uma excitação da forma:

$$\{f(t)\} = \{f\} e^{i\omega t} \quad (2.84)$$

E uma resposta:

$$\{x(t)\} = \{x\}e^{i\omega t} \quad (2.85)$$

A solução da equação de movimento se torna:

$$\{x\} = ([K] - \omega^2[M] + i\omega[C])^{-1} \{f\} \quad (2.86)$$

Mas esta expressão não é conveniente para aplicações numéricas. Procura-se colocar a expressão acima na forma de uma série, como nos outros casos abordados. Para este fim, é necessário definir um novo vetor de coordenadas $\{y\}$ que contém tanto os deslocamentos $\{x\}$ quanto as velocidades $\{\dot{x}\}$:

$$\{y\}_{(2N \times 1)} = \begin{Bmatrix} \{x\} \\ \{\dot{x}\} \end{Bmatrix} \quad (2.87)$$

Ao utilizar o vetor $\{y\}$, a equação de equilíbrio pode ser escrita como:

$$[[C] \quad [M]]_{(N \times 2N)} \{\dot{y}\}_{(2N \times 1)} + [[K] \quad [0]]_{(N \times 2N)} \{y\}_{(2N \times 1)} = \{0\}_{(N \times 1)} \quad (2.88)$$

Mas esta forma apresenta apenas N equações para um total de $2N$ incógnitas. Ao adicionar uma equação identidade da forma:

$$[[M] \quad [0]]\{\dot{y}\} + [[0] \quad -[M]]\{y\} = \{0\} \quad (2.89)$$

Obtém-se um conjunto de $2N$ equações:

$$\begin{bmatrix} [C] & [M] \\ [M] & [0] \end{bmatrix} \{\dot{y}\} + \begin{bmatrix} [K] & [0] \\ [0] & [-M] \end{bmatrix} \{y\} = \{0\} \quad (2.90)$$

Que podem ser escritas de forma simplificada:

$$[\bar{A}]\{\dot{y}\} + [\bar{B}]\{y\} = \{0\} \quad (2.91)$$

A Eq. (2.91) constituem um problema de auto-valores convencional. Ao assumir uma solução da forma $\{y(t)\} = \{y\}e^{st}$, obtém-se:

$$\begin{aligned} (\lambda_r[\bar{A}] + [\bar{B}])\{\theta\}_r &= \{0\} \\ r &= 1, \dots, 2N \end{aligned} \quad (2.92)$$

Que possui $2N$ auto-valores e auto-vetores como solução. Utilizando as propriedades de ortogonalidade:

$$[\Theta]^T [\bar{A}][\Theta] = \begin{bmatrix} 0 & & \\ & \bar{a}_r & \\ & & 0 \end{bmatrix} \quad (2.93)$$

$$[\Theta]^T [\bar{B}][\Theta] = \begin{bmatrix} 0 & & \\ & \bar{b}_r & \\ & & 0 \end{bmatrix} \quad (2.94)$$

Em que:

$$\lambda_r = -\frac{\bar{b}_r}{\bar{a}_r} \quad (2.95)$$

$$r = 1, \dots, 2N$$

Colocando o vetor de forças em termos do sistema de coordenadas $\{y\}$:

$$\{P\}_{(2N \times 1)} = \begin{Bmatrix} \{f\} \\ \{0\} \end{Bmatrix} \quad (2.96)$$

Assumindo resposta harmônica e utilizando a expressão de resposta na forma de série:

$$\begin{Bmatrix} \{x\} \\ i\omega\{x\} \end{Bmatrix}_{(2N \times 1)} = \sum_{r=1}^{2N} \frac{\{\theta\}_r^T \{P\} \{\theta\}_r}{a_r (i\omega - s_r)} \quad (2.97)$$

Como os auto-valores e auto-vetores ocorrem na forma de conjugados complexos, pode-se escrever:

$$\begin{Bmatrix} \{x\} \\ i\omega\{x\} \end{Bmatrix}_{(2N \times 1)} = \sum_{r=1}^{2N} \left(\frac{\{\theta\}_r^T \{P\} \{\theta\}_r}{a_r (i\omega - s_r)} + \frac{\{\theta\}_r^H \{P\} \{\theta\}_r^*}{a_r^* (i\omega - s_r^*)} \right) \quad (2.98)$$

Ao analisar a resposta de um único grau de liberdade j em função de uma única força aplicada ao k -ésimo grau de liberdade:

$$\alpha_{j,k}(\omega) = \sum_{r=1}^N \left(\frac{\{\theta_{j,r}\} \{\theta_{k,r}\}}{a_r (\omega_r \zeta_r + i(\omega + \omega_r \sqrt{1 - \zeta_r^2}))} + \frac{\{\theta_{j,r}\}^* \{\theta_{k,r}\}^*}{a_r^* (\omega_r \zeta_r + i(\omega + \omega_r \sqrt{1 - \zeta_r^2}))} \right) \quad (2.99)$$

Ao usar o fato que $s_r = \omega_r (-\zeta_r + i\sqrt{1 - \zeta_r^2})$, a Eq. (2.99) se reduz a:

$$\alpha_{j,k}(\omega) = \sum_{r=1}^N \frac{\left({}_r R_{j,k} \right) + i \left(\frac{\omega}{\omega_r} \right) \left({}_r S_{j,k} \right)}{\omega_r^2 - \omega^2 + 2i\omega\omega_r \zeta_r} \quad (2.100)$$

Onde os coeficientes R e S são obtidos de:

$$\begin{aligned} \{ {}_r R_k \} &= 2 \left(\zeta_r \operatorname{Re} \{ {}_r G_k \} - \operatorname{Im} \{ {}_r G_k \} \sqrt{1 - \zeta_r^2} \right) \\ \{ {}_r S_k \} &= 2 \operatorname{Re} \{ {}_r G_k \} \\ \{ {}_r G_k \} &= \frac{\theta_{k,r}}{\alpha_r} \{ \theta \}_r \end{aligned} \quad (2.101)$$

2.2 TRANSDUTORES

2.2.1 Transdutores de temperatura

Os sensores resistivos são os mais utilizados em equipamentos científicos e comerciais. Seu princípio de funcionamento baseia-se no fato de que a resistência de condutores elétricos variam com a mudança de temperatura deste condutor. Para qualquer material condutor pode-se relacionar a resistência em função de suas dimensões físicas e de sua resistividade. Para uma barra em forma de paralelepípedo, a resistência é dada por: (Werneck, 1996)

$$R = \rho \frac{L}{S} \quad (2.102)$$

onde ρ é a resistividade, uma característica intrínseca do material que varia com a temperatura; L é o comprimento da barra do material e S é a área da seção reta da barra em teste.

Os resistores convencionais seguem este mesmo modelo. A diferença é que para resistores convencionais, deseja-se a menor variação possível na resistência com a variação de temperatura.

Algumas vezes pode-se relacionar a variação de resistência de um material em função da temperatura pela equação:

$$R(t) = R_0(1 + a_1\delta T + a_2\delta T^2) \quad (2.103)$$

onde

$$\delta T = T - T_0 \quad (2.104)$$

R_0 é a resistência à potência zero medida à temperatura T_0 e a_1 e a_2 são as constantes conhecidas como coeficientes de temperatura (TC), que podem ser positivos (PTC) ou negativos (NTC).

2.2.1.1 RTD

Os RTDs são detectores resistivos de temperatura. São sensores do tipo PTC, geralmente confeccionados de platina. Eles têm como vantagem, a linearidade e repetibilidade de valores além da resposta rápida.

Esses dispositivos são apresentados de três formas distintas: fio enrolado, filme e vidro endurecido. Os do tipo fio enrolado são compostos de um elemento de cerâmica com o fio de platina enrolado longitudinalmente; os de filme têm um filme sensitivo de platina depositado em uma fôrma de cerâmica, enquanto os dispositivos tipo vidro endurecido tem sua resistência solidamente envolvida em uma fôrma de vidro. Os elementos do primeiro grupo são para uso geral, os do segundo grupo são próprios para aplicações em que seja necessário

contato térmico com algum outro corpo cuja temperatura se deseja medir, os do terceiro grupo destinam-se a aplicações em que as condições de operação são extremas (Werneck, 1996).

Os valores de resistência versus temperatura (em graus centígrados) são apresentados na tabela 2.2.

TABELA 2.2

Valores de resistência para diferentes temperaturas de um RTD

Temperatura [°C]	Resistência [Ω]	Temperatura [°C]	Resistência [Ω]
-250	2,51	350	229,67
-200	18,49	400	247,04
-150	39,71	450	264,11
-100	60,25	500	280,90
-50	80,31	550	297,39
0	100,00	600	313,59
50	119,40	650	329,51
100	138,50	700	354,13
150	157,31	750	360,47
200	175,84	800	375,51
250	194,07	850	390,26
300	212,02		

Fonte: Werneck, 1996.

O fabricante fornece valores de resistências para cada grau centígrado dentro da faixa de trabalho do transdutor. Se calcularmos uma reta de regressão a partir dos dados da tabela (2.2), obteremos:

$$R = 0,35T + 105,04 \quad (2.105)$$

Para R em ohms e T em °C.

2.2.2 Microfone

Microfones são transdutores de pressão dedicados a um propósito geral de modo que algumas características de transdutores de pressão comuns são otimizadas enquanto outras são negligenciadas. O limite superior de pressão é baixo enquanto sua banda passante é alta. Os tipos de microfones encontrados são os capacitivos, eletromagnéticos, piezoelétricos e resistivos, sendo que os mais utilizados são os microfones capacitivos, (BIANCOLLI, 1981).

Para serem considerados bons transdutores de pressão acústica, os microfones devem atender algumas características:

- bom desempenho acústico e elétrico;
- banda passante ampla e plana;
- faixa dinâmica linear, baixo ruído interno e baixa distorção;
- baixa influência no campo de som medido.

Condições ambientais:

- pequena influência da pressão ambiental, da temperatura e da umidade;
- boa robustez mecânica e resistência a saltos e choques;
- pequena influência de vibrações, campos magnéticos e eletromagnéticos;
- boa resistência química e à corrosão.

Alta estabilidade da sensibilidade e da resposta em frequência:

- pequenas flutuações térmicas e aleatórias e sistemáticas;
- pequena dilatação a alta temperatura.

2.2.2.1 Microfones capacitivos

A Figura (2.3) representa o esquema de um microfone capacitivo. Este microfone possui uma membrana metálica (M) bastante leve em formato circular, presa a dois distanciadores isolantes (DI). Esta membrana contém ondulações nas proximidades das bordas, o que a torna mais suscetível à vibração do ar na direção desejada.

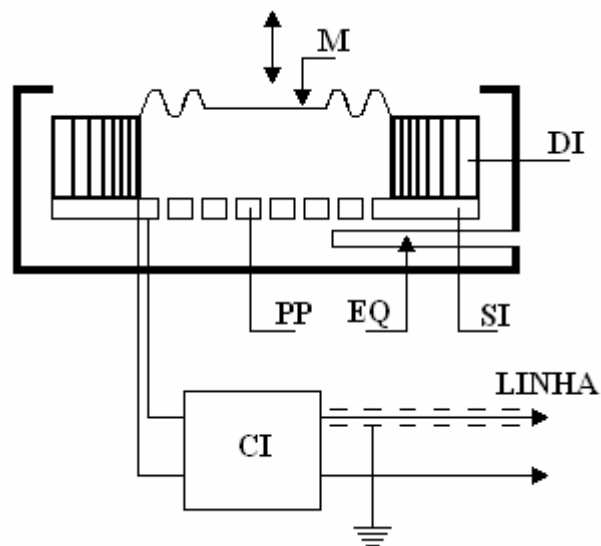


Figura 2.3: Estrutura interna de um microfone capacitivo.
Fonte: BIANCOLI, 1981.

Do lado oposto à membrana perfurada e também apoiada ao distanciador existe uma placa perfurada (PP) que junto aos outros dois elementos forma um capacitor, cujo o dielétrico é composto em parte pelo distanciador e em parte pelo ar presente entre a membrana e a placa perfurada. Todo este conjunto é alojado em um invólucro que possui na maioria das vezes um tubo para equalizar as pressões (EQ).

As perfurações da (PP) possuem a função de evitar perda de sensibilidade da membrana, uma vez que sem estes furos haveria oposição aos movimentos da membrana quando o ar entre a placa e a membrana fosse comprimido e rarefeito.

Os microfones capacitivos têm boa resposta em frequência e sensibilidade limitada. A sensibilidade pode ser melhorada ao se aplicar uma corrente contínua entre os dois terminais do capacitor.

O sinal destes microfones é conseguido graças às variações da membrana com as ondas sonoras. Estas vibrações tendem a aproximar e afastar os dois eletrodos do capacitor, o que gera variações capacitivas que podem ser captadas sob a forma de variação de tensão, devido à diferença de potencial que existe entre os dois eletrodos.

Assim concebido, o microfone capacitivo exibe uma impedância elevada, o que o torna suscetível à captação de ruídos de fundo e sinais parasitas, principalmente os de natureza eletrostática. Por este motivo, no próprio invólucro do microfone é instalado um conversor de impedâncias (CI), constituído de um ou mais estágios amplificadores, responsável pela baixa ou média impedância de saída do microfone. Assim o microfone pode ser conectado a uma linha extensa, sem apresentar os inconvenientes citados.

Pode-se dizer que os microfones capacitivos possuem características superiores aos dinâmicos ao menos no que diz respeito à resposta, mas sua sensibilidade reduzida é uma desvantagem, motivo pelo qual para adotá-lo é necessário um pré-amplificador (JÚNIOR, 1988).

2.2.2.2 Microfones piezelétricos

A diferença entre os microfones piezelétricos e capacitivos é que, nos primeiros, a membrana é fixa a um cristal piezelétrico e não mais fica distante de uma placa perfurada. Quando um pedaço de sal de Rochelle é pressionado ou torcido, cria-se entre duas de suas

faces uma diferença de potencial. A incidência de uma pressão alternada (criada pela vibração das ondas sonoras) gera então nesse cristal uma corrente elétrica alternada, com impulsos correspondentes a essas vibrações.

2.2.2.3 Microfones resistivos

O microfone resistivo consiste de um diafragma, uma determinada quantidade de carvão granulado e uma fonte de energia elétrica em corrente contínua, como pode ser observado na Figura (2.4).

As vibrações do diafragma, provocadas pelas ondas sonoras, são transferidas aos grânulos de carvão, o que faz variar o valor médio de sua resistência elétrica. Os sinais elétricos resultantes correspondem às ondas sonoras captadas pelo diafragma. Apesar de não apresentarem alta fidelidade, os microfones desse tipo têm custo baixo e grande durabilidade.

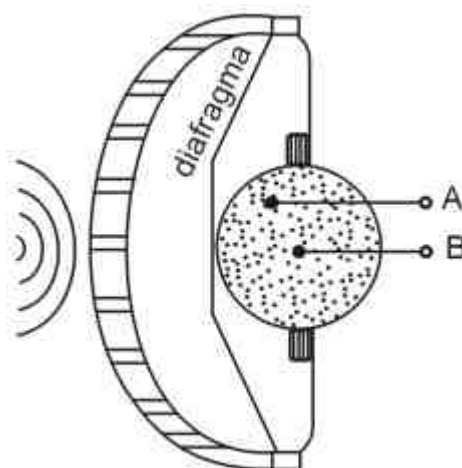


Figura 2.4: Microfone resistivo de carvão.
Fonte: Próprio Trabalho.

2.2.2.4 Microfones eletromagnéticos

O microfone eletromagnético utiliza um magneto permanente MP (Figura 2.5). O diafragma é ligado a bobinas que podem mover-se nos entreferros do magneto. A onda sonora atravessa a tampa e bate no diafragma, o que força as bobinas a se moverem dentro do magneto. Na fase de descompressão da onda sonora o diafragma retorna a sua posição, que puxa de volta as bobinas. O movimento das bobinas no campo magnético permanente cria uma corrente elétrica induzida, que pode ser retirada dos pontos A e B. A intensidade e frequência desta corrente elétrica corresponde à intensidade e frequência da onda sonora (voz).

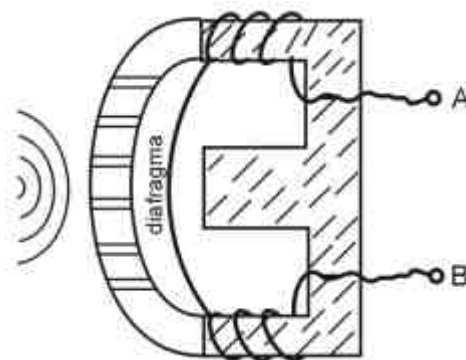


Figura 2.5: Microfone eletromagnético.
Fonte: Próprio Trabalho.

2.2.2.5 Características dos microfones

A escolha de um microfone para uma determinada aplicação é realizada com base em um conjunto de características especiais especificadas pelo fabricante. Estas características são:

- sensibilidade;
- resposta em frequência;
- faixa dinâmica;
- características direcionais;
- capacitância;
- polarização;
- efeitos de condições ambientais;
- carta de calibração.

2.2.2.5.1 Sensibilidade

A sensibilidade do microfone pode ser dividida em sensibilidade em circuito aberto e sensibilidade com carga.

A sensibilidade em circuito aberto é definida como a sensibilidade do microfone a um campo de pressão, ao utilizar um amplificador ideal que não promove qualquer efeito de carga sobre o microfone. A sensibilidade em circuito aberto é um parâmetro dado a uma frequência fixa, a saber, 250Hz ou 1000Hz. (BIANCOLLI, 1981)

A sensibilidade com carga é conseguida quando o microfone é conectado ao pré-amplificador, quando isso ocorre, ele sofre um efeito de carga devido à capacitância de

entrada do circuito em questão. A sensibilidade com carga é, portanto, a sensibilidade do microfone sem carga somada ao ganho da combinação do pré-amplificador com o microfone.

2.2.2.5.2 Resposta em frequência

A resposta em frequência está diretamente ligada com a área do diafragma, como pode ser observado na Figura (2.6). A resposta é otimizada para algum dos três tipos de campo sonoros existentes (campo de pressão, campo livre e campo difuso). Abaixo de 1000Hz a resposta dos três tipos de microfones é semelhante e não sofre alterações significativas. Os fatores de correção necessários para as sensibilidades em frequência acima de 250Hz, são obtidas por meio da calibração com um atuador eletrostático.

A posição dos escapes do microfone e sua presença no ambiente de medição ou não, determinam a resposta em frequência do microfone. Além disso, as capacitâncias de entrada e os filtros passa-alta da entrada dos pré-amplificadores limitam a porção inferior da resposta em frequência.

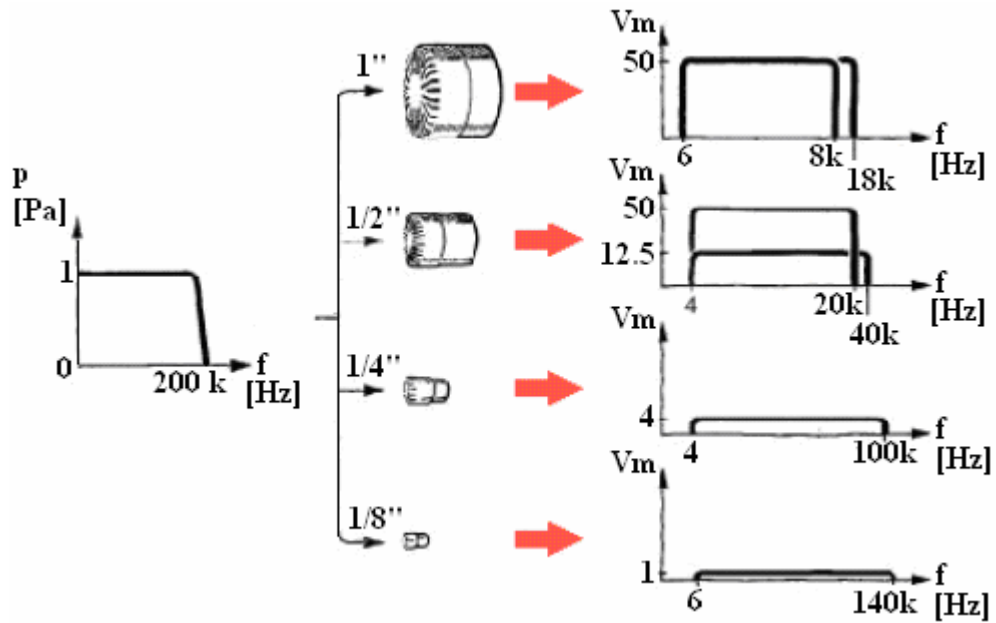


Figura 2.6: Variação da sensibilidade e da faixa de frequência do microfone com a área do diafragma. Fonte: PÁDUA, 2002.

2.2.2.5.3 Faixa dinâmica

A faixa dinâmica do microfone é determinada por dois parâmetros: o nível de ruído interno e o nível de distorção de 3%. O nível de ruído interno é a composição do movimento térmico do diafragma e da influência térmica na tensão do pré-amplificador.

O nível de distorção de 3% é determinado pela máxima pressão acústica suportada pelo microfone sem que este cause distorção no sinal. Este então é mais um parâmetro que está ligado à área da membrana do diafragma, já que a máxima pressão acústica é determinada pelo máximo deslocamento do diafragma. O nível de distorção e a resposta em frequência determinarão a faixa de operação do microfone.

2.2.2.5.4 Características direcionais

A característica direcional é a variação da sensibilidade relativa em função do ângulo de incidência para uma dada frequência em análise. O normal é que seja representada como um gráfico polar onde a frequência é um parâmetro fixo que se deseja analisar e com isso é possível determinar o ângulo de incidência.

2.2.2.5.5 Capacitância

A determinação da capacitância de um microfone é muito importante, já que é a partir deste parâmetro que se pode determinar a sensibilidade do microfone com carga. De acordo com a tensão de polarização aplicada ao microfone, a capacitância terá seu valor alterado de forma a alterar, por conseguinte, a sensibilidade do microfone com carga.

2.2.2.5.6 Polarização

A tensão de polarização do microfone é outro parâmetro importante a ser observado, pois gera dois efeitos sobre o microfone. Caso a tensão de polarização seja baixa, ocorre

redução da sensibilidade do microfone e, em caso contrário, poderá causar danos físicos ao microfone uma vez que podem aparecer correntes de fuga ou mesmo arcos elétricos entre as placas. Deste modo, observar a tensão de polarização recomendada e aplicar valores dentro desta faixa melhorará o desempenho do microfone assim como sua vida útil. A tensão de polarização não deve ser utilizada em microfones pré-polarizados, sob o risco de incorrer em perda de desempenho com a redução da sensibilidade.

2.2.2.5.7 Efeitos de condições ambientais

Os principais fatores ambientais que influenciam um microfone são: temperatura, pressão ambiente e umidade. A sensibilidade dos microfones varia pouco com a temperatura, mas em locais onde ocorrem mudanças sistemáticas de temperatura é recomendável fazer a compensação adequada. Para realizar esta compensação existem gráficos que correlacionam a variação da resposta em frequência do microfone em função da temperatura.

A pressão ambiente influencia no microfone uma vez que ao se variar a pressão atmosférica, a densidade do ar dentro do diafragma varia, o que pode alterar a rigidez do ar internamente ao microfone e com isso os deslocamentos do diafragma. Para corrigir estes problemas, são fornecidos também gráficos que permitem compensar a alteração da densidade. A pressão influencia também a resposta em frequência e mais uma vez existem gráficos que permitem a compensação.

A tensão do diafragma é alterada a uma taxa de 0,4dB/100% de umidade relativa. Esta alteração da tensão do diafragma causará uma mudança na resposta em frequência do microfone e deve, portanto, ser evitada. O caso contrário não leva a tantos danos ao microfone

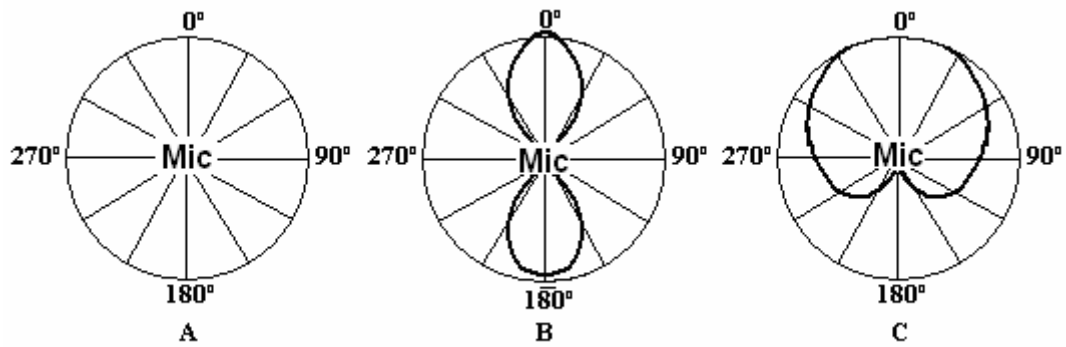
e pode ser resolvido colocando-se sílica-gel no microfone para a retirada da possível condensação.

2.2.2.5.8 Carta de calibração

A carta de calibração dos microfones é um documento de grande importância que nos permite avaliar as especificações e desempenho dos microfones quando submetidos aos diferentes tipos de campos sonoros.

2.2.2.6 *Direcionalidade dos microfones*

Quanto à direcionalidade dos microfones, estes podem ser subdivididos em três categorias principais: panorâmicos ou omnidirecionais, bidirecionais e monodirecionais, também conhecidos como “cardióides”. A Figura (2.7) representa o campo de ação de cada umas destas categorias. O “Mic” ao centro de cada figura representa o microfone. Observa-se que, na verdade, o espaço de ação de um microfone não delimita um círculo no plano conforme mostra a Figura (2.7), mas uma esfera com o microfone situado no centro.



**Figura 2.7 – Campo de ação dos (A) Microfones panorâmicos; (B) Bidirecional; (C) Cardióide.
Fonte: Próprio trabalho.**

Os microfones panorâmicos são os que apresentam a mesma sensibilidade em todas as direções. O microfone representado na Figura (2.7A) é capaz de perceber igualmente todos os sons a 0° , 90° , 180° e 270° tanto no plano no qual se insere o círculo como também nas posições correspondentes a estes ângulos no espaço delimitado por uma esfera com o mesmo raio que o círculo.

Os microfones bidirecionais representados pelo gráfico polar da Figura (2.7B), que apresenta duas curvas ovaladas, indicam um microfone igualmente sensível a sons vindos pela frente (0°) e por trás (180°), e indiferente a sons vindos de suas laterais.

Por fim, há os microfones representados pela “cardióide” do gráfico polar da Figura (2.7C). Ao considerar como ponto de referência o microfone ao centro representado por “Mic”, tem-se que a sensibilidade é máxima para os sons provenientes da direção 0° , e diminuem de forma gradativa nas outras direções e anula-se completamente em 180° e vizinhanças.

Ao observar as características de cada uma destas categorias, fica evidenciada que a escolha errada do microfone que atende a direção a qual se deseja capturar o som pode levar a perda parcial ou completa do som. Por outro lado pode-se utilizar destas características para

capturar com eficiência o som e, além disso, ainda excluir aqueles sons que não são de interesse.

2.2.2.7 Seleção do microfone adequado

A escolha do microfone adequado a cada processo é fundamental para que não se percam informações importantes. Deste modo, os parâmetros listados abaixo devem ser analisados com bastante cuidado para escolher o microfone que melhor se adapte. Estes parâmetros são:

- resposta em frequência;
- tipo de campo sonoro;
- direcionalidade;
- faixa dinâmica;
- alívio de pressão;
- resposta de fase;
- polarização;
- condições ambientais.

Os fabricantes fornecem fluxogramas que auxiliam na escolha do melhor microfone de acordo com a necessidade.

2.2.3 Acelerômetro

Na Figura (2.8) é possível observar um sistema massa-mola sub-amortecido. A massa sísmica utilizada neste sistema é o elemento sensor mais utilizado para medição de aceleração. Como todo sistema massa-mola, ao se aplicar uma aceleração ao conjunto, haverá um deslocamento relativo da massa sísmica que retornará, pela ação da mola, à posição de equilíbrio quando a aceleração à qual ela foi submetida cessar. Sob condição de aceleração em estado estacionário, o deslocamento “ y ” da massa sísmica é dado pelo produto da aceleração “ a ” pela relação entre o valor da massa “ M ” e da constante da mola “ k ”. Em condições dinâmicas, o fator de amortecimento altera o valor da medição. Assim, ao detectar-se o deslocamento da massa sísmica pode-se obter a aceleração aplicada ao transdutor. Diversos são os modos de se detectar o deslocamento da massa sísmica e serão por meio destes que teremos os mais diversos tipos de acelerômetros.

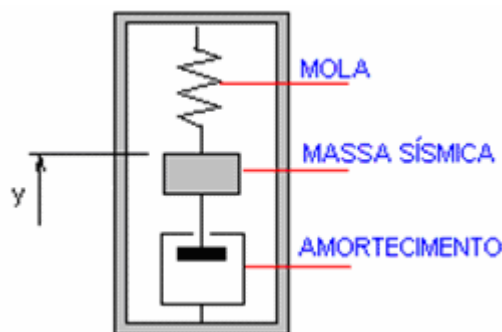


Figura 2.8: Princípio geral de funcionamento do acelerômetro.
Fonte: PÁDUA, 2002.

Os acelerômetros podem ser classificados em:

- piezoelétricos;
- capacitivos;
- indutivos;

- potenciométricos;
- strain gages;
- relutância variável.

2.2.3.1 Piezelétricos

Os acelerômetros piezelétricos são os mais utilizados e o deslocamento da massa sísmica é detectado por cristais piezelétricos. Ao se deslocar a massa sísmica comprime o cristal piezelétrico que então gera uma variação de carga elétrica. Quanto maior for a compressão, maior será a variação de carga elétrica produzida. Um problema enfrentado é conseguir que o efeito sobre o cristal aconteça somente com acelerações aplicadas à base do acelerômetro. Por esta razão, os cristais são polarizados de forma a não responder a aplicações de força em outros sentidos. Entretanto, tal procedimento não garante a eliminação de todos os efeitos indesejados. Os acelerômetros possuem, pois, um parâmetro chamado sensibilidade transversal que representa o quanto o acelerômetro é influenciado pela aplicação de acelerações transversais. Esse parâmetro gira em torno de 4% do fundo de escala do acelerômetro.

As vantagens deste tipo de acelerômetro residem no fato de serem bastante compactos, geralmente já possuem componentes eletrônicos embutidos, responderem a uma ampla faixa de frequências e ainda por não possuem partes moveis. Suas duas grandes desvantagens são: falsa resposta em corrente contínua e alta impedância de saída.

Na Figura 2.9 pode-se observar o detalhamento interno da construção de cada tipo de acelerômetro em função da montagem do cristal piezelétrico e, portanto, da distribuição de

forças presente. Os acelerômetros em que a força atuante gera esforços de cisalhamento no cristal são os que apresentam maior estabilidade com a temperatura e maior sensibilidade.

Pela Figura 2.9, observa-se que existem montagens onde o cristal piezelétrico está sujeito à ação de forças cisalhantes e cristais sujeitos à forças compressivas. Cada uma destas montagens apresenta algumas características, que serão apresentadas em seguida.

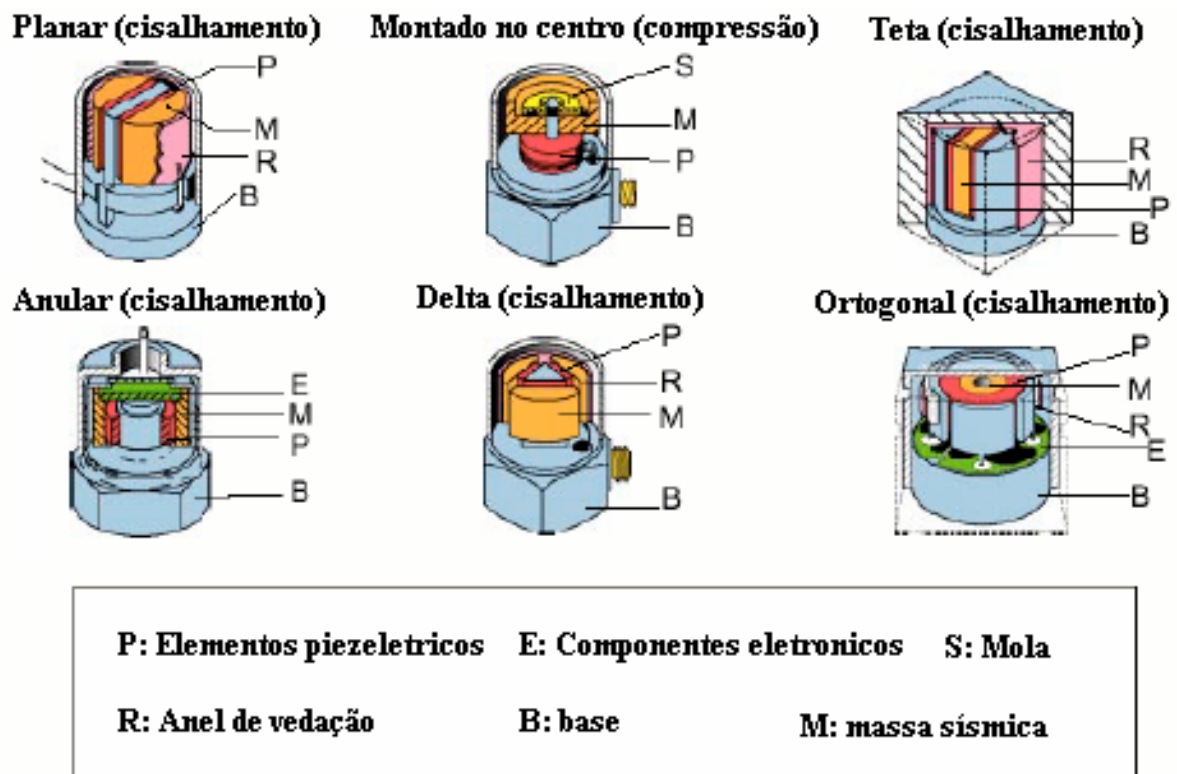


Figura 2.9 – Aspecto da construção interna de um acelerômetro.
Fonte: PÁDUA, 2002.

Montagem baseada em compressão:

- muito usada;
- construção simples;
- sofre muita influência de parâmetros ambientais;

- sua aplicação é aconselhável para medições de altos níveis de choque e vibração.

Montagem baseada em cisalhamento:

- construção mais complexa;
- menor influencia dos parâmetros ambientais;
- sensores menores e mais precisos;
- não existem restrições à sua aplicação em relação aos demais.

Existem ainda acelerômetros como os apresentados na Figura (2.10), que são específicos para determinadas aplicações, e possuem características especiais que favorecem o processo ao qual serão aplicados.

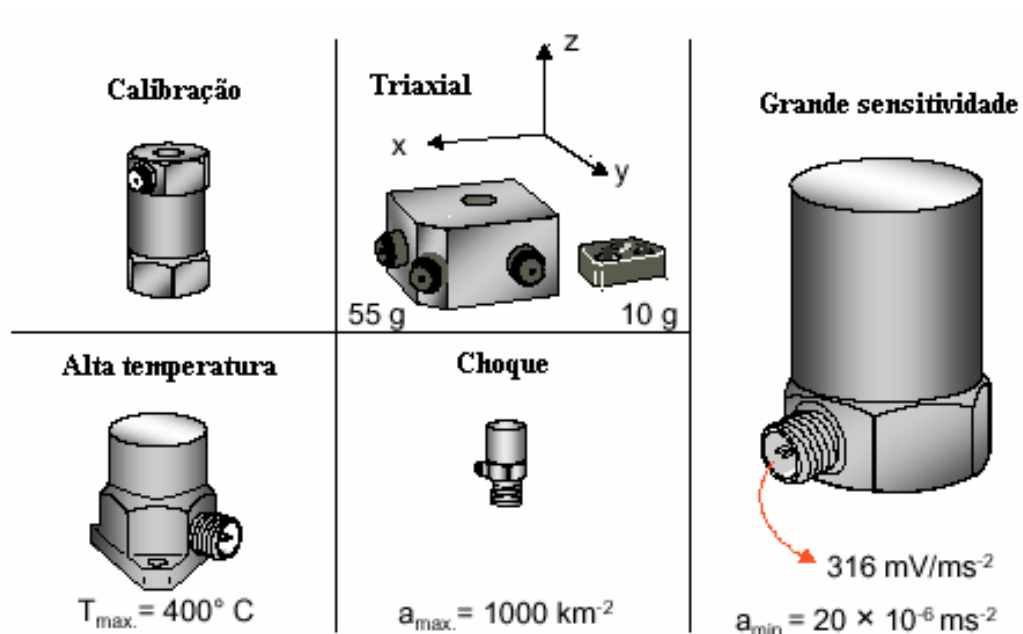


Figura 2.10 – Acelerômetros especiais.
Fonte: PÁDUA, 2002.

Abaixo são listadas as características de cada um destes acelerômetros especiais:

Acelerômetro padrão:

- usado em calibração;
- são mais estáveis e sensíveis;

- rejeitam pouco as perturbações ambientais.

Acelerômetros para altas temperaturas:

- são acelerômetros padrões, mas com uma placa para isolamento térmico;
- podem ser substituídos por isoladores de alumínio ou mica.

Acelerômetros triaxiais:

- são acelerômetros monoaxiais conjugados de forma a medir aceleração em 3 eixos;
- possuem mesma sensibilidade que os demais;
- demandam montagem mais apurada;
- deve-se especificar transdutores com pequena sensibilidade transversal;
- deve-se ter atenção quanto à interpretação do sinal devido à influência da sensibilidade transversa.

Acelerômetros para choques:

- alta sensibilidade;
- faixa de passagem ampla;
- invólucro mais robusto;
- tamanho pequeno;
- geralmente parafusado na estrutura.

Acelerômetros de alta sensibilidade:

- possuem alta relação entrada-saída;
- geralmente possuem mais de um elemento piezelétrico;
- são mais caros;
- a eletrônica embutida torna o sensor maior, porém, mais imune à influências elétricas;
- alguns apresentam sinal de saída modulado em corrente ao invés de tensão;

- possuem maior aplicação em análise de vibrações e modal em pequenas estruturas e objetos.

2.2.3.2 Capacitivos

Este tipo de acelerômetro é baseado na alteração da capacitância com o deslocamento da massa sísmica. Vários acelerômetros têm como método de construção um microdiafragma acoplado à massa sísmica, que assume a função da placa móvel do capacitor. A outra placa, chamada placa fixa, está acoplada ao corpo do sensor. O diafragma, além de funcionar como a placa móvel do capacitor, funciona também como a mola do transdutor.

2.2.3.3 Indutivos

Os acelerômetros indutivos baseiam-se em oscilações subcríticas. Sob aspecto construtivo, é constituído por dois diafragmas que servem de invólucro para um fluído que engloba a massa sísmica. Estes diafragmas atuam como molas para este acelerômetro. A massa sísmica é constituída de material ferromagnético e ao seu redor é enrolada uma bobina. A aceleração aplicada então, desloca a massa sísmica dentro da bobina que varia a indutância. A variação da indutância desbalanceia a meia ponte onde o sensor é ligado. A sensibilidade deste sensor pode ser de 10mV/g a 80mV/g.

O uso destes acelerômetros é amplo e o melhor desempenho é obtido na medição de choques e vibrações de baixa frequência. A faixa de frequência de interesse no seu trabalho é de até aproximadamente 1kHz. Devido à sua excelente estabilidade de zero possuem limite de frequência inferior igual a 0Hz e, portanto, complementam a medição de acelerações CC que não podem ser feitas com acelerômetros piezelétricos.

2.2.3.4 Potenciométricos

Os acelerômetros potenciométricos possuem o deslizador de um pequeno potenciômetro acoplado à massa sísmica, de tal maneira que, havendo oscilação a resistência do potenciômetro é modificada. Este acelerômetro é aconselhado para medições de baixo custo onde não há necessidade de grande precisão. Estes acelerômetros possuem uma montagem interna complexa o que diminui sua robustez. Eles abrangem faixas desde 4g em 20Hz até 20g em 60Hz. O elemento interno mais utilizado como resistência é a platina e o amortecimento do sensor é obtido com algum gás ou líquido.

2.2.3.5 Piezoresistivos

Para este tipo de acelerômetro são utilizados internamente um transdutor formado por 4 extensômetros que se deformam de acordo com o deslocamento da massa sísmica. Os

extensômetros são ligados em ponte completa e podem ser alimentados em corrente contínua ou alternada.

Estes acelerômetros utilizam gás como meio de amortecimento da massa sísmica, o que faz com que o sensor seja selado, o que garante sua utilização em aplicações intrinsecamente seguras. Possuem sensibilidades que variam desde 0,1mV/g a 25mV/g e abrangem faixas de alguns g até 2000g. A sua faixa de frequência é próxima à do acelerômetro capacitivo e não ultrapassa os 3kHz. Apresentam variações com temperatura da ordem de 20mV dentro de toda a sua região de operação, que vai de -20 a 100°C.

2.2.3.6 Instalação e especificação do acelerômetro

Para especificar um acelerômetro que seja adequado a um determinado processo, dois parâmetros são fundamentais: a faixa de trabalho e a faixa de frequência. Estes dois parâmetros são fornecidos pelo fabricante. Contudo, a resposta em frequência fornecida na carta de calibração dos acelerômetros pode sofrer alterações bruscas especialmente se o acelerômetro não for instalado de maneira correta. Portanto, a fixação do acelerômetro deve ser realizada com muito cuidado e da maneira correta para não alterar a resposta em frequência do sensor. A Figura 2.11 apresenta quatro tipos de fixação e exemplifica a alteração da resposta em frequência gerada por cada uma destas fixações (PÁDUA 2002).

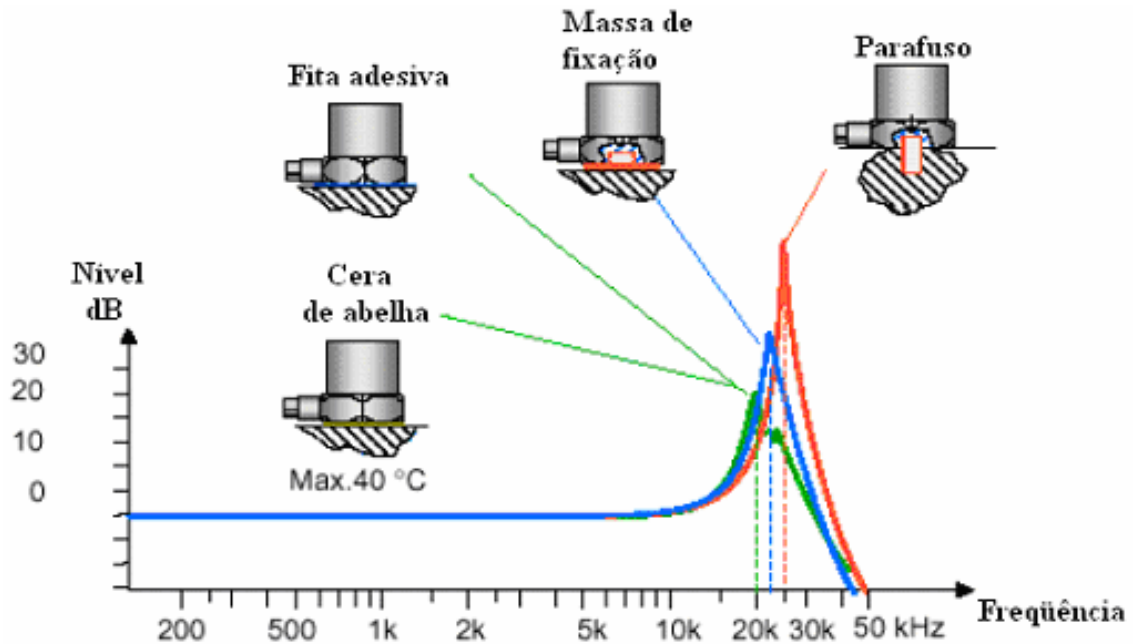


Figura 2.11: Alteração da resposta em frequência de acordo com a fixação.
 Fonte: PÁDUA, 2002.

Cada montagem, portanto, deve ser realizada de acordo com o processo. Alguns tipos de fixação e suas características são apresentados abaixo:

Montagem Parafusada:

- melhor montagem do ponto de vista da resposta em frequência;
- são evitadas ressonâncias devido a folgas ou elasticidade da fixação.

Massas de fixação:

- recomenda-se algum tipo de epóxi ou cianocrilato;
- a resposta em frequência será muito próxima na parte plana da curva da Figura (2.11).

Colas:

- são menos recomendadas;
- possuem boa resposta na parte plana, mas atenuam antes da ressonância;
- pequenas montagens até 40°C.

Montagem isolada:

- resposta próxima do método de fixação anterior;
- usada quando se necessita isolar eletricamente e/ou termicamente o sensor do corpo de prova.

Fixação através de imãs:

- montagem e desmontagem fáceis;
- especialmente recomendada para ensaios em campo;
- a superfície sob ensaio deve ser ferromagnética, limpa e lisa.

Manipulador:

- recomendado apenas para retirada de amostras em frequência baixa;
- produz erros grosseiros em altas frequências.

Extensão:

- o acelerômetro é montado na extremidade de um tubo ou algo semelhante;
- recomendado para locais de difícil acesso;
- possui resposta melhor resposta em frequência que o manipulador.

Aconselha-se, para qualquer acelerômetro, que se faça um isolamento elétrico com uma fina folha de mica a fim de isolar o potencial da sua carcaça do potencial do objeto em teste. Outro detalhe importante a ser levado em consideração são os efeitos de carregamento, que podem prejudicar a medição. Como regra geral para se evitar este efeito, observa-se que o conjunto formado pelo acelerômetro e sua fixação, não deve ultrapassar 1/10 da massa da estrutura em teste. A fixação da fixação também deve ser realizada, pois podem ocorrer ruídos na medição devido a vibração do cabeamento, o que dão origem aos chamados ruídos triboelétricos.

2.3. PROCESSAMENTO DE SINAIS

Conforme Pádua (2002), o processamento de sinais se baseia em cinco etapas distintas:

- transdução;
- amplificação;
- filtragem;
- processamento;
- visualização ou conversão A/D.

A transdução é a responsável por realizar a medição analógica do mensurando. O sinal obtido é, então, modulado em sua alimentação e deverá ser demodulado no estágio de amplificação onde há, também, ganho de potência do sinal. O sinal amplificado deve ser filtrado para a realização do quarto estágio em que, geralmente, podem-se realizar cálculos matemáticos. Por fim, o sinal já processado poderá ser visualizado de forma direta ou convertido em um sinal digital por meio da conversão A/D.

Tal processamento pode ser baseado no tempo ou na frequência. No primeiro caso, o que se pode observar é apenas a resposta instantânea ou tão somente o acompanhamento em tempo real do que se mede. No segundo caso, podem-se fazer análises mais profundas do sinal medido e diagnosticar influências de componentes de frequência específicas. (PÁDUA, 2002).

2.3.1 Amplificadores operacionais

Existem algumas maneiras de se realizar um ganho de potência em um sinal analógico. Quando se trata de instrumentação, os amplificadores operacionais são os mais utilizados para se obter um ganho de potência em um sinal. Muitas vezes, além de realizar a amplificação é possível realizar de diversas operações matemáticas.

Um amplificador operacional é um amplificador diferencial de ganho muito alto com impedância de entrada muito alta e baixa impedância de saída. Normalmente se utiliza o amplificador operacional para que se obtenham variações na tensão (amplitude e polaridade), para a construção de osciladores, filtros e alguns circuitos de instrumentação. Um amplificador operacional contém alguns estágios amplificadores diferenciais para produzir um ganho de tensão muito alto.

A representação simbólica do amplificador operacional é mostrada na Figura 2.12. É possível notar que o amplificador tem uma saída O, uma entrada inversora (-) e uma entrada não inversora (+).

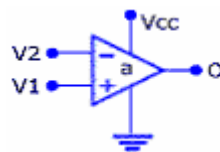


Figura 2.12 – Amplificador operacional.
Fonte: Próprio trabalho.

Considerando “a” como sendo o ganho, a relação entre as tensões V_1 e V_2 aplicadas nas entradas e a saída V_o é dada por:

$$V_o = a \frac{V_1}{V_2} \quad (2.106)$$

Ou seja, é um amplificador linear cuja tensão de saída é proporcional à diferença entre as tensões de entrada.

Os principais parâmetros de um amplificador operacional são:

- **Ganho “a”:** idealmente, infinito. Na prática valores como 200000 são usados.
- **Impedância de entrada:** infinita no ideal. Na prática, valores como 10 MΩ são possíveis (isso significa que o amplificador não consome corrente pelas entradas).
- **Impedância de saída:** nula no ideal. Valores como 75 Ω são usados na prática, significando ausência de queda de tensão interna na saída.
- **Resposta de frequência:** de 0 ao infinito no ideal. Na prática escolhem-se tipos com resposta bastante acima da frequência na qual irão operar para dar uma aproximação do ideal.
- **Relação de rejeição em modo comum:** este parâmetro provavelmente é mais conhecido pela sigla inglesa CMRR (*common mode rejection ratio*). De acordo com a Equação 2.106, um amplificador operacional ideal tem saída nula se as entradas são iguais. Nos circuitos práticos, há sempre uma pequena saída com as entradas iguais e esta condição é chamada de modo comum. A condição usual, isto é, com tensões de entrada diferentes, é chamada modo diferencial. E o parâmetro é dado pela relação, expressa em decibéis, dos ganhos em ambas condições $CMRR = 20 \log (\text{ganho modo diferencial} / \text{ganho modo comum})$. Um circuito ideal teria CMRR infinito.

A implementação do circuito onde há multiplicação da tensão de entrada, é mostrada na Fig 2.13.

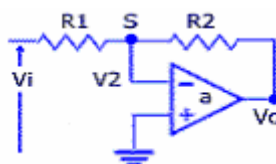


Figura 2.13 – Circuito multiplicador.
Fonte: Próprio trabalho.

Analisando o nó “S” e considerando que a impedância das entradas é muito alta, pode-se supor que nenhuma corrente será drenada pela entrada inversora. Assim, conforme leis de Kirchhoff, a corrente em R1 deve ser igual à corrente em R2, logo:

$$\frac{V_i - V_2}{R_1} = \frac{V_2 - V_o}{R_2} \quad (2.107)$$

No circuito da Figura 2.13, a entrada não inversora está ligada ao terra. Nesta condição, a Equação (2.107) implica que $V_o = -aV_2$ já que $V_1 = 0$. Substituindo este resultado na Equação (2.107) tem-se:

$$R_2V_i + \frac{R_2V_o}{a} = \frac{-R_1V_o}{a} - R_1V_o \quad (2.108)$$

Desde que o ganho a é muito alto, pode-se considerar nulas as parcelas que em “ a ” como

divisor e, portanto: $V_o = -\frac{R_2}{R_1}V_i$. Ou seja, a tensão de saída é igual ao inverso da entrada, multiplicado pelo fator dado pela relação entre R_2 e R_1 .

2.3.2 Amostragem e Reconstrução

O processo de se amostrar um sinal pode ser realizado no tempo ou na frequência. O sinal amostrado é aquele no qual ocorre, em qualquer uma de suas partes, uma multiplicação de um sinal interno $x(t)$ por um trem de impulsos $\delta(t)$. Quando a amostragem é realizada no domínio do tempo consideramos de fato uma multiplicação pelo trem de impulsos, já no domínio da frequência a operação correspondente é a de convolução.

Um sinal amostrado é capaz de representar toda a informação contida no sinal contínuo desde que as amostras estejam “suficientemente próximas” e se o sinal tiver uma banda limitada.

A amostragem se baseia no trem de impulsos. O período deste trem de impulsos portanto, é conhecido com período de amostragem (T) e sua frequência fundamental é a frequência de amostragem ou taxa de amostragem. A transformada de Fourier de um trem de impulsos $p(t) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} \delta(t - nT)$ é também um trem de impulsos na frequência, cuja distancia entre cada impulso é a frequência de amostragem ω_s .

A amostragem pode ser equacionada por $x_p(t) = x(t)p(t)$, onde $x_p(t)$ é o sinal amostrado. Lembrando que $x(t)\delta(t - t_0) = x(t_0)\delta(t - t_0)$, temos que:

$$x_p(t) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} x(nT)\delta(t - nT) \quad (2.109)$$

Extraindo a transformada de Fourier de $x_p(t)$, chegaremos na função:

$$X_p(j\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} X(j\theta)P(j(\omega - \theta))d\theta \quad (2.110)$$

A integral representada pela Eq. 2.110 é chamada integral de convolução na frequência e corresponde a uma multiplicação no tempo. Analogamente se as funções internas à integral fossem temporais, teríamos uma correspondente multiplicação na frequência. Portanto o espectro do sinal amostrado pode ser dado por:

$$X_p(j\omega) = \frac{1}{T} \sum_{k=-\infty}^{\infty} X(j(\omega - k\omega_s)) \quad (2.111)$$

Pode ser visto então que o sinal amostrado, $X_p(j\omega)$, é uma função periódica que corresponde a uma superposição de réplicas deslocadas do espectro do sinal original, $X(j\omega)$, escalonados pela constante $\frac{1}{T}$. De uma forma bastante simplificada, podemos dizer que

amostrar um sinal é copiar seu espectro sobre cada impulso do trem de impulsos da amostragem. A Figura 2.14 mostra o espectro de uma senóide amostrada.

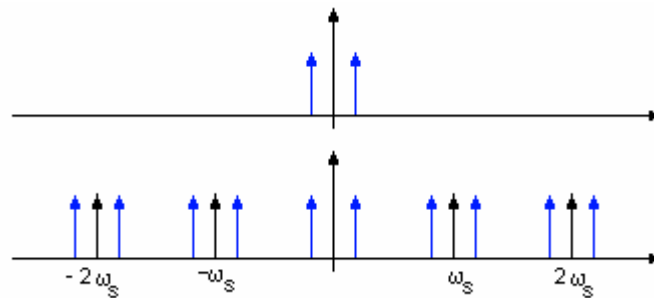


Figura 2.14: Amostragem de uma senóide.
Fonte: Próprio trabalho.

Para ser possível a reconstrução do sinal é necessário que sejam seguidas regras e para isso existe o teorema da amostragem, também conhecido como teorema de Shannon: Seja $x(t)$ um sinal de banda limitada com $|\omega| > \omega_n$. Então $x(t)$ é unicamente determinado por suas amostras $x(nT)$, $n = 0, \pm 1, \pm 2, \dots$, se $\omega_s > 2\omega_n$, onde $\omega_s = \frac{2\pi}{T}$. Dadas estas amostras, nós podemos reconstruir $x(t)$ tomando o sinal amostrado $x_p(t)$ e passando por um filtro passa-baixas ideal com ganho T e frequência de corte maior que a frequência de Nyquist, ω_n e menor que $\omega_s - \omega_n$. (SHANNON, 1998)

O teorema então nos mostra que para ser possível reconstruir o sinal original, é necessário que a amostragem seja realizada com uma frequência de amostragem maior ou igual a duas vezes a maior frequência encontrada no sinal original. Caso isto não ocorra ocorrerão sobreposições no espectro e não será possível reconstruir o sinal. Esta sobreposição pode ser vista na Figura 2.15.

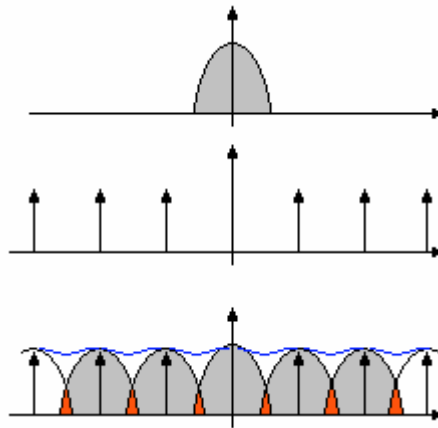


Figura 2.15 – Subamostragem.
Fonte: Próprio trabalho.

Um das técnicas implementáveis mais utilizada para reconstrução de um sinal é a técnica da interpolação dentre as quais se destaca o hold de ordem zero (HOZ). O HOZ é um elemento capaz de manter o valor amostrado durante o período de amostragem, tornando possível fazer uma boa aproximação do sinal original. Na prática, os sistemas amostrados não são baseados em amostras impulsivas, mas em sinais lineares por partes, derivados da passagem do sinal discreto por um HOZ. Uma reconstrução analógica mais precisa pode ser conseguida através de uma filtragem passa-baixas. Entretanto o filtro requerido neste caso não deve possuir ganho constante ao longo a faixa de passagem. A característica de filtro requerida pode ser determinada ao se notar que a resposta em frequência de um HOZ é a seguinte função:

$$H_{HOZ}(j\omega) = e^{\frac{-j\omega T}{2}} \left[\frac{2\text{sen}(\omega T/2)}{\omega} \right] \quad (2.112)$$

Assim o filtro deve ter características:

$$H_f = \frac{e^{j\omega T/2} H(j\omega)}{\frac{2\text{sen}(\omega T/2)}{\omega}} \quad (2.113)$$

Em que $H(j\omega)$ é a função de transferência de um filtro passa-baixas ideal especificado com frequência de corte igual à metade da frequência de amostragem. A razão para a utilização de

um filtro que não tenha ganho constante é a distorção causada pelo HOZ, o que pode ser visto na Figura 2.16. A figura representa a amostragem de um senóide e é possível notar que o espectro do sinal é distorcido em relação ao original após a passagem pelo HOZ. O filtro calculado pela equação 2.113 elimina estas distorções, já que possui ganho como o inverso do ganho do HOZ.

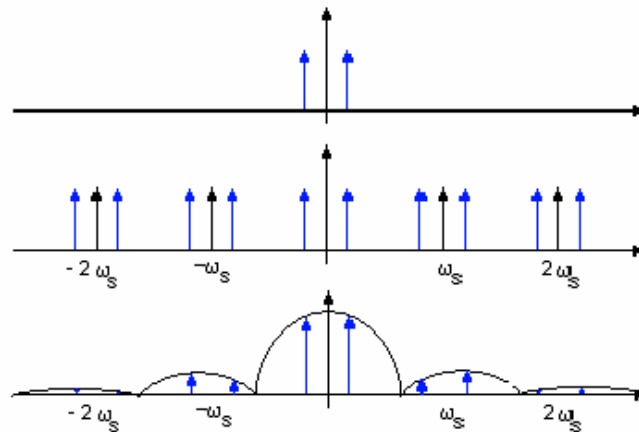


Figura 2.16: Amostragem usando *sample and hold* e as distorções ocorridas.
Fonte: Próprio trabalho.

2.3.2.1 Janela de amostragem

Observa-se que para se utilizar a transformada de Fourier na amostragem, o sinal teria que ser amostrado desde $-\infty$ a $+\infty$, o que na prática é impossível. Deste modo, os sistemas de processamento de sinal executam algoritmos de cálculo de transformadas discretas de Fourier (DFT) e de transformadas rápidas de Fourier (FFT), que utilizam uma determinada massa de dados, para o cálculo aproximado da transformada de Fourier. O sinal utilizado portanto, é finito e sua duração é o que chamamos de janela de amostragem. Os algoritmos de cálculo de FFT's consideram que o sinal amostrado tem duração infinita, mas que o seu tempo

de observação, ou seja, a janela de amostragem, seja o período do sinal. Isto é feito mesmo sabendo que o sinal não é periódico. (PÁDUA 2002)

Considerando, portanto que o sinal é periódico, o espectro gerado será discreto e desta forma, uma vez que a massa de dados corresponde ao sinal amostrado, o espectro esperado é também periódico. O aumento da janela de amostragem implica necessariamente em um aumento da resolução do espectro de frequência de amostragem já que a distância entre cada componente espectral de um sinal periódico é exatamente a frequência do sinal e portanto, o inverso da janela de amostragem (PÁDUA 2002).

2.3.2.2 Aliasing

O efeito de sobreposição no espectro de um sinal é chamado de aliasing. Podemos ter aliasing também quando o sinal a ser amostrado não respeitar a hipótese de possuir banda limitada. Para se produzir esta limitação na banda de um sinal usa-se um filtro passa-baixas antes de realizar a amostragem. Este filtro responsável por limitar a banda é conhecido como filtro anti-aliasing. Um sinal com ruídos tem este efeito bastante agravado e por isso estes devem ser removidos.

A razão do anti-aliasing é a quebra da hipótese de que o sinal original tem banda limitada, deste modo, a forma de se evitar o aliasing é fazer, antes da amostragem, uma pré-filtragem analógica que separe apenas a parte do sinal a ser observada, ou seja, que limite a banda do sinal nos limites a serem observados. Tal filtro, imprescindível para qualquer sistema de amostragem, possui a função de limitar a banda do sinal e cortar partes indesejáveis do espectro, que poderiam contaminar a banda do sinal após o processo de

amostragem. Este filtragem é analógica e o filtro implementado, geralmente é colocado diretamente no canal de entrada do sistema de aquisição.

2.4 SISTEMA MULTICANAL DE AQUISIÇÃO DE DADOS

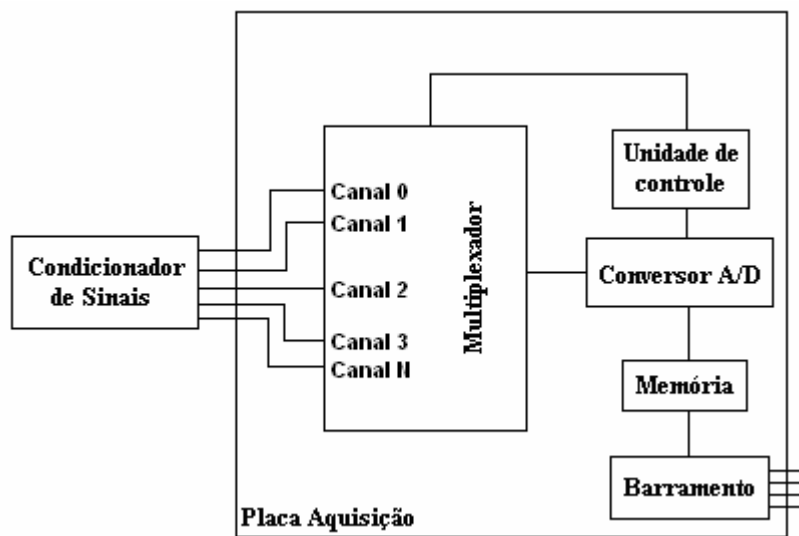


Figura 2.17: Sistema de aquisição de dados multiplexado.

Fonte: Próprio trabalho.

Os sistemas de aquisição de dados convencionais se caracterizam por uma amostragem alternada e cada canal.

Para executar esta tarefa os seguintes componentes são necessários:

- condicionador de sinais, cuja função é adequar os sinais vindo dos transdutores às necessidades do conversor analógico digital. Em geral estes condicionadores são compostos de filtros, capacitores, resistores e amplificadores;
- multiplexador responsável pela seleção do canal cujo sinal será levado ao conversor A/D. Este multiplexador é endereçado através dos sinais enviados pela unidade de controle;

- a unidade de controle, que pode ser um microcontrolador ou microprocessador, é responsável pela geração de endereços e gerenciamento do sistema de aquisição. Um software gravado na memória deste componente é responsável por este gerenciamento;
- o sinal proveniente da saída do multiplexador é encaminhado a um conversor A/D que transforma o sinal analógico em sinal digital. Um ponto importante na especificação do conversor A/D é seu número de bits e seu tempo de conversão, já que estes irão determinar a resolução e a frequência máxima de conversão respectivamente;
- os sinais convertidos podem não ser lidos imediatamente, deste modo estes são armazenados em uma memória (buffer) para posterior leitura;
- o barramento tem como objetivo possibilitar a transferência dos dados do sistema de aquisição para outro sistema responsável por armazenar e analisar os dados.

Os sistemas multiplexados têm como vantagem seu baixo custo em relação o sistema de tempo real por possuir um único conversor A/D. Sua principal desvantagem é a não possibilidade de adquirir todos os sinais simultaneamente, já que este sistema necessita selecionar através do multiplexador um único canal a ser convertido por vez pelo fato de possuir um único conversor A/D.

2.5 DINÂMICA DE AUTO-VEÍCULOS

O surgimento dos automóveis ocorreu em torno de 1769 quando o engenheiro militar francês Nicholas Joseph Cugnot construiu um veículo de três rodas movido a vapor. No entanto, os primeiros automóveis práticos movidos a gasolina surgiram apenas em 1886, com os trabalhos independentes de Karl Benz e Gottlieb Daimler. A partir de 1908, a indústria automobilística já estava bem estabelecida nos Estados Unidos, com a produção em série do Modelo T de Henry Ford e a fundação da General Motors Corporation.

Durante um século de desenvolvimento da indústria automobilística, grandes avanços tecnológicos foram alcançados. Estudos cada vez mais aprofundados tornaram-se necessários para as áreas de projeto e desenvolvimento de auto-veículos. Um tópico muito importante destes estudos é o que envolve o comportamento dinâmico de veículos.

A dinâmica de auto-veículos trata da relação entre movimentos e forças atuantes sob as diversas condições às quais um veículo é submetido. O comportamento dinâmico de um veículo é determinado pelas forças impostas a ele pelos pneus, gravidade e aerodinâmica. O veículo e seus componentes são estudados para se determinar quais forças serão produzidas por cada uma das fontes em uma dada manobra, e como o veículo responderá a estas forças.

Um veículo motorizado é composto por um grande número de componentes. No entanto, para muitas das análises mais elementares, pode-se considerar que todos os componentes se movem em conjunto. Para as manobras de aceleração, frenagem e a maioria das análises de mudança de direção, é suficiente representar o veículo como uma massa concentrada localizada no seu centro de gravidade (CG), com propriedades adequadas de massa e inércia. Mas para a análise de *ride*, é freqüente o tratamento das rodas em separado. Neste caso, a

massa concentrada que representa o corpo do veículo é chamada de “massa suspensa” e as rodas são chamadas de “massa não-suspensa”.

Para análises mais realistas, é necessário modelar cada componente veicular, ou pelo menos os componentes de um dado sistema (suspensão, direção, transmissão, freios, dentre outros.). Antigamente, análises desta natureza eram impossíveis de serem realizadas. No entanto, com o desenvolvimento dos computadores digitais e algoritmos de solução, modelos cada vez mais complexos podem ser formulados e resolvidos.

Nas diversas manobras realizadas por um veículo, dois componentes são de extrema importância: suspensão e pneus.

2.5.1 Suspensão

As funções principais da suspensão, de acordo com Gillespie (1992), são:

- oferecer flexibilidade vertical de forma que as rodas acompanhem as irregularidades da pista e isolar o chassi ou monobloco destas irregularidades;
- manter as rodas nas condições adequadas de esterçamento e *camber*;
- reagir às forças e momentos gerados pelos pneus;
- resistir ao movimento de *roll* da carroceria;
- manter os pneus em contato com o solo, com mínimas variações de carregamento.

As suspensões geralmente podem ser divididas em duas categorias: suspensões de eixo rígido (*solid axles*) e suspensões independentes.

2.5.1.1 Suspensões de Eixo Rígido

Possuem uma viga rígida, na qual as rodas são montadas. Desta forma, o movimento de uma roda é transmitido à roda oposta, fazendo com que elas recebam o mesmo esterçamento e *camber*. A vantagem deste tipo de suspensão é que o ângulo de *camber* das rodas não é afetado pelo movimento de *roll* da carroceria, e apresenta pequenas variações nas curvas. Além disto, o alinhamento das rodas é garantido pelo próprio eixo, reduzindo o desgaste dos pneus. Sua maior desvantagem se deve aos níveis de vibrações devidas ao esterçamento. Alguns tipos de suspensões de eixo rígido são: Hotchkiss, Quatro barras (*Four links*) e De Dion.

2.5.1.2 Suspensões Independentes

As suspensões independentes permitem que cada roda se movimente verticalmente sem afetar a roda oposta. Praticamente todos os veículos de passageiros e caminhões leves utilizam suspensões dianteiras independentes. Isto se deve ao espaço interno oferecido para a montagem do motor e aos menores níveis de vibrações devidas ao esterçamento. Outras vantagens são: facilidade de se controlar o centro de *roll* através de uma escolha adequada da geometria, habilidade de se controlar a área de contato pneu-solo durante os movimentos verticais, maiores deflexões da suspensão e maior rigidez ao movimento de *roll*. Alguns tipos de suspensões independentes são:

- braços oscilantes;

- SLA;
- MacPherson;
- *multi-Link*;
- *semi-Trailing arm*;
- *swing axle*.

Apesar da grande variedade de geometrias, as suspensões são compostas basicamente de três componentes: mola, amortecedor e componentes de apoio.

As molas são os elementos que absorvem os movimentos provenientes da pista. Seu comportamento é linear e bem conhecido. Os amortecedores têm a função de reduzir as amplitudes da suspensão e atenuar as oscilações provocadas pelas molas. São componentes não-lineares e de difícil modelagem. O conjunto mola-amortecedor é também conhecido como absorvedor de choque ou absorvedor de vibrações.

Os componentes de apoio são os elementos que ligam as rodas à carroceria ou chassis do veículo. A maior parte dos estudos na área de suspensões automotivas é voltada para o cálculo da geometria destes componentes, pois eles determinam a forma na qual as rodas se movimentam em relação ao restante do veículo.

2.5.1.3 Absorvedores

Segundo Schiehlen e Hu (2003), os absorvedores de choque são utilizados para otimizar a segurança e o conforto em um veículo. Torna-se necessário, portanto, identificar as características destes absorvedores em condições reais. Isto pode ser obtido através de uma metodologia de simulação chamada de *hardware-in-the-loop*. Esta metodologia consiste em

utilizar modelos matemáticos para os componentes que podem ser modelados satisfatoriamente, enquanto que os componentes restantes são montados em uma bancada de testes e submetidos às condições reais. A simulação é feita em tempo real, utilizando conversores A/D e D/A, atuadores e um computador de alta performance.

Um outro modelo de amortecedor é o criado por Liu e Zhang (2002). Este modelo descreve um amortecedor de tubo duplo, e inclui as características de rigidez e amortecimento de todos os componentes do amortecedor. O modelo obtido é comparado com um modelo experimental, atingindo bons resultados.

2.5.1.4 Componentes de Apoio

Os componentes de apoio são freqüentemente calculados como mecanismos de múltiplos corpos, e otimizados segundo parâmetros como *ride* e *handling*. Segundo Attia (2002), há várias formas de simular o comportamento dinâmico de mecanismos. No entanto, é interessante utilizar uma metodologia capaz de minimizar o número de equações diferenciais que descrevem o problema. Desta forma, obtém-se uma solução computacional mais eficiente. O modelo de Attia (ATTIA, 2002) simula uma suspensão do tipo SLA.

O modelo desenvolvido por Simionescu e Beale (2002) trata da suspensão do tipo *Multi-Link*. A metodologia utilizada na síntese do mecanismo consiste em considerar a roda desconexa de suas juntas. A roda é colocada para mover em posições sucessivas ao longo de uma trajetória ideal. O problema consiste então em encontrar as posições das juntas de forma que haja a menor variação possível no comprimento das barras que compõem o mecanismo.

De acordo com Kim et al. (2002), os parâmetros de *ride* e *handling* são conflitantes no desempenho das suspensões automotivas. Para otimizar ambos os parâmetros, inúmeras soluções já foram propostas. Estas soluções consistem não apenas em diferentes geometrias de suspensão como também em controle computadorizado: sistemas de suspensão ativa e semi-ativa.

Conforme Spentzas e Kanarachos (2002), a idéia básica de uma suspensão ativa ou híbrida é o uso de um atuador (hidráulico, pneumático ou mecânico) capaz de melhorar a performance dinâmica do veículo. Para que a performance supere o sistema de suspensão passiva, é necessário um controle inteligente e não-linear. A função de controle obtida é baseada em redes neurais.

Segundo Kim et al. (2002), para que os sistemas de controle sejam mais eficientes, é necessário conhecer os perfis de pista atuais e futuros. Há vários métodos para se levantar os perfis de pista: perfilômetro, sensor *look-ahead* e estimativas a partir da resposta das rodas. Com exceção do perfilômetro, os métodos utilizados geram perfis contaminados pelo movimento da carroceria do veículo. Para remover esta influência, propõe-se um sistema capaz de reconstruir o perfil através da simulação da dinâmica veicular.

Ao contrário de outros trabalhos, Sun (2002) apresenta o conceito de veículo *road-friendly*. Este conceito trata do desenvolvimento de suspensões que reduzam a força exercida pelos veículos sobre a pista, minimizando os danos provocados no pavimento. Utiliza-se um modelo do tipo *walking beam*, que consiste na representação de um dos eixos do veículo, levando-se em conta o deslocamento vertical e o movimento de *roll*. De acordo com os resultados do modelo, pneus com alta pressão e suspensões com pequeno amortecimento levam a grandes carregamentos sobre os pneus, o que leva a um desgaste prematuro dos pavimentos.

2.5.2 Pneus

Segundo Gillespie (1992), as principais forças aplicadas a um veículo, com exceção das forças aerodinâmicas, são geradas na superfície de contato entre os pneus e o solo. Portanto, um entendimento das relações entre os pneus, suas condições de operação e as forças e momentos resultantes são aspectos essenciais na dinâmica do veículo como um todo.

As funções principais dos pneus são:

- suportar a carga vertical enquanto absorve os impactos da pista;
- desenvolver as forças longitudinais de aceleração e frenagem;
- desenvolver as forças laterais nas curvas.

Os pneus são compostos de uma carcaça de borracha reforçada por cordões de elevado módulo de elasticidade, dispostos em várias camadas. A borracha é responsável não apenas pela aderência ao solo como também pela vedação do gás de enchimento. Este gás é pressurizado de forma a tensionar a cordoalha de reforço, fazendo com que o pneu reaja às deformações impostas a ele.

Há dois tipos básicos de construção de pneus que são largamente utilizados: radial e diagonal. A diferença entre eles está na orientação da cordoalha de reforço da carcaça de borracha. Os pneus diagonais apresentam tiras com ângulos entre 35 e 45 graus em relação à circunferência, sendo que as camadas possuem sentidos alternados. Os radiais possuem tiras a 90 graus e reforços ao longo da circunferência, que garantem estabilidade direcional.

Cada pneu constitui um sistema não-linear complexo. Inúmeros modelos já foram desenvolvidos na tentativa de representar o comportamento dos pneus às mais diversas

situações. Muitos destes modelos são semi-analíticos ou empíricos, o que reflete o grau de complexidade dos pneus.

O modelo apresentado por Guo et al. (2001) é baseado nas características do USES (*unified semi-empirical tire model for steady state*). A diferença básica é que o modelo apresentado aplica-se aos casos de grande *slip*. Por ser um modelo de maior ordem e não limitado à condição de estado permanente, o modelo é capaz de representar adequadamente a dinâmica não-linear dos pneus.

Miyashita et al. (2003) propõe um modelo para a razão entre a força frenante e a força normal. A força frenante é a soma de duas parcelas: a primeira se deve ao esforço cisalhante do pneu e a segunda ao escorregamento. O modelo proposto utiliza uma parábola generalizada que é capaz de representar a distribuição das parcelas de esforços. Os coeficientes das parábolas são obtidos através de um ajuste de dados experimentais, levando-se em conta os menores erros quadráticos.

De acordo com Kageyama e Kuwahara (2002), um fenômeno *wandering* ocorre quando um veículo viaja em uma superfície irregular tal como uma pista com sulcos. Este fenômeno faz com que um veículo tenha um movimento lateral oscilatório de baixa frequência, prejudicando a direção. Este assunto foi tratado em vários estudos experimentais e análises teóricas que confirmaram a influência dos seguintes parâmetros: *roll steer*, força lateral, e a força sobre os pneus, incluindo a força (*thrust*) e o torque de *camber* gerados pelo contato do pneu com a superfície do sulco.

O modelo de pneu apresentado considera os efeitos da força e torque de *camber*. São obtidas as características do pneu em função do ângulo de *camber*: dimensões da área de contato, largura, raio do pneu, etc. Assume-se que as dimensões da área de contato são relacionadas ao ângulo de *camber* e ao carregamento vertical, que a pressão de contato muda

com o comprimento de contato, e que a rigidez varia com a pressão de contato. O modelo foi comparado com resultados experimentais, apresentando boa correlação.

2.5.3 Ride

Segundo Gillespie (1992), os automóveis são submetidos a vibrações de várias frequências por causa das altas velocidades desempenhadas. As vibrações são transmitidas aos passageiros por três caminhos distintos: tátil, visual e sonoro. O termo *ride* é utilizado em referência às vibrações táteis e visuais, enquanto que as sonoras são categorizadas como ruído. O espectro de vibrações pode ser dividido de acordo com a frequência e classificado como *ride* (0 a 25Hz) ou ruído (25Hz a 20kHz). Normalmente, os dois tipos de vibrações estão correlacionados, sendo difícil considerar cada um em separado.

As vibrações de *ride* são excitadas por diversas fontes, que podem ser classificadas como irregularidades da pista ou fontes embarcadas. As fontes embarcadas se devem aos componentes rotativos e, portanto, incluem o conjunto de rodas e pneus, o sistema de transmissão e o motor.

2.5.3.1 Irregularidades da Pista

As irregularidades da pista englobam desde falhas localizadas, como buracos, até os desvios aleatórios da rugosidade do pavimento. Estes desvios aleatórios estão sempre

presentes, pois existem limites práticos de precisão nos processos de construção e manutenção das pistas. As irregularidades da pista são descritas pelo perfil de elevações ao longo da trajetória sobre a qual as rodas do veículo passam.

Perfis de elevações de pista pertencem à categoria de “sinais aleatórios de banda larga” e, portanto, podem ser descritos tanto pelo perfil por si só como por suas propriedades estatísticas. Uma das representações mais úteis destas propriedades é a função de densidade espectral de potência (PSD - *Power Spectral Density*). Como qualquer sinal aleatório, o perfil de elevações medido ao longo de um comprimento da pista pode ser decomposto por uma transformada de Fourier em uma série de senóides variando em amplitude e fase. A função PSD nada mais é que uma relação entre as amplitudes das senóides ao quadrado e suas respectivas frequências espaciais. A frequência espacial é também chamada de número de onda, que por sua vez é o inverso do comprimento de onda.

Os perfis de elevações de pista são normalmente medidos por equipamentos conhecidos como perfilômetros. Após a determinação das PSDs, pode-se obter gráficos como o da Fig 2.18.

Embora a PSD de cada seção da pista seja única, todas as pistas apresentam como característica uma queda de amplitude com o aumento do número de onda. Isto reflete o fato de que oscilações com pequenos comprimentos de onda possuem pequenas amplitudes, enquanto que grandes comprimentos de onda apresentam amplitudes bem maiores. O nível de amplitude geral da PSD é indicativo da qualidade da pista. Quanto maiores as amplitudes, pior é a qualidade da pista.

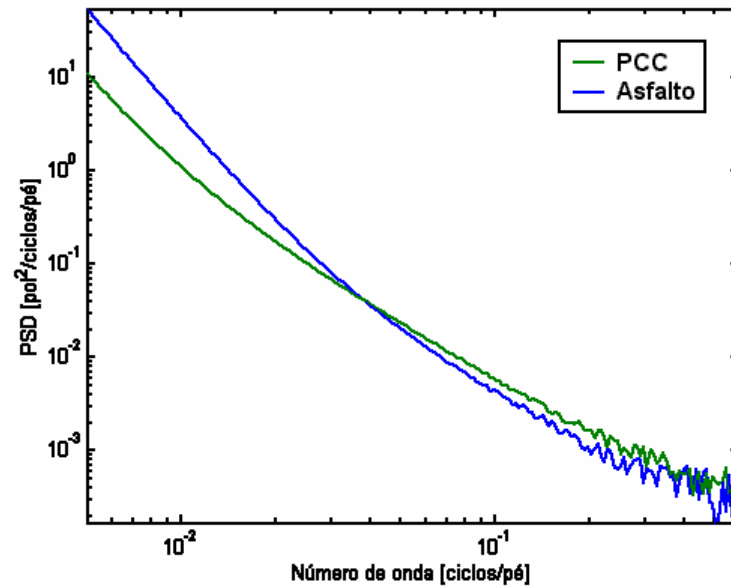


Figura 2.18: Funções PSD de dois tipos de pistas.
Fonte: Saturnino, 2004.

A PSD em verde na Fig 2.18 é um pavimento de concreto com Cimento Portland (PCC), também conhecido como “pavimento rígido”. A PSD em azul é um pavimento de asfalto convencional, também conhecido como "pavimento flexível".

Apesar de muitos problemas de *ride* serem peculiares a uma pista específica, ou a um tipo de pista, a noção de propriedades “médias” de pista pode freqüentemente ser útil. A similaridade geral no conteúdo espectral das pistas, visto na Figura 2.18, é reconhecida como representativa da maioria das pistas.

O conteúdo espectral das pistas de asfalto e de PCC é ligeiramente diferente. O nível geral de elevação da curva pode ser aumentado ou diminuído para representar as diferentes condições da pista, mas as inclinações características e pontos de inflexão são constantes. A diferença entre as curvas de asfalto e PCC está na magnitude relativa dos conteúdos para números de onda grandes e pequenos.

A PSD para as propriedades médias de perfis de pista pode ser representada pela seguinte equação:

$$G_z(\nu) = G_0 \frac{1 + \left(\frac{\nu_0}{\nu}\right)^2}{(2\pi\nu)^2} \quad (2.114)$$

Em que:

- $G_z(\nu)$: amplitude PSD;
- ν : número de onda;
- G_0 : parâmetro de magnitude da rugosidade;
- ν_0 : número de onda de *cutoff*.

O perfil de elevações age como um deslocamento vertical imposto às rodas, excitando vibrações de *ride*. Assumindo uma velocidade constante para o veículo, pode-se transformar o perfil de elevações para uma função de deslocamento ao longo do tempo. A conversão de frequência espacial para frequência temporal é obtida multiplicando-se o número de onda pela velocidade do veículo.

2.5.3.2 Conjunto de Rodas e Pneus

As imperfeições de fabricação de pneus, rodas, freios e outras partes do conjunto rotativo podem resultar em:

- massas desbalanceadas;
- variações dimensionais;
- variações de rigidez.

Estas deformidades fazem com que o conjunto de rodas e pneus sofram variações de forças e momentos à medida em que giram. Estas variações são então transmitidas para o eixo do veículo, gerando vibrações de *ride*.

2.5.3.3 Sistema de Transmissão

O sistema de transmissão engloba todos os componentes que transferem torque desde o motor até as rodas. As vibrações geradas no sistema de transmissão são mais comuns em veículos com motor dianteiro e tração traseira. Nestes casos, o torque do motor é transmitido através de eixos ligados a juntas universais. As forças que geram vibrações originam-se das massas desbalanceadas dos componentes e dos momentos secundários que surgem com a angulação das juntas universais.

2.5.3.4 Motor

Os motores com pistões fornecem potência em um processo cíclico. Portanto, o torque não possui magnitude constante. No virabrequim, o torque consiste de uma série de pulsos correspondentes à combustão em cada cilindro. O volante do motor, em conjunto com as inércias dos componentes rotativos, age como um reservatório de energia cinética, atenuando estas oscilações. Portanto, o torque fornecido ao sistema de transmissão consiste de duas

componentes sobrepostas: uma em estado permanente e uma oscilatória devida às variações de torque que não são absorvidas. Estas variações de torque são capazes de gerar vibrações. Apesar de servir como fonte de excitações, o motor também pode agir como absorvedor de vibrações. Isto se deve à sua grande massa e à flexibilidade que há na sua montagem sobre a carroceria. Se o sistema de montagem for projetado adequadamente, o motor é capaz de atenuar as vibrações, principalmente verticais, provenientes das rodas.

2.5.3.5 Modelagem de Parâmetros de Ride

Naudé e Snyman (2003) criaram um modelo de um veículo militar de três eixos, que apresentava problemas na suspensão. Estes problemas, por sua vez, levavam a falhas prematuras nos eixos. Utilizando um algoritmo de otimização em conjunto com o modelo do veículo e alguns perfis de pista, parâmetros ótimos para a suspensão foram obtidos.

Shiiba e Suda (2002) utilizaram a dinâmica de múltiplos corpos de um veículo real em um simulador. Desta forma, as características deste simulador se tornaram muito próximas dos automóveis reais. O simulador pôde então ser utilizado para prever a performance dinâmica e o conforto de forma subjetiva. Ou seja, o operador do simulador pode avaliar o comportamento do veículo sem a necessidade de criação de um protótipo deste.

Segundo Atsumi et al. (2002), vários estudos vêm sendo desenvolvidos com o intuito de melhorar os parâmetros de *ride*, devido ao crescente interesse no conforto veicular. No entanto, poucos estudos se concentram no estudo do enjôo (*motion sickness*) causado pela vibração do veículo. Isto se deve principalmente ao grande número de parâmetros que podem provocar enjôo: condições físicas individuais, situações nas quais o veículo é submetido, etc.

Há vários estudos sobre os mecanismos fisiológicos que levam ao enjôo. Muitos destes estudos utilizam a teoria dos conflitos entre sentidos. De acordo com esta teoria, o enjôo é causado pelas discrepâncias entre o sentido visual de movimento e os movimentos sentidos pelos órgãos vestibulares e o labirinto (*otolith organs*). Estas discrepâncias podem ser minimizadas através da redução dos níveis vibracionais do veículo. Vários testes foram realizados de forma a traçar uma relação entre o enjôo e os níveis de vibração em várias frequências.

Gobbi e Mastinu (2001) analisaram um sistema com dois graus de liberdade que representa o conjunto pneu-suspensão. Utilizando dois tipos de perfis de pista, três parâmetros de performance foram calculados: conforto (relacionado ao desvio-padrão da aceleração vertical do veículo), *holding* de pista (relacionado ao desvio-padrão da força sobre o pneumático) e amplitude de trabalho da suspensão (relacionado ao desvio-padrão do deslocamento relativo entre a roda e o corpo do veículo). Foram obtidas equações analíticas que descrevem os parâmetros de performance em relação aos parâmetros de entrada (valores de rigidez, amortecimento e massa). Através de um método de programação com múltiplos objetivos, os parâmetros ótimos do sistema puderam ser obtidos.

Bae et al. (2000) desenvolveram uma metodologia para a solução das equações que governam a cinemática e a dinâmica de um veículo em tempo real.

Margolis e Shim (2001) modelaram a dinâmica de um veículo de quatro rodas, enfatizando os sistemas de controle relacionados à segurança: suspensão ativa, controle de esterçamento e de frenagem. Foram utilizados "gráficos de vínculos", que mostram as interligações de todos os sistemas modelados.

As equações de movimento foram derivadas diretamente dos gráficos de vínculos, e simuladas através de um software chamado "ACSL". Este software resolve equações diferenciais de primeira ordem explícitas.

2.6 OPERATING DEFLECTION SHAPES OU OPERATIONAL DEFLECTION SHAPES (ODS)

Segundo Richardson (1997), os modos de vibração e os ODS (*Operating Deflection Shapes* ou *Operational Deflection Shapes*) estão relacionados entre si. Do ponto de vista analítico, os modos de vibração são as soluções da equação de movimento da vibração não-forçada de uma estrutura ou componente. São, portanto, características inatas do objeto de estudo. Dependem apenas da geometria, propriedades de materiais e condições de contorno de deslocamento (e rotação). O ODS, por sua vez, está relacionado à solução da equação de equilíbrio para a vibração forçada. Depende, portanto, não apenas das características do objeto de estudo, como também da natureza das forças aplicadas sobre ele. De forma geral, o ODS representa as deformações de uma estrutura ou componente, quando submetido(a) a uma vibração forçada.

Do ponto de vista experimental, a medição de qualquer vibração forçada caracteriza um ODS. A medição dos modos de vibração, por sua vez, é um caso especial de ODS. Ou seja, os modos de vibração são obtidos por meio da interpretação ou pós-processamento do ODS medido de uma forma específica.

A análise modal experimental é normalmente realizada com o uso de uma força senoidal controlada. Para que os resultados medidos caracterizem um modo de vibração, três condições devem ser atendidas:

- a força de excitação deve ser aplicada em um grau de liberdade que não seja um nó do modo de vibração (ponto no qual o movimento é nulo);
- a frequência de excitação deve estar próxima de uma frequência de ressonância;

- em uma dada frequência de ressonância, o ODS deve ser dominado por um único modo de vibração.

Outras diferenças entre modos de vibração e ODS são:

- um modo de vibração é apenas um conjunto de valores relativos, portanto não apresenta unidade. O ODS, por sua vez, apresenta unidade, portanto mostra exatamente quanto uma determinada estrutura está se movendo;
- para se obter experimentalmente os modos de vibração, todas as forças de excitação devem ser conhecidas e mensuradas. Para se medir um ODS, não é necessário conhecer as forças de excitação.

2.6.1 Aplicações de ODS

Muitas das aplicações de ODS podem ser divididas em três categorias:

- visualização das deformações de um equipamento em operação;
- detecção de dano em estruturas;
- obtenção de parâmetros modais sem a necessidade de realizar uma análise modal experimental.

2.6.1.1 Visualização das Deformações

Os dados vibracionais coletados experimentalmente são representados muitas vezes em gráficos no domínio do tempo ou da frequência. Esta representação, no entanto, não possibilita uma visualização adequada das relações entre diferentes pontos de medição. A utilização de animações para uma melhor visualização dos dados é uma das aplicações mais frequentes de ODS.

2.6.1.2 Detecção de Dano

De acordo com Waldron et al. (2002), a detecção de dano em estruturas pode aumentar a segurança, estender a vida útil, reduzir custos de manutenção e definir limites de operação reduzidos. Os métodos baseados no comportamento vibracional são uma nova abordagem na detecção de dano. Estes métodos são mais sensíveis de forma global, ao contrário de métodos de detecção local tais como ultra-som e circulação de corrente.

A interpretação das respostas vibracionais é normalmente um procedimento complicado, devido às variações que uma estrutura pode sofrer sujeita devido a diversas condições do ambiente operacional. A identificação de dano depende da quantidade e tipos de sensores e atuadores utilizados.

Uma técnica que vem sendo bastante estudada é a utilização de ODS na detecção de dano. O ODS apresenta os padrões de deslocamentos ou velocidades de uma estrutura vibrando em estado permanente, devido a um determinado carregamento. O ODS pode ser

representado teoricamente como a soma dos modos de vibração multiplicados por valores adequados de escala. Por meio de um modelo em elementos finitos, os parâmetros de excitação mais adequados podem ser escolhidos para ajudar na identificação dos danos na estrutura.

Segundo Pai e Young (2001), o monitoramento de danos em estruturas por meio de suas respostas dinâmicas vem se tornando uma abordagem factível nos últimos anos. Uma fissura em uma determinada estrutura introduz flexibilidades localizadas, que alteram o comportamento dinâmico de todo o conjunto. No entanto, para que estas mudanças sejam visualizadas, é necessário excitar a estrutura em altas frequências.

2.6.1.3 Obtenção de Parâmetros Modais

Conforme Parloo et al. (2002), a única forma possível de se obter um modelo modal de certas estruturas é por meio da análise modal em operação, ou seja, não é possível ou viável realizar uma análise modal convencional, na qual a força de excitação é controlada. Utilizam-se, portanto, os próprios efeitos operacionais da estrutura.

A vantagem de utilizar as respostas obtidas de uma estrutura no próprio ambiente operacional é que os testes laboratoriais normalmente diferem significativamente das condições normais de operação. Por outro lado, não se conhecem as forças que excitam a estrutura durante a sua operação. Portanto, nem todos os parâmetros modais podem ser estimados, o que leva a modos de vibração fora de escala.

O modelo modal obtido pela análise em operação é incompleto, o que restringe seu campo de aplicações. As técnicas de localização de dano são exemplos de aplicações que

dependem da normalização dos modos de vibração. Desta forma, a determinação de valores adequados de escala se faz necessária.

Parloo et al. (2002) propõe um método de normalização baseado apenas nas respostas vibracionais de uma determinada estrutura. Se uma ou mais massas de valores conhecidos são adicionadas à estrutura, seus modos de vibração podem ser normalizados tomando como base as variações entre as frequências naturais da estrutura original e da estrutura com as massas.

De acordo com Han e Feeny (2003), os modos de vibração de uma determinada estrutura podem ser extraídos sem a necessidade de medir diversas FRFs. Isto se dá por meio da implementação de POD (*Proper Orthogonal Decomposition*) sobre as respostas estruturais medidas. A técnica de POD é menos restritiva de se implementar que a análise modal convencional, pois dispensa a medição das forças de excitação.

Para que os POMs (*Proper Orthogonal Modes*) obtidos da POD sejam os modos de vibração da estrutura, é necessário que várias condições sejam atendidas:

- as respostas vibracionais devem conter contribuições de todos os modos de vibração que serão extraídos;
- a matriz de massa da estrutura deve ser um múltiplo constante da matriz identidade, ou então a matriz de massa correspondente ao sistema de coordenadas de medição deve ser conhecida;
- as frequências naturais da estrutura devem ser bem separadas, de forma que a correlação entre diferentes modos de vibração seja pequena;
- todas as respostas vibracionais precisam ser medidas simultaneamente sob a mesma excitação.

Quando a POD é aplicada sobre as respostas temporais da estrutura, observa-se que apenas um modo ortogonal converge para um determinado modo de vibração da estrutura. O modo que converge é aquele que apresenta maior contribuição nas respostas obtidas. Os

outros modos ortogonais apresentam desvios em relação aos modos de vibração. Estes desvios dependem da resolução espacial dos dados obtidos, ou seja, do número de posições medidas.

Na prática, apenas um número limitado de graus de liberdade pode ser medido simultaneamente, o que compromete a obtenção dos modos de vibração. Han e Feeny (2003) sugerem o uso de *cross-spectral density functions* para eliminar a limitação de que as respostas vibracionais devem ser medidas simultaneamente. Desta forma, basta utilizar um grau de liberdade de referência para todas as medições, e a resolução espacial pode ser melhorada tanto quanto necessária.

3 METODOLOGIA

Neste capítulo, são apresentados todos os equipamentos desenvolvidos e utilizados na realização do experimento, que visa a captura de vibração, ruído e temperatura de um veículo automotivo. Além disso, está detalhado todo o equipamento desenvolvido para este fim e uma descrição do experimento que foi executado.

3.1 SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS MULTICANAL DE TEMPO REAL

3.1.1 Descrição do Funcionamento

O sistema de aquisição de dados em tempo real projetado é capaz de capturar sinais provenientes de sensores de forma simultânea. Para que estes sinais sejam capturados foram projetadas placas de aquisição (dois canais de aquisição por placa). O sistema permite a inserção de até quatro placas (oito canais de aquisição). O sistema tem as seguintes especificações:

- conversor A/D: 12 bits;
- frequência de amostragem: até 10kHz;
- capacidade de armazenamento: 128k amostras;
- entrada: -5 a 5V;
- resolução: 2,4mV.

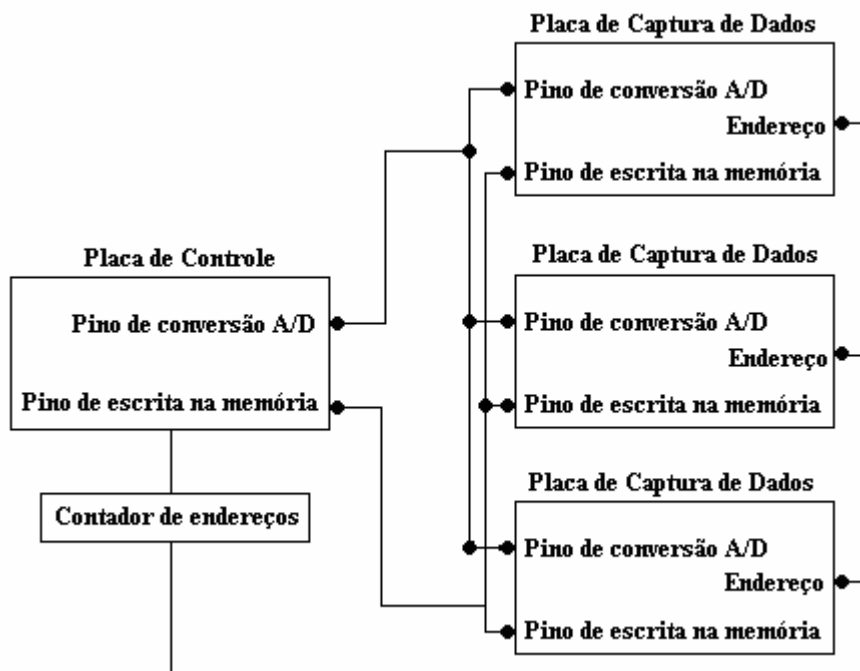


Figura 3.1: Diagrama em bloco do sistema de aquisição.
Fonte: Próprio trabalho.

Como pode ser observado na Fig. 3.1, o sistema de aquisição possui uma placa de controle responsável por coordenar toda a aquisição dos dados vindos dos sensores. As placas de aquisição de dados são compostas cada uma delas por conversor A/D, filtro ativo, amplificador de sinal e memória.

Nos sistemas de aquisição de dados multiplexados, existe um único conversor A/D. Neste sistema de aquisição cada canal possui seu próprio conversor A/D, o que possibilita a captura simultânea de vários sinais.

O sistema projetado possui, portanto, uma placa de controle onde são definidos os parâmetros como frequência, canal a ser capturado e tempo de captura. A placa de controle por meio dos pinos do conversor A/D e pino de escrita da memória, coordena a aquisição de cada canal de captura que for previamente selecionado. De acordo com a frequência de captura escolhida pelo usuário, a placa de controle aciona primeiramente o pino de conversão de dados e aguarda o tempo de conversão do conversor A/D. Após ter recebido o sinal de conversão completa aciona o pino de escrita na memória para que estes dados sejam

armazenados. Feito este ciclo de conversão e armazenamento, o endereço de armazenamento é então incrementado e um novo ciclo se realiza, até que um dos parâmetros de parada do sistema seja acionado. Este sistema pode ser interrompido pelo usuário por tempo de captura, ou pelo número de amostras capturadas.

3.1.2 Descrição da placa de controle

Conforme descrito anteriormente, o sistema projetado possui uma placa de controle responsável pela coordenação das placas de captura.

Como pode ser observado na Fig. 3.2, esta placa de controle possui uma saída serial RS232 para extração dos dados pelo computador. A placa de controle possui um *display* para visualização dos parâmetros possíveis de serem definidos pelo usuário. Possui também um teclado para a alteração destes parâmetros.

Seu *hardware* possui um contador de 17 bits responsável por endereçar as memórias de 128Kbytes das placas de captura.

Por possuir somente um barramento de oito bits, todas as entradas e saídas são feitas por meio de *latches*. Para a habilitação desses *latches* a placa de controle possui um multiplexador 4x15, que selecionara qual será o *latch* habilitado no barramento. Este multiplexador é responsável pelo acionamento dos *latches* das placas de captura, em consequência existe um limite de quatro placas de captura, já que cada uma das placas de captura necessita de três *latches* para leitura das três memórias.

O componente central da placa de controle é microcontrolador PIC18F6722, que é usado para coordenar todos os pinos de controle dos demais CIs, além de determinar o tempo e a frequência de captura do sistema. Neste microcontrolador reside o programa que gerencia

todo o sistema de aquisição. Este programa é responsável pela execução de todas as funções da placa de controle, deste a entrada de parâmetros pelo usuário até o envio dos dados para o microcomputador.

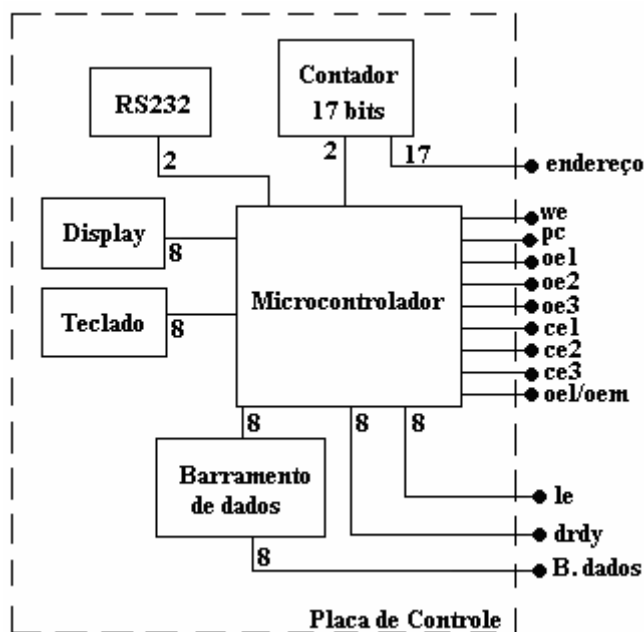


Figura 3.2 – Detalhamento da placa de aquisição.
Fonte: Próprio trabalho.

3.1.3 Descrição da placa de aquisição

Basicamente, a placa de captura do sistema desenvolvido funciona como uma placa de aquisição de um sistema de aquisição de dados multiplexado. O que difere são os conversores acoplados a cada um dos canais como pode ser observado no diagrama em blocos da placa de captura na Fig. 3.3.

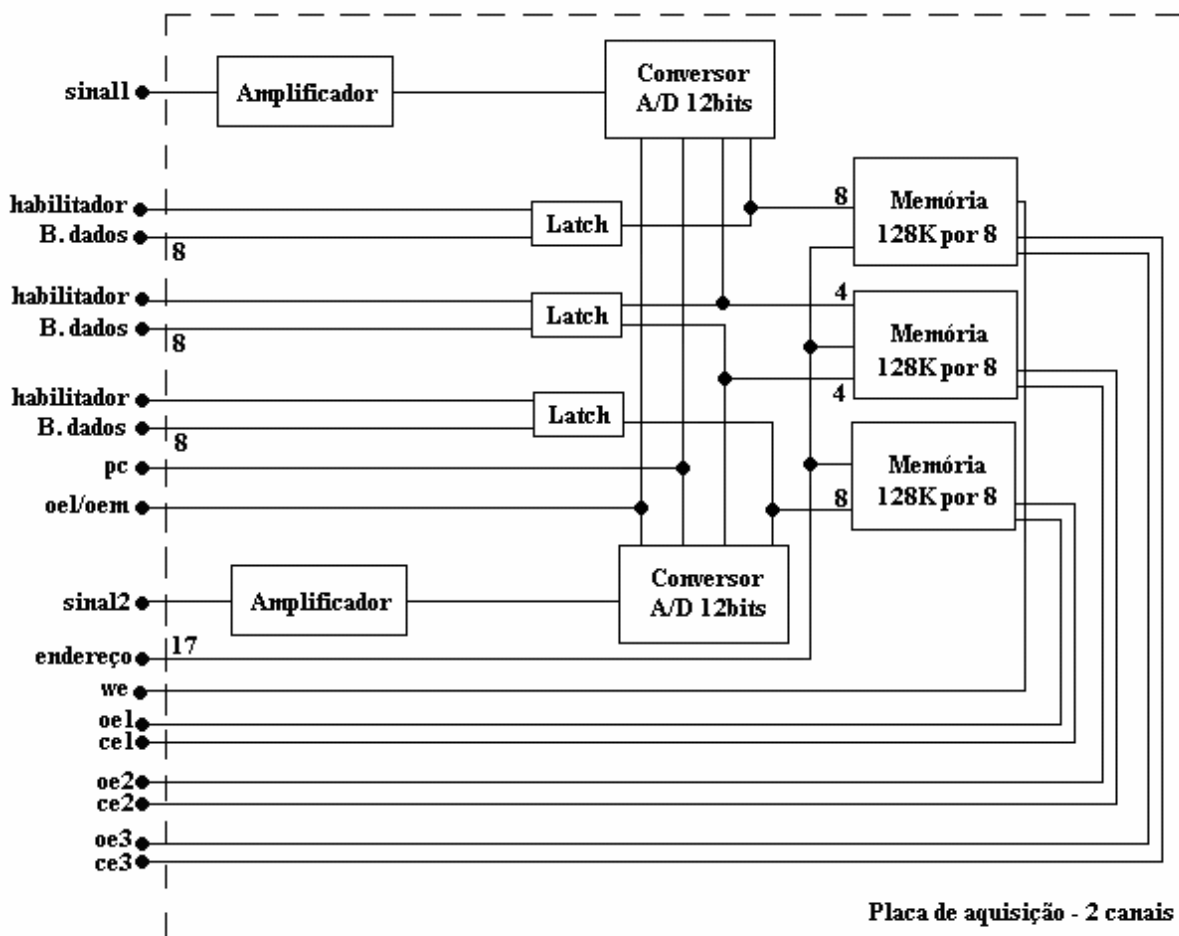


Figura 3.3 – Detalhamento da placa de controle.
Fonte: Próprio trabalho.

Logo após a entrada do sinal, encontra-se um amplificador de instrumentação (INA118), responsável por amplificar os sinais de baixa amplitude coletados dos sensores.

Os três *latches*, conforme explicado anteriormente, são responsáveis por habilitar a leitura de cada uma das três memórias da placa e disponibilizar os dados no barramento de dados da placa de controle.

Nota-se que existem três memórias de 128Kbytes por placa. Este fato pode ser explicado na quantidade de bits do conversor A/D, que neste caso é um conversor de 12 bits. Deste modo, pode-se dizer que cada conversor tem seus dados armazenados em uma memória inteira e metade da memória compartilhada com o outro conversor A/D. Isto então permite

que depois de realizada a conversão, os doze bits de cada um dos conversores sejam todos armazenados de uma única vez. Na leitura destes dados, como não é mais necessário ler todos os bits simultaneamente, são usados os *latches* para fazer a varredura das três memórias. Os dados lidos e armazenados na memória são recompostos no microcontrolador e posteriormente enviados ao microcomputador. O detalhamento de como é realizada esta leitura será feito na descrição do software de sistema de controle do sistema de aquisição.

No barramento da placa de captura é possível acessar todos os pinos de controle do CIs desta placa como pode ser observado na Fig. 3.3.

3.2 SOFTWARE DE CONTROLE DO SISTEMA DE AQUISIÇÃO

3.2.1 Descrição do funcionamento

O software de controle aqui detalhado corresponde ao software escrito em linguagem C que é executado pelo microcontrolador PIC18F6722. Este software foi compilado no compilador CCS 4.013 e transferido para o microcontrolador através do software MPLAB 7.21 da Microchip.

O software residente no microcontrolador é responsável pelo controle do sistema de aquisição, e pelo envio dos dados coletados pelo computador. Este software possui os seguintes módulos: módulo de entrada de dados pelo usuário, módulo de visualização dos parâmetros no *display*, módulo de identificação de placas, módulo de comunicação com o microcomputador e módulo de controle das placas de captura de dados.

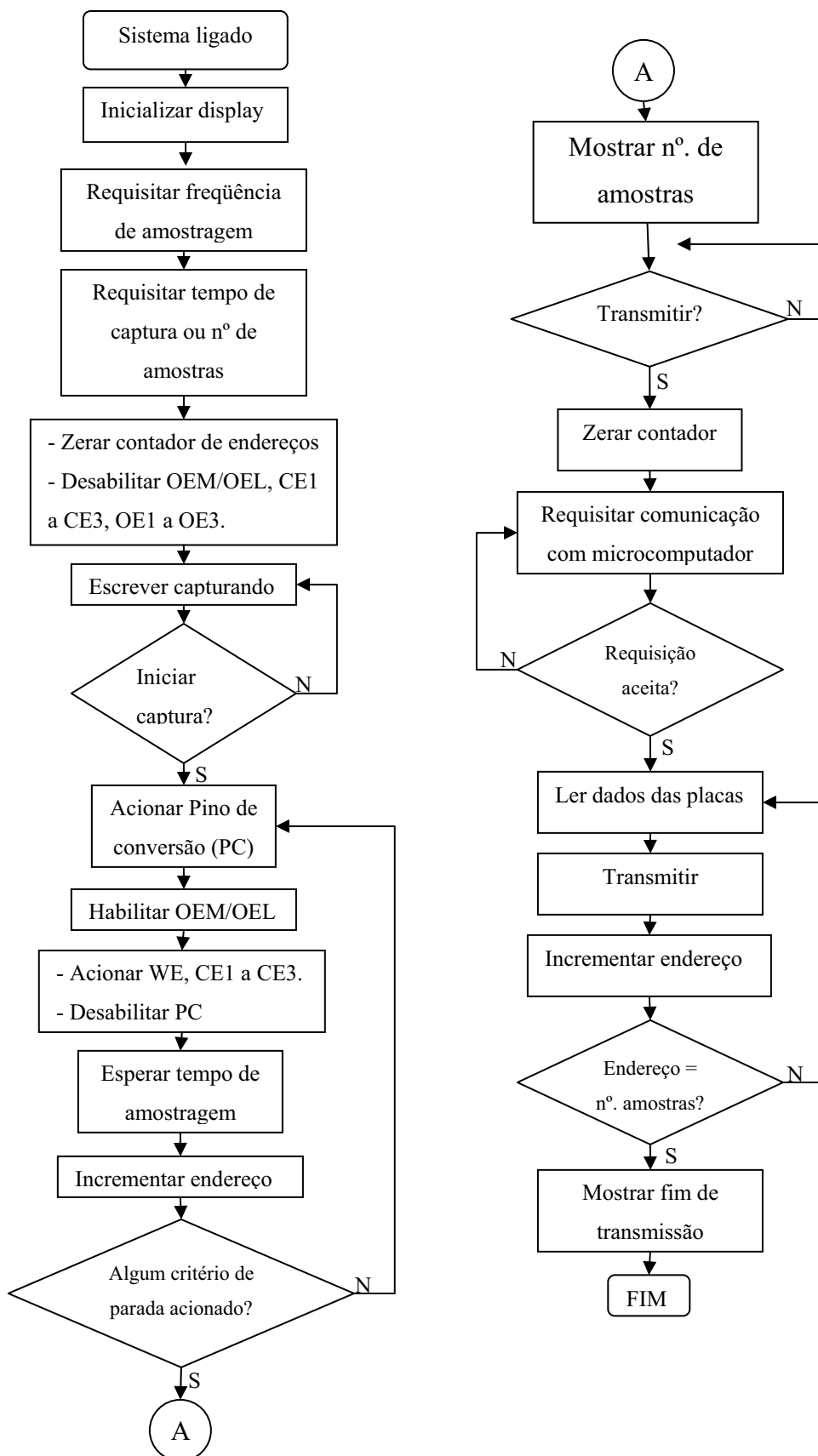


Figura 3.4: Fluxograma de funcionamento do sistema de aquisição.
Fonte: Próprio trabalho.

3.2.2 Detalhamento das Funções

O módulo de entrada de dados permite ao usuário escolher a frequência de amostragem e qual o critério de parada do sistema. Este critério pode ser: pelo número de amostras capturadas ou por tempo de captura.

O sistema de aquisição possui um módulo de visualização que permite a conferência dos parâmetros inseridos pelo usuário e permiti visualizar o estado do sistema.

O sistema de controle permite informar quais canais estão conectados ao sistema de forma a otimizar o envio dos dados ao microcomputador.

Por executar o teste das memórias de cada canal, antes de iniciar a captura dos dados é possível por meio do sistema de *auto-check* do equipamento testar cada uma das memórias acopladas ao sistema. Esta função grava um valor pré-determinado em cada posição de memória, lendo estes valores posteriormente. Deste modo, se o valor gravado for igual ao valor lido significa que a posição de memória está boa.

3.2.3 Testes de validação do sistema de controle

Para avaliar a frequência foram utilizados sinais de frequências conhecidas provenientes de um gerador de sinal.

A avaliação dos valores obtidos pelo conversor A/D, foi realizada por meio da inserção na entrada de cada canal de um sinal estável e conhecido proveniente de uma bateria

cujo valor resultante podia ser lido no *display* do equipamento e conferido por meio de um voltímetro.

O módulo de comunicação foi testado ao utilizar-se um software de simulação de dados para portas seriais, em que são enviados pacotes de informações no protocolo desejado. A tela principal do programa de simulação de dados para portas seriais é apresentada na Figura 3.5, e foi desenvolvido especialmente para a realização destes testes.

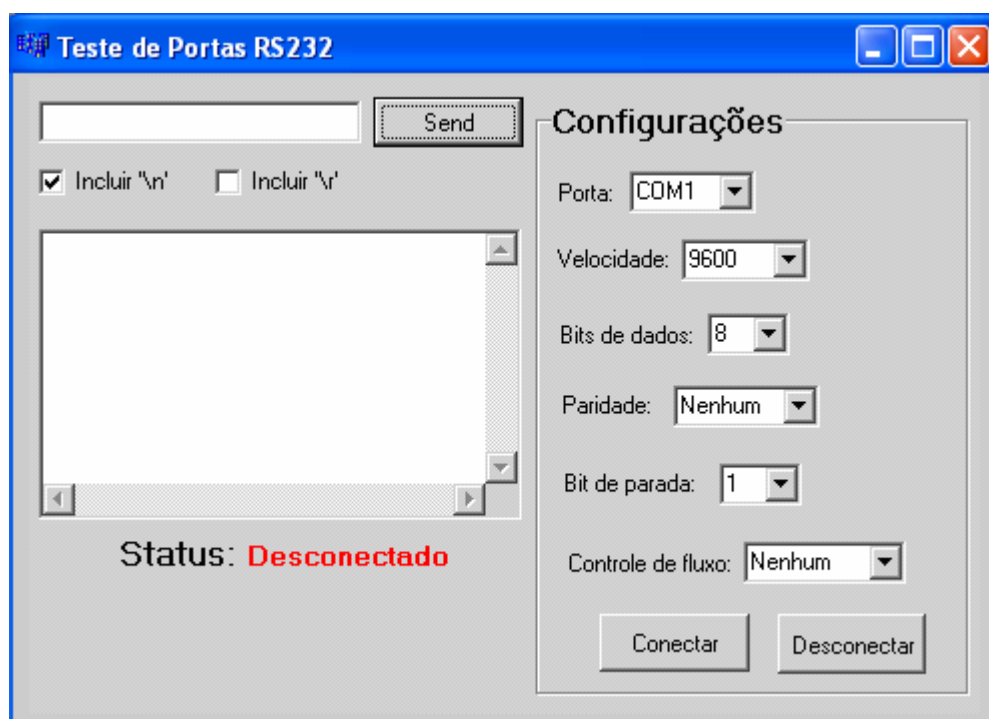


Figura 3.5 – Interface do programa de testes da porta serial.
Fonte: Próprio trabalho.

3.3 SOFTWARE DE COMUNICAÇÃO E EXTRAÇÃO DE DADOS

3.3.1 Descrição do funcionamento

O software de extração de dados do sistema de aquisição é escrito em linguagem C++ e compilado no compilador Borland C++ Builder 6. A interface do software desenvolvido é

apresentada da Fig. 3.6, o diagrama em blocos do seu funcionamento é apresentado na Fig. 3.7.

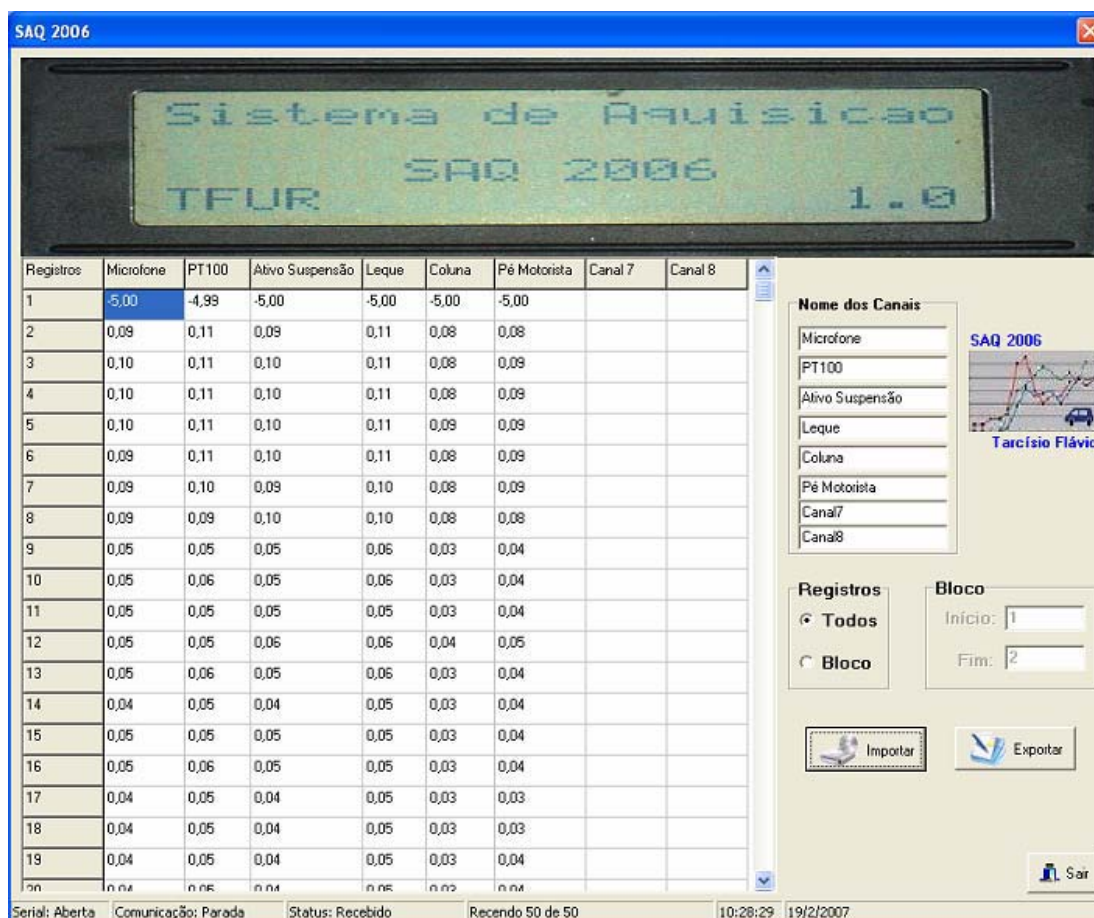


Figura 3.6 – Interface do programa de extração dos dados.
Fonte: Próprio trabalho.

O programa de extração de dados utiliza um protocolo próprio capaz de extrair todos os dados capturados pelo sistema de aquisição.

Por meio deste protocolo de comunicação ele determina a quantidade de amostras e a quantidade de canais coletados o que possibilita a identificação destes canais.

Toda a comunicação do computador com o sistema de aquisição é realizada por meio de uma porta de comunicação serial RS232.

3.3.2 Detalhamento das Funções

O software possui três funções: importação de dados, exportação de dados e nomeação de campos.

A importação dos dados se inicia com o clique no botão importar. O software de extração de dados inicia então a tarefa de extração (observar o diagrama em blocos da Fig. 3.7), ao entrar em modo de espera, até que o sistema de captura lhe envie uma requisição para envio dos dados. Ao receber esta requisição, o software então envia a autorização para início de comunicação entre eles. O microcomputador recebe do sistema de captura o número de amostras capturadas e os canais em que ocorreram estas capturas.

Ao receber o número de amostras e os canais capturados, o software de extração já possui a matriz de dados que ele deve preencher. A partir deste ponto então, ele passa a receber pacotes que lhe informa o número da amostra e o canal à que esta amostra pertence, possibilitando preencher o campo correto em sua matriz de dados.

O recebimento do pacote de dados vai até o momento em que o número da amostra recebida no pacote seja igual ao número de amostras recebidas no início da operação e, além disso, que o pacote que tenha esta amostra, seja também do último canal de captura.

Logo após terminar a importação dos dados, o software habilita campos para que o usuário possa dar nome aos canais capturados para facilitar a compreensão dos dados após estes serem armazenados em disco.

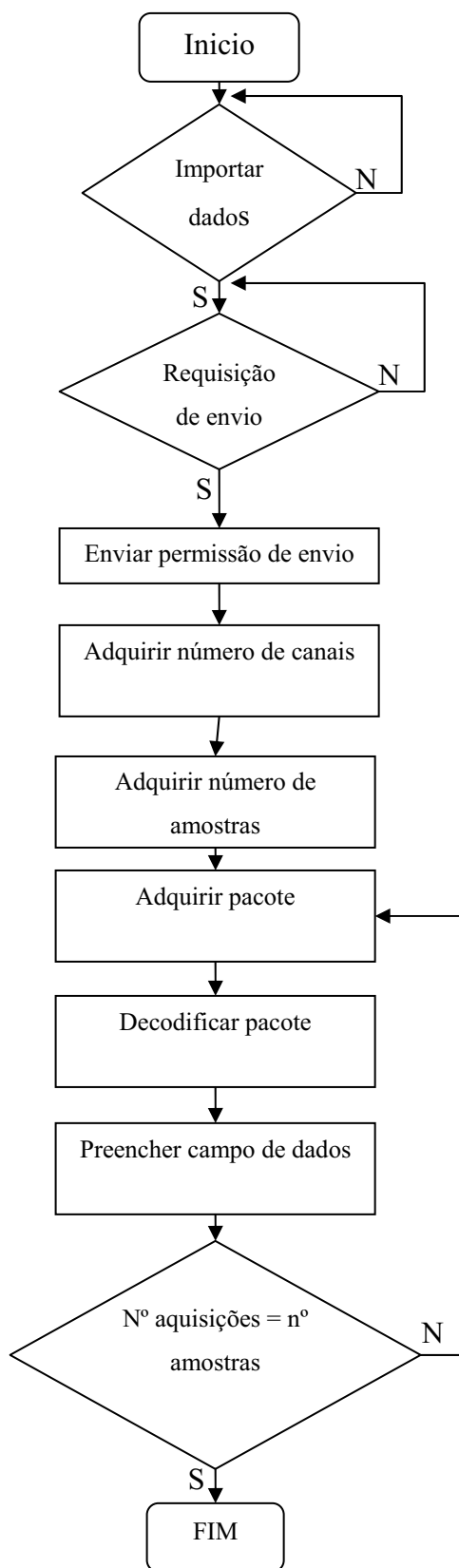


Figura 3.7 – Fluxograma do software de extração dos dados.
Fonte: Próprio trabalho.

A exportação dos dados é bastante simples. O usuário ao clicar em exportar, é requisitado a escolher a pasta e o nome do arquivo de destino do seu arquivo. Este arquivo será composto de registros (amostras) e campos (canais).

3.3.3 Testes de validação do software de extração de dados

Os testes de validação do software de extração dos dados foram realizados com o auxílio de um software de simulação de dados para portas seriais como o apresentado na Figura 3.5. Deste modo, foi possível aferir o protocolo de comunicação e conferir todas as etapas do diagrama em blocos da Figura 3.7.

Após a validação do sistema de aquisição e do software de extração de dados, foi possível então, fazer a validação completa realizando a comunicação entre o sistema de aquisição e o software de extração de dados.

3.4 TESTES DE VALIDAÇÃO DO EQUIPAMENTO

Para a validação e aferição do sistema, foi utilizado um gerador de função (ver tabela 3.1).

Como pode ser observado na Fig. 3.8, este gerador de função foi ligado ao sistema de aquisição projetado, e o seu sinal capturado por um tempo determinado. Foram realizados vários experimentos variando a frequência do sinal, e sua forma de onda.

Para cada forma de onda utilizada no gerador de função, foram realizadas capturas destes sinais simultaneamente e após a conclusão da captura, os dados foram exportados para o microcomputador e os sinais então reconstituídos e comparados com o sinal de entrada.

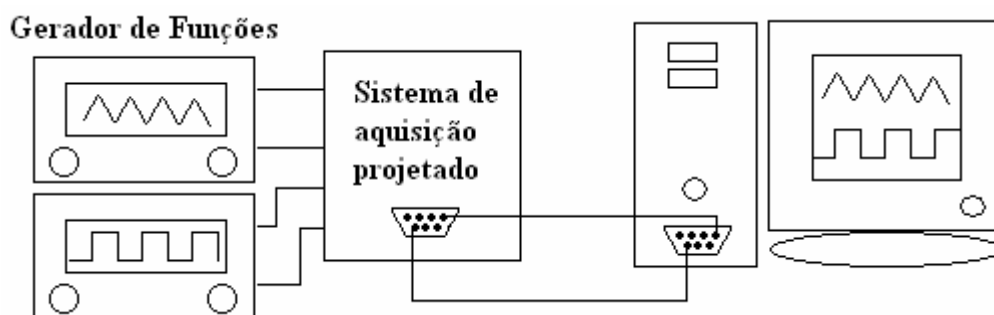


Figura 3.8: Montagem utilizada no teste de aferição.
Fonte: Próprio trabalho.

Para realizar esta validação foram utilizados como equipamentos, além do sistema de aquisição desenvolvido, um microcomputador, um gerador de função e um osciloscópio conforme tabela 3.1. Todos os equipamentos usados na calibração são do laboratório de Eletrônica de Potência da Universidade Católica de Minas Gerais.

TABELA 3.1

Descrição dos equipamentos usados na aferição

Equipamento	Descrição
Microcomputador	Processador de 1.73 GHz, 256Mb de memória RAM com sistema operacional Windows 98.
Osciloscópio	Tektronix TDS 210
Gerador de função	Tektronix CFG253

Fonte: Próprio trabalho.

3.5 DESCRIÇÃO DO EXPERIMENTO

3.5.1 Descrição dos materiais a serem utilizados

Para a realização do experimento, foi necessário o sistema de aquisição de dados com três placas acopladas para a captura de seis canais. Dentre estes seis canais foram utilizados quatro deles com acelerômetros uniaxiais, um com microfone de eletreto e o outro com um PT-100.

Além do sistema de aquisição e dos seis sensores utilizados, ainda foi necessário um *laptop* para a extração dos dados capturados.

Todo este equipamento (sistema de aquisição e sensores) foi alocado em um automóvel e então realizado os experimentos.

3.5.2 Sensores

Na realização do experimento, foi medido o nível de ruído (microfone) a que o condutor do veículo estava submetido ao transitar pela pista e foram coletados simultaneamente a temperatura do interior e a vibração em quatro pontos distintos do automóvel.

A Fig. 3.9 ilustra os pontos onde foram coletados cada um destes sinais. Estão marcados em verde os pontos de coleta de vibração, são eles: ativo da suspensão; leque da

suspensão; assoalho do veículo perto do pé do condutor e um localizado na coluna do automóvel ao lado do condutor.

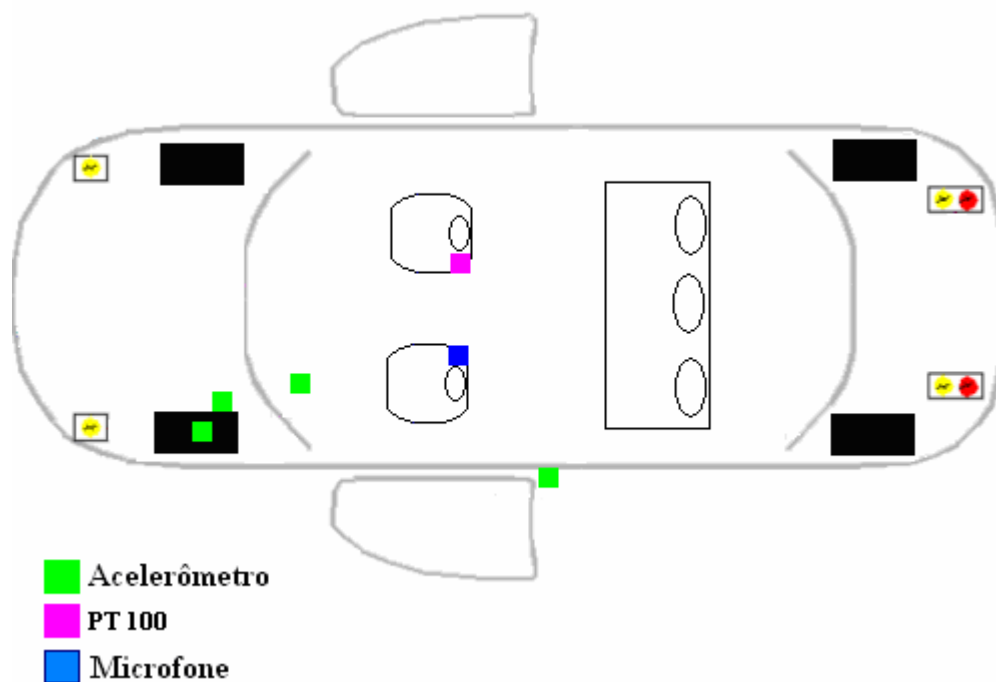


Figura 3.9 – Posicionamento dos sensores no veículo.
Fonte: Próprio trabalho.

Por meio dos pontos de coleta de vibração onde estavam instalados os acelerômetros, foi possível analisar de que forma as irregularidades da pista causaram vibrações que foram transferidas ao leque e qual parcela dessa vibração foi absorvida pelo sistema de amortecimento e transferido ao ativo da suspensão.

Por meio do acelerômetro instalado no assoalho, foi analisada qual porcentagem da vibração da carroceria é transmitida ao pé do condutor.

O acelerômetro instalado na coluna do automóvel, informa sobre os níveis de vibração da carroceria do automóvel.

A medição de temperatura do interior do veículo foi realizada em um único ponto, no centro do compartimento interno do automóvel. Este ponto foi escolhido por estar no centro do envólucro dos passageiros e condutor e por isso representa a temperatura média dentro do veículo.

Para monitorar o ruído percebido pelo sistema auditivo do condutor, instalou-se um microfone sobre o encosto de cabeça do banco do motorista, de modo que o ouvido do condutor estivesse bem próximo ao sistema de captura.

3.5.3 Processo de aquisição

Para o processo de aquisição dos dados foram necessários: sistema de aquisição em tempo real, fonte de alimentação, conversor DC/AC, condicionador de sinais para os acelerômetros, acelerômetros, PT-100 e microfone. A frequência de aquisição de dados foi de 1kHz e o sistema parametrizado de tal forma que a aquisição fosse interrompida por meio do número de amostras, que eram suficientes para realizar o percurso que foi pré-estabelecido.

Terminada a coleta os dados, estes foram extraídos usando o software de extração de dados, instalado em um *laptop* e uma base de dados foi gerada para posterior análise.

Todo o sistema de aquisição foi instalado do lado do condutor, o que facilitou as operações de captura dos dados pelo passageiro.

O diagrama da montagem do sistema completo que foi instalado pode ser observado na Fig. 3.10.

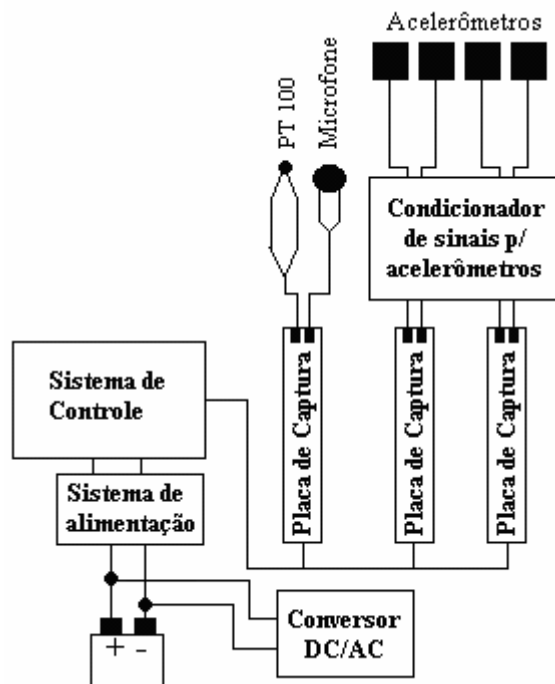


Figura 3.10: Diagrama do sistema de aquisição instalado no veículo.
Fonte: Próprio trabalho.

É possível visualizar, no apêndice I a especificação e calibração de cada um dos quatro acelerômetros. Na tabela 3.2 é possível identificar de acordo com o número de série (SN) qual o local de instalação de cada um dos acelerômetros.

TABELA 3.2

Número de série e posição dos acelerômetros

SN	Posição
105265	Coluna do automóvel
122016	Ativo da suspensão
105262	Leque da suspensão
122014	Pé do motorista

Fonte: Próprio trabalho.

O condicionador de sinais dos acelerômetros utilizado possui seguinte especificação:

- fabricante: Kistler;
- tipo: 5134A1;
- SN: C78127.

É possível verificar por meio do apêndice II a tabela de conversão dos valores de temperatura vs. resistência do PT-100 utilizado.

Por meio do pré-amplificador projetado, esquema disponível no apêndice III, foi possível ajustar a sensibilidade do microfone às necessidades do experimento (nível de sinal).

A análise da resposta em frequência do microfone foi realizada por meio de um experimento que utilizou um gerador de RF cuja saída de áudio gerava um sinal de 1kHz (Gerador de RF, modelo F6, fabricante LABO e número de série 38074). A montagem utilizada é apresentada na Fig. 3.11. Por meio deste experimento constatou-se a uniformidade de captura do microfone em várias direções. O gráfico obtido no experimento e a resposta ao sinal de 1kHz podem ser visto no apêndice IV.

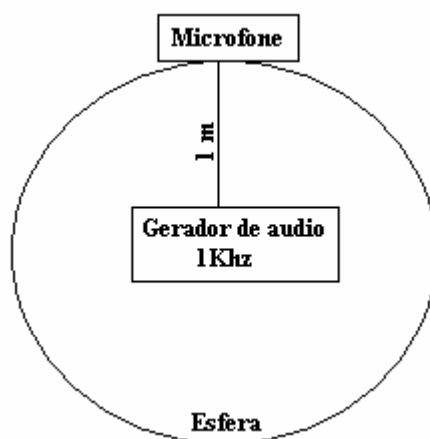


Figura 3.11: Montagem para a realização do experimento com microfone.
Fonte: Próprio trabalho.

3.6 Detalhamento do experimento

O veículo onde foi instalado o equipamento de captura trafegou por dois trechos pré-determinados, sendo um de pista lisa (asfalto) e outro de pista irregular (terra), mantendo velocidade constante durante toda a trajetória, sendo esta trajetória a mesma para as diversas coletas realizadas.

Este veículo esteve em um pátio exposto ao tempo durante todo o dia e os testes realizados em três turnos. Para cada um destes turnos as velocidades utilizadas no experimento foram 20Km/h, 40Km/h e 60Km/h. Estas velocidades foram aplicadas em cada uma das duas pistas.

O automóvel trafegou com o condutor e um passageiro para auxiliar na coleta.

A coleta de dados pelo sistema de aquisição foi iniciada após a estabilização da velocidade do veículo. A estabilização desta velocidade foi verificada por meio do velocímetro do automóvel.

De acordo com a necessidade do experimento foram coletadas 10.000 amostras a uma frequência de captura de 1kHz, resultando em 10 segundos de coleta.

Após a estabilização da velocidade, ao se passar por um ponto pré-determinado da pista, o passageiro disparou a captura que foi encerrada ao serem atingidas as 10.000 amostras.

Depois de realizada a coleta de cada um dos experimentos, o veículo continuou exposto ao sol e os dados extraídos do equipamento por meio de um *laptop*.

Por meio dos dados, geraram-se gráficos de vibração, ruído e temperatura em relação ao tempo e posteriormente, estes dados foram submetidos à transformada rápida de Fourier para análise das frequências dos sinais. A aplicação da transformada rápida de Fourier foi realizada por uma função do software Matlab 7.1.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 AFERIÇÃO

4.1.1 Montagem utilizada na aferição do sistema de aquisição

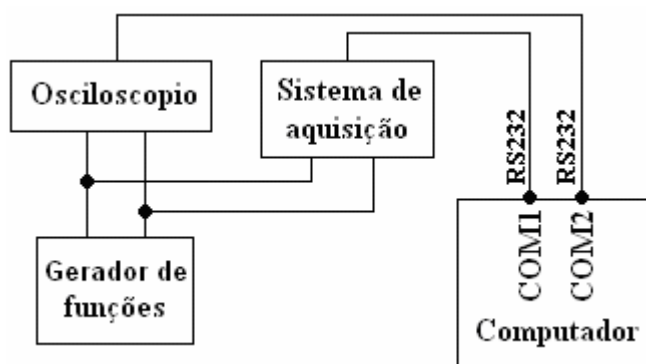


Figura 4.1 – Montagem utilizada na aferição do sistema de aquisição.

Fonte: Próprio trabalho.

A Fig. 4.1 representa a montagem utilizada para executar a calibração do sistema de aquisição desenvolvido. Nota-se que o mesmo sinal capturado pelo osciloscópio foi inserido em paralelo no sistema de aquisição, garantindo assim que o mesmo sinal lido pelo sistema de aquisição, também foi lido pelo osciloscópio. O sinal então foi aplicado nos seis canais do sistema de aquisição. As formas de onda utilizadas foram sinais de onda quadrada, triangular e senoidal e as frequências do sinal de 10, 100 e 1000Hz. Em todos os casos foi utilizada uma frequência de captura 10 vezes maior do que a frequência do sinal amostrado.

4.1.2 Sinal senoidal de 100Hz

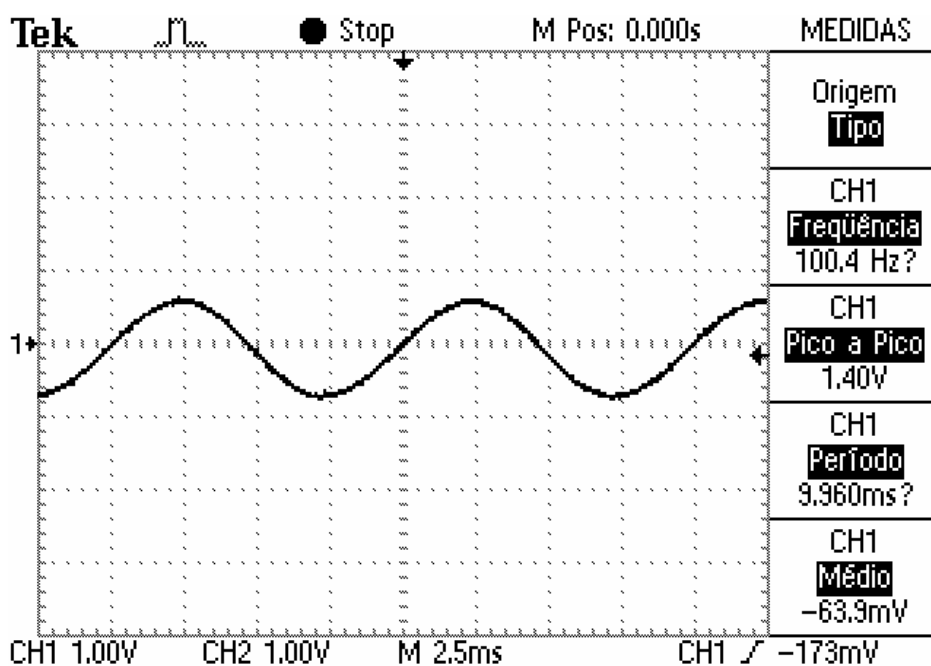


Figura 4.2 – Sinal senoidal de 100Hz aplicado por meio do gerador de funções obtido no osciloscópio.
Fonte: Próprio trabalho.

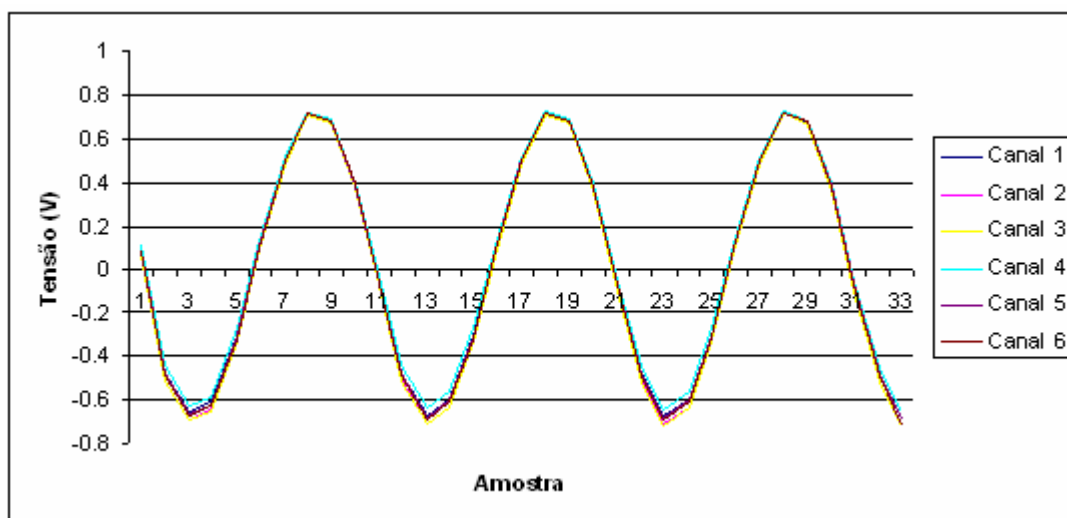


Figura 4.3 – Sinal senoidal de 100Hz obtido pelo sistema de aquisição.
Fonte: Próprio trabalho.

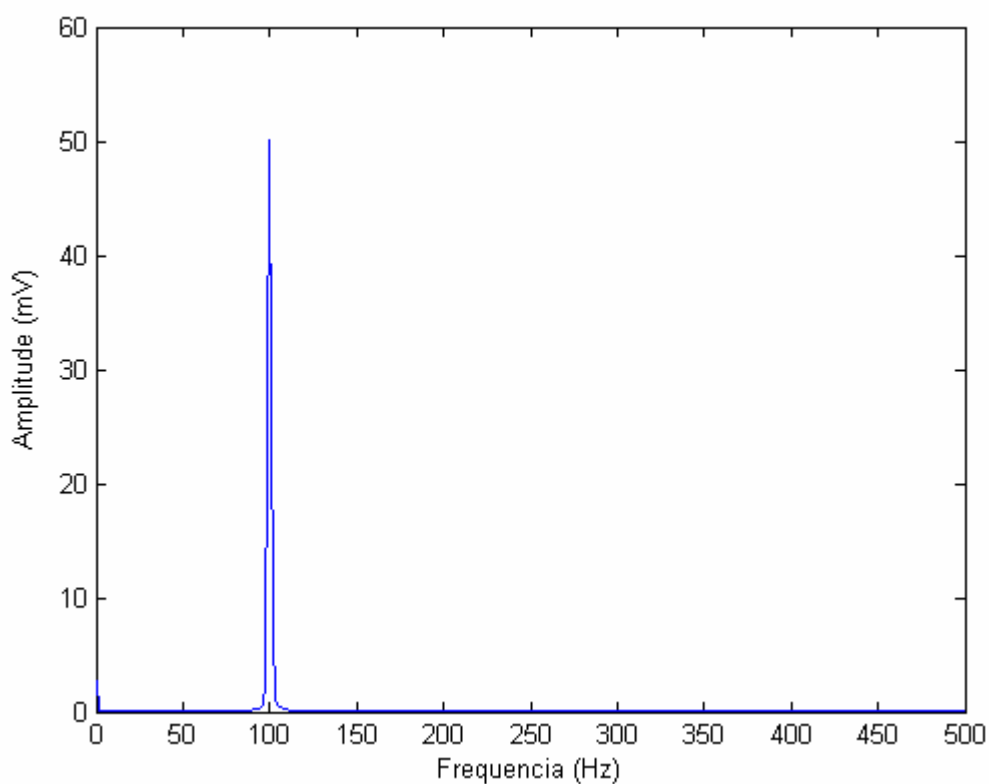


Figura 4.4 – Frequência do sinal senoidal obtido pelo sistema de aquisição.
Fonte: Próprio trabalho.

4.1.3 Sinal triangular de 100Hz

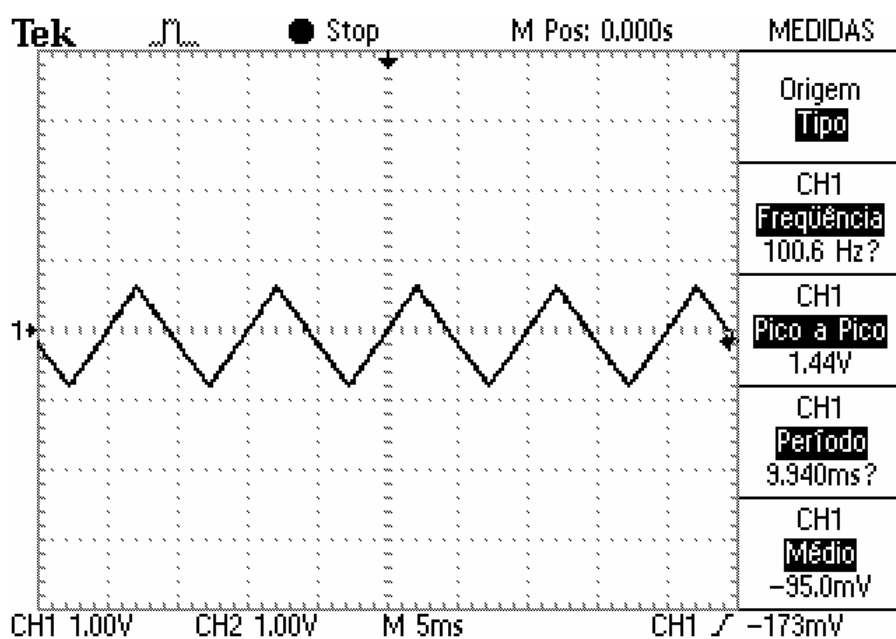


Figura 4.5 – Sinal de onda triangular de 100Hz aplicado por meio do gerador de funções obtido no osciloscópio.

Fonte: Próprio trabalho.

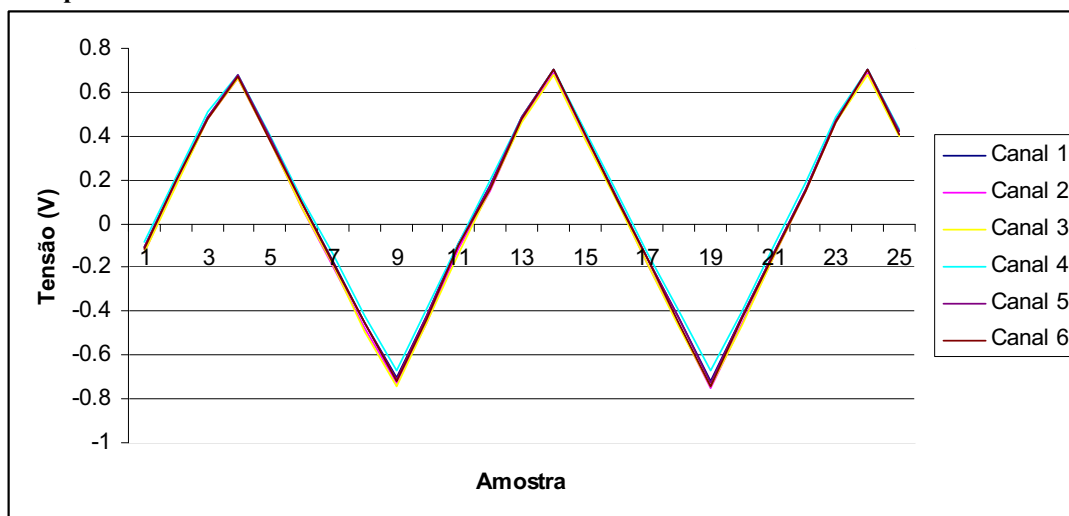


Figura 4.6 – Sinal de onda triangular de 100Hz obtido pelo sistema de aquisição.

Fonte: Próprio trabalho.

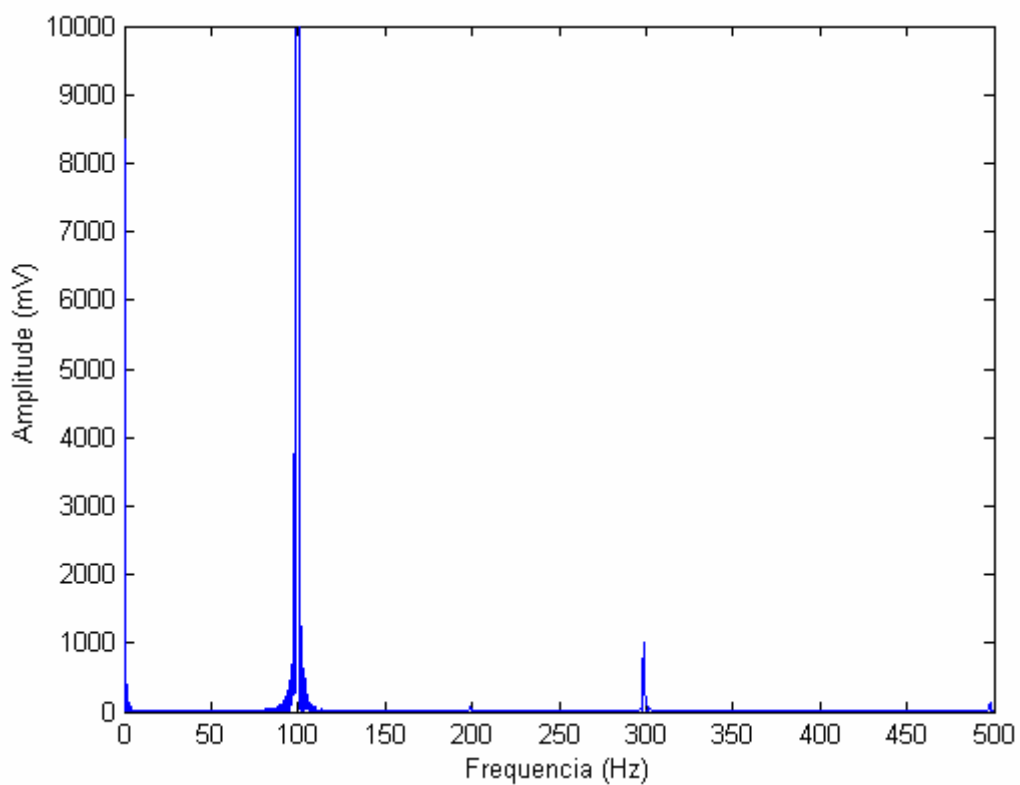


Figura 4.7 – Frequência do sinal de onda triangular obtido no sistema de aquisição.

Fonte: Próprio trabalho.

4.1.4 Sinal de onda quadrada a 100Hz

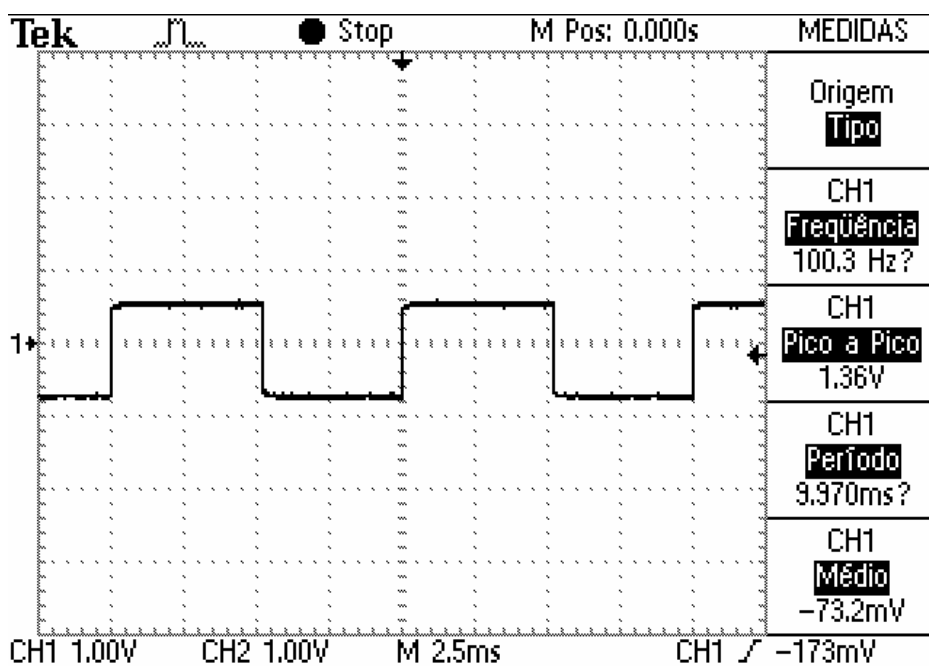


Figura 4.8 – Sinal de onda quadrada de 100hz aplicado por meio do gerador de funções obtido no osciloscópio.

Fonte: Próprio trabalho.

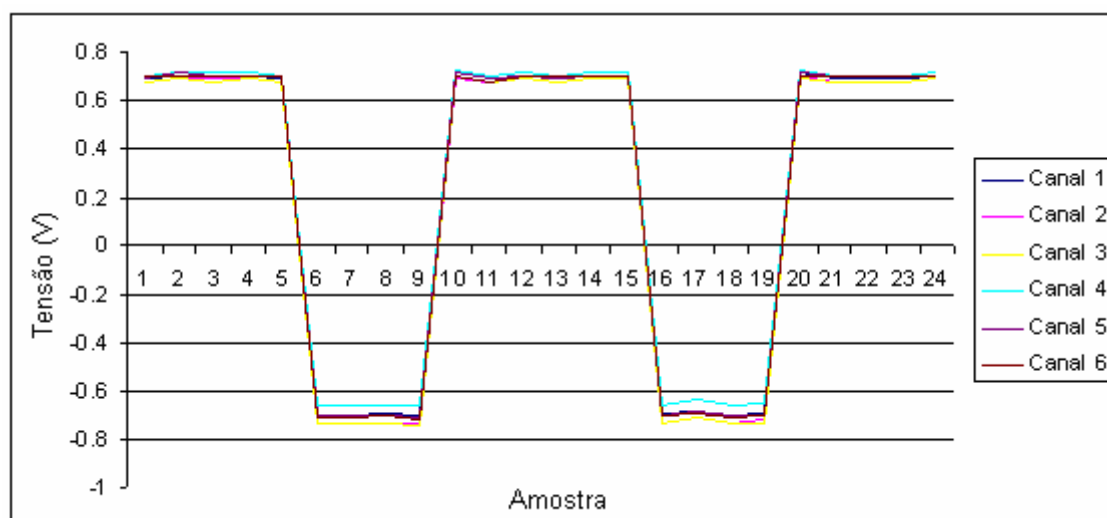


Figura 4.9 – Sinal de onda quadrada de 100Hz obtido pelo sistema de aquisição.

Fonte: Próprio trabalho.

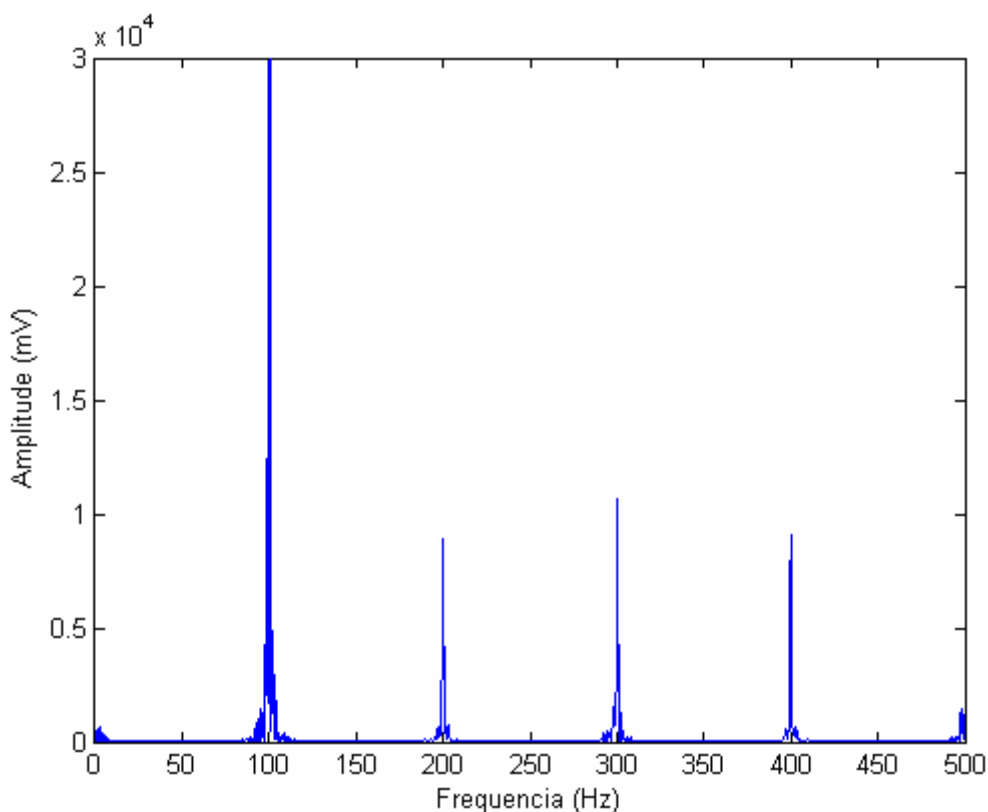


Figura 4.10 – Frequência do sinal de onda quadrada obtido pelo sistema de aquisição.
Fonte: Próprio trabalho.

Ao comparar os resultados obtidos para os sinais de onda senoidal, triangular e onda quadrada com os obtidos por meio da aplicação da FFT (usando o MATLAB 7.1) sobre a amostra, conclui-se que os dados capturados por meio do sistema de aquisição são válidos e compatíveis com o que se necessita para a realização dos testes. Além disso, é importante observar a simultaneidade do sinal nos seis canais, o que prova que a obtenção dos canais ocorre no mesmo instante de tempo.

4.2 CALIBRAÇÃO DOS CANAIS DE AQUISIÇÃO

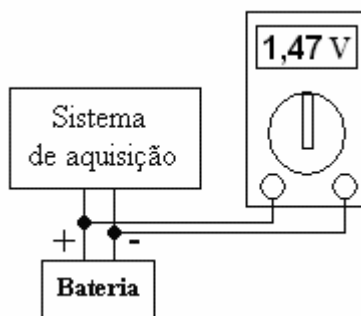


Figura 4.11 – Montagem utilizada na calibração do sistema de aquisição.
Fonte: Próprio trabalho.

A Fig. 4.11 representa a montagem para a calibração do sistema de aquisição. Foi utilizada uma bateria ligada ao sistema de aquisição e sua tensão lida por meio de um multímetro marca Minipa, modelo ET-1110, precisão 0,1%. O valor obtido para esta medição foi de 1,47V. O sinal desta bateria foi aplicado a cada um dos seis canais do sistema e os gráficos obtidos são apresentados nas Fig. 4.12 a 4.17.

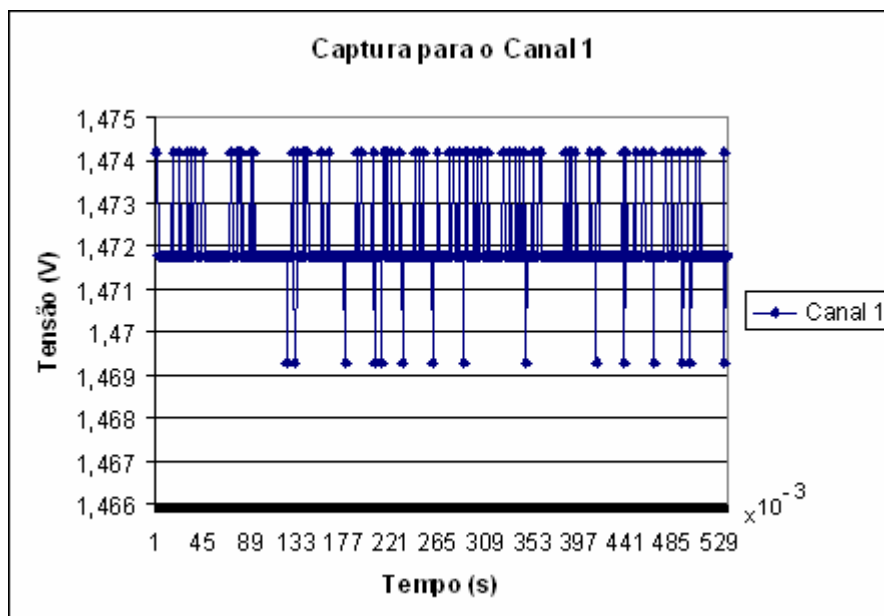


Figura 4.12 – Captura da tensão da bateria para o Canal 1.
Fonte: Próprio trabalho.

Com base nos dados utilizados para gerar o gráfico da Fig. 4.12, temos:

- valor médio: 1.472061;
- desvio padrão: 0,000951;
- variância: 9.03496E-7.

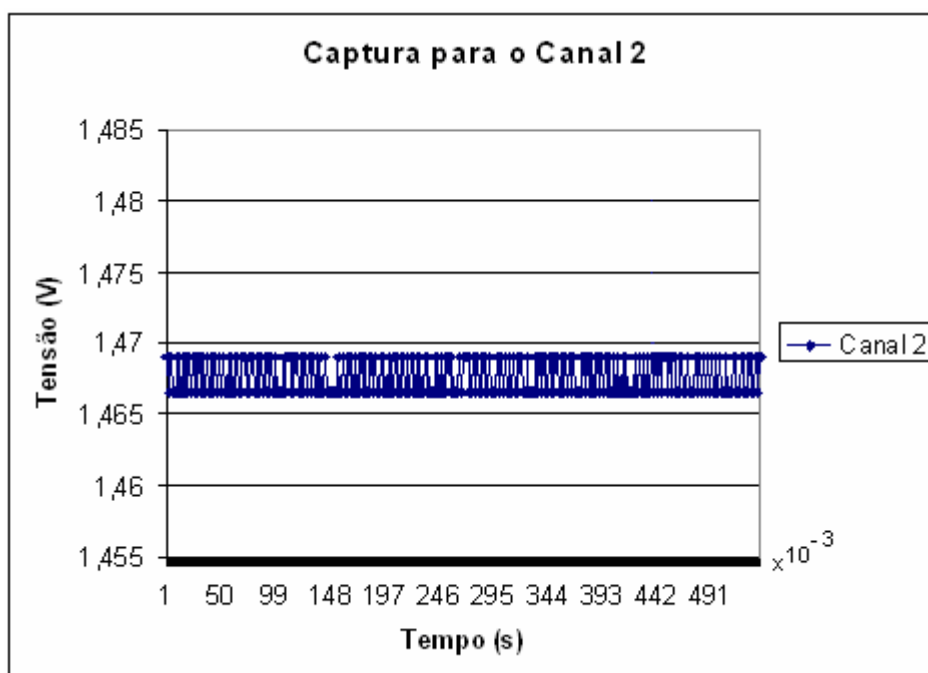


Figura 4.13 – Captura da tensão da bateria para o Canal 2.
Fonte: Próprio trabalho.

Com base nos dados utilizados para gerar o gráfico da Fig. 4.13, temos:

- valor médio: 1.467601;
- desvio padrão: 0,001242;
- variância: 1.5431E-6.

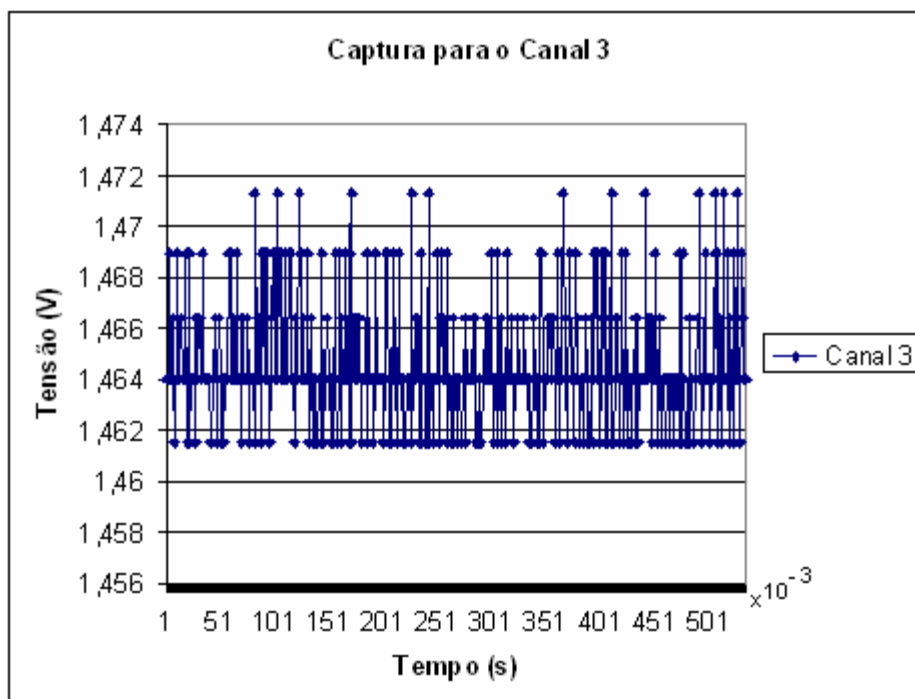


Figura 4.14 – Captura da tensão da bateria para o Canal 3.
Fonte: Próprio trabalho.

Com base nos dados utilizados para gerar o gráfico da Fig. 4.14, temos:

- valor médio: 1.46454;
- desvio padrão: 0,002435;
- variância: 5.92816E-6.

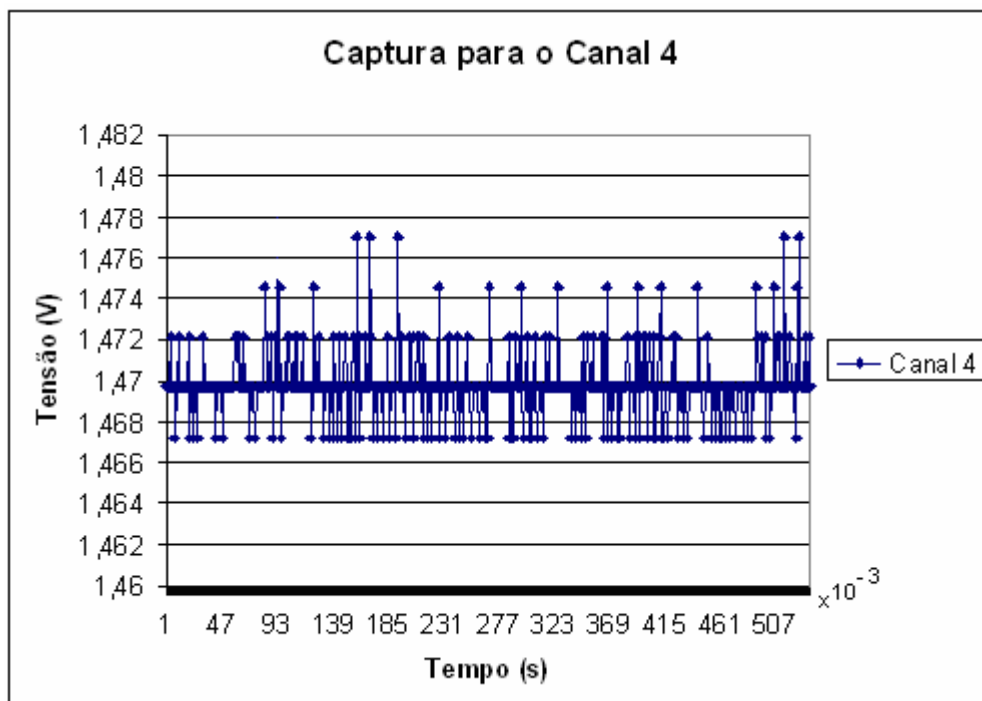


Figura 4.15 – Captura da tensão da bateria para o Canal 4.
Fonte: Próprio trabalho.

Com base nos dados utilizados para gerar o gráfico da Fig. 4.15, temos:

- valor médio: 1.4698;
- desvio padrão: 0,001696;
- variância: 2.87652E-6.

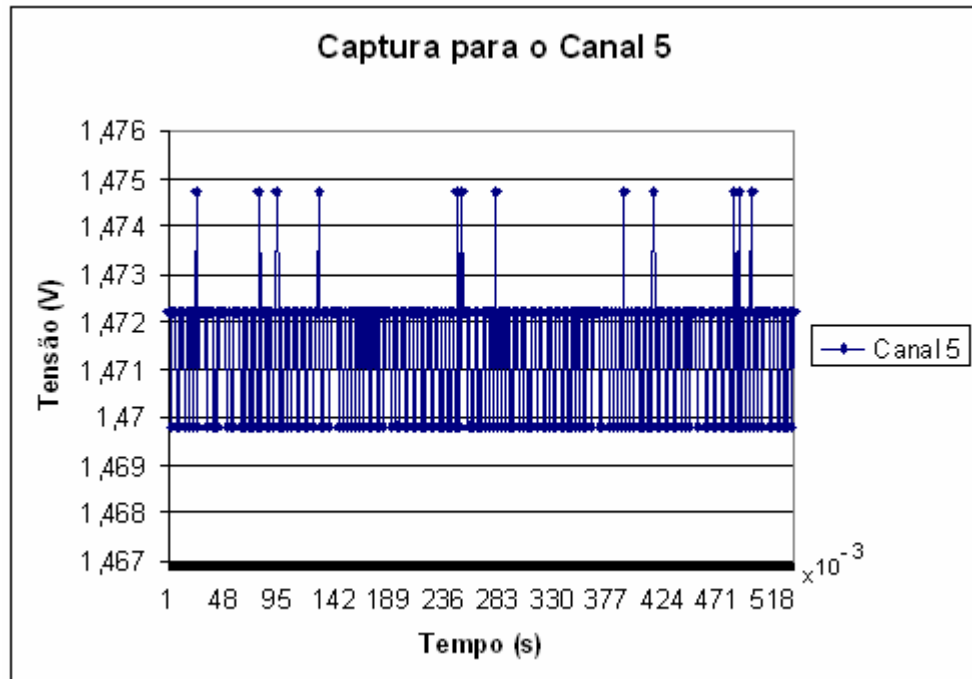


Figura 4.16 – Captura da tensão da bateria para o Canal 5.
Fonte: Próprio trabalho.

Com base nos dados utilizados para gerar o gráfico da Fig. 4.16, temos:

- valor médio: 1.47141;
- desvio padrão: 0,001245;
- variância: 1.54929E-6.

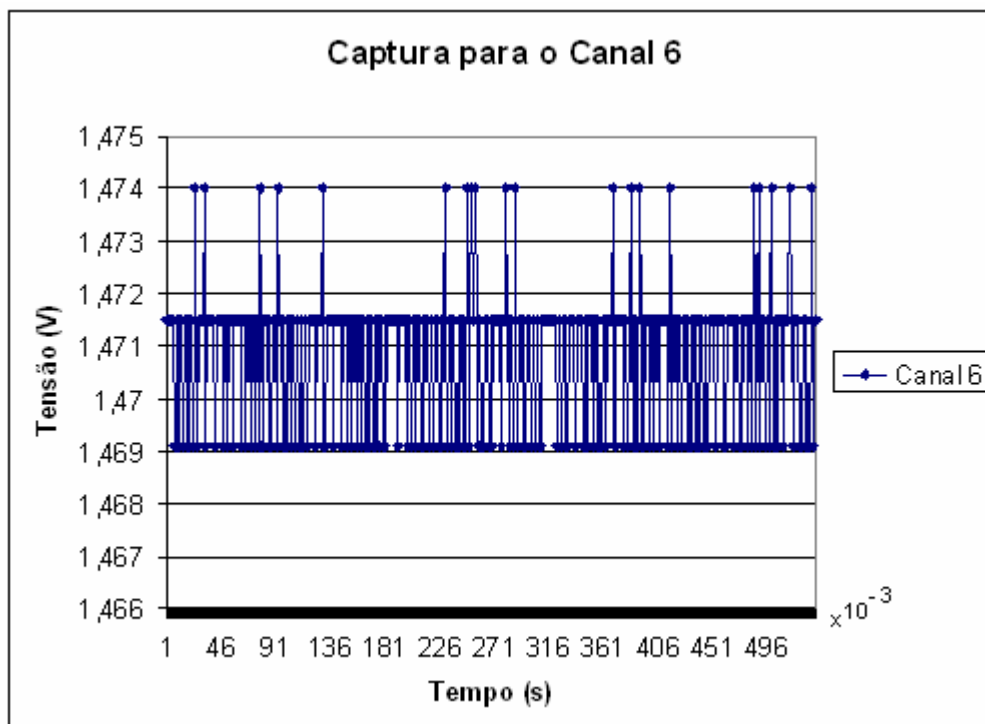


Figura 4.17 – Captura da tensão da bateria para o Canal 6.
Fonte: Próprio trabalho.

Com base nos dados utilizados para gerar o gráfico da Fig. 4.15, temos:

- valor médio: 1.470886;
- desvio padrão: 0,001248;
- variância: 1.55681E-6.

Diante dos resultados obtidos, pode-se concluir que o sistema de coleta de sinais é capaz de coletar dados com resolução suficiente para o desenvolvimento dos experimentos.

4.3 ENSAIOS NO VEÍCULO

Para a etapa de coleta em pista foi utilizado um veículo de marca Chevrolet, modelo Monza, ano de fabricação 1995 com 51.534Km rodados sem nunca ter sido realizada manutenção no sistema de suspensão do veículo.

A realização dos testes seguiu a ordem apresentada no fluxograma da Fig. 4.18.

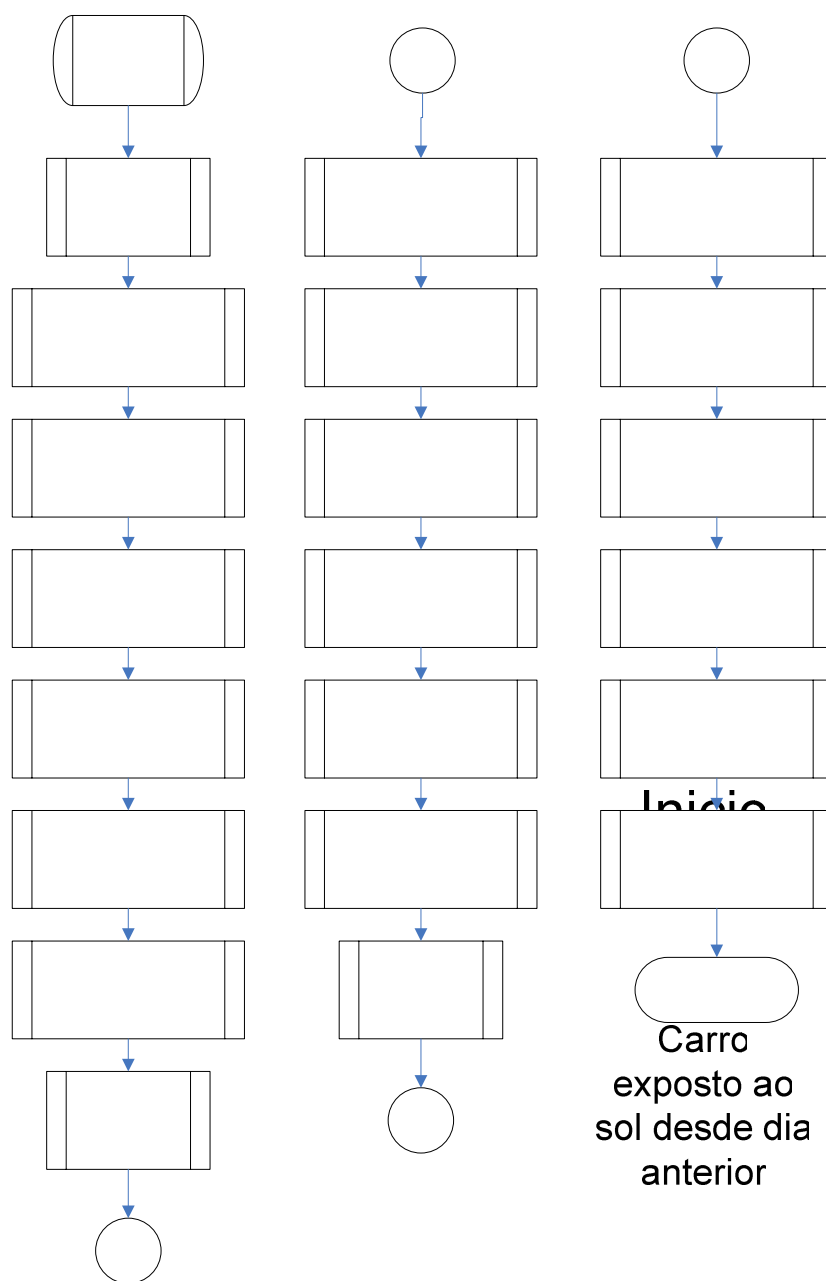


Figura 4.18 – Fluxograma detalhado dos testes realizados no veículo.
Fonte: Próprio trabalho.

Pista: Asfalto
Velocidade: 20 Km/h
Hora: 12:38
Dia: 17/02/2007

O veículo foi instrumentado de forma a permitir a realização da coleta dos dados necessários para a avaliação do conforto. Esta instrumentação pode ser observada nos tópicos a seguir.

4.3.1. Montagem dos sensores no veículo

A montagem completa do equipamento, composto por quatro acelerômetros, um transdutor PT-100, um microfone, um pré-amplificador, um sistema de condicionamento de sinais dos acelerômetros, um sistema de aquisição e um conversor DC/AC para alimentação do sistema de condicionamento de sinais dos acelerômetros, é apresentada nas Figuras 4.19 a 4.25. A Tabela 4.1 apresenta os ganhos de cada sensor utilizado. A fixação dos acelerômetros foi realizada por meio de cianocrilato.



**Figura 4.19 – Acelerômetro instalado no ativo da suspensão.
Fonte: Próprio trabalho.**



Figura 4.20 – Acelerômetro instalado no leque da suspensão.
Fonte: Próprio trabalho.



Figura 4.21 – Acelerômetro instalado na coluna do veículo no lado do condutor.
Fonte: Próprio trabalho.



Figura 4.22 – Acelerômetro instalado no piso do veículo próximo ao pedal de freio.
Fonte: Próprio trabalho.



Figura 4.23 – Microfone à esquerda e circuito pré-amplificador à direita instalado no encosto de cabeça do condutor.

Fonte: Próprio trabalho.



Figura 4.24 – Sensor de temperatura tipo PT-100 instalado no encosto de cabeça do passageiro.

Fonte: Próprio trabalho.



Figura 4.25 – Sistema de aquisição de dados e condicionador de sinais dos acelerômetros.
Fonte: Próprio trabalho.

TABELA 4.1
Ganho de cada um dos canais adquiridos

Sensor	Ganho
Acelerômetro	2,5
Microfone	1
PT-100	1

4.3.2. Resultados obtidos no experimento

4.3.2.1 Pista lisa (Asfalto)

A pista lisa escolhida para realização dos testes está localizada na rodovia MG-10 na altura do quilometro oitenta e um, município de Jaboticatubas. A pista é de asfalto com um

trecho totalmente liso, levemente inclinada para o lado do passageiro e com aproximadamente 500 metros sobre estas condições. Todos os testes da pista lisa foram realizados dentro deste trecho de 500 metros onde uma marca na pista delimitava onde deveria iniciar o teste, e o teste terminava após dez segundos de captura de dados.

4.3.2.1.1 Turno da manhã

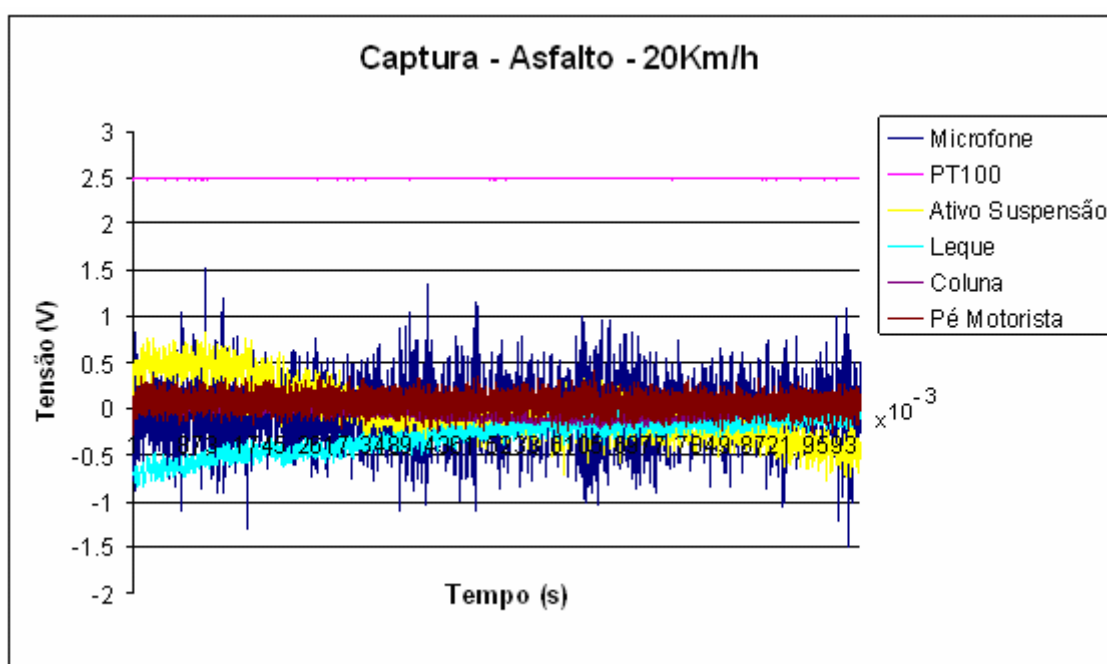


Figura 4.26 – Gráfico de vibração, ruído e temperatura para 20Km/h (Asfalto-manhã).
Fonte: Próprio trabalho.

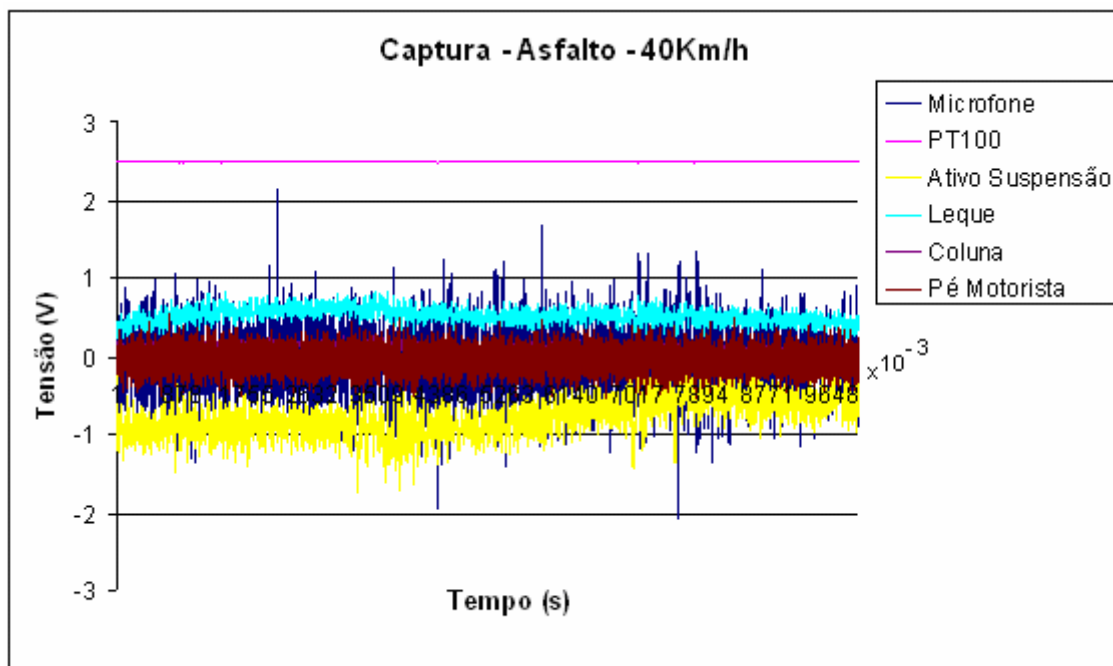


Figura 4.27 – Gráfico de vibração, ruído e temperatura para 40Km/h (Asfalto-manhã).
Fonte: Próprio trabalho.

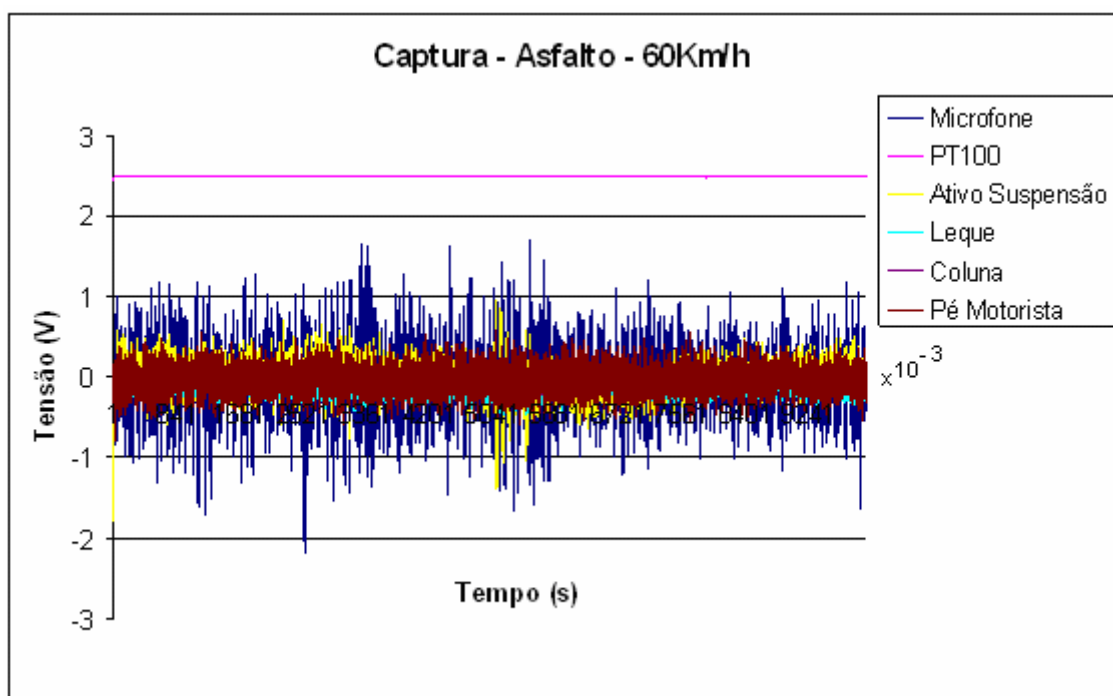


Figura 4.28 – Gráfico de vibração, ruído e temperatura para 60Km/h (Asfalto-manhã).
Fonte: Próprio trabalho.

4.3.2.1.2 Turno da tarde

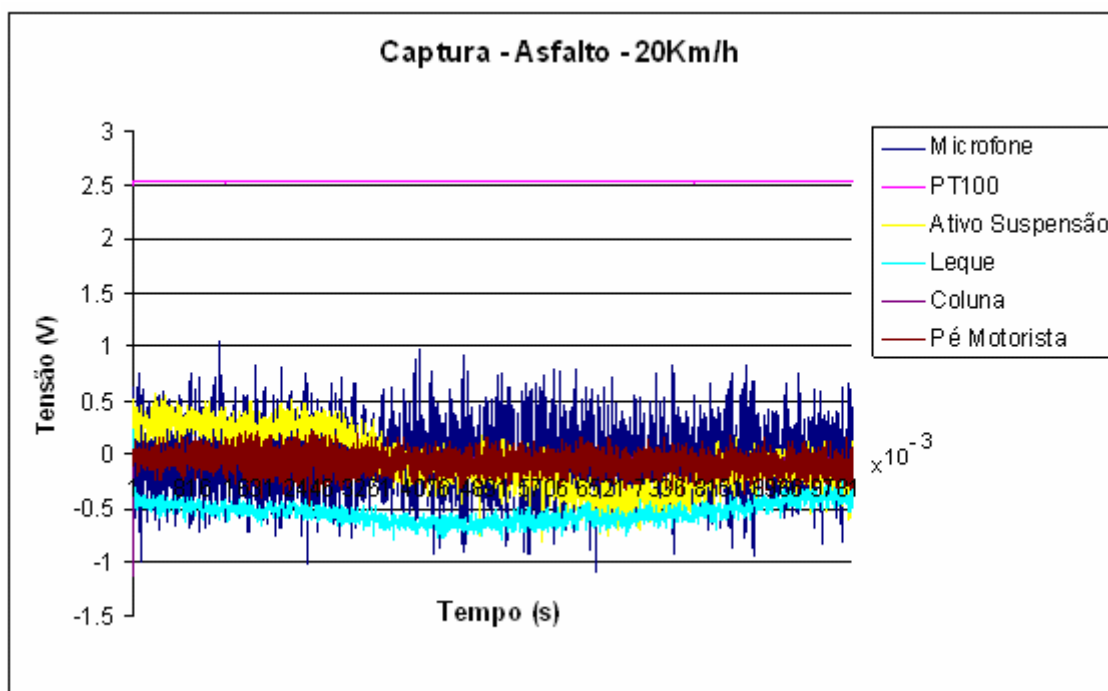


Figura 4.29 – Gráfico de vibração, ruído e temperatura para 20Km/h (Asfalto-tarde).
Fonte: Próprio trabalho.

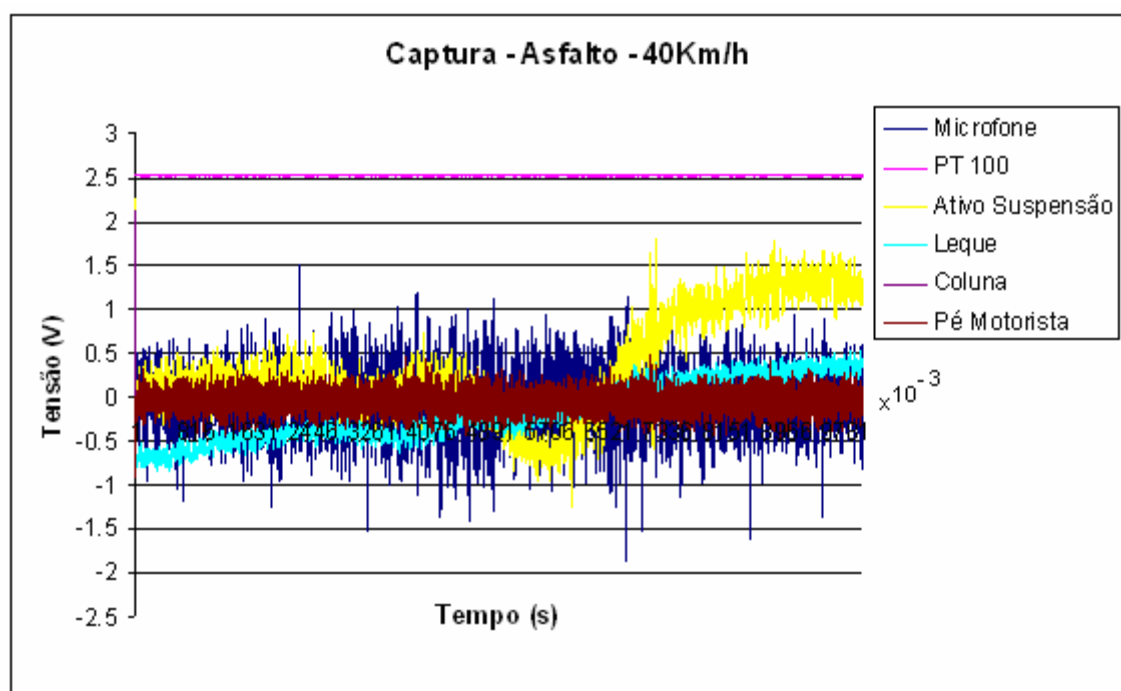


Figura 4.30 – Gráfico de vibração, ruído e temperatura para 40Km/h (Asfalto-tarde).
Fonte: Próprio trabalho.

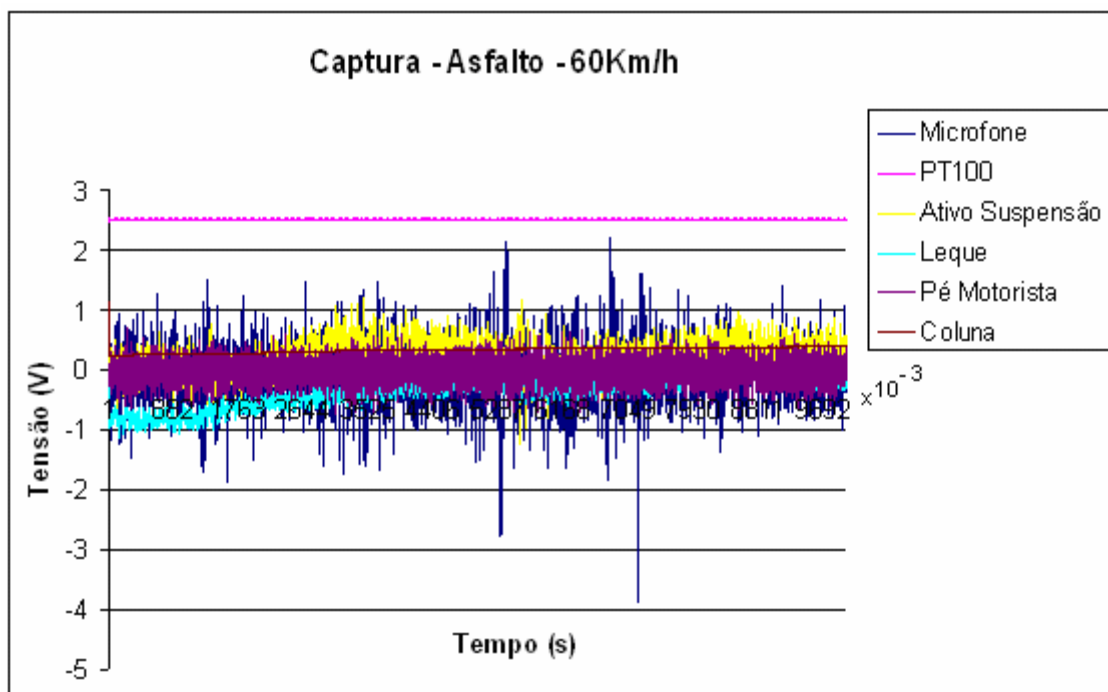


Figura 4.31 – Gráfico de vibração, ruído e temperatura para 60Km/h (Asfalto-tarde).
Fonte: Próprio trabalho.

4.3.2.1.3 Turno da noite

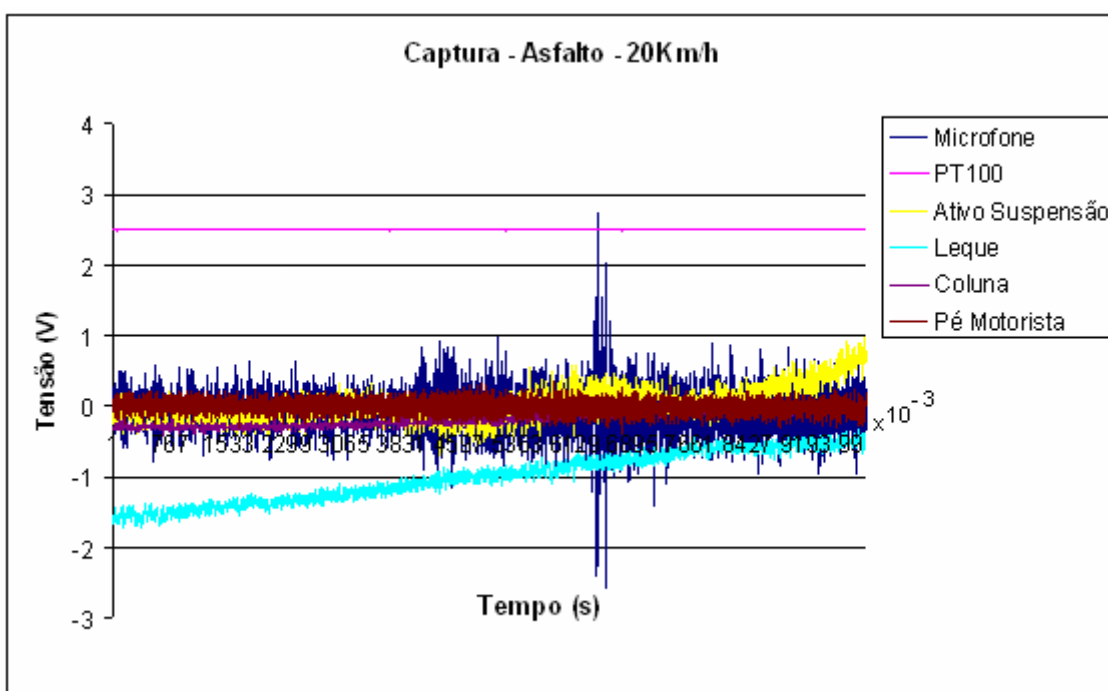


Figura 4.32 – Gráfico de vibração, ruído e temperatura para 20Km/h (Asfalto-noite).
Fonte: Próprio trabalho.

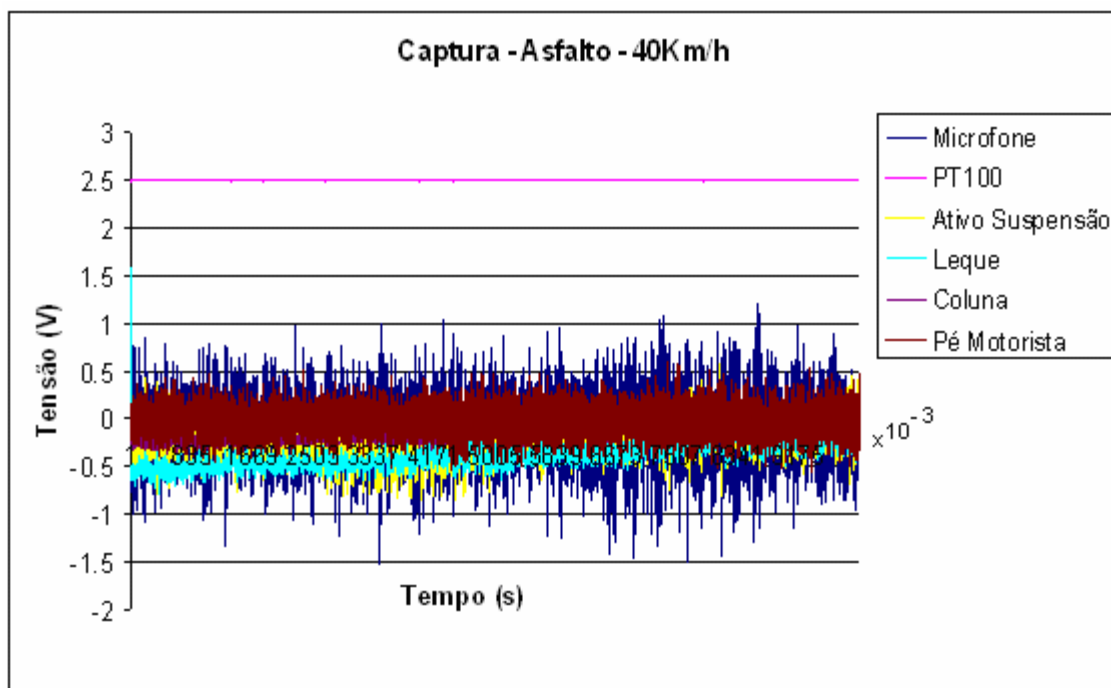


Figura 4.33 – Gráfico de vibração, ruído e temperatura para 40Km/h (Asfalto-noite).
Fonte: Próprio trabalho.

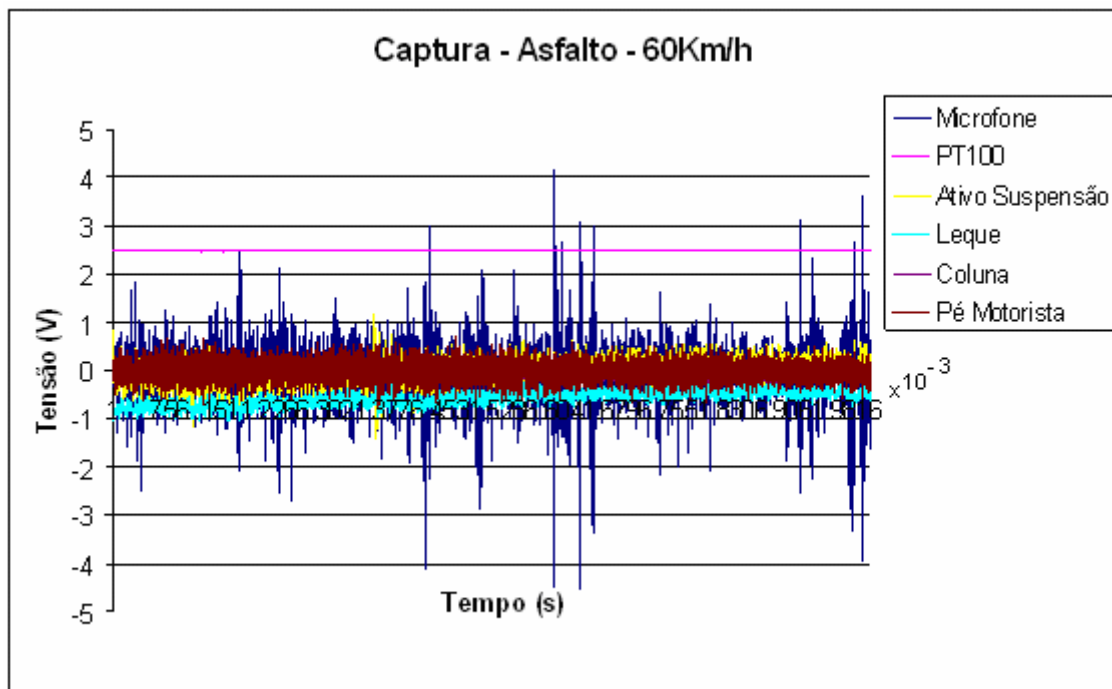


Figura 4.34 – Gráfico de vibração, ruído e temperatura para 60Km/h (Asfalto-noite).
Fonte: Próprio trabalho.

4.3.2.2 Pista irregular (Terra)

A pista irregular escolhida está localizada no município de Jaboticatubas na altura do quilometro oitenta e três da rodovia MG-10.

A pista escolhida possui cerca de 400 metros onde foram realizados os testes. A pista é de terra com algumas ondulações e leve inclinação para o lado do condutor.

4.3.2.2.1 Turno da manhã

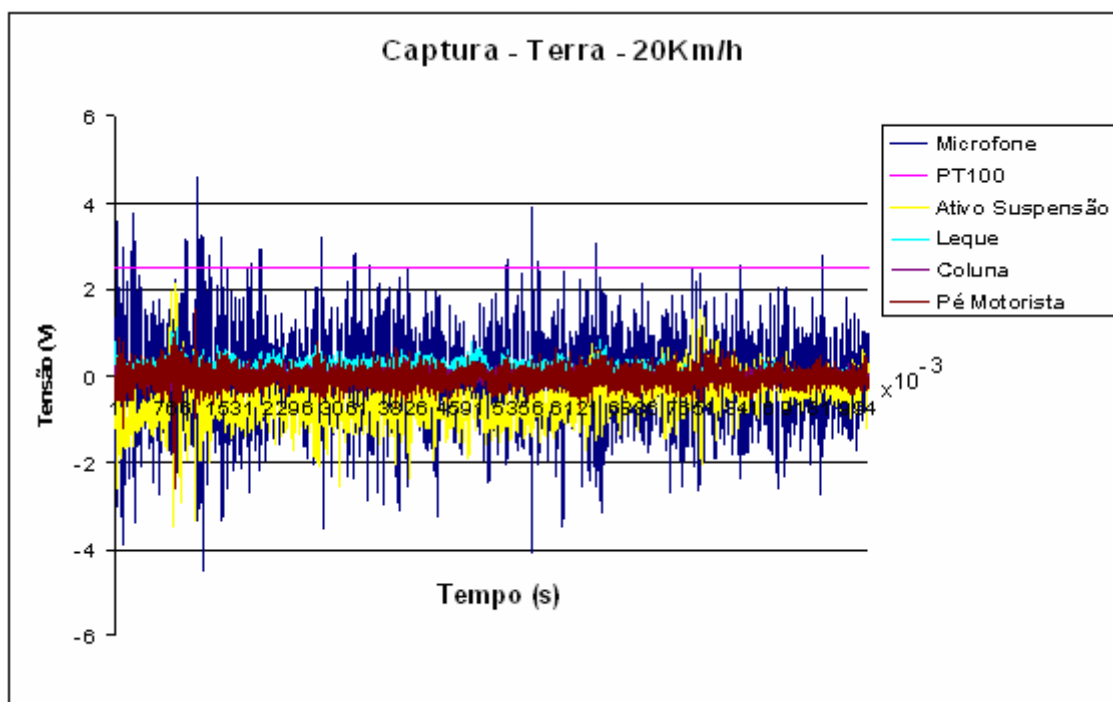


Figura 4.35 – Gráfico de vibração, ruído e temperatura para 20Km/h (Terra-manhã).
Fonte: Próprio trabalho.

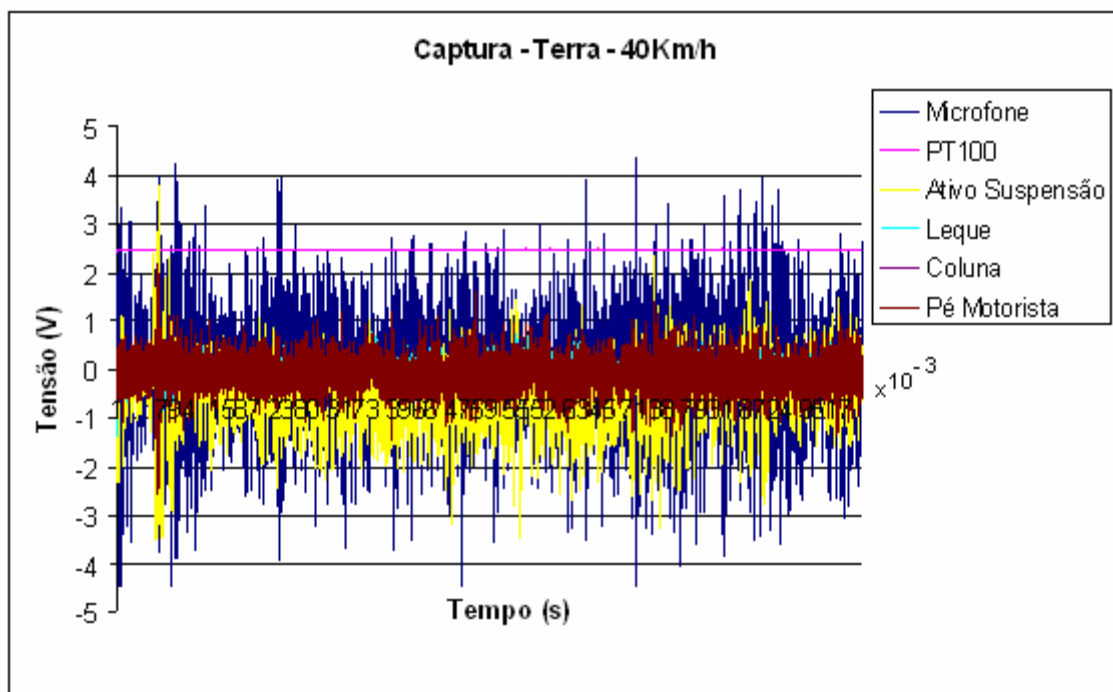


Figura 4.36 – Gráfico de vibração, ruído e temperatura para 40Km/h (Terra-manhã).
Fonte: Próprio trabalho.

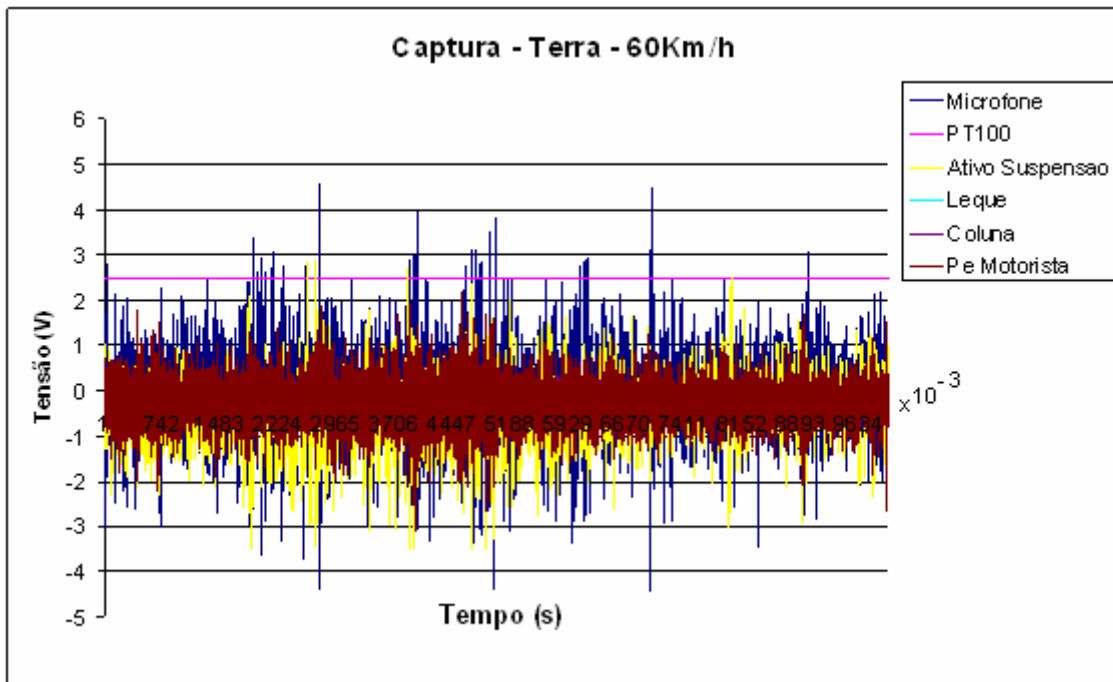


Figura 4.37 – Gráfico de vibração, ruído e temperatura para 60Km/h (Terra-manhã).
Fonte: Próprio trabalho.

4.3.2.2.2 Turno da tarde

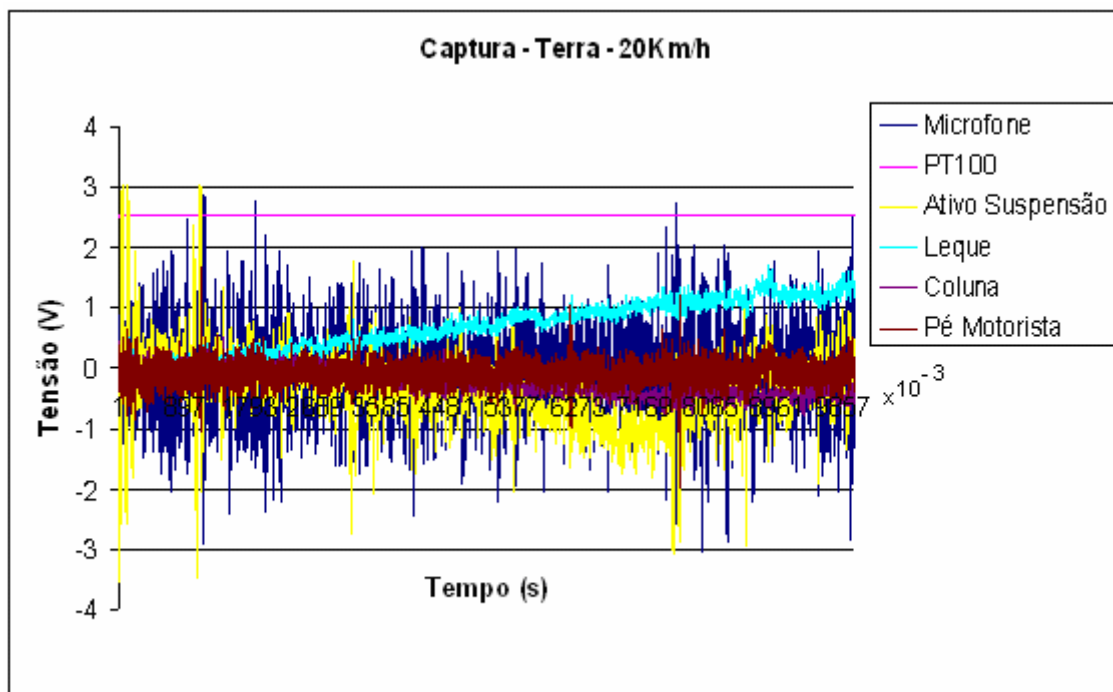


Figura 4.38 – Gráfico de vibração, ruído e temperatura para 20Km/h (Terra-tarde).
Fonte: Próprio trabalho.

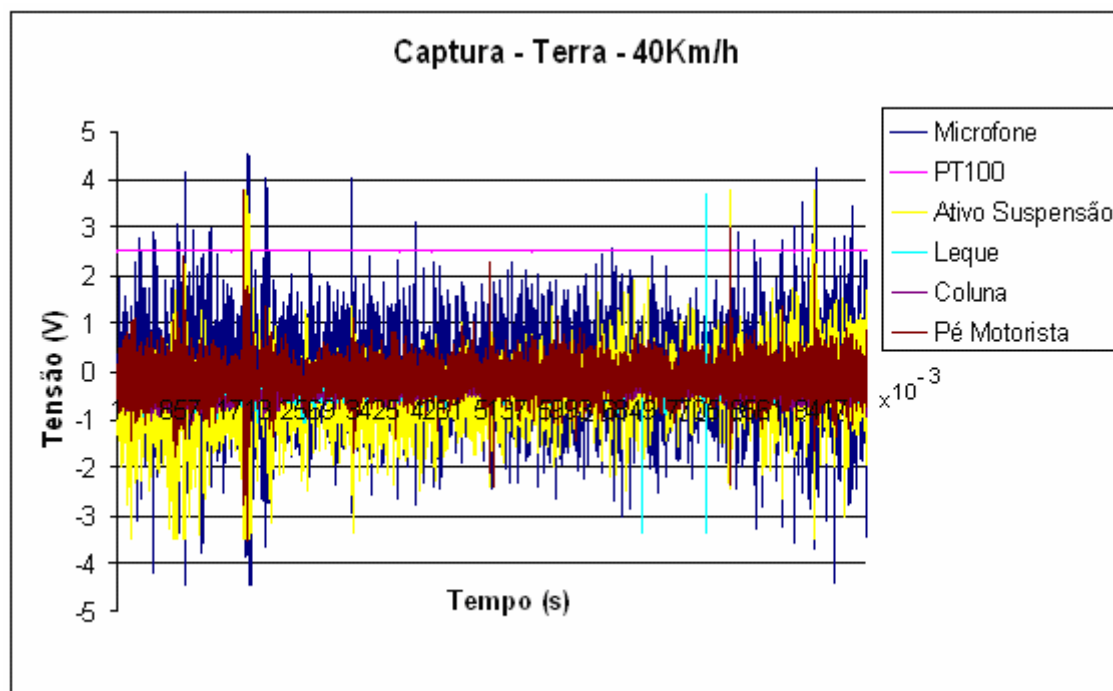


Figura 4.39 – Gráfico de vibração, ruído e temperatura para 40Km/h (Terra-tarde).
Fonte: Próprio trabalho.

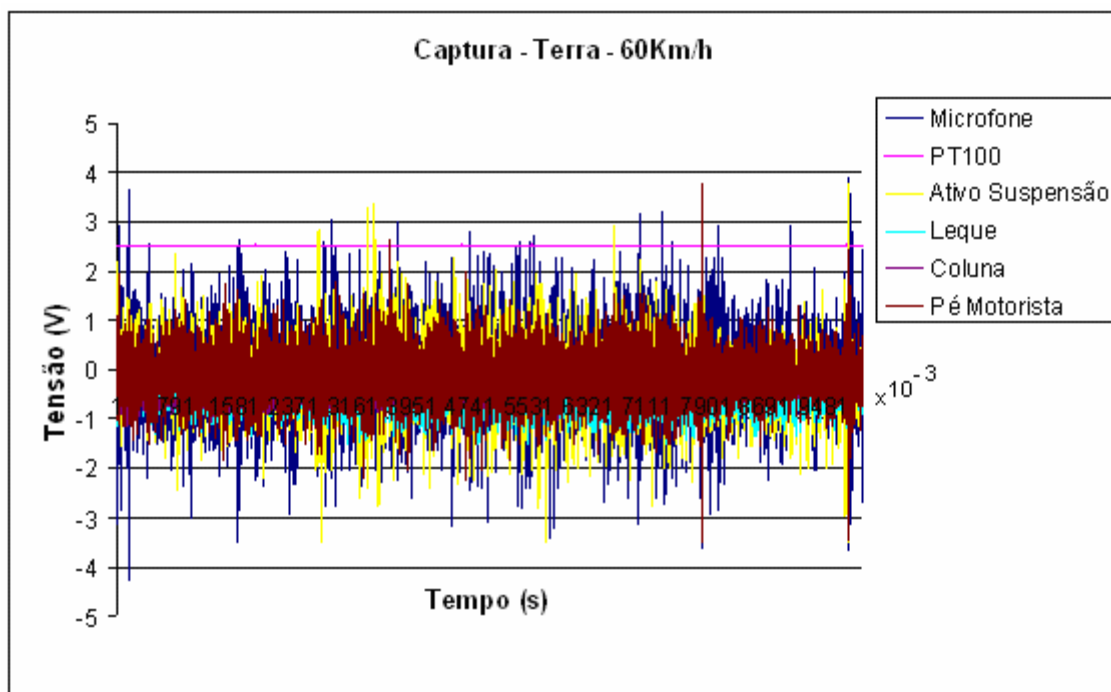


Figura 4.40 – Gráfico de vibração, ruído e temperatura para 60Km/h (Terra-tarde).
Fonte: Próprio trabalho.

4.3.2.2.3 Turno da noite

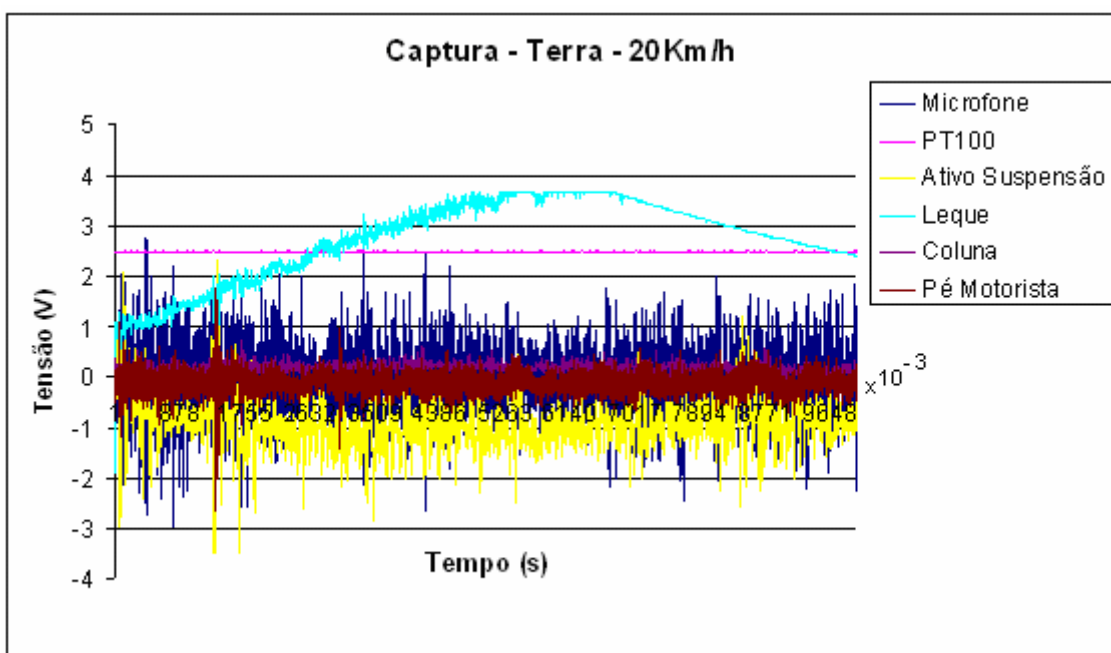


Figura 4.41 – Gráfico de vibração, ruído e temperatura para 20Km/h (Terra-noite).
Fonte: Próprio trabalho.

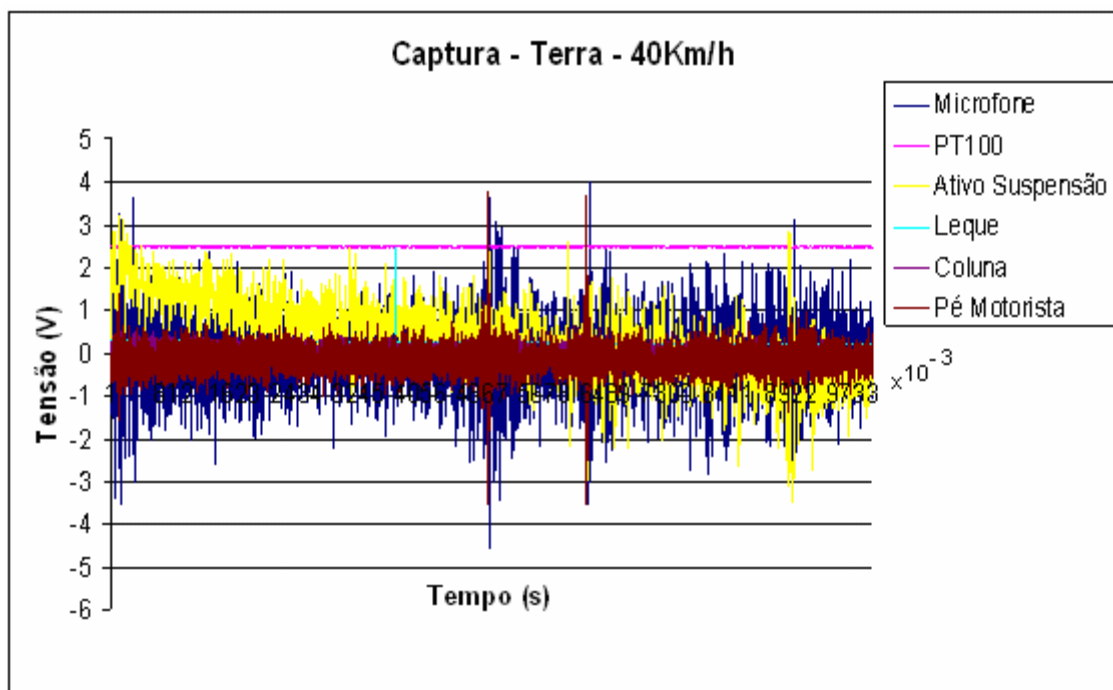


Figura 4.42 – Gráfico de vibração, ruído e temperatura para 40Km/h (Terra-noite).
Fonte: Próprio trabalho.

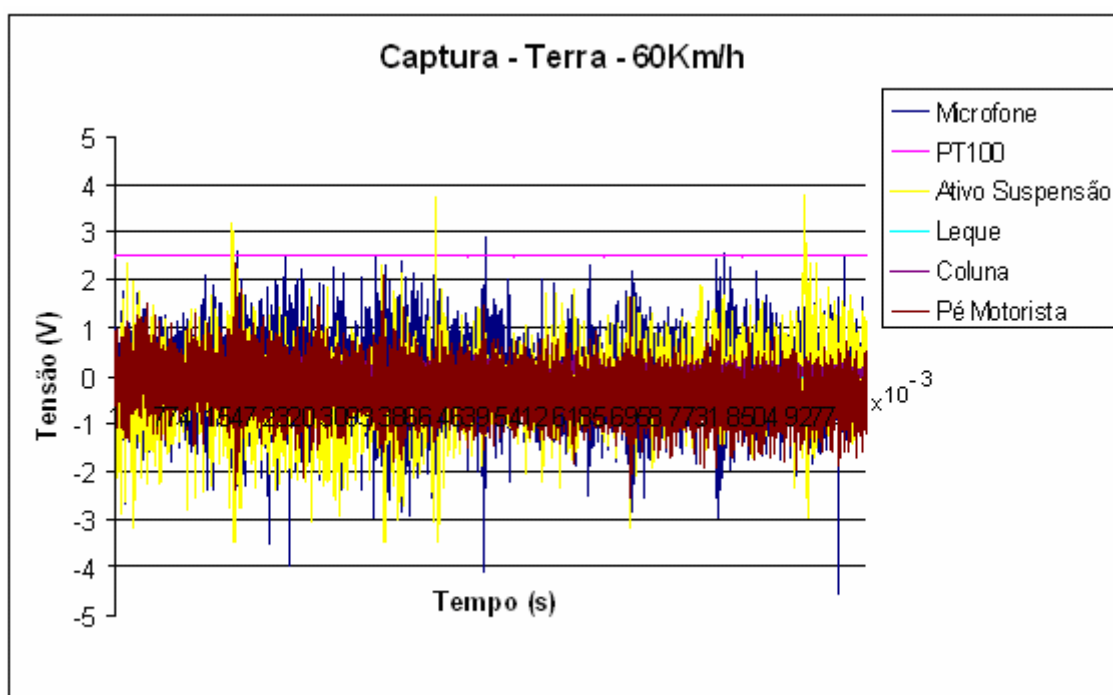


Figura 4.43 – Gráfico de vibração, ruído e temperatura para 60Km/h (Terra-noite).
Fonte: Próprio trabalho.

A análise dos gráficos de vibração, temperatura e ruído obtidos na pista lisa (asfalto) e na pista irregular (terra) (Figs. 4.26 a 4.43) representam os dados analisados pela metodologia proposta para a obtenção das informações sobre o conforto dos veículos.

Estes gráficos representam a aquisição dos seis canais de forma simultânea o que possibilita analisar em tempo real a influência de um sinal sobre os demais.

Observa-se nos gráficos, que ao se comparar os resultados obtidos para a pista irregular e para a pista lisa que os sinais de vibração e de ruído apresentam amplitudes maiores para a pista irregular.

4.4 TRANSFORMADA RÁPIDA DE FOURIER (FFT) DOS SINAIS OBTIDOS

4.4.1. Pista lisa (Asfalto)

Pelos gráficos da Fig 4.44 a 4.46, pode-se notar que as amplitudes do sinal do leque são menores para a coleta realizada na parte da tarde, com temperatura de 33°C em relação as outras duas coletas realizadas com temperatura de 26°C.

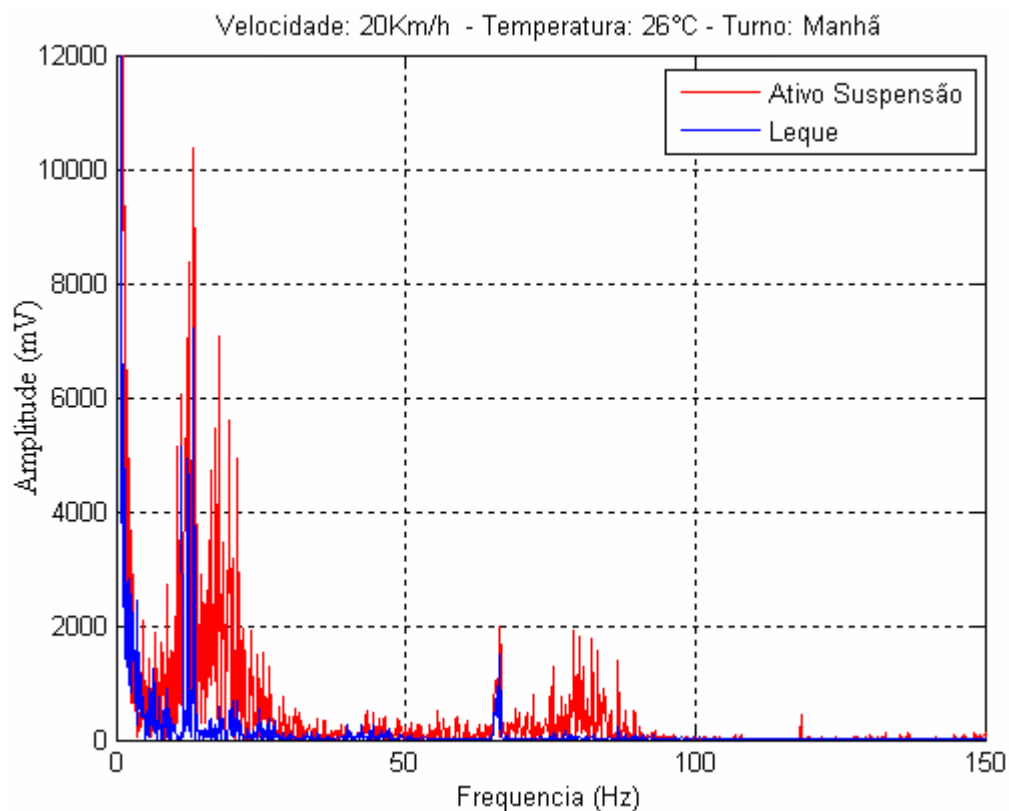


Figura 4.44 – FFT da amostra para velocidade de 20Km/h no asfalto no turno da manhã, entre ativo da suspensão e leque.

Fonte: Próprio trabalho.

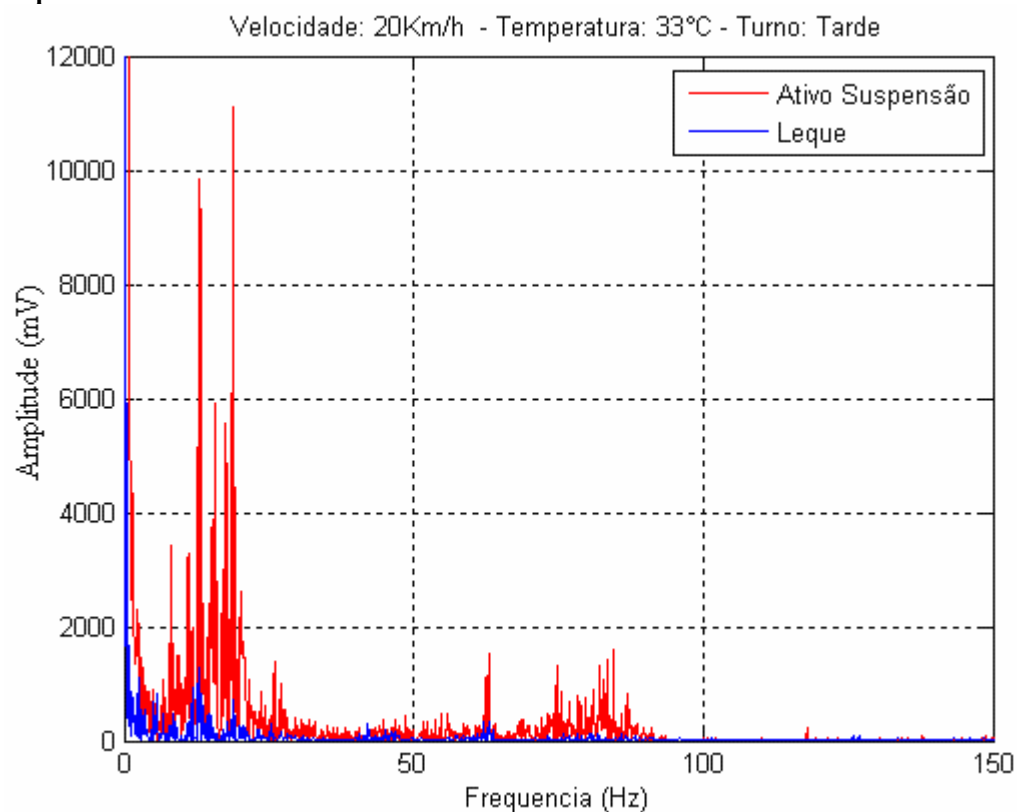


Figura 4.45 – FFT da amostra para velocidade de 20Km/h no asfalto no turno da tarde, entre ativo da suspensão e leque.

Fonte: Próprio trabalho.

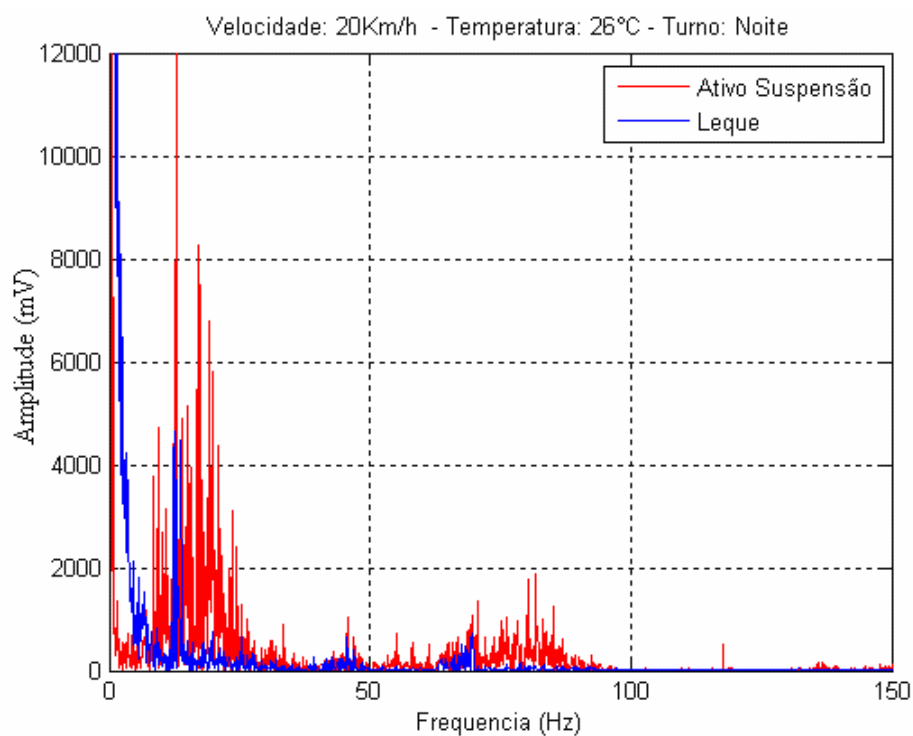


Figura 4.46 – FFT da amostra para velocidade de 20Km/h no asfalto no turno da noite, entre ativo da suspensão e leque.

Fonte: Próprio trabalho.

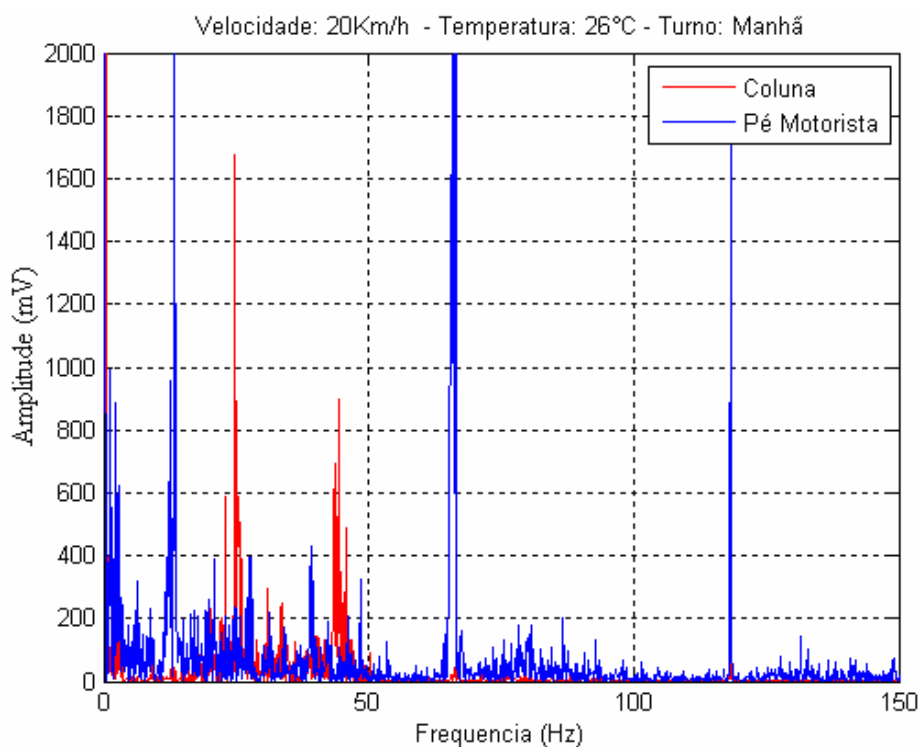


Figura 4.47 – FFT da amostra para velocidade de 20Km/h no asfalto no turno da manhã, entre coluna e pé do motorista.

Fonte: Próprio trabalho.

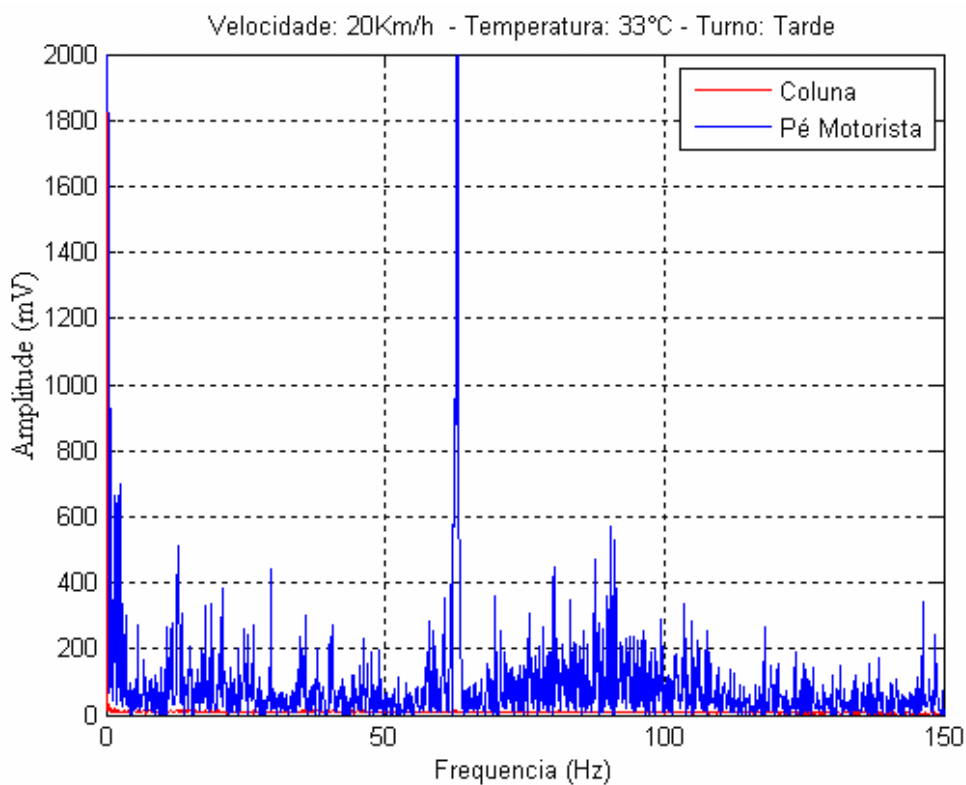


Figura 4.48 – FFT da amostra para velocidade de 20Km/h no asfalto no turno da tarde, entre coluna e pé do motorista.

Fonte: Próprio trabalho.

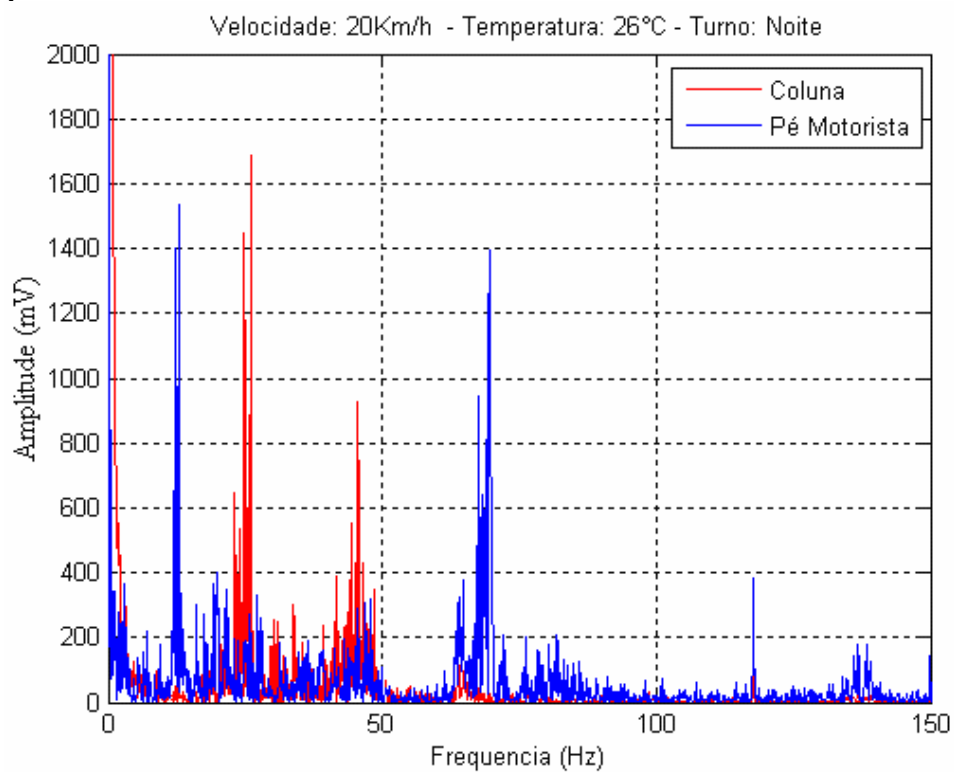


Figura 4.49 – FFT da amostra para velocidade de 20Km/h no asfalto no turno da noite, entre coluna e pé do motorista.

Fonte: Próprio trabalho.

Pelos gráficos das Figs. 4.47 a 4.49, nota-se que as vibrações da coluna do automóvel quase desaparecem no período da tarde, onde a coleta foi realizada com temperatura de 33°C. Além disso, também ocorre uma diminuição das vibrações perto do pé do condutor conforme pode ser observado nos dados coletados para as frequências próximas a 15Hz e próximas a 120Hz.

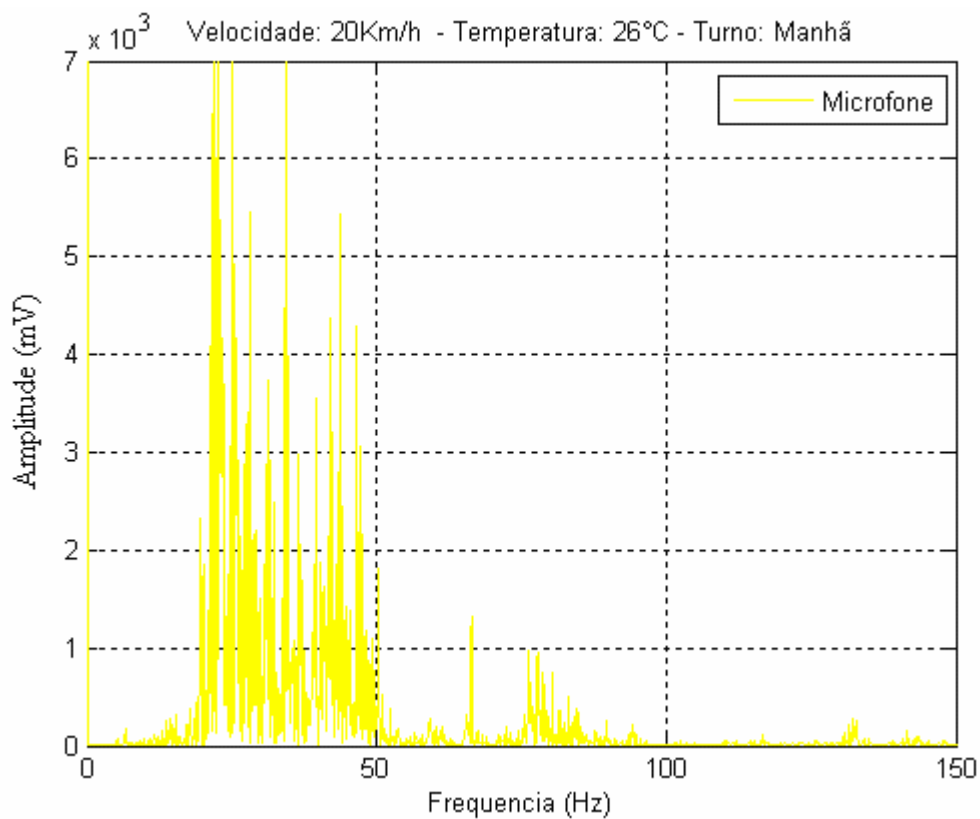


Figura 4.50 – FFT da amostra do sinal microfone para velocidade de 20Km/h no asfalto no turno da manhã.

Fonte: Próprio trabalho.

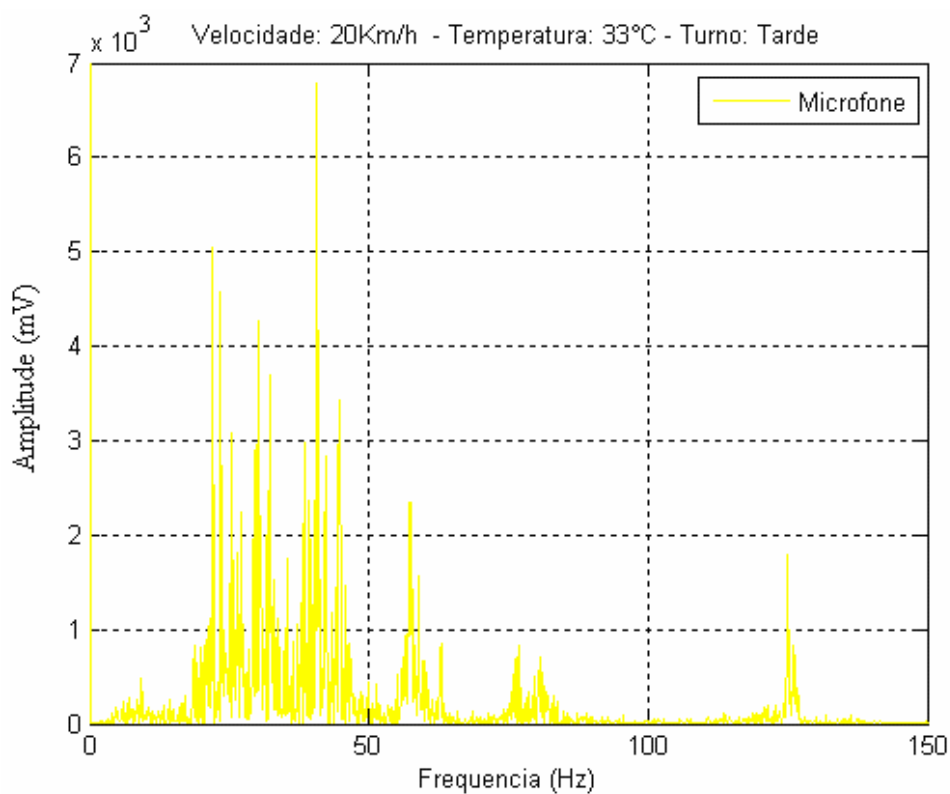


Figura 4.51 – FFT da amostra do sinal do microfone para velocidade de 20Km/h no asfalto no turno da tarde.

Fonte: Próprio trabalho.

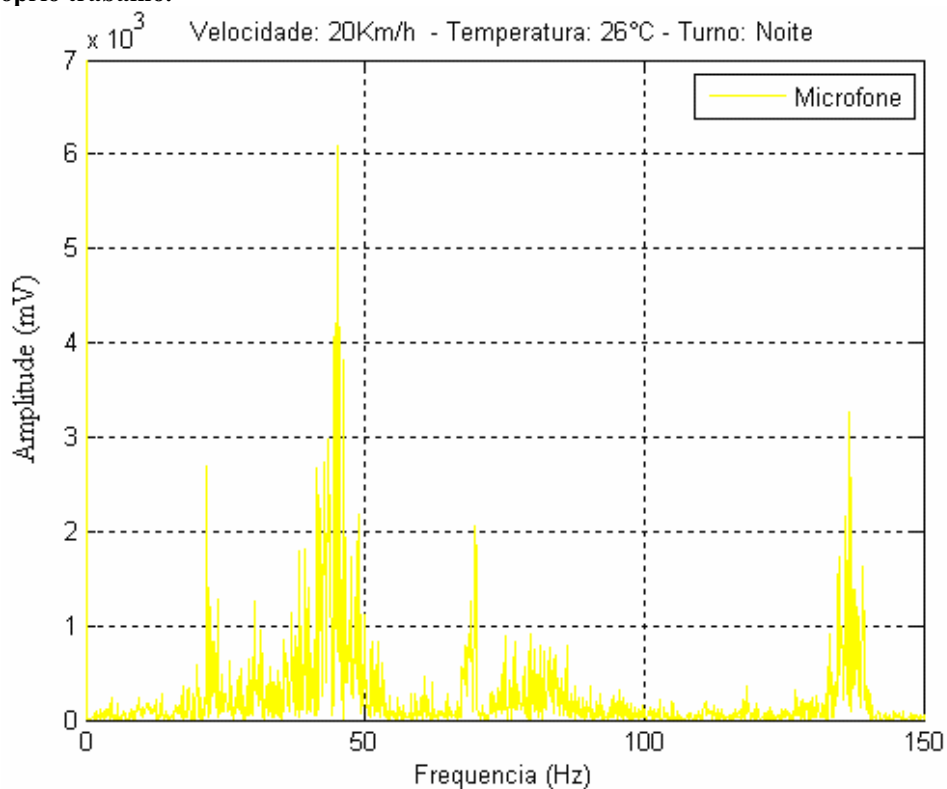


Figura 4.52 – FFT da amostra do sinal do microfone para velocidade de 20Km/h no asfalto no turno da noite.

Fonte: Próprio trabalho.

Nos gráficos das Figs. 4.50 a 4.52 constatou-se que ao trafegar pela pista de asfalto o veículo esteve sujeito a ruídos de até 140Hz.

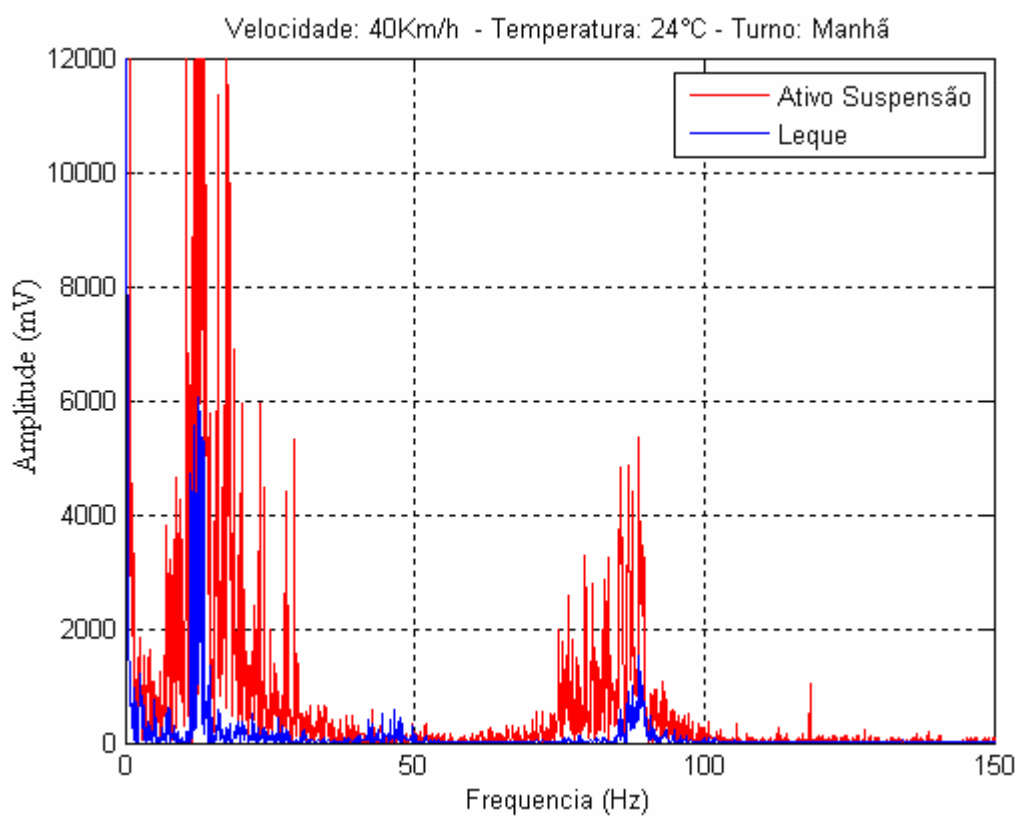


Figura 4.53 – FFT da amostra para velocidade de 40Km/h no asfalto no turno da manhã, entre ativo da suspensão e leque.

Fonte: Próprio trabalho.

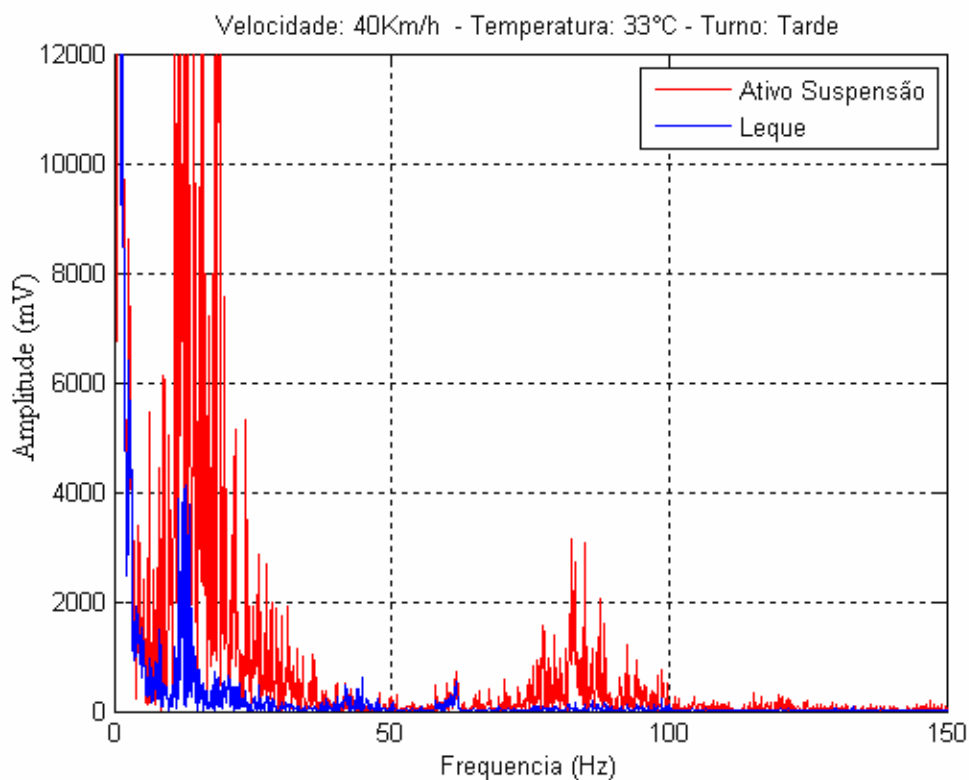


Figura 4.54 – FFT da amostra para velocidade de 40Km/h no asfalto no turno da tarde, entre ativo da suspensão e leque.

Fonte: Próprio trabalho.

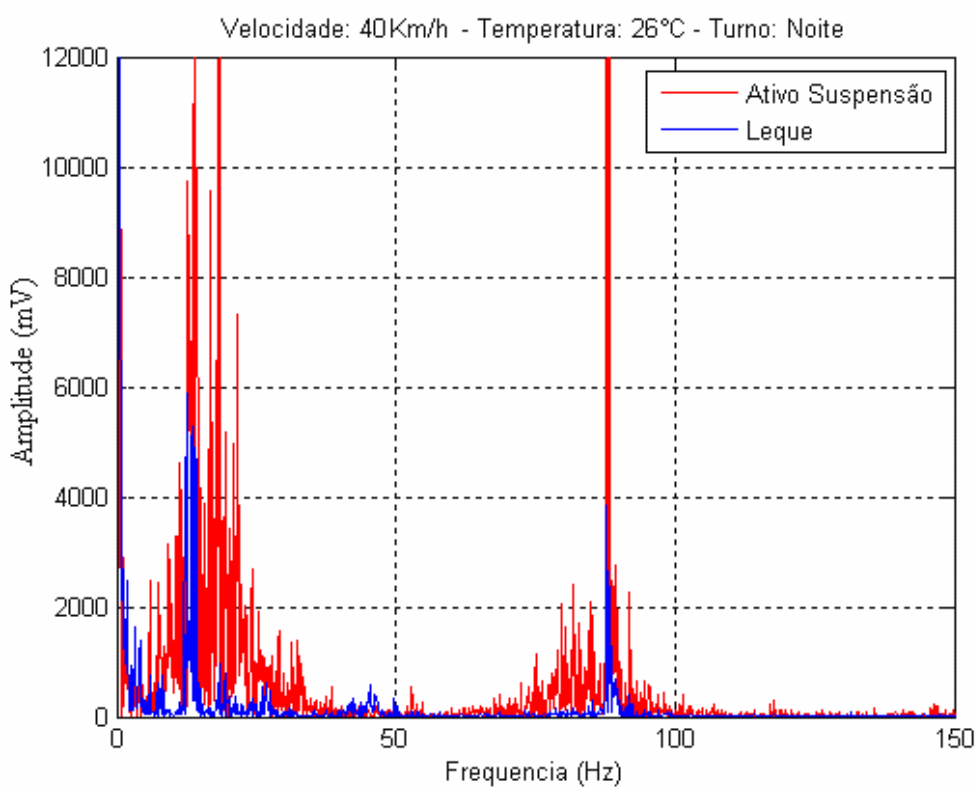


Figura 4.55 – FFT da amostra para velocidade de 40Km/h no asfalto no turno da noite, entre ativo da suspensão e leque.

Fonte: Próprio trabalho.

Ao observar os resultados das vibrações do leque nas Figs. 4.53 a 4.55 para a velocidade de 40Km/h verifica-se semelhança para os dados registrados para a velocidade de 20Km/h, onde a amplitude do sinal do leque na coleta realizada a tarde foi menor que a amplitude para as demais coletas.

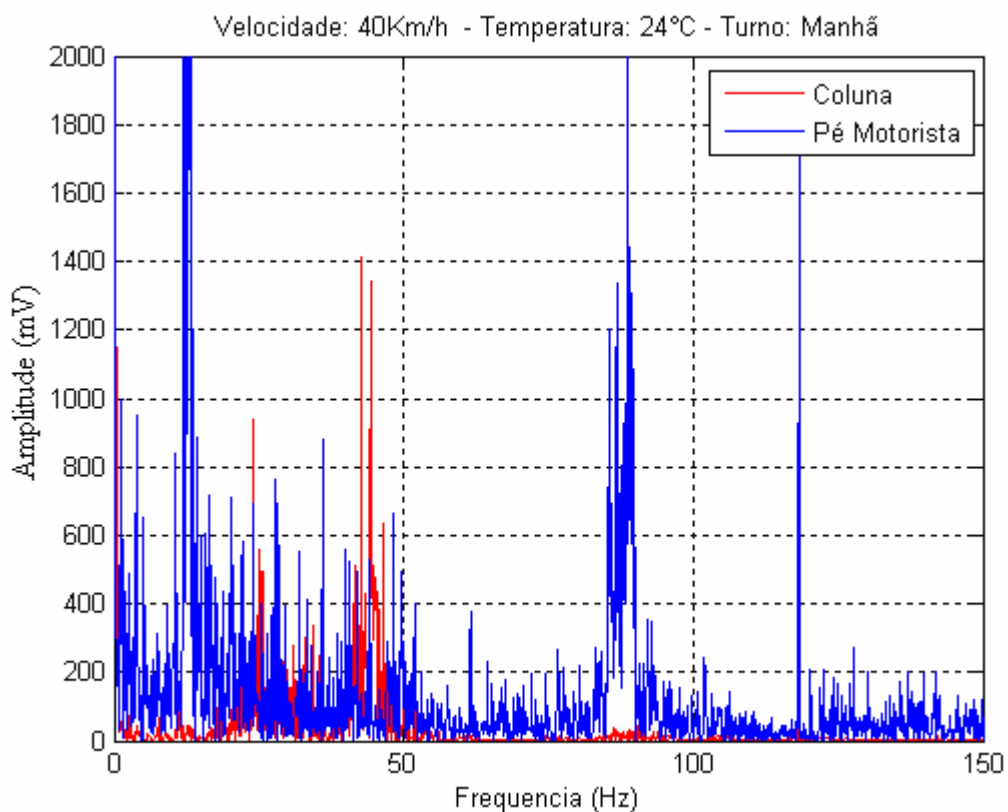


Figura 4.56 – FFT da amostra para velocidade de 40Km/h no asfalto no turno da manhã, entre coluna e pé do motorista.

Fonte: Próprio trabalho.

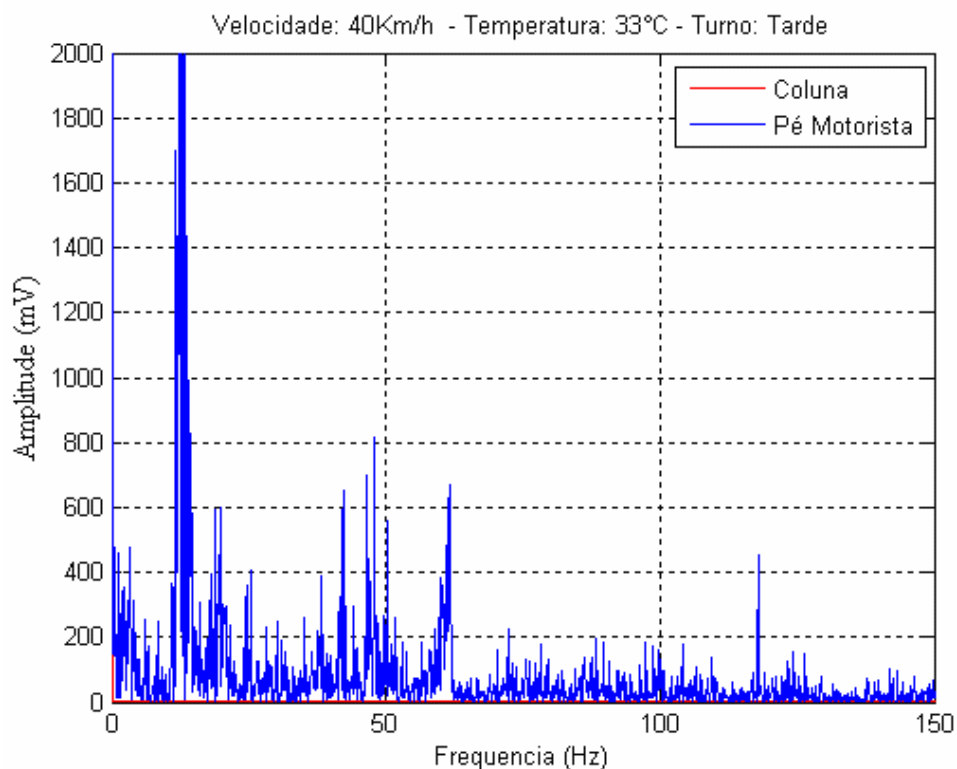


Figura 4.57 – FFT da amostra para velocidade de 40Km/h no asfalto no turno da tarde, entre coluna e pé do motorista.

Fonte: Próprio trabalho.

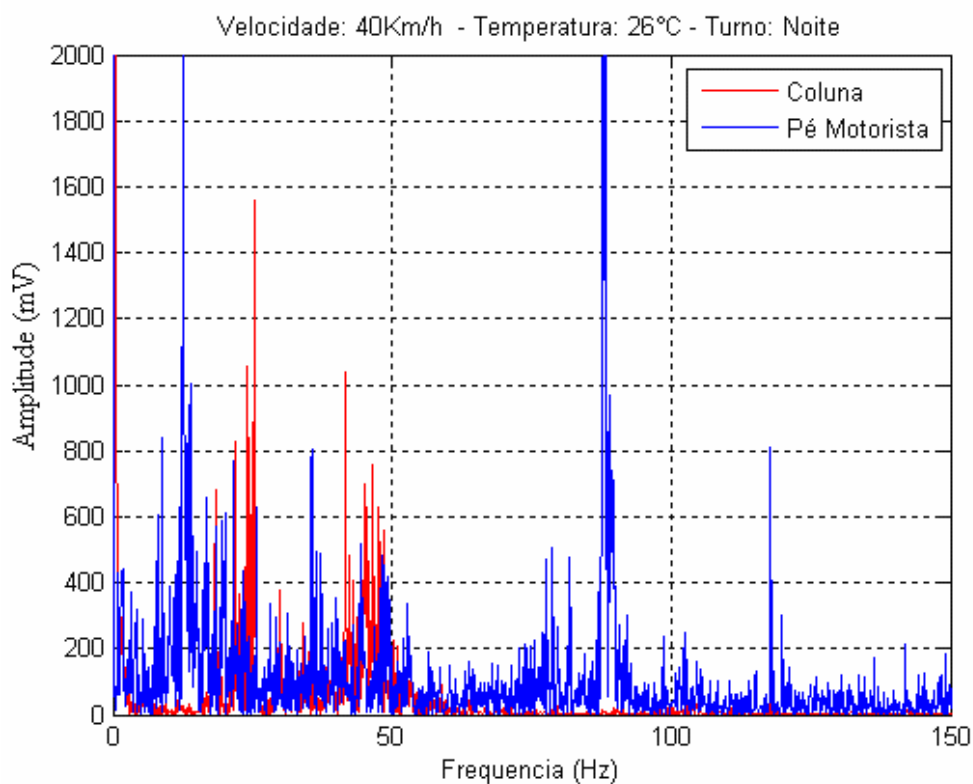


Figura 4.58 – FFT da amostra para velocidade de 40Km/h no asfalto no turno da noite, entre coluna e pé do motorista.

Fonte: Próprio trabalho.

A diminuição brusca da vibração da coluna do veículo com a temperatura de 33°C voltou a se pronunciar com velocidades de 40Km/h assim como na velocidade de 20Km/h. Pode-se notar também que para algumas frequências as amplitudes da vibração localizada perto do pé do motorista também apresentam amplitude bem menores para temperaturas inferiores à 33°C.

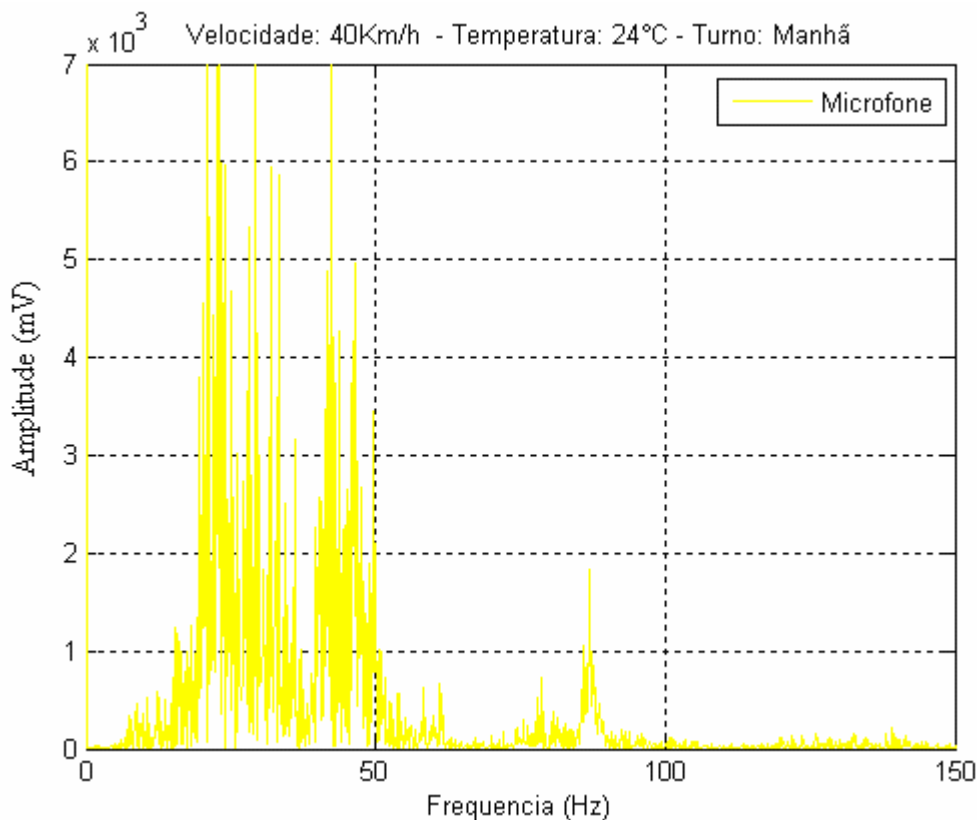


Figura 4.59 – FFT da amostra do sinal do microfone para velocidade de 40Km/h no asfalto no turno da manhã.

Fonte: Próprio trabalho.

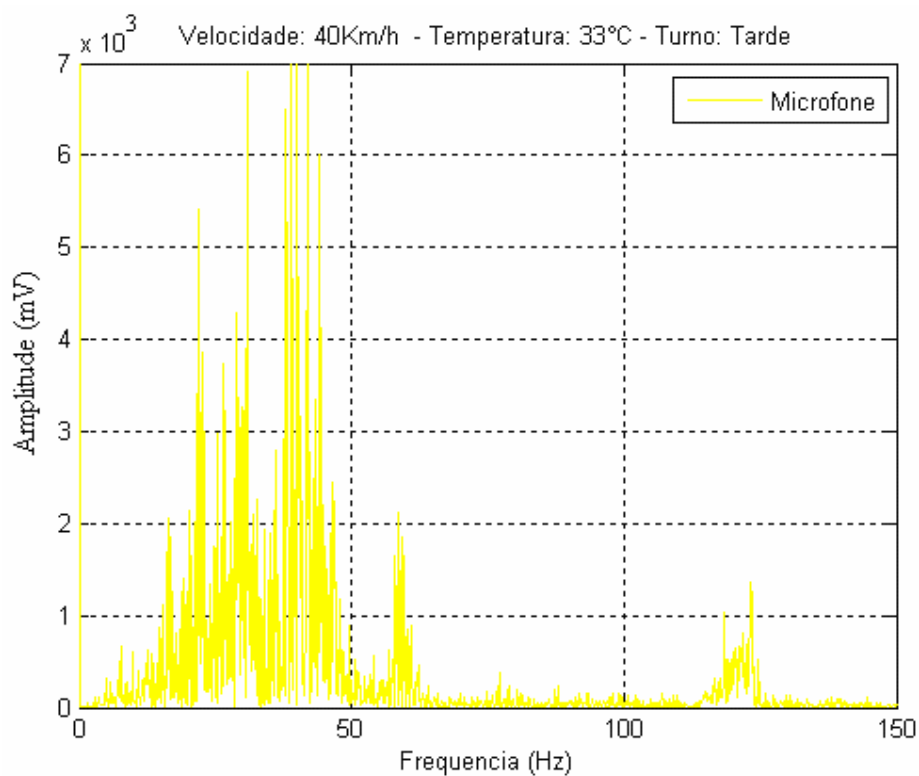


Figura 4.60 – FFT da amostra do sinal do microfone para velocidade de 40Km/h no asfalto no turno da tarde.

Fonte: Próprio trabalho.

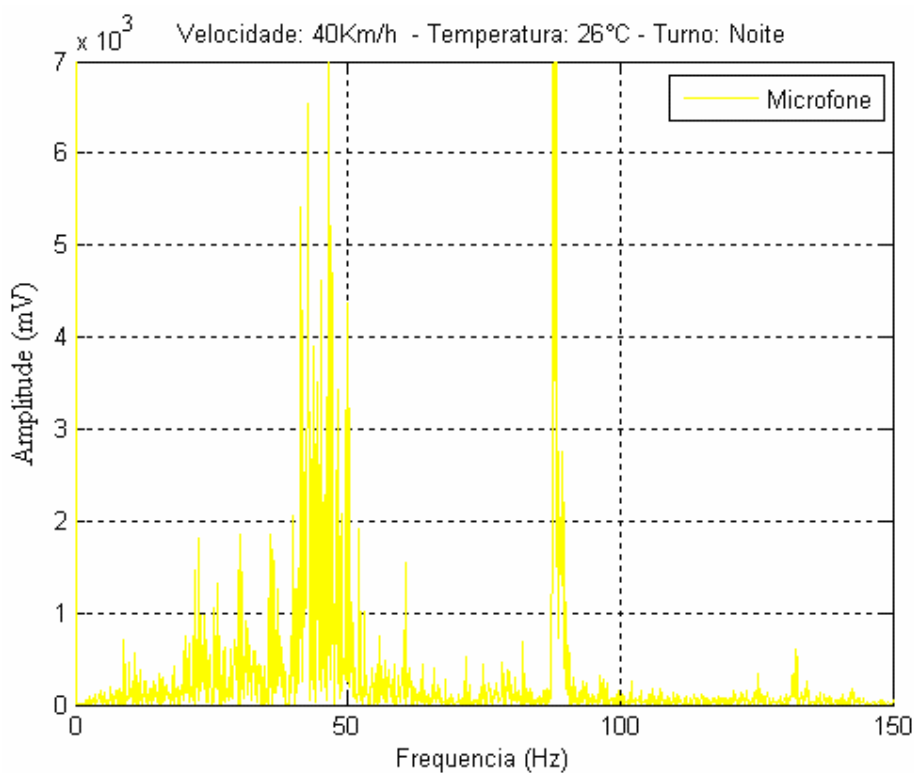


Figura 4.61 – FFT da amostra do sinal do microfone para velocidade de 40Km/h no asfalto no turno da noite.

Fonte: Próprio trabalho.

Nos gráficos das Figs. 4.59 a 4.61 constatou-se que ao trafegar pela pista de asfalto o veículo esteve sujeito a ruídos de até 140Hz.

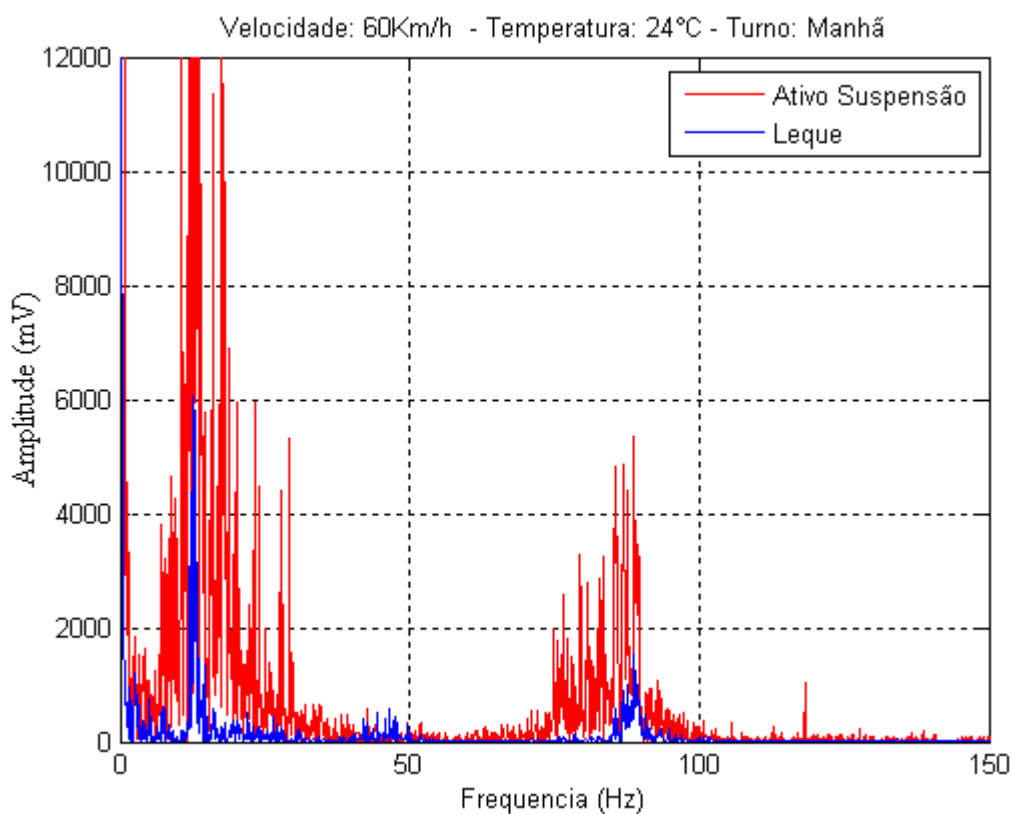


Figura 4.62 – FFT da amostra para velocidade de 60Km/h no asfalto no turno da manhã, entre ativo da suspensão e leque.
Fonte: Próprio trabalho.

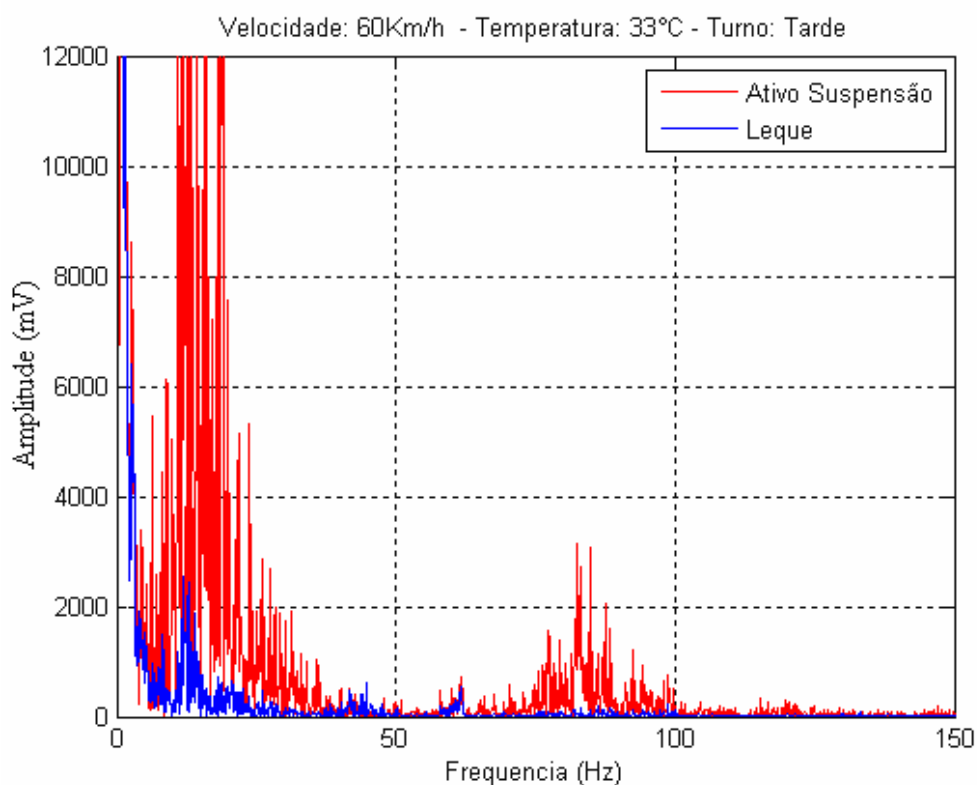


Figura 4.63 – FFT da amostra para velocidade de 60Km/h no asfalto no turno da tarde, entre ativo da suspensão e leque.

Fonte: Próprio trabalho.

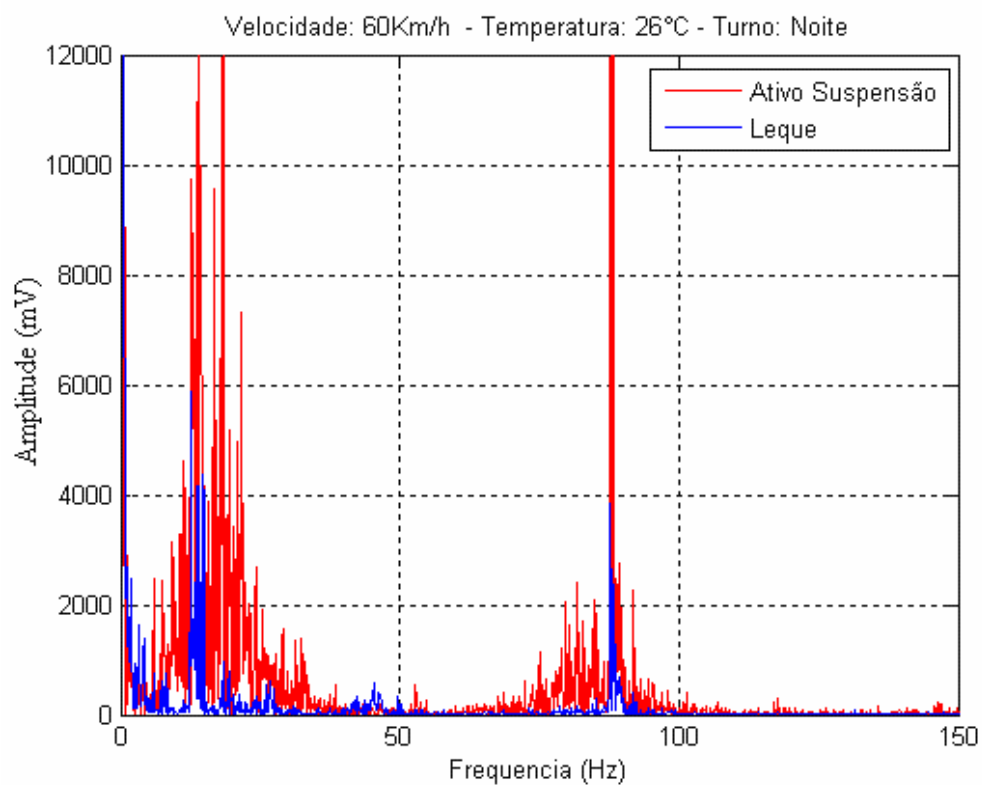


Figura 4.64 – FFT da amostra para velocidade de 60Km/h no asfalto no turno da noite, entre ativo da suspensão e leque.

Fonte: Próprio trabalho.

A diminuição da amplitude das vibrações do leque, mais uma vez, assim como para as velocidades de 20Km/h e 40Km/h, reduziram sua amplitude com o aumento da temperatura para a velocidade de 60Km/h.

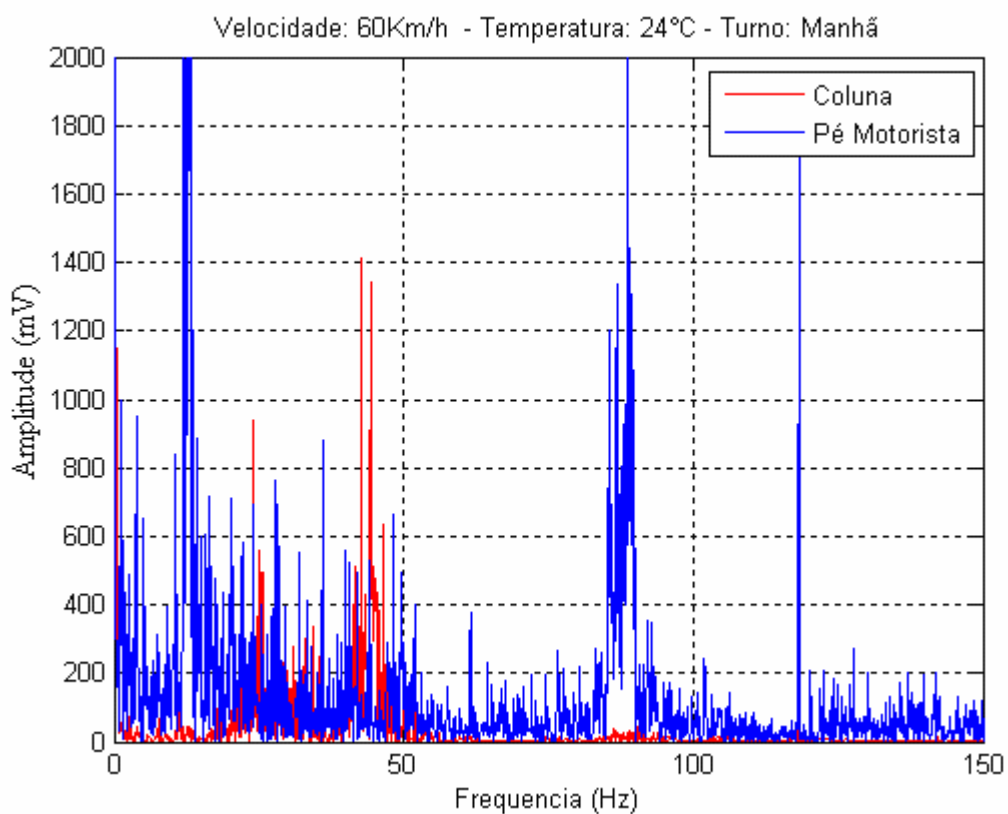


Figura 4.65 – FFT da amostra para velocidade de 60Km/h no asfalto no turno da manhã, entre coluna e pé do motorista.

Fonte: Próprio trabalho.

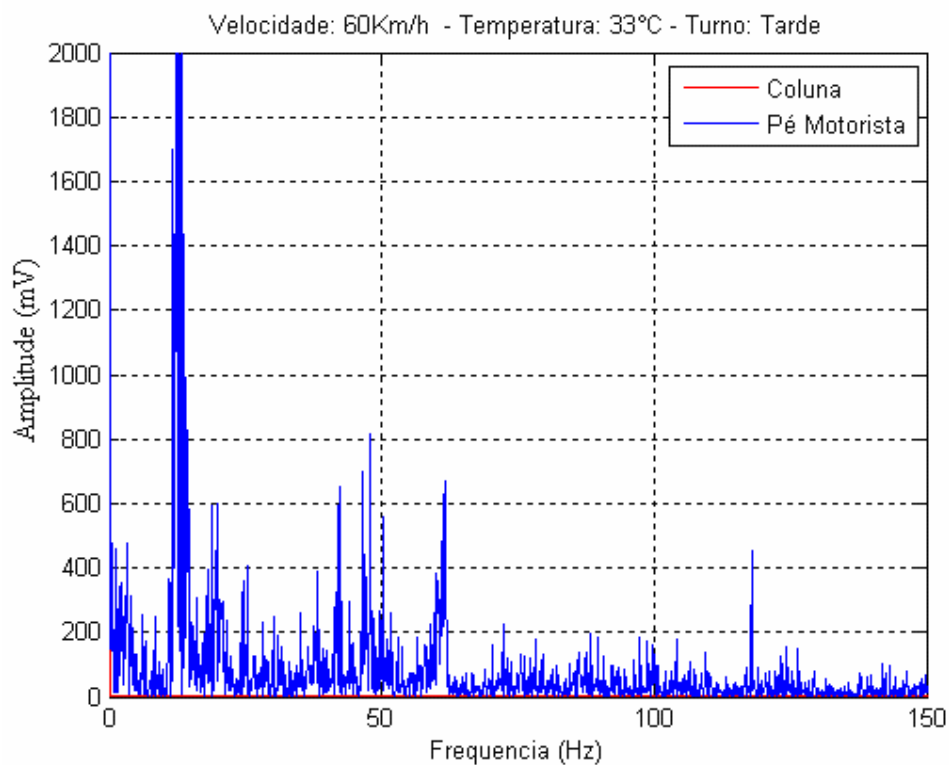


Figura 4.66 – FFT da amostra para velocidade de 60Km/h no asfalto no turno da tarde, entre coluna e pé do motorista.

Fonte: Próprio trabalho.

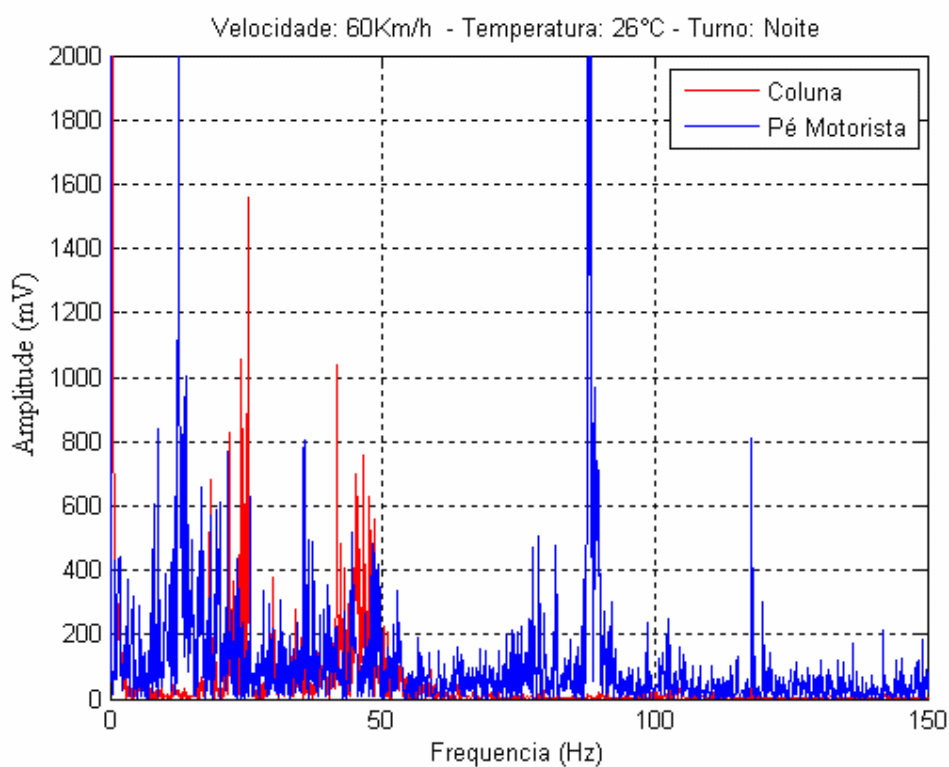


Figura 4.67 – FFT da amostra para velocidade de 60Km/h no asfalto no turno da noite, entre coluna e pé do motorista.

Fonte: Próprio trabalho.

Os mesmo resultados observados para as velocidades de 20Km/h e 40Km/h se pronunciaram nos testes a 60Km/h, ou seja, houve redução da vibração junto ao pé do motorista próximo a frequência de 75Hz e além disso na coleta dos dados para a temperatura de 33°C, as vibrações da coluna praticamente desaparecem.

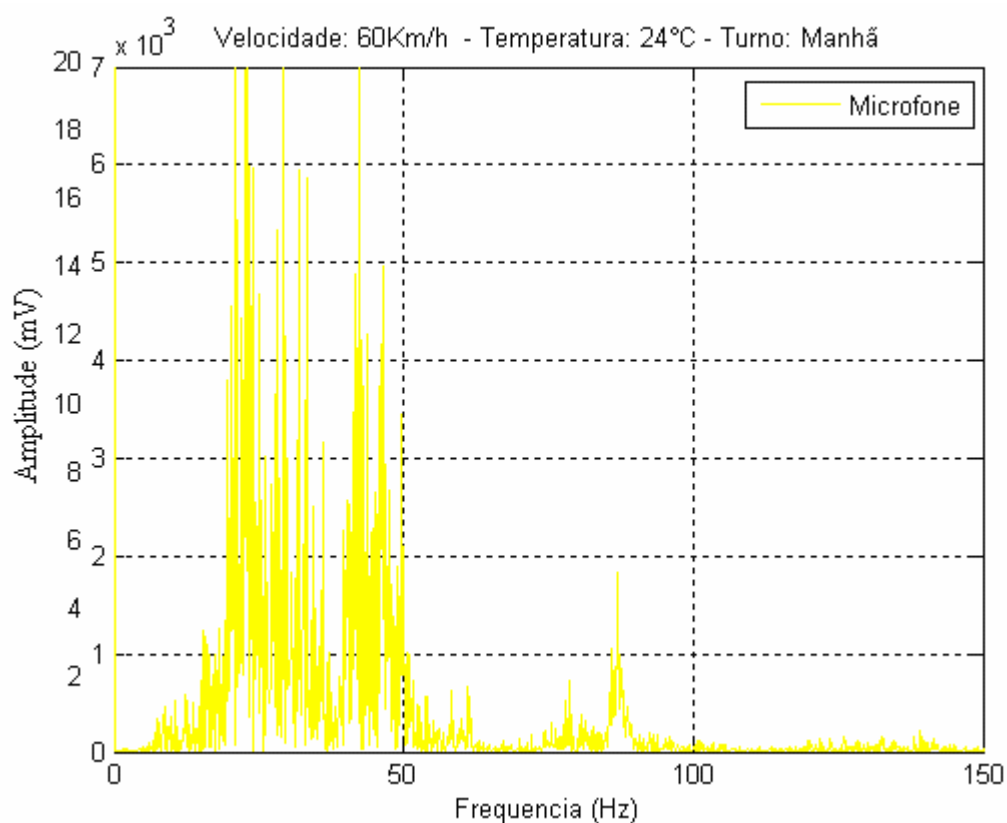


Figura 4.68 – FFT da amostra do sinal do microfone para velocidade de 60Km/h no asfalto no turno da manhã.

Fonte: Próprio trabalho.

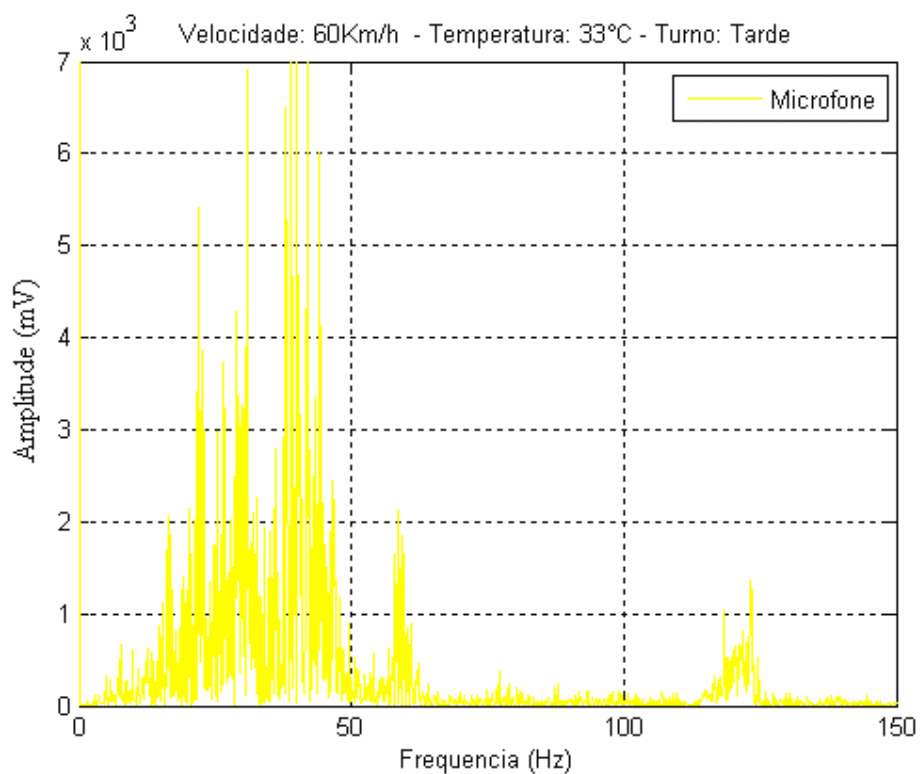


Figura 4.69 – FFT da amostra do sinal do microfone para velocidade de 60Km/h no asfalto no turno da tarde.

Fonte: Próprio trabalho.

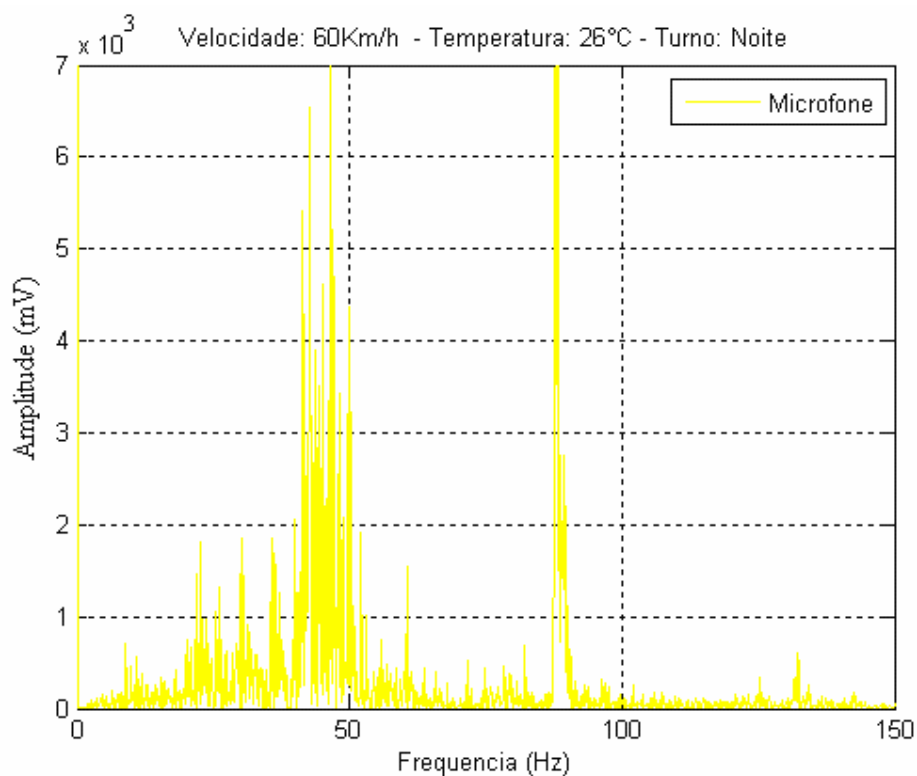


Figura 4.70 – FFT da amostra do sinal do microfone para velocidade de 60Km/h no asfalto no turno da noite.

Fonte: Próprio trabalho.

Nos gráficos das Figs. 4.68 a 4.70 constatou-se que ao trafegar pela pista de asfalto o veículo esteve sujeito a ruídos de até 140Hz.

4.4.2 Pista irregular (Terra)

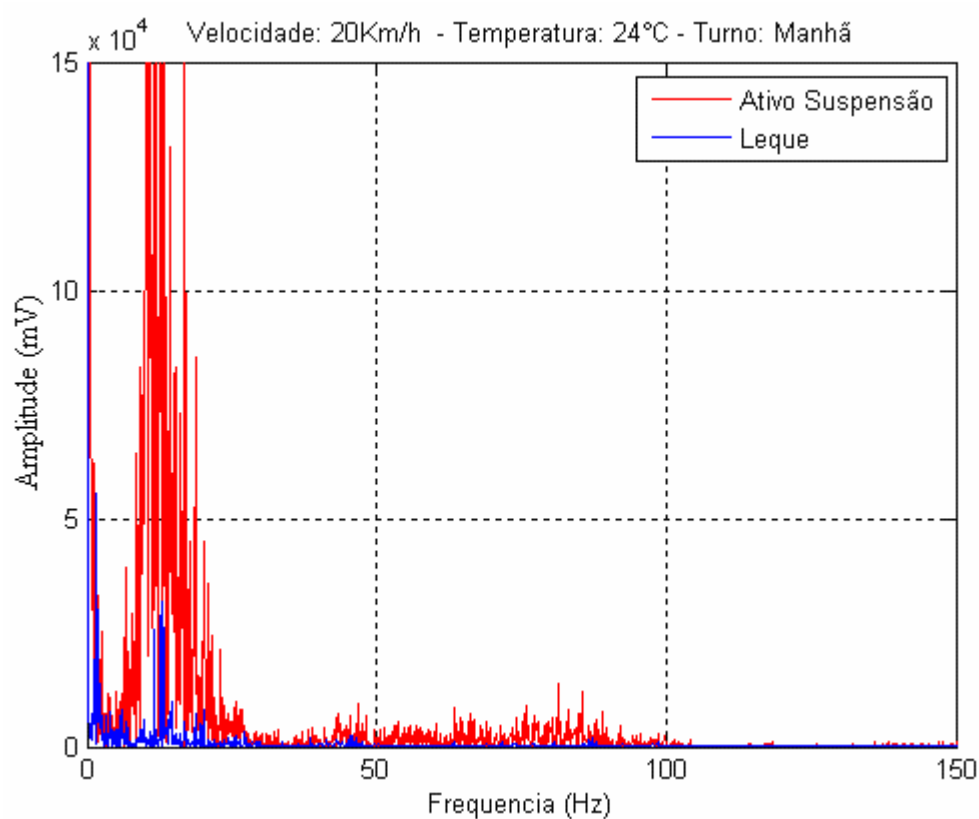


Figura 4.71 – FFT da amostra para velocidade de 20Km/h na terra no turno da manhã, entre ativo da suspensão e leque.

Fonte: Próprio trabalho.

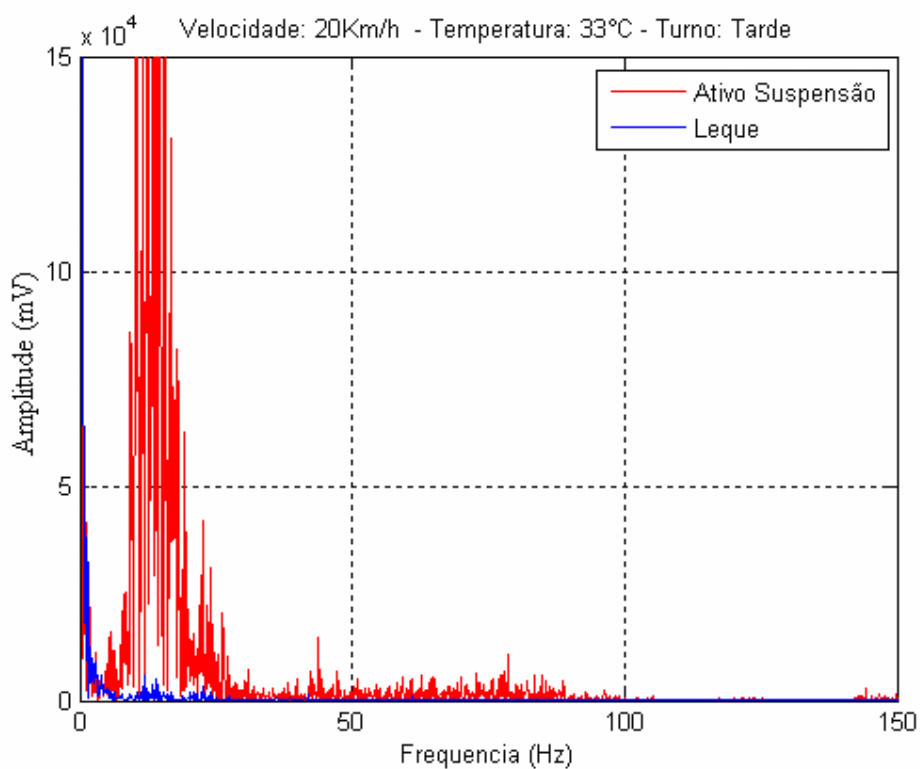


Figura 4.72 – FFT da amostra para velocidade de 20Km/h na terra no turno da tarde, entre ativo da suspensão e leque.

Fonte: Próprio trabalho.

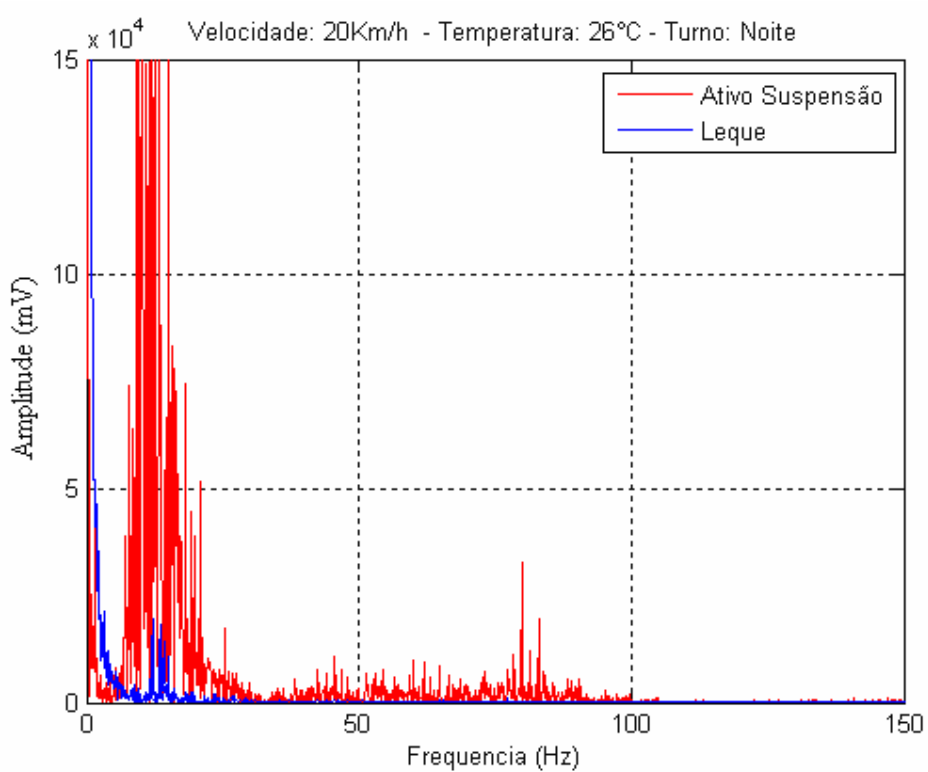


Figura 4.73 – FFT da amostra para velocidade de 20Km/h na terra no turno da noite, entre ativo da suspensão e leque.

Fonte: Próprio trabalho.

Foi constatado na pista irregular (terra) que o aumento da temperatura, diminui a amplitude das oscilações do leque. Isto pode ser visto nas Figs. 4.71 a 4.73

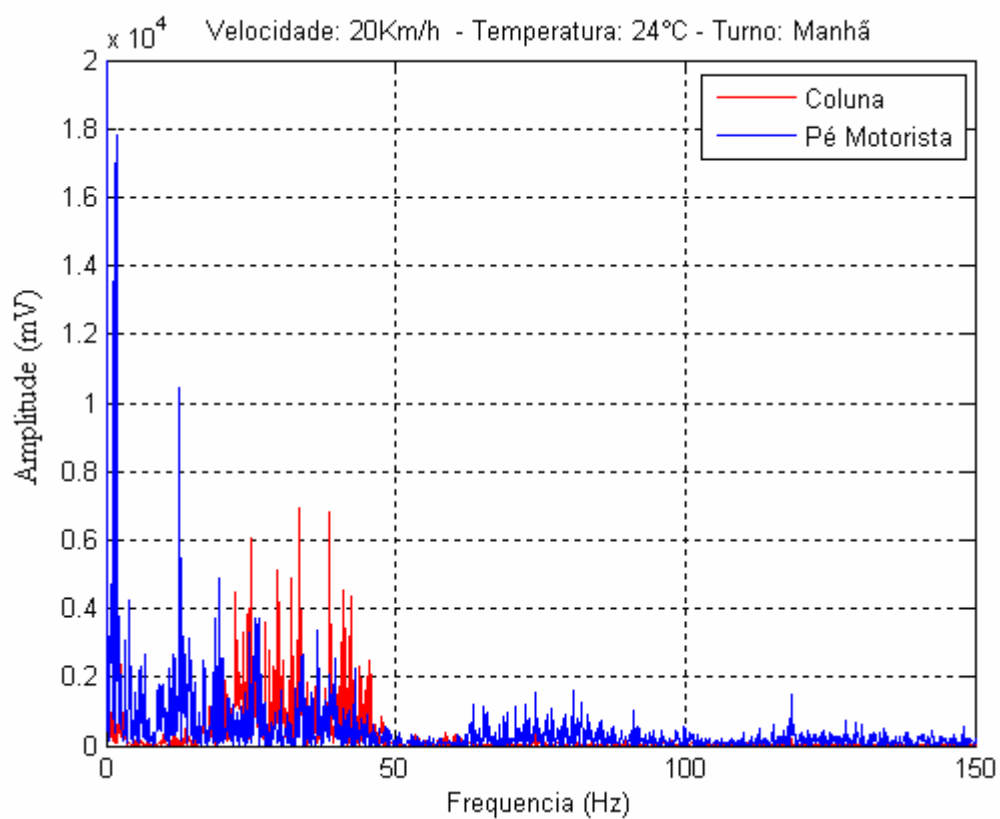


Figura 4.74 – FFT da amostra para velocidade de 20Km/h no terra no turno da manhã, entre coluna e pé do motorista.

Fonte: Próprio trabalho.

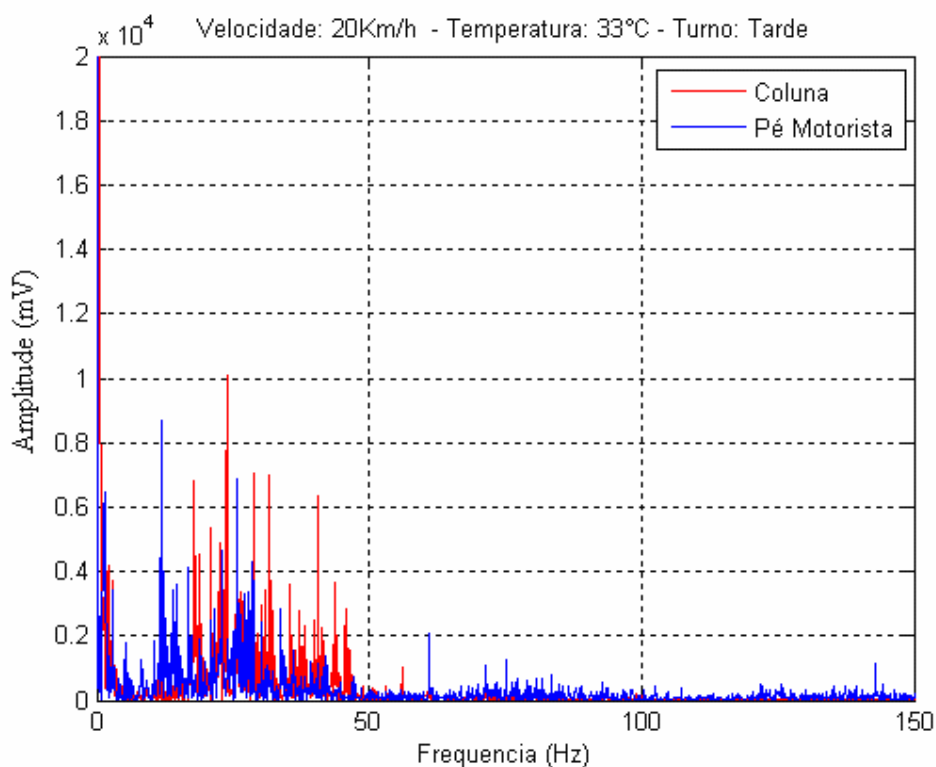


Figura 4.75 – FFT da amostra para velocidade de 20Km/h no terra no turno da tarde, entre coluna e pé do motorista.

Fonte: Próprio trabalho.

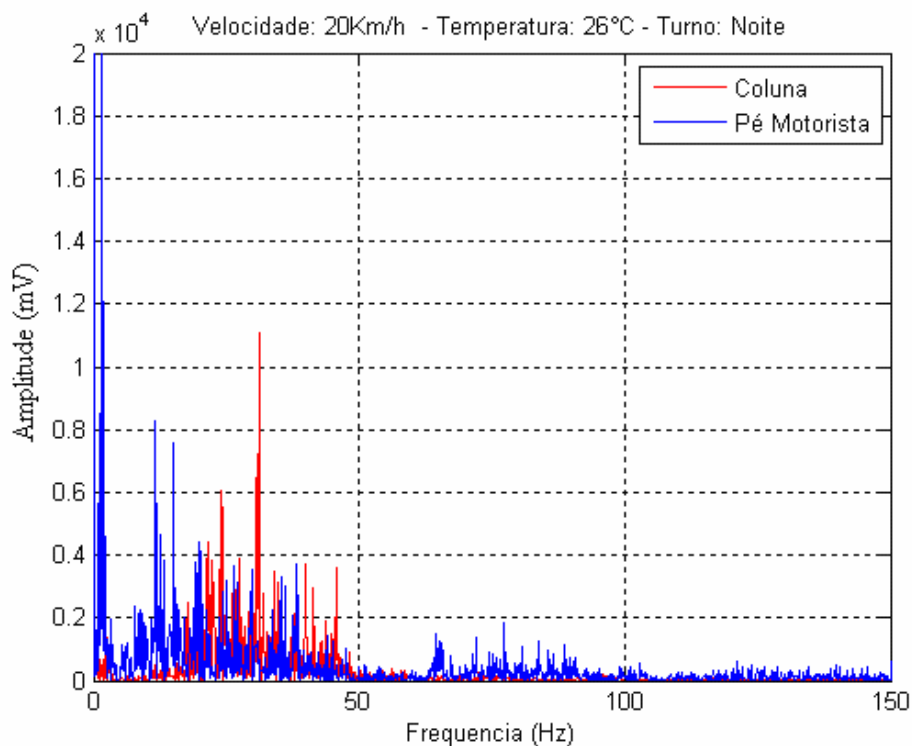


Figura 4.76 – FFT da amostra para velocidade de 20Km/h no terra no turno da noite, entre coluna e pé do motorista.

Fonte: Próprio trabalho.

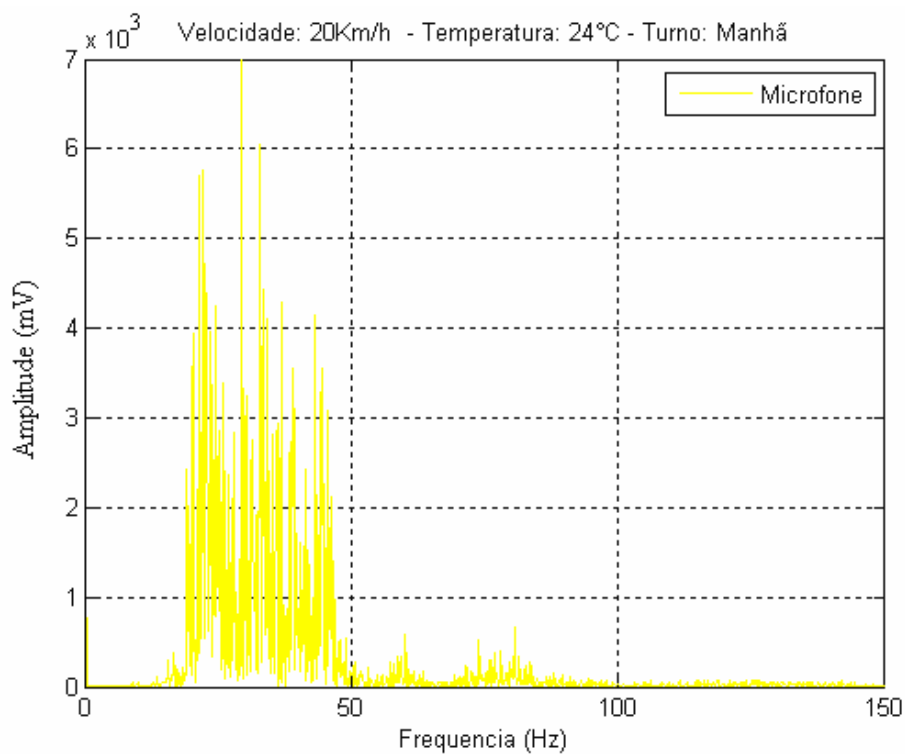


Figura 4.77 – FFT da amostra do sinal do microfone para velocidade de 20Km/h na pista irregular no turno da manhã.

Fonte: Próprio trabalho.

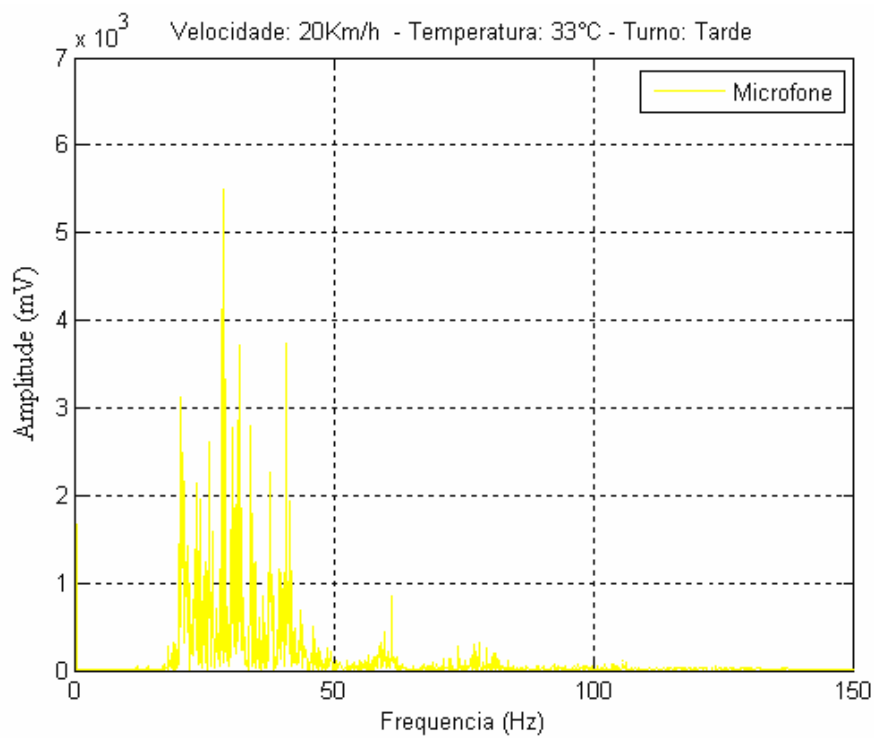


Figura 4.78 – FFT da amostra do sinal do microfone para velocidade de 20Km/h na pista irregular no turno da tarde.

Fonte: Próprio trabalho.

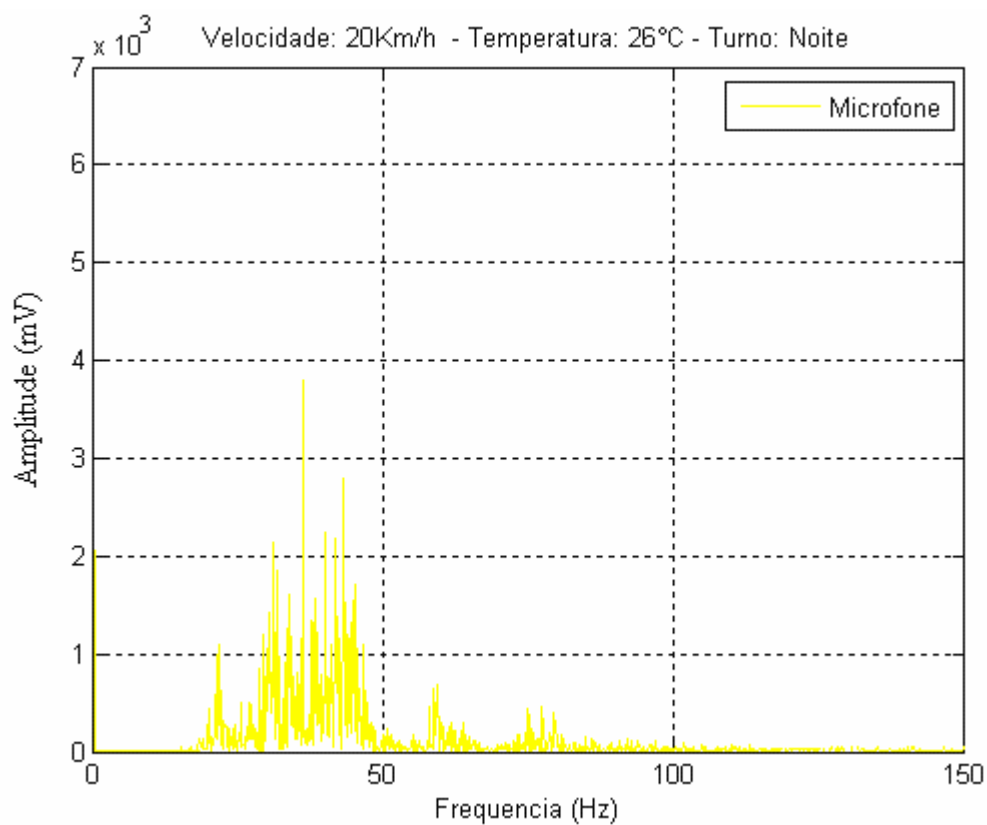


Figura 4.79 – FFT da amostra do sinal do microfone para velocidade de 20Km/h na pista irregular no turno da noite.

Fonte: Próprio trabalho.

Nos gráficos das Figs. 4.77 a 4.79 constatou-se que ao trafegar pela pista irregular o veículo esteve sujeito a ruídos de até 70Hz.

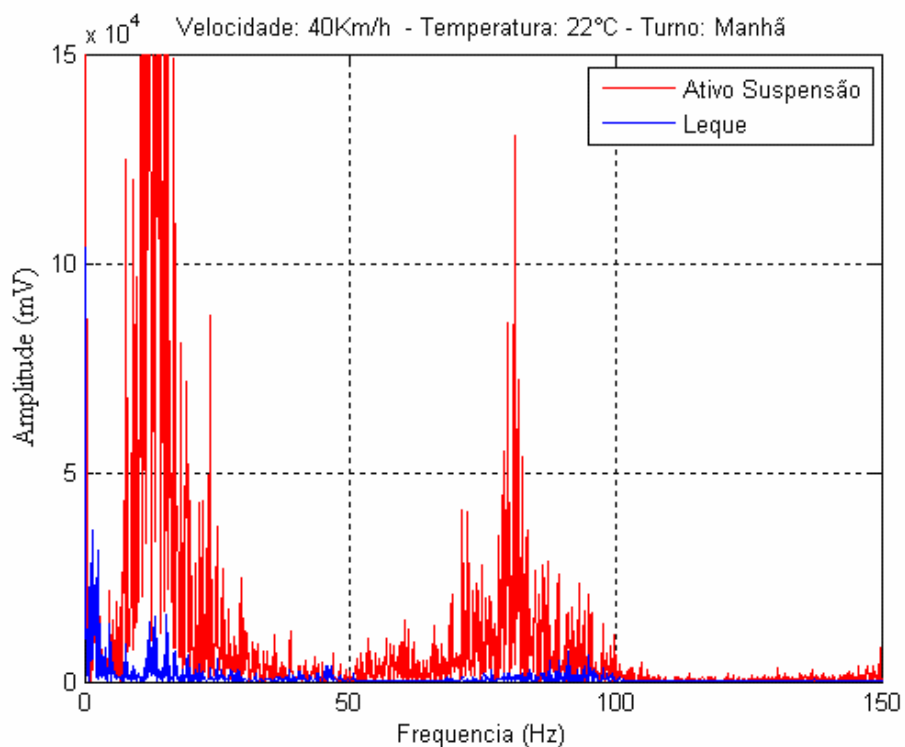


Figura 4.80 – FFT da amostra para velocidade de 40Km/h na terra no turno da manhã, entre ativo da suspensão e leque.

Fonte: Próprio trabalho.

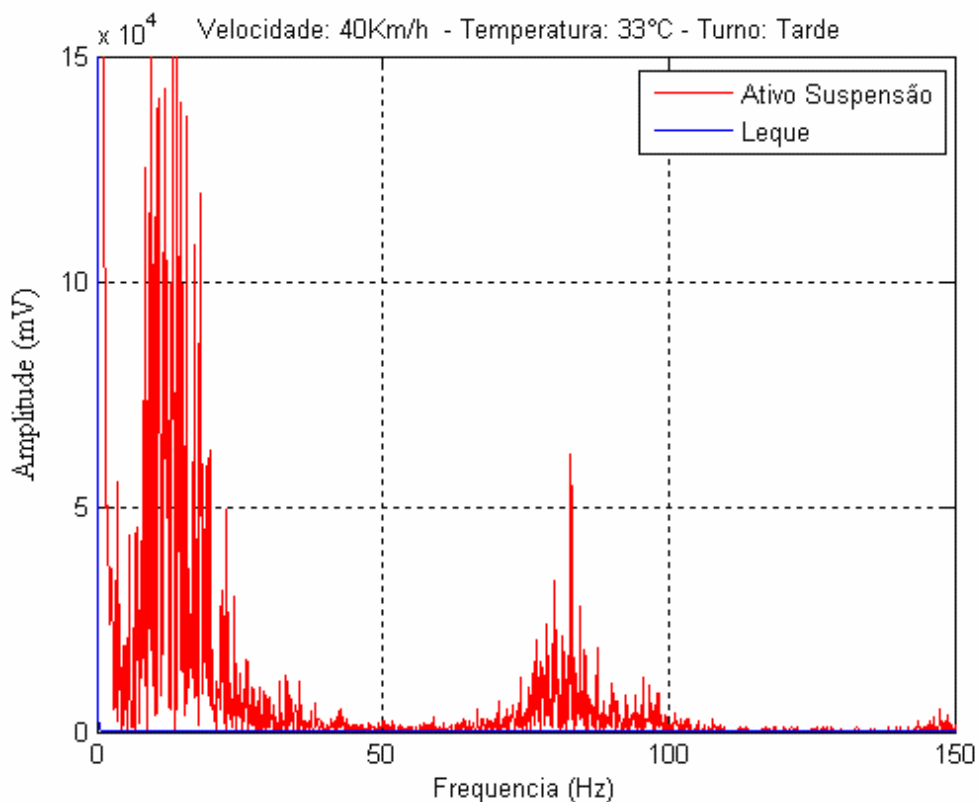


Figura 4.81 – FFT da amostra para velocidade de 40Km/h na terra no turno da tarde, entre ativo da suspensão e leque.

Fonte: Próprio trabalho.

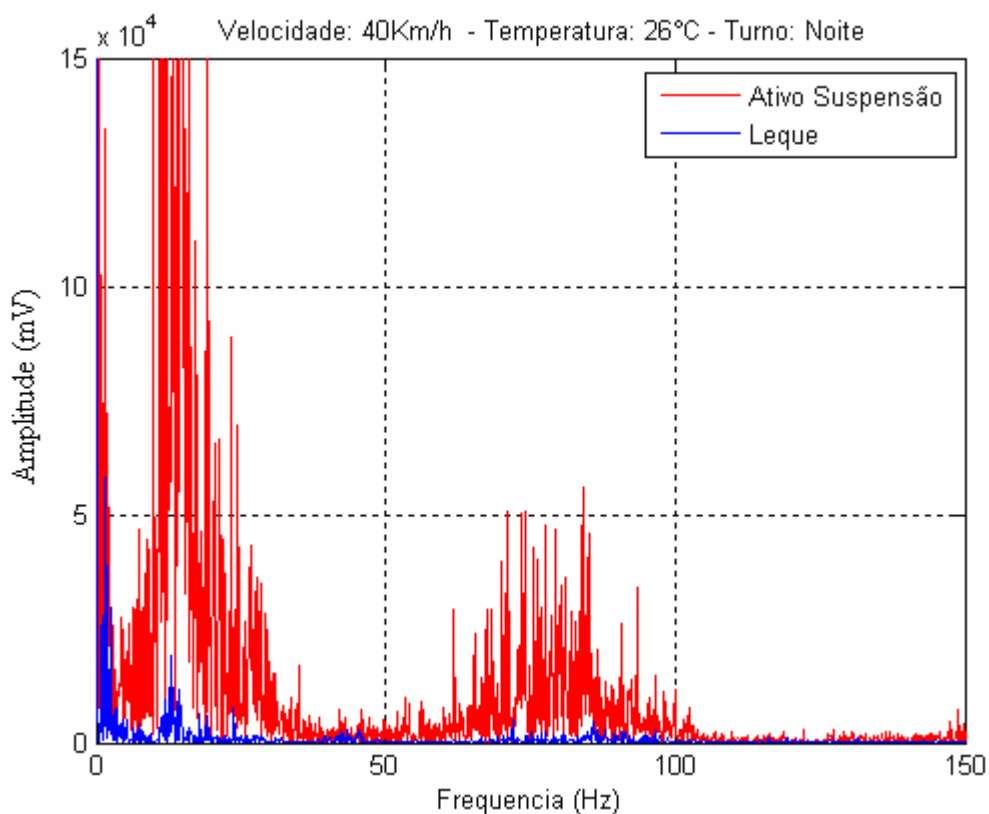


Figura 4.82 – FFT da amostra para velocidade de 40Km/h na terra no turno da noite, entre ativo da suspensão e leque.

Fonte: Próprio trabalho.

O leque teve sua vibração alterada com o aumento da temperatura na velocidade de 40Km/h. Nota-se ainda que para a temperatura de 22°C da coleta realizada na parte da manhã a vibração é maior que a coleta realizada no turno da noite com temperatura de 26°C, que por sua vez é maior que a vibração realizada na parte da tarde.

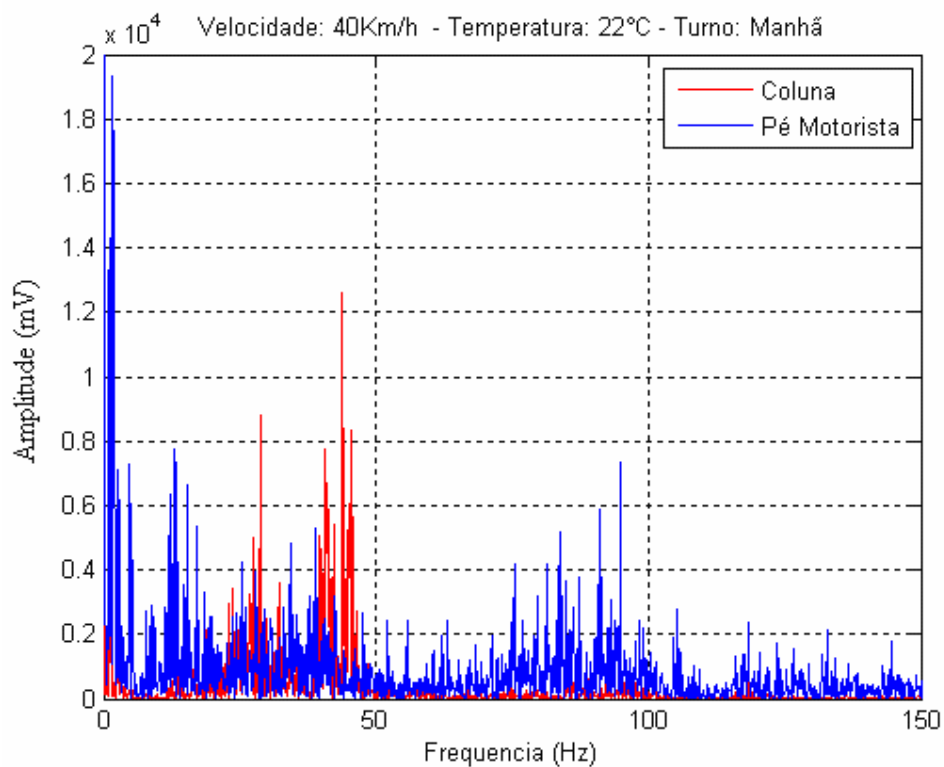


Figura 4.83 – FFT da amostra para velocidade de 40Km/h na terra no turno da manhã, entre coluna e pé do motorista.

Fonte: Próprio trabalho.

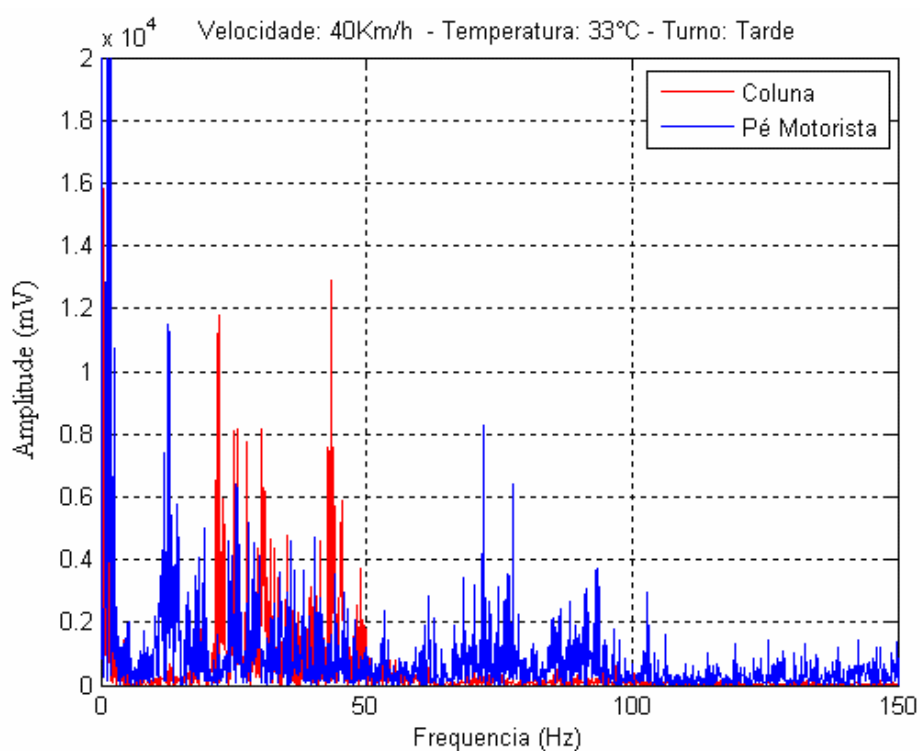


Figura 4.84 – FFT da amostra para velocidade de 40Km/h na terra no turno da tarde, entre coluna e pé do motorista.

Fonte: Próprio trabalho.

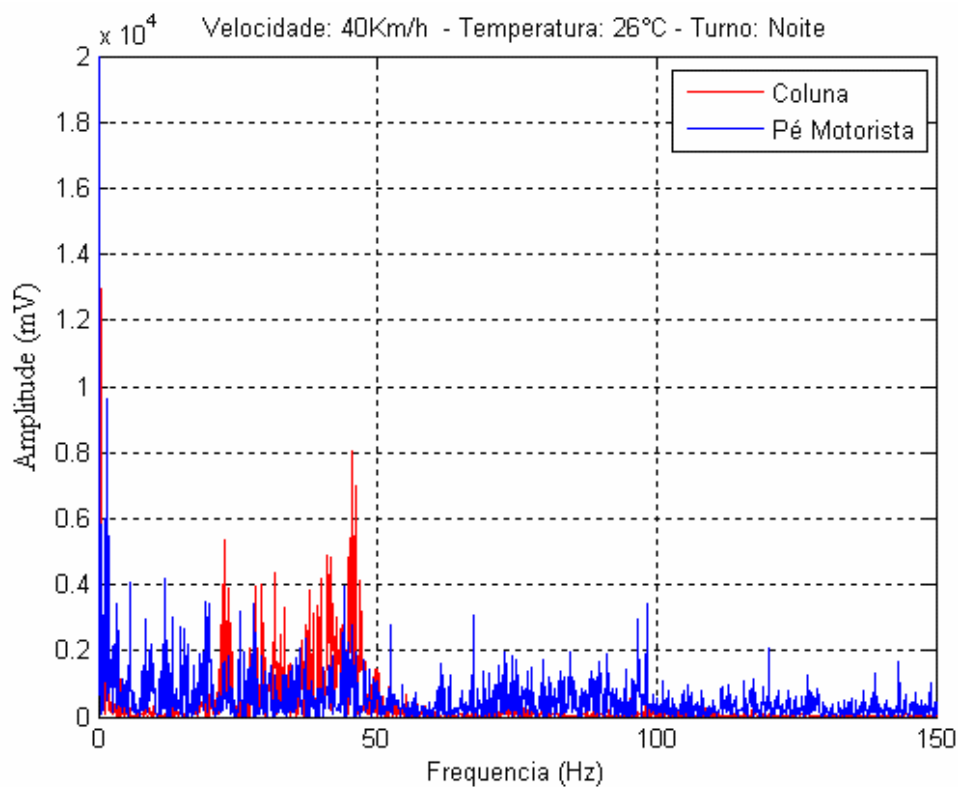


Figura 4.85 – FFT da amostra para velocidade de 40Km/h na terra no turno da noite, entre coluna e pé do motorista.

Fonte: Próprio trabalho.

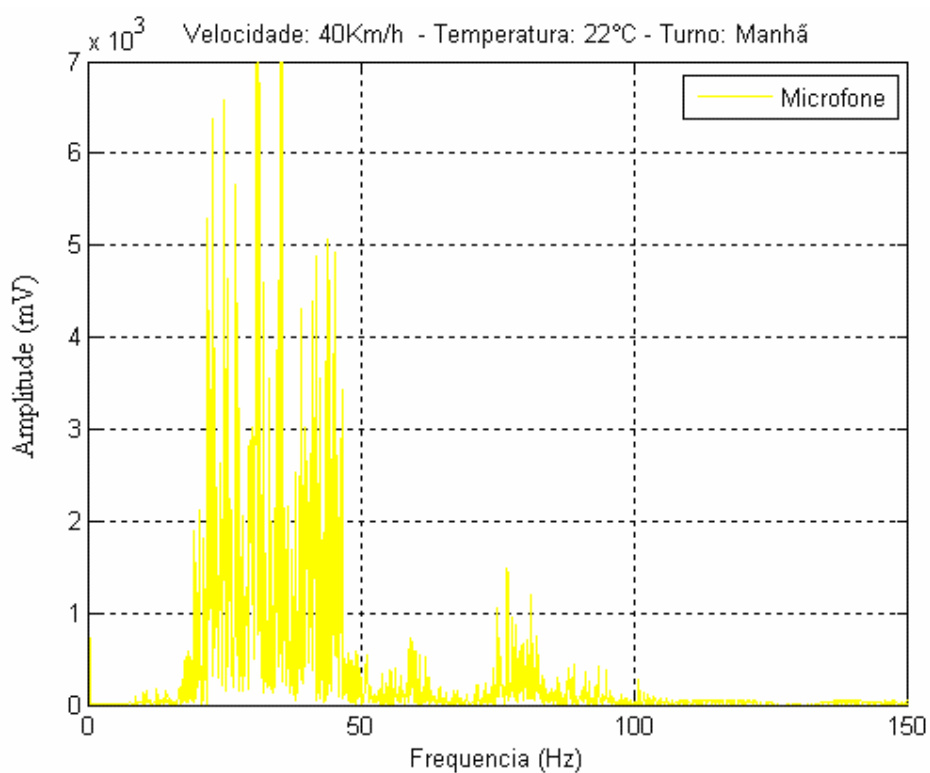


Figura 4.86 – FFT da amostra do sinal do microfone para velocidade de 40Km/h na pista irregular no turno da manhã.

Fonte: Próprio trabalho.

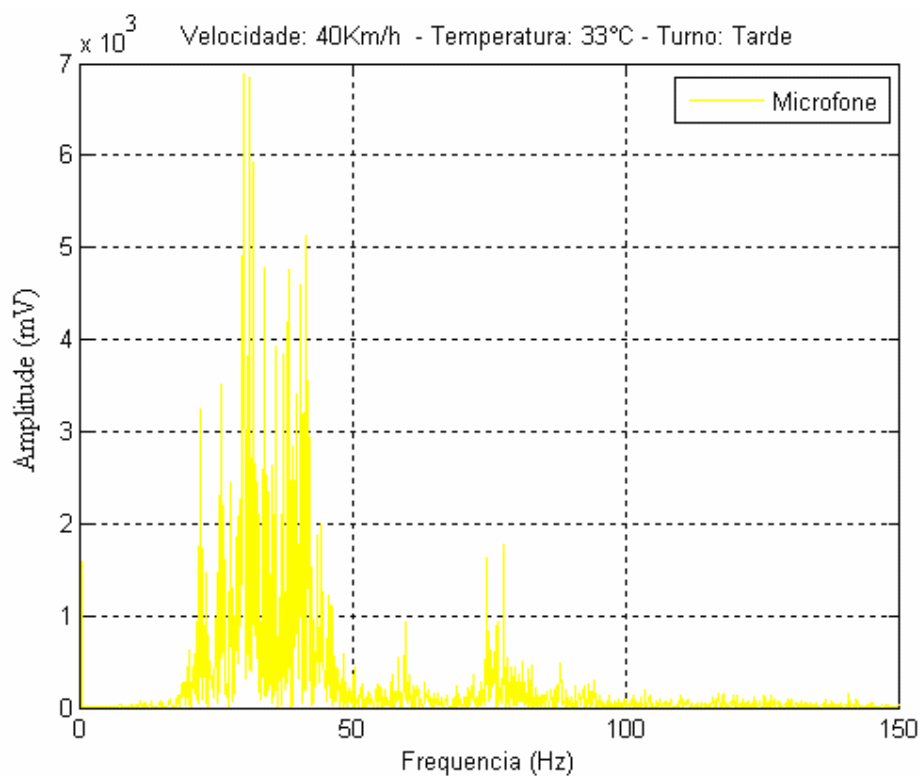


Figura 4.87 – FFT da amostra do sinal do microfone para velocidade de 40Km/h na pista irregular no turno da tarde.

Fonte: Próprio trabalho.

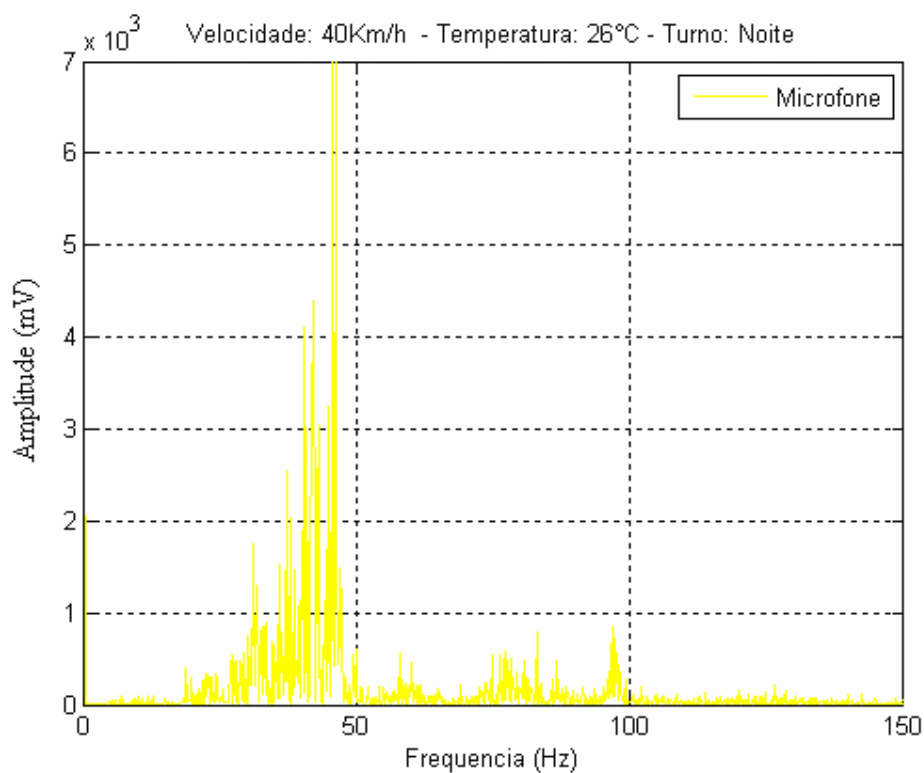


Figura 4.88 – FFT da amostra do sinal do microfone para velocidade de 40Km/h na pista irregular no turno da noite.

Fonte: Próprio trabalho.

As Figs 4.86 a 4.88 para o microfone na pista irregular com velocidade de 40Km/h atingiram ruídos de até 95Hz.

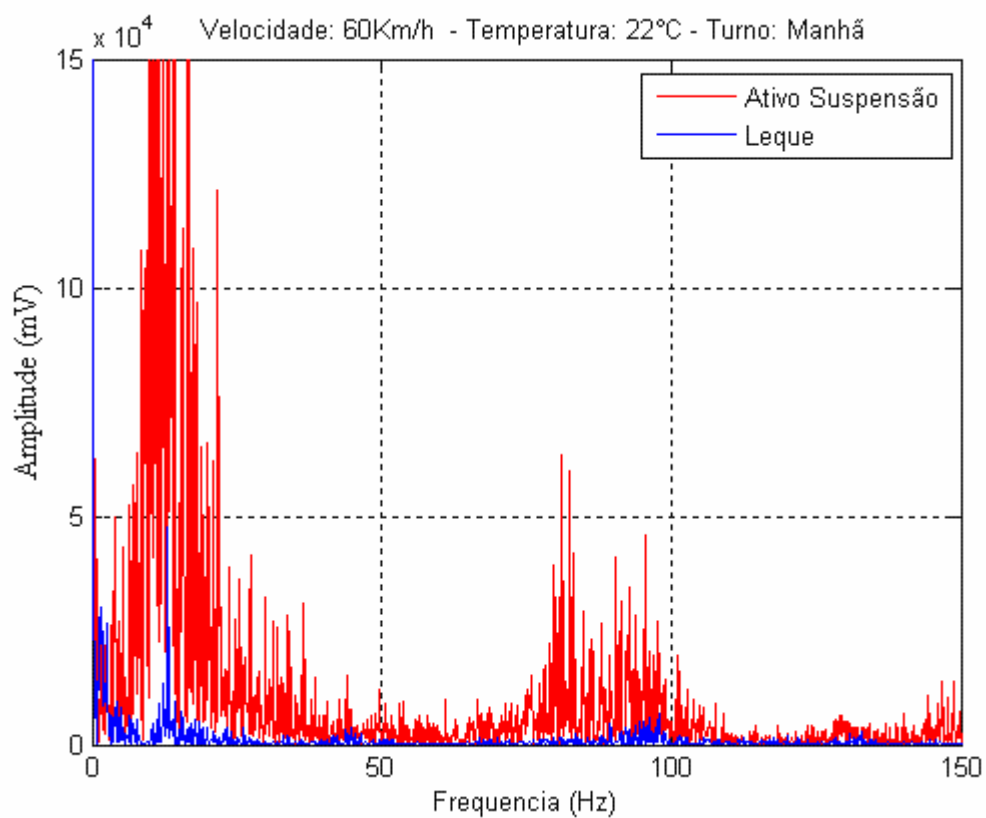


Figura 4.89 – FFT da amostra para velocidade de 60Km/h na terra no turno da manhã, entre ativo da suspensão e leque.

Fonte: Próprio trabalho.

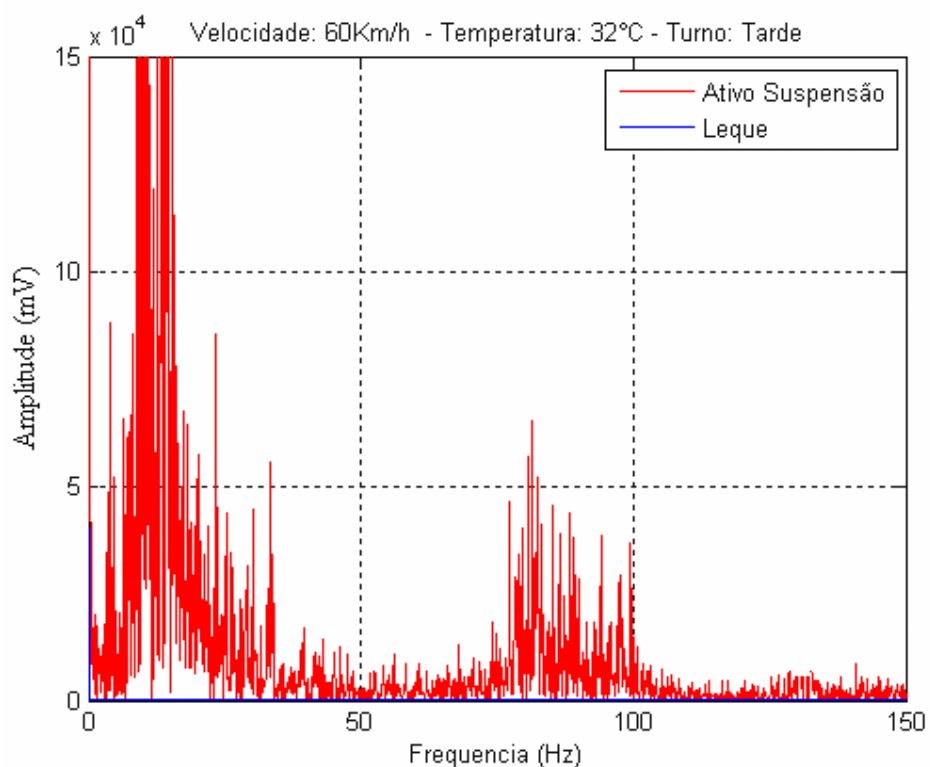


Figura 4.90 – FFT da amostra para velocidade de 60Km/h na terra no turno da tarde, entre ativo da suspensão e leque.

Fonte: Próprio trabalho.

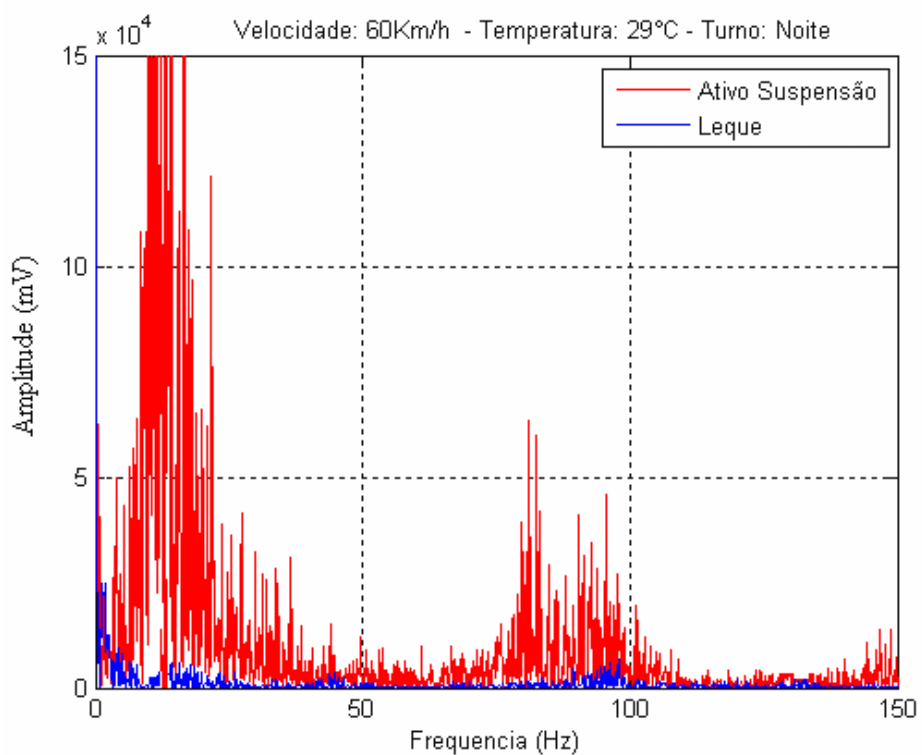


Figura 4.91 – FFT da amostra para velocidade de 60Km/h na terra no turno da noite, entre ativo da suspensão e leque.

Fonte: Próprio trabalho.

O leque teve sua vibração alterada com o aumento da temperatura na velocidade de 60Km/h. Nota-se ainda que para a temperatura de 22°C da coleta realizada na parte da manhã a vibração é maior que a coleta realizada no turno da noite com temperatura de 29°C, que por sua vez é maior que a vibração realizada na parte da tarde.

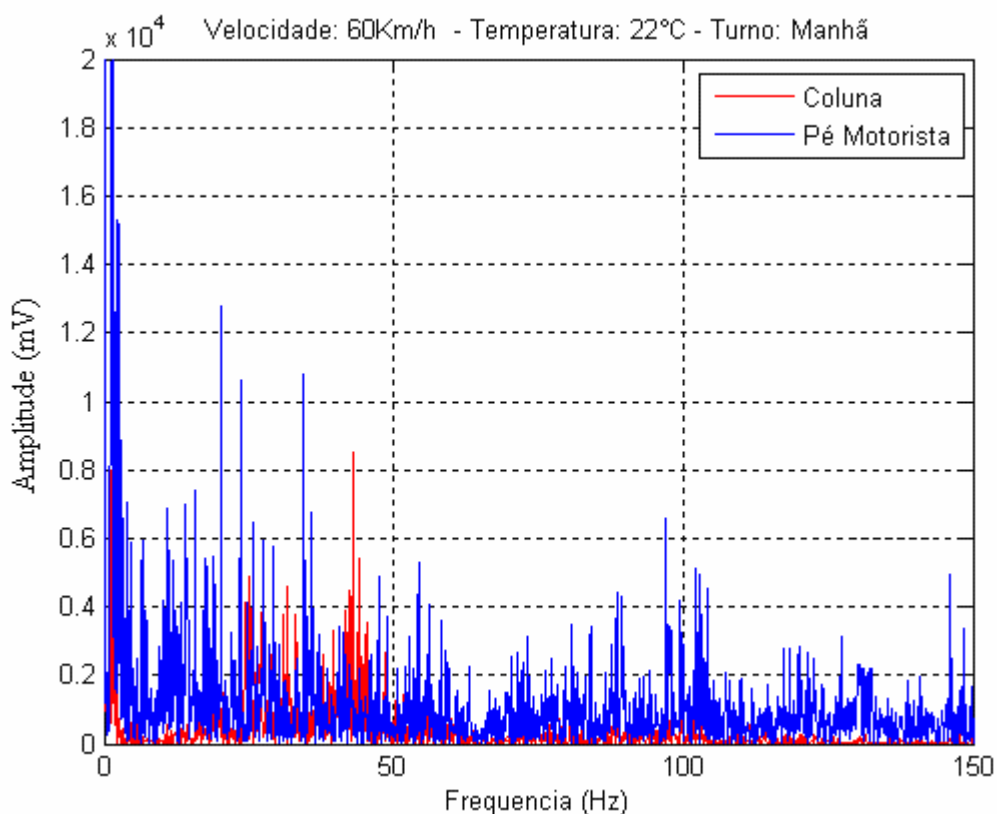


Figura 4.92 – FFT da amostra para velocidade de 60Km/h na terra no turno da manhã, entre coluna e pé do motorista.

Fonte: Próprio trabalho.

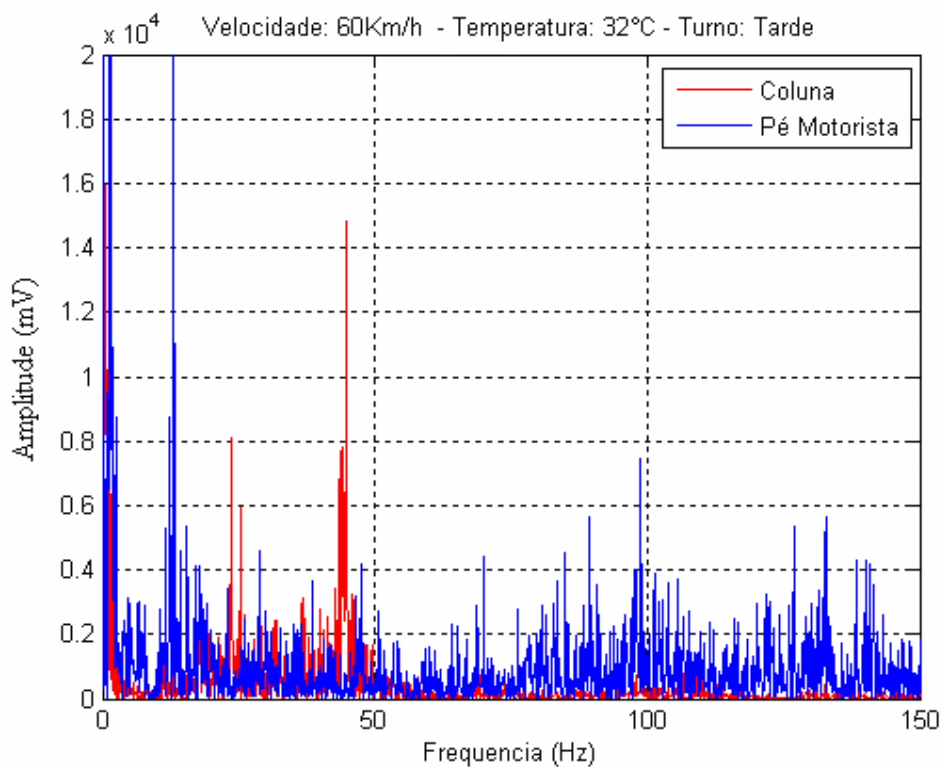


Figura 4.93 – FFT da amostra para velocidade de 60Km/h na terra no turno da tarde, entre coluna e pé do motorista.

Fonte: Próprio trabalho.

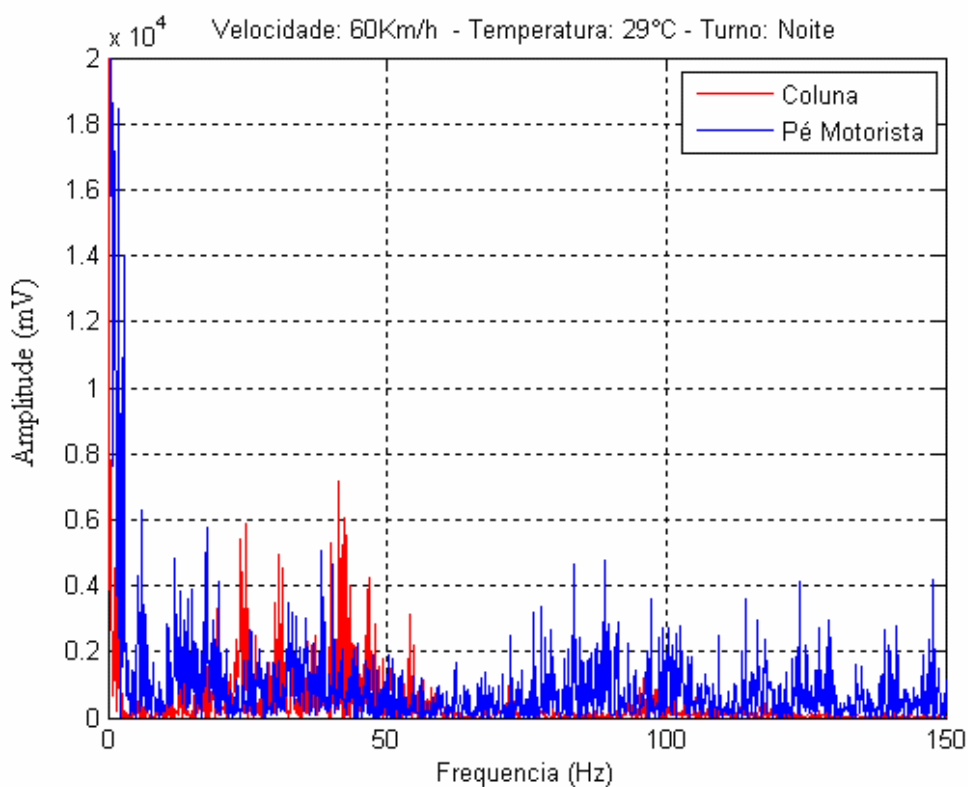


Figura 4.94 – FFT da amostra para velocidade de 60Km/h na terra no turno da noite, entre coluna e pé do motorista.

Fonte: Próprio trabalho.

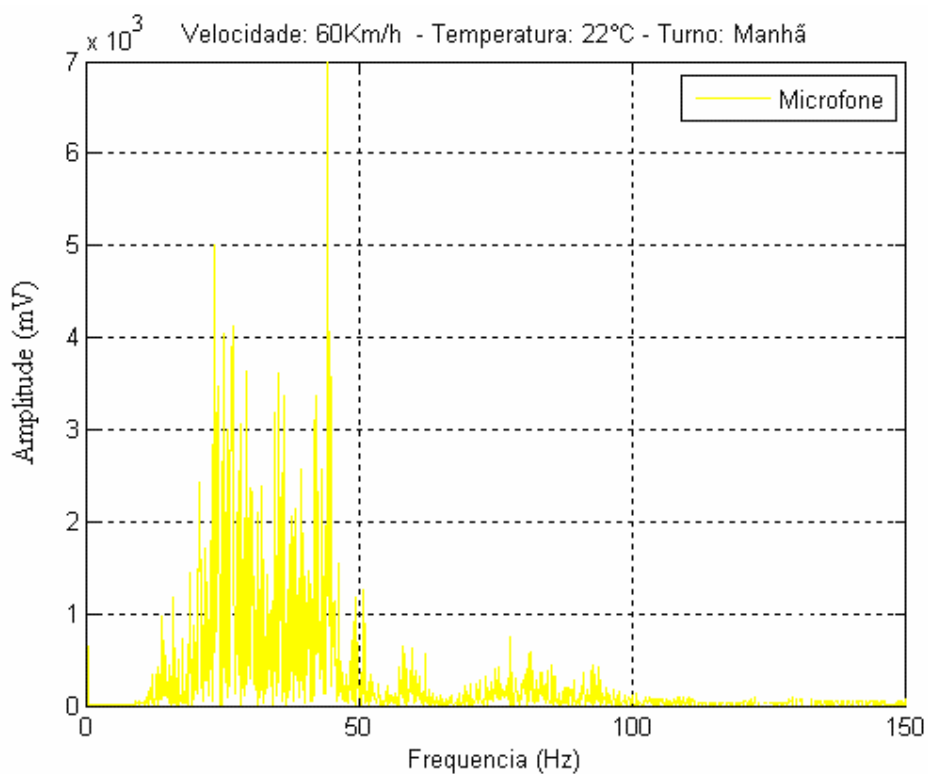


Figura 4.95 – FFT da amostra do sinal do microfone para velocidade de 60Km/h na pista irregular no turno da manhã.

Fonte: Próprio trabalho.

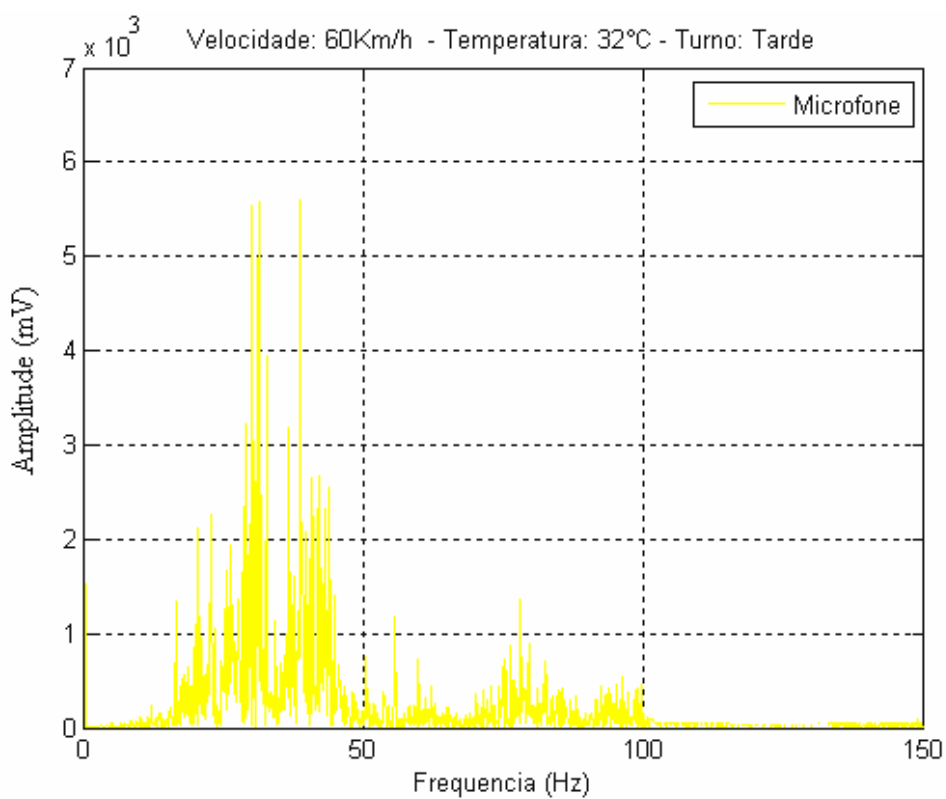


Figura 4.96 – FFT da amostra do sinal do microfone para velocidade de 60Km/h na pista irregular no turno da tarde.

Fonte: Próprio trabalho.

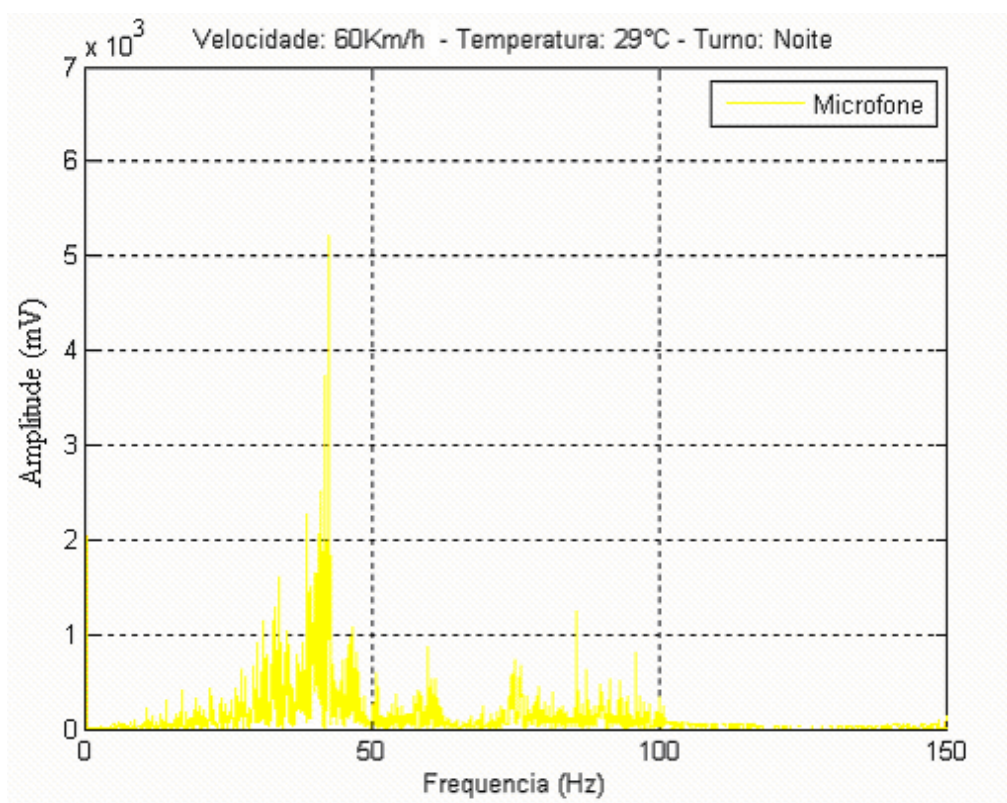


Figura 4.97 – FFT da amostra do sinal do microfone para velocidade de 60Km/h na pista irregular no turno da noite.

Fonte: Próprio trabalho.

Frequências de até 100Hz são observadas para a velocidade de 60Km/h conforme os gráficos das Figs. 4.95 a 4.97.

5 CONCLUSÕES

- Pela observação dos dados capturados pelo sistema de aquisição através de acelerômetros, microfone e PT-100, pode-se afirmar que a metodologia e o sistema de aquisição desenvolvido (hardware e software) trarão como benefício uma análise confiável da confortabilidade, bem como propiciarão a elaboração de padrões para manutenção dos veículos automotores;
- os testes de aferição e calibração realizados no sistema de aquisição provaram que este sistema propiciou medidas simultâneas de todos os canais analisados com a precisão dos dados dentro do esperado diante da resolução de 12bits de seus conversores A/D;
- o sistema de aquisição teve um comportamento robusto nos ensaios de campo, não apresentou falhas de hardware e software em função de irregularidades da pista e temperaturas elevadas;
- A avaliação dos gráficos que confrontam o leque com o ativo da suspensão, em todos os casos, tanto para pista irregular quanto para pista lisa, o aumento da temperatura ambiente provocou uma diminuição das vibrações no leque. Isto pode ser explicado pelo fato de os elementos flexíveis da suspensão (borrachas do leque e amortecedor), terem sua elasticidade aumentada com a elevação da temperatura e com isso tendem a absorver as vibrações de maneira mais eficiente;
- de acordo com os gráficos do ruído ambiente captados pelo microfone, nota-se que para a pista lisa, houve o surgimento de ruídos de frequências mais altas que as observadas na pista irregular, isto se deve ao fato de que as ondulações da pista lisa são de menor comprimento.

5.1 TRABALHOS FUTUROS

- Instalação de novos sensores na carroceria do veículo para verificação de outros pontos de vibração e temperatura;
- registro da velocidade do veículo pelo sistema de aquisição para analisar sua efetiva influência sobre os demais parâmetros;
- desenvolvimento de padrões para análise dos resultados com o objetivo de estabelecer nível de confortabilidade de vários tipos de veículo;
- desenvolvimento de padrões para possibilitar a manutenção preventiva de veículos;
- instalação do sistema de aquisição em outros tipos de meio de transporte.

6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

PÁDUA, Márcio M., “Instrumentação para Experimentação Veicular e Introdução ao Processamento de Sinais”, dez. 2002, Laboratório de Instrumentação e Controle do Cetel.

BIANCOLLI, L., “Tudo (ou quase tudo) sobre microfones”. Nova Eletrônica, São Paulo , n.50 , p.69-76, abr.1981.

JÚNIOR, Antonio P., Amplificadores operacionais e filtros ativos: teoria, projetos, aplicações e laboratório.5ªEdição. Makron Books do Brasil. São Paulo:McGraw-Hill. 1988. pág 189 – 242

SHANNON, Claude E., *Communication in the Presence of Noise*, Proceedings of the IEEE, Vol 86, NO. 2, February 1998.

Atsumi, B., Tokunaga, H., Kanamori, H., Sugawara, T., Yasuda, E., Inagaki, H., 2002, “Evaluation of vehicle motion sickness due to vehicle vibration”, JSAE Review, n.23, pág 341-346.

Attia, H. A., 2002, “Dynamic modelling of the double wishbone motor-vehicle suspension system”, European Journal of Mechanics A/Solids, n.21, pág 167-174.

Bae, D. S., Lee, J. K., Cho, H. J., Yae, H., 2000, "An explicit integration method for realtime simulation of multibody vehicle models", *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, n.187, pág 337-350.

Ewins, D. J., 1984, *Modal Testing: Theory and Practice*, Imperial College of Science, Technology & Medicine, London, England, Research Studies Press.

Gillespie, T. D., 1992, *Fundamentals of Vehicle Dynamics*, 6th printing, USA, Society of Automotive Engineers.

Gobbi, M., Mastinu, G., 2001, "Analytical description and optimization of the dynamic behaviour of passively suspended road vehicles", *Journal of Sound and Vibration*, n.245(3), pág 457-481.

Guo, K., Lu, D., Ren, L., 2001, "A unified non-steady non-linear tyre model under complex wheel motion inputs including extreme operating conditions", *JSAE Review*, n.22, pág 395-402.

Han, S., Feeny, B., 2003, "Application of proper orthogonal decomposition to structural vibration analysis", *Mechanical Systems and Signal Processing*, n.17(5), pág 989-1001.

Kageyama, I., Kuwahara, S., 2002, "A study on tire modeling for camber thrust and camber torque", *JSAE Review*, n.23, pág 325-331.

Kim, H., Yang, H. S., Park, Y., 2002, "Improving the vehicle performance with active suspension using road-sensing algorithm", *Computers and Structures*, n.80, pág 1569-1577.

Liu, Y., Zhang, J., 2002, "Nonlinear dynamic responses of twin-tube hydraulic shock absorber", *Mechanical Research Communications*, n.29, pág 359-365.

Margolis, D., Shim, T., 2001, "A bond graph model incorporating sensors, actuators, and vehicle dynamics for developing controllers for vehicle safety", *Journal of the Franklin Institute*, n.338, pág 21-34.

Miyashita, N., Kawazura, T., Kabe, K., 2003, "Analytical model of μ -S curve using generalized skewed-parabola", *JSAE Review*, n.24, pág 87-92.

Naudé, A. F., Snyman, J. A., 2003b, "Optimisation of road vehicle passive suspension systems. Part 2. Qualification and case study", *Applied Mathematical Modelling*, n.27, pág 263-274.

Naudé, A. F., Snyman, J. A., 2003a, "Optimisation of road vehicle passive suspension systems. Part 1. Optimisation algorithm and vehicle model", *Applied Mathematical Modelling*, n.27, pág 249-261.

Pai, P. F., Young, L. G., 2001, "Damage detection of beams using operational deflection shapes", *International Journal of Solids and Structures*, n.38, pág 3161-3192.

Parloo, E., Verboven, P., Guillaume, P., Van Overmeire, M., 2002, "Sensitivity-based operational mode shape normalisation", *Mechanical Systems and Signal Processing*, n.16(5), pág 757-767.

Richardson, M. H., 1997, "Is It a Mode Shape, or an Operating Deflection Shape?", *Sound & Vibration Magazine 30th Anniversary Issue*.

Schiehlen W., Hu, B., 2003, "Spectral simulation and shock absorber identification", *International Journal of Non-Linear Mechanics*, n.38, pág 161-171.

Shiiba, T., Suda, Y., 2002, "Development of driving simulator with full vehicle model of multibody dynamics", *JSAE Review*, n.23, pág 223-230.

Simionescu, P. A., Beale, D., 2002, "Synthesis and Analysis of the five-link rear suspension system used in automobiles", *Mechanical and Machine Theory*, n. 37, pág 815-832.

Spentzas, K., Kanarachos, S. A., 2002, "Design of a non-linear hybrid car suspension system using neural networks", *Mathematics and Computers in Simulation*, n.60, pág. 369-378.

Sun, L., 2002, "Optimum design of road-friendly vehicle suspension systems subjected to rough pavement surfaces", *Applied Mathematical Modelling*, n.26, pág 635-652.

Waldron, K., Ghoshal, A., Schulz, M. J., Sundaresan, M. J., Ferguson, F., Pai, P. F., Chung, J. H., 2002, "Damage detection using finite element and laser operational deflection shapes", *Finite Elements in Analysis and Design*, n.38, pág 193-226.

Saturnino, L. J. M., 2004, Desenvolvimento de ferramentas para definição, análise e avaliação de desempenho de veículos automotivos, Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, PUC Minas, Belo Horizonte, MG, Brasil.

Werneck, M. M., 1996, *Transdutores e Interfacesares*, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro.



KISTLER		KISTLER	
Type 8632C 10	SN C105265	Type 8632C 10	SN C105262
Messbereich -10...10	Measuring Range g	Messbereich -10...10	Measuring Range g
Empfindlichkeit mV /g	Sensitivity 488,5	Empfindlichkeit mV /g	Sensitivity 478,6
			
Type 8632C10	SN C122016	Type 8632C10	SN C122014
Messbereich Gamme de mesure Measuring range	± 10 g	Messbereich Gamme de mesure Measuring range	± 10 g
Empfindlichkeit Sensibilité Sensitivity	498 mV/g	Empfindlichkeit Sensibilité Sensitivity	483 mV/g
Seitenempfindlichkeit Sensibilité transversale Transverse sensitivity	1.0 %	Seitenempfindlichkeit Sensibilité transversale Transverse sensitivity	1.0 %
Eigenfrequenz Fréquence propre Resonant frequency	22.0 kHz	Eigenfrequenz Fréquence propre Resonant frequency	22.0 kHz
Temperatur Température Temperature	0 - 65 °C	Temperatur Température Temperature	0 - 65 °C

Figura A.1 – Especificação dos acelerômetros utilizados.

Fonte: Próprio trabalho.

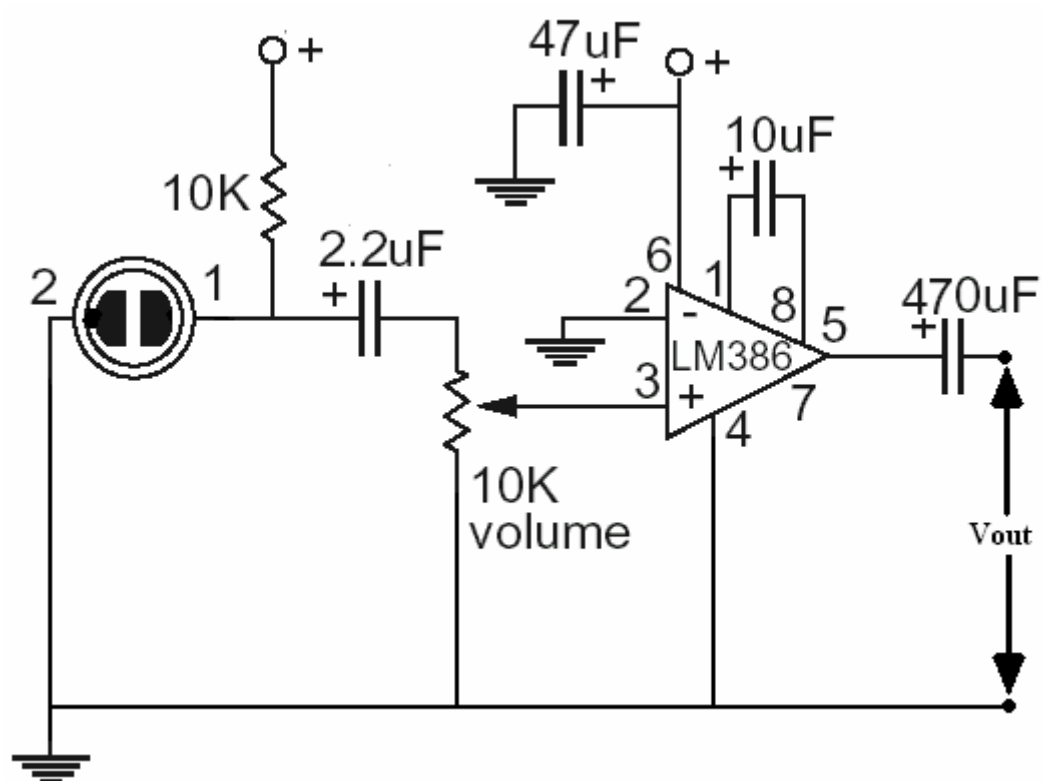
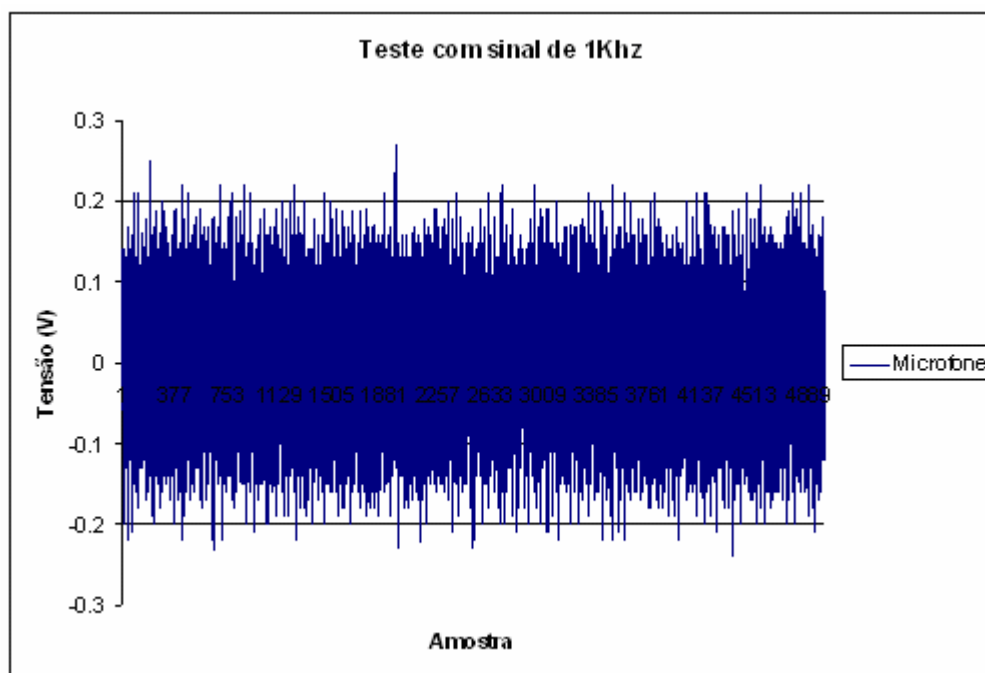
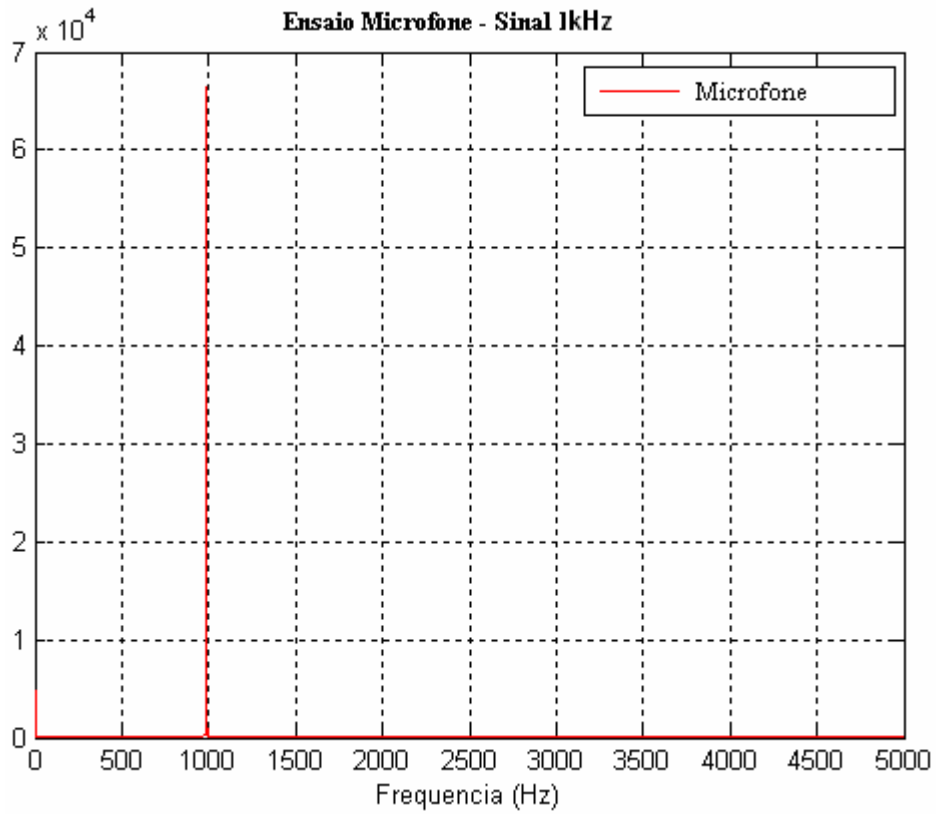


Figura C.1 – Especificação do pré-amplificador utilizado no microfone.
Fonte: Próprio trabalho.



**Figura D.1 – Sinal de 1khz capturado pelo microfone gerado pelo gerador de RF.
Fonte: Próprio trabalho.**



**Figura D.2 – FFT do sinal de 1kHz capturado pelo microfone.
Fonte: Próprio trabalho.**

ANEXO I

TABELA B.1
Termoresistência PT-100

Resistência em ohms											$R_0 = 100,00$ à 0°C
ITS-90°C	-0	-1	-2	-3	-4	-5	-6	-7	-8	-9	-10
Resistência em ohms											
-200	18.52										
-190	22.83	22.40	21.97	21.54	21.11	20.68	20.25	19.82	19.38	18.95	18.52
-180	27.10	26.67	26.24	25.82	25.39	24.97	24.54	24.11	23.68	23.25	22.83
-170	31.34	30.91	30.49	30.07	29.64	29.22	28.80	28.37	27.95	27.52	27.10
-160	35.54	35.12	34.70	34.28	33.86	33.44	33.02	32.60	32.18	31.76	31.34
-150	39.72	39.31	38.89	38.47	38.05	37.64	37.22	36.80	36.38	35.96	35.54
-140	43.88	43.46	43.05	42.63	42.22	41.80	41.39	40.97	40.56	40.14	39.72
-130	48.00	47.59	47.18	46.77	46.36	45.94	45.53	45.12	44.70	44.29	43.88
-120	52.11	51.70	51.29	50.88	50.47	50.06	49.65	49.24	48.83	48.42	48.00
-110	56.19	55.79	55.38	54.97	54.56	54.15	53.75	53.34	52.93	52.52	52.11
-100	60.26	59.85	59.44	59.04	58.63	58.23	57.82	57.41	57.01	56.60	56.19
-90	64.30	63.90	63.49	63.09	62.68	62.28	61.88	61.47	61.07	60.66	60.26
-80	68.33	67.92	67.52	67.12	66.72	66.31	65.91	65.51	65.11	64.70	64.30
-70	72.33	71.93	71.53	71.13	70.73	70.33	69.93	69.53	69.13	68.73	68.33
-60	76.33	75.93	75.53	75.13	74.73	74.33	73.93	73.53	73.13	72.73	72.33
-50	80.31	79.91	79.51	79.11	78.72	78.32	77.92	77.52	77.12	76.73	76.33
-40	84.27	83.87	83.48	83.08	82.69	82.29	81.89	81.50	81.10	80.70	80.31
-30	88.22	87.83	87.43	87.04	86.64	86.25	85.85	85.46	85.06	84.67	84.27
-20	92.16	91.77	91.37	90.98	90.59	90.19	89.80	89.40	89.01	88.62	88.22
-10	96.09	95.69	95.30	94.91	94.52	94.12	93.73	93.34	92.95	92.55	92.16
0	100.00	99.61	99.22	98.83	98.44	98.04	97.65	97.26	96.87	96.48	96.09
ITS-90°C	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0	100	100.39	100.78	101.17	101.56	101.95	102.34	102.73	103.12	103.51	103.90
10	103.90	104.29	104.68	105.07	105.46	105.85	106.24	106.63	107.02	107.40	107.79
20	107.79	108.18	108.57	108.96	109.35	109.73	110.12	110.51	110.90	111.29	111.67
30	111.67	112.06	112.45	112.83	113.22	113.61	114.00	114.38	114.77	115.15	115.54
40	115.54	115.93	116.31	116.70	117.08	117.47	117.86	118.24	118.67	119.01	119.40
50	119.40	119.78	120.17	120.55	120.94	121.32	121.71	122.09	122.47	122.86	123.24
60	123.24	123.63	124.01	124.39	124.78	125.16	125.54	125.93	126.31	126.69	127.08
70	127.08	127.46	127.84	128.22	128.61	128.99	129.37	129.75	130.13	130.52	130.90
80	130.90	131.28	131.66	132.04	132.42	132.80	133.18	133.57	133.95	134.33	134.71
90	134.71	135.09	135.47	135.85	136.23	136.61	136.99	137.37	137.75	138.13	138.51

100	138.51	138.88	139.26	139.64	140.02	140.40	140.78	141.16	141.54	141.91	142.29
110	142.29	142.67	143.05	143.43	143.80	144.18	144.56	144.94	145.31	145.69	146.07
120	146.07	146.44	146.82	147.20	147.57	147.95	148.33	148.70	149.08	149.46	149.83
130	149.83	150.21	150.58	150.96	151.33	151.71	152.08	152.46	152.83	153.21	153.58
140	153.58	153.96	154.33	154.71	155.08	155.46	155.83	156.20	156.58	156.95	157.33
150	157.33	157.70	158.07	158.45	158.82	159.19	159.56	159.94	160.31	160.68	161.05
160	161.05	161.43	161.80	162.17	162.54	162.91	163.29	163.66	164.03	164.40	164.77
170	164.77	165.14	165.51	165.89	166.26	166.63	167.00	167.37	167.74	168.11	168.48
180	168.48	168.85	169.22	169.59	169.96	170.33	170.70	171.07	171.43	171.80	172.17
190	172.17	172.54	172.91	173.28	173.65	174.02	174.38	174.75	175.12	175.49	175.86
200	175.86	176.22	176.59	176.96	177.33	177.69	178.06	178.43	178.79	179.16	179.53
210	179.53	179.89	180.26	180.63	180.99	181.36	181.72	182.09	182.46	182.82	183.19
220	183.19	183.55	183.92	184.28	184.65	185.01	185.38	185.74	186.11	186.47	186.84
230	186.84	187.20	187.56	187.93	188.29	188.66	189.02	189.38	189.75	190.11	190.47
240	190.47	190.84	191.20	191.56	191.92	192.29	192.65	193.01	193.37	193.74	194.10

Figura B.1 – Tabela de Resistência vs. Temperatura do PT 100.

Fonte: Ephy Mess.