

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

CONTROLE ATIVO DE RUÍDO EM DUTOS COM OS ALGORITMOS Fx-LMS E Fu-
LMS.

por

Renan Roberto Benitz da Silva

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, Outubro de 2020.

CONTROLE ATIVO DE RUÍDO EM DUTOS COM OS ALGORITMOS Fx-LMS E Fu-LMS.

por

Renan Roberto Benitz da Silva

Engenheiro Mecânico

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos

Orientador: Prof. Dr. Herbert Martins Gomes

Aprovada por:

Prof. Dr. Walter Jesus Paucar Casas, PROMEC, UFRGS

Prof. Dr. Maria Fernanda de Oliveira, PPG Arquitetura e Urbanismo, UNISINOS

Prof. Dr. Paulo Henrique Mareze, PGMEC, UFSM

Prof. Dr. Fernando Marcelo Pereira
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, Outubro de 2020

“Everything in Life is Vibration”
Albert Einstein.

AGRADECIMENTOS

Dedico a meu filho Tom de Mello da Silva, à minha avó paterna Diva Silva da Silva, meu pai Leci Roberto da Silva, minha mãe Janice Benitz Estivalett, minha tia Marizabel Silva da Silva e minha companheira Priscilla Tubello de Mello que esteve sempre ao meu lado em todo esse percurso desde a graduação até o mestrado.

A meu orientador, Herbert Martins Gomes, por sua didática e paciência em cada passo para que esse projeto tenha sido consolidado;

Aos professores e professoras do PROMEC da UFRGS por cada aula e conhecimento transmitido ao longo dessa jornada.

Aos meus colegas Gabriel de Borba Luche e André Rambo Birck pelas trocas de ideias e conversas durante o período da pós-graduação.

A Universidade Federal do Rio Grande do Sul – UFRGS pelo ensino.

E ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico – CNPq pelo suporte.

Dedico a Gustavo Miotto (in memoriam), primeiro amigo que fiz na universidade, e que concretizou sua passagem neste ano.

RESUMO

A exposição prolongada a ruídos, dependendo de sua intensidade e faixa de frequência pode gerar problemas relacionados à saúde auditiva assim como desconforto e eventuais acidentes de trabalho. O ruído está presente em todas as áreas de atuações desde domiciliares até industriais, o que torna relevante uma preocupação com a saúde auditiva a quem está sendo exposto. Dutos são meios inoportunos de transmissão de ruído importantes na indústria e geralmente são utilizados como sistema de ventilação, exaustão e climatização. Este trabalho apresenta uma avaliação e estudo sobre um sistema de controle ativo de ruído em dutos, ou seja, um sistema que visa atenuar o nível de ruído produzido por uma fonte sonora transmitida em um duto. Foram feitas medições para avaliar os índices de atenuação, através de um aparato experimental projetado com o uso de dutos, fonte de ruído, microfones, computador e alto-falantes (atuadores do sistema). Um software para gerenciamento das aquisições e envio dos sinais foi desenvolvido em ambiente Matlab e ao final, gráficos de espectros de bandas de frequência dos ruídos sem o sistema de controle ativo e com o sistema de controle ativo são apresentados, quantificando a atenuação. Em linhas gerais, o sistema de controle proposto obteve atenuações que dependem do tipo de ruído avaliado (monotonal, multitonal ou banda larga). Os níveis de atenuação chegam a 23 dB para o teste monotonal, contudo nos ensaios para ruído branco o sistema não apresentou atenuação satisfatória. O presente trabalho utilizou dois métodos de controle ativo de ruído: o algoritmo *Filtered-x LMS* e o *Filtered-u LMS*. Ao final, além dos resultados obtidos, possíveis melhorias são observadas e sugeridas para trabalhos futuros no que diz respeito a controle de ruído ativo em dutos.

PALAVRAS-CHAVE: Medição Acústica; Controle Ativo de Ruído; Dutos; *Filtered-x LMS*; *Filtered-u LMS*.

ABSTRACT

Prolonged exposure to noise, depending on its intensity and frequency range, can cause problems related to hearing health as well as discomfort and possible accidents at work. Noise is present in all areas of activity from home to industrial, which makes a concern with hearing health relevant to those being exposed. Pipelines are inopportune means of transmitting noise in the industry and are generally used as a ventilation, exhaust and air conditioning system. In this work, a study and evaluation of an active noise control system in ducts is presented, that is, a system that aims to attenuate the noise level produced by a sound source through a duct. Measurements were made to evaluate the attenuation rates, through an experimental apparatus designed with the use of ducts, noise source, microphones, computer, and speakers (system actuators). Software for managing acquisitions and sending signals was developed in a Matlab environment and at the end, graphs of noise frequency band spectra without the active control system and with the active control system are presented, quantifying the attenuation. In general, the proposed control system obtained attenuations that depend on the type of noise evaluated (monotonal, multitonal or broadband). The attenuation levels reach 23 dB for the monotonal test, however in the tests for white noise the system did not present satisfactory attenuation. The present work used two methods of active noise control: the Filtered-x LMS algorithm and the Filtered-u LMS. In the end, in addition to the results obtained, possible improvements are observed and suggested for future work with regard to active noise control in ducts.

KEYWORDS: Acoustic Measurement; Active Noise Control; Duct; *Filtered-x LMS*; *Filtered-u LMS*.

ÍNDICE

1 INTRODUÇÃO	22
1.1 Motivação	23
1.2 Objetivos.....	25
1.2.1 Objetivos Específicos	25
1.3 Organização do Trabalho.....	25
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	26
2.1 O Controle Ativo de Ruído.....	26
3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	36
3.1 Controle de Ruído.....	36
3.1.1 Controle Passivo de Ruído.....	36
3.1.2 Controle Ativo de Ruído - CAR	37
3.2 Controle Ativo de Ruído em Dutos	38
3.2.1 Onda Plana.....	39
3.2.2 Impedância acústica do duto.....	40
3.2.3 Frequências acústicas de um duto fechado-aberto sem ramificações nem flanges	42
3.3 Os caminhos para a propagação sonora no sistema CAR.....	43
3.3.1 O Caminho Secundário $S(z)$	43
3.3.2 O Caminho Secundário Estimado $S(z)$	44
3.3.2.1 Estimativa <i>off-line</i> do Caminho Secundário $S(z)$	45
3.3.3 O Caminho Primário $P(z)$	46
3.3.4 O Caminho <i>Feedback</i> (retorno acústico) $F(z)$	47
3.4 Filtro Adaptativo $W(z)$	48
3.5 Sistemas de Alimentação do Controle	48
3.5.1 Sistema CAR em Malha Fechada (<i>feedback</i>)	48
3.5.2 Sistema CAR em Malha Aberta (<i>feedforward</i>)	49
3.6 Algoritmo LMS – <i>Least Mean Square</i>	51
3.7 O Algoritmo Adaptativo <i>Filtered-x</i> LMS.....	52
3.8 O Algoritmo Adaptativo <i>Filtered-u</i> LMS.....	55

4 MATERIAL E MÉTODOS	57
4.1 Bancada Experimental de Ensaios	57
4.2 Sistema de Aquisição de Dados e de Controle	59
4.3 Microfones de Eletreto.....	60
4.4 Alto-Falantes.....	61
5 MEDIÇÕES EXPERIMENTAIS	63
5.1 Frequências Acústicas do Duto.....	63
5.1.1 Frequências Acústicas Teóricas do Duto	63
5.1.2 Frequências Acústicas Experimentais do Duto por Meio de Ruído de Impacto	63
5.1.3 Frequências Acústicas do Duto Obtido com Sinal de Ruído Branco	65
5.2 Relação Sinal - Ruído – SNR (<i>Signal to Noise Ratio</i>) e Ruído de Fundo	67
5.3 Estimativa dos Caminhos <i>Feedback</i> $\mathbf{F}(\mathbf{z})$ e Secundário $\mathbf{S}(\mathbf{z})$	68
5.3.1 O Caminho Secundário Estimado $\mathbf{S}(\mathbf{z})$	69
5.3.2 O Caminho <i>Feedback</i> Estimado $\mathbf{F}(\mathbf{z})$	69
5.4 Ensaios de Controle Ativo de Ruído utilizando os algoritmos Fx-LMS e Fu-LMS.....	71
5.4.1 Ensaios de Atenuação para Ruído Monotonal com Algoritmos Fx-LMS e Fu-LMS (120 Hz, 180 Hz, 240 Hz, 250 Hz, 350 Hz e 500 Hz).....	71
5.4.2 Ensaios de Atenuação para Ruído Multitonal com os Algoritmos Fx-LMS e Fu-LMS (120 Hz, 180 Hz, 240 Hz e 250 Hz, 300 Hz, 500 Hz).....	96
5.4.3 Ensaios de Atenuação para Ruído Branco com os Algoritmos Fx-LMS e Fu-LMS (120 – 750 Hz).....	104
6 RESULTADOS E DISCUSSÃO	109
6.1 Resultados de Atenuação para Ruído Monotonal com Algoritmos Fx-LMS e Fu-LMS (120Hz, 180 Hz, 240 Hz, 250 Hz, 350 Hz e 500 Hz).....	109
6.1.1 Frequência de 120 Hz com Fx-LMS e com Fu-LMS	109
6.1.2 Frequência de 180Hz com Fx-LMS e com Fu-LMS	110
6.1.3 Frequência de 240 Hz com Fx-LMS e com Fu-LMS	111
6.1.4 Frequência de 250 Hz com Fx-LMS e com Fu-LMS	112
6.1.5 Frequência de 350 Hz com Fx-LMS e com Fu-LMS	112
6.1.6 Frequência de 500 Hz com Fx-LMS e com Fu-LMS	113

6.2	Resultados para Atenuação de Ruído para Frequência Múltipla (multitonal) com os algoritmos Fx-LMS e Fu-LMS.....	114
6.2.1	Frequências de 120 Hz, 180 Hz e 240 Hz com Fx-LMS e com Fu-LMS	114
6.2.2	Frequências de 250 Hz, 350 Hz e 500 Hz com Fx-LMS e com Fu-LMS	115
6.3	Resultados para atenuação de ruído branco com algoritmos Fx-LMS e Fu-LMS.....	116
6.4	Comparação de performance entre os algoritmos Fx-LMS e Fu-LMS para ruído monotonal	116
6.5	Comparação de performance entre Fx-LMS e Fu-LMS para ruído multitonal	118
6.6	Comparação de performance entre Fx-LMS e Fu-LMS para ruído em banda larga ...	119
7	CONCLUSÕES	120
7.1	Sugestão para trabalhos futuros	121
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	122
	APÊNDICE A – Tabelas de Ensaio de Atenuação com CAR Utilizando os Algoritmos Fx-LMS e Fu-LMS	127
	ANEXO I – Especificações técnicas da Realtek High Definition Sound Card ALC861	140
	ANEXO II - Especificações Técnicas dos Microfones Utilizados.....	141

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Dutos na indústria	24
Figura 2.1 – Patente de Paul Lueg em <i>Process of Silencing Sound Oscillations</i> [Fonte: Lueg, 1936].	27
Figura 2.2 – Sistema de Olson em <i>Electronic Sound Absorber</i> . [Fonte: Olson, 1953].	28
Figura 2.3 - Sistema CAR <i>on-line</i> utilizando o método de Eriksson. [.....	29
Figura 2.4 – Microfones posicionados no duto (vista frontal). [Fonte: Tang e Cheng, 2009].	30
Figura 2.5 - Sistema para o controle ativo de vibrações em uma viga. [Fonte: Gontijo, 2006].	31
Figura 2.6 – Diagrama em blocos do sistema CAV considerando o algoritmo Fx-LMS.....	32
Figura 2.7 – Esquema de montagem da bancada experimental. [Fonte: Miranda, 2013].	33
Figura 2.8 – Espectrograma do ruído medido e desempenho de redução para ruído branco. [Adaptado de Chen e Kuo, 2017].	35
Figura 3.1 – Interferência destrutiva entre ondas.	37
Figura 3.2 – Dutos de ventilação em planta de refinaria de petróleo.	39
Figura 3.3 – Representação das zonas de sobrepressão e subpressão de ondas estacionárias em um tubo fechado-aberto.	42
Figura 3.4 – O caminho secundário $S(z)$ no sistema CAR.	44
Figura 3.5 – Estimativa <i>off-line</i> do caminho secundário $S(z)$	45
Figura 3.6 – O caminho Primário $P(z)$ no sistema CAR.	46
Figura 3.7 – O caminho <i>Feedback</i> $F(z)$ no sistema CAR.....	47
Figura 3.8 – Diagrama de filtro adaptativo para identificação de sistemas.....	48
Figura 3.9 – Sistema CAR <i>feedback</i> aplicado a um duto.	49
Figura 3.10 - Sistema CAR <i>feedforward</i> aplicado a um duto.	50
Figura 3.11 – Diagrama de blocos de um sistema CAR alimentado avante (<i>feedforward</i>). [Adaptado de Kuo e Morgan, 1999].	50
Figura 3.12 – Diagrama de bloco do controle Fx-LMS aplicado ao CAR. [Adaptado de Kuo e Morgan, 1999].	52
Figura 3.13 – Diagrama de bloco do controle <i>Filtered-u</i> LMS aplicado ao CAR. [Adaptado de Chen e Kuo, 2017].	55
Figura 3.14 – Estimativa <i>off-line</i> do caminho <i>Feedback</i> $F(z)$	56

Figura 4.1 – Bancada experimental de ensaios (vista frontal).....	57
Figura 4.3 – Bancada experimental de ensaios (vista interna).	58
Figura 4.4 – Bancada experimental de ensaios (dimensões em cm).	59
Figura 4.5 – Modelo Realtek ALC86. [Fonte: <i>See Strong Exuberance</i> , 2020].....	60
Figura 4.6 – Microfone omnidirecional de eletreto. [Fonte: PUI Audio Inc, 2019].	60
Figura 4.7 – Resposta em frequência do modelo de microfones usados para <i>mic1</i> e <i>mic2</i> . [Adaptado de PUI Audio Inc, 2019].....	61
Figura 4.8 – Especificações técnicas do alto-falante Selenium, 5”, 12 W, 8 Ohms. [Fonte: Harman Audio, 2019].	62
Figura 4.9 – Especificações técnicas do alto-falante 5TR5A Selenium. [Fonte: Harman Audio, 2019].	62
Figura 5.2 – Frequências acústicas obtidas através do ensaio com ruído branco. (a) Sinal no tempo medido pelo <i>mic2</i> . (b) Espectro de frequência do <i>mic2</i> (escala linear) (c) Espectro de frequência do <i>mic1</i> e <i>mic2</i> (escala dBm e 20 médias com <i>overlapping</i> de 80%).	66
Figura 5.3 – Estimativa simultânea dos caminhos <i>Feedback</i> e Secundário. [Adaptado de Chen e Kuo, 2017].	68
Figura 5.4 – Estimativa experimental do caminho secundário - $S(z)$. Gráfico do sinal original, sinal predito pelo filtro e o erro residual ao longo do tempo.....	69
Figura 5.5 – Estimativa experimental do caminho <i>Feedback</i> - $F(z)$. Gráfico do sinal original, sinal predito pelo filtro e o erro residual ao longo do tempo.....	70
Figura 5.6 – Espectros de frequências para ruído monotonal (120 Hz) sem CAR – Fx-LMS.	72
Figura 5.7 – Espectros de frequências para ruído monotonal (120 Hz) com CAR – Fx-LMS.	73
Figura 5.8 – Espectros de frequências para ruído monotonal (120 Hz) sem CAR e com CAR –Fx-LMS.	73
Figura 5.9 – Espectros de frequências para ruído monotonal (120 Hz) sem CAR – Fu-LMS.	74
Figura 5.10 – Espectros de frequências para ruído monotonal (120 Hz) com CAR – Fu-LMS.	75
Figura 5.11 – Espectros de frequências para ruído monotonal (120 Hz) sem CAR e com CAR – Fu-LMS.	75

Figura 5.12 – Espectros de frequências para ruído monotonal (180 Hz) sem CAR – Fx-LMS.	76
Figura 5.13 – Espectros de frequências para ruído monotonal (180 Hz) com CAR – Fx-LMS.	77
Figura 5.14 – Espectros de frequências para ruído monotonal (180 Hz) sem CAR e com CAR – Fx-LMS.	77
Figura 5.15 – Espectros de frequências para ruído monotonal (180 Hz) sem CAR – Fu-LMS.	78
Figura 5.16 – Espectros de frequências para ruído monotonal (180 Hz) com CAR – Fu-LMS.	79
Figura 5.17 – Espectros de frequências para ruído monotonal (180 Hz) sem CAR e com CAR – Fu-LMS.	79
Figura 5.18 – Espectros de frequências para ruído monotonal (240 Hz) sem CAR – Fx-LMS.	80
Figura 5.19 – Espectros de frequências para ruído monotonal (240 Hz) com CAR – Fx-LMS.	81
Figura 5.20 – Espectros de frequências para ruído monotonal (240 Hz) sem CAR e com CAR – Fx-LMS.	81
Figura 5.21 – Espectros de frequências para ruído monotonal (240 Hz) sem CAR – Fu-LMS.	82
Figura 5.22 – Espectros de ruído com CAR para ruído monotonal –240 Hz com Fu-LMS. .	83
Figura 5.23 – Espectros de frequências para ruído monotonal (240 Hz) sem CAR e com CAR – Fu-LMS.	83
Figura 5.24 – Espectros de frequências para ruído monotonal (250 Hz) sem CAR – Fx-LMS.	84
Figura 5.25 – Espectros de frequências para ruído monotonal (250 Hz) com CAR – Fx-LMS.	85
Figura 5.26 – Espectros de frequências para ruído monotonal (250 Hz) sem CAR e com CAR – Fx-LMS.	85
Figura 5.27 – Espectros de frequências para ruído monotonal (250 Hz) sem CAR – Fu-LMS.	86

Figura 5.28 – Espectros de frequências para ruído monotonal (250 Hz) com CAR – Fu-LMS.	87
Figura 5.29 – Espectros de frequências para ruído monotonal (250 Hz) sem CAR e com CAR – Fu-LMS.	87
Figura 5.30 – Espectros de frequências para ruído monotonal (350 Hz) sem CAR – Fx-LMS.	88
Figura 5.31 – Espectros de frequências para ruído monotonal (350 Hz) com CAR – Fx-LMS.	89
Figura 5.32 – Espectros de frequências para ruído monotonal (350 Hz) sem CAR e com CAR – Fx-LMS.	89
Figura 5.33 – Espectros de frequências para ruído monotonal (350 Hz) sem CAR – Fu-LMS.	90
Figura 5.34 – Espectros de frequências para ruído monotonal (350 Hz) com CAR – Fu-LMS.	91
Figura 5.35 – Espectros de frequências para ruído monotonal (350 Hz) sem CAR e com CAR – Fu-LMS.	91
Figura 5.36 – Espectros de frequências para ruído monotonal (500 Hz) sem CAR – Fx-LMS.	92
Figura 5.37 – Espectros de frequências para ruído monotonal (500 Hz) com CAR – Fx-LMS.	93
Figura 5.38 – Espectros de frequências para ruído monotonal (500 Hz) sem CAR e com CAR – Fx-LMS.	93
Figura 5.39 – Espectros de frequências para ruído monotonal (500 Hz) sem CAR – Fu-LMS.	94
Figura 5.40 – Espectros de frequências para ruído monotonal (500 Hz) com CAR – Fu-LMS.	95
Figura 5.41 – Espectros de frequências para ruído monotonal (500 Hz) sem CAR e com CAR – Fu-LMS.	95
Figura 5.42 – Espectros de frequências para ruído multitonal (120 Hz, 180 Hz e 240 Hz) sem CAR – Fx-LMS.	96
Figura 5.43 – Espectros de frequências para ruído multitonal (120 Hz, 180 Hz e 240 Hz) com CAR – Fx-LMS.	97

Figura 5.44 – Espectros de frequências para ruído multitonal (120 Hz, 180 Hz e 240 Hz) sem CAR e com CAR – Fx-LMS.	97
Figura 5.45 – Espectros de frequências para ruído multitonal (120 Hz, 180 Hz e 240 Hz) sem CAR – Fu-LMS.	98
Figura 5.46 – Espectros de frequências para ruído multitonal (120 Hz, 180 Hz e 240 Hz) com CAR – Fu-LMS.	99
Figura 5.47 – Espectros de frequências para ruído multitonal (120 Hz, 180 Hz e 240 Hz) sem CAR e com CAR – Fu-LMS.	99
Figura 5.48 – Espectros de frequências para ruído multitonal (250 Hz, 350 Hz e 500 Hz) sem CAR – Fx-LMS.	100
Figura 5.49 – Espectros de frequências para ruído multitonal (250 Hz, 350 Hz e 500 Hz) com CAR – Fx-LMS.	101
Figura 5.50 – Espectros de frequências para ruído multitonal (250 Hz, 350 Hz e 500 Hz) sem CAR e com CAR – Fx-LMS.	101
Figura 5.51 – Espectros de frequências para ruído multitonal (250 Hz, 350 Hz e 500 Hz) sem CAR – Fu-LMS.	102
Figura 5.52 – Espectros de frequências para ruído multitonal (250 Hz, 350 Hz e 500 Hz) com CAR – Fu-LMS.	103
Figura 5.53 – Espectros de frequências para ruído multitonal (250 Hz, 350 Hz e 500 Hz) sem CAR e com CAR – Fu-LMS.	103
Figura 5.54 – Espectros de frequências para ruído branco (120 a 750 Hz) sem CAR – Fx-LMS.	104
Figura 5.55 – Espectros de frequências para ruído branco (120 a 750 Hz) com CAR – Fx-LMS.	105
Figura 5.56 – Espectros de frequências para ruído branco (120 a 750 Hz) sem CAR e com CAR – Fx-LMS.	105
Figura 5.57 – Espectros de frequências para ruído branco (120 a 750 Hz) sem CAR – Fu-LMS.	106
Figura 5.58 – Espectros de frequências para ruído branco (120 a 750 Hz) com CAR – Fu-LMS.	107
Figura 5.59 – Espectros de frequências para ruído branco (120 a 750 Hz) sem CAR e com CAR – Fu-LMS.	107

Figura 6.1 – Gráfico comparativo de performance entre Fx-LMS e Fu-LMS para ensaio monotonal.....	117
Figura 6.2 – Gráfico comparativo de performance entre Fx-LMS e Fu-LMS para ensaio multitonal.....	118
Figura 6.3 – Gráfico comparativo de performance entre Fx-LMS e Fu-LMS para ensaio ruído branco (120 - 750 Hz).....	119

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Pseudocódigo do algoritmo para obter o caminho secundário estimado $S(z)$..46	
Tabela 3.2 – Pseudocódigo do algoritmo <i>Filtered-x</i> LMS [Adaptado de Nuñez, 2005]54	
Tabela 6.1 – Dados do ensaio de atenuação para ruído monotonal (120 Hz) sem e com CAR – Fx-LMS (teste 5) em dB.....109	
Tabela 6.2 – Dados do ensaio de atenuação para ruído monotonal (120 Hz) sem e com CAR – Fu-LMS (teste 5) em dB.....110	
Tabela 6.3 – Dados do ensaio de atenuação para ruído monotonal (180 Hz) sem e com CAR – Fx-LMS (teste 5) em dB.....110	
Tabela 6.4 – Dados do ensaio de atenuação para ruído monotonal (180 Hz) sem e com CAR – Fu-LMS (teste 1) em dB.....110	
Tabela 6.5 – Dados do ensaio de atenuação para ruído monotonal (240 Hz) sem e com CAR – Fx-LMS (teste 2) em dB.....111	
Tabela 6.6 – Dados do ensaio de atenuação para ruído monotonal (240 Hz) sem e com CAR – Fu-LMS (teste 3) em dB.....111	
Tabela 6.7 – Dados do ensaio de atenuação para ruído monotonal (250 Hz) sem e com CAR – Fx-LMS (teste 1) em dB.....112	
Tabela 6.8 – Dados do ensaio de atenuação para ruído monotonal (250 Hz) sem e com CAR – Fu-LMS (teste 5) em dB.....112	
Tabela 6.9 – Dados do ensaio de atenuação para ruído monotonal (350 Hz) sem e com CAR – Fx-LMS (teste 5) em dB.....113	
Tabela 6.10 – Dados do ensaio de atenuação para ruído monotonal (350 Hz) sem e com CAR – Fu-LMS (teste 4) em dB.....113	
Tabela 6.11 – Dados do ensaio de atenuação para ruído monotonal (500 Hz) sem e com CAR – Fx-LMS (teste 2) em dB.....113	
Tabela 6.12 – Dados do ensaio de atenuação para ruído monotonal (500 Hz) sem e com CAR – Fu-LMS (teste 2) em dB.....114	
Tabela 6.13 – Dados do ensaio de atenuação para ruído multitonal (120 Hz, 180 Hz e 240 Hz) sem e com CAR – Fx-LMS (teste 2) em dB.....114	
Tabela 6.14 – Dados do ensaio de atenuação para ruído multitonal (120 Hz, 180 Hz e 240 Hz) sem e com CAR – Fu-LMS (teste 4) em dB.....115	

Tabela 6.15 – Dados do ensaio de atenuação para ruído multitonal (250 Hz, 350 Hz e 500 Hz) sem e com CAR – Fx-LMS (teste 4) em dB.....	115
Tabela 6.16 – Dados do ensaio de atenuação para ruído multitonal (250 Hz, 350 Hz e 500 Hz) sem e com CAR – Fu-LMS (teste 2) em dB.....	115
Tabela 6.17 – Dados do ensaio de atenuação para ruído branco (120 a 750 Hz) sem e com CAR – Fx-LMS (teste 5) em dB.....	116
Tabela 6.18 – Dados do ensaio de atenuação para ruído branco (120 a 750Hz) sem e com CAR– Fu-LMS (teste 4) em dB.....	116
Tabela 6.19 – Comparativo entre atenuações médias para ruído monotonal (Fx-LMS x Fu-LMS).....	117
Tabela 6.20 – Comparativo entre atenuações médias para ruído multitonal (Fx-LMS x Fu-LMS).....	118
Tabela 6.21 –Comparativo entre ruídos por bandas de frequências, sem e com CAR.	119
Tabela A.1 – Dados do ensaio de atenuação para ruído monotonal (120 Hz) sem e com CAR – Fx-LMS (testes 1, 2, 3 e 4) em dB.	127
Tabela A.2 – Dados do ensaio de atenuação para ruído monotonal (120 Hz) sem e com CAR – Fu-LMS (testes 1, 2, 3 e 4) em dB.	127
Tabela A.3 – Dados do ensaio de atenuação para ruído monotonal (180 Hz) sem e com CAR – Fx-LMS (testes 1, 2, 3 e 4) em dB.	128
Tabela A.4 – Dados do ensaio de atenuação para ruído monotonal (180 Hz) sem e com CAR – Fu-LMS (testes 2, 3, 4 e 5) em dB.	129
Tabela A.5 – Dados do ensaio de atenuação para ruído monotonal (240 Hz) sem e com CAR – Fx-LMS (testes 1, 3, 4 e 5) em dB.	129
Tabela A.6 – Dados do ensaio de atenuação para ruído monotonal (240 Hz) sem e com CAR – Fu-LMS (testes 1, 2, 4 e 5) em dB.	130
Tabela A.7 – Dados do ensaio de atenuação para ruído monotonal (250 Hz) sem e com CAR – Fx-LMS (testes 2, 3, 4 e 5) em dB.	131
Tabela A.8 – Dados do ensaio de atenuação para ruído monotonal (250 Hz) sem e com CAR – Fu-LMS (testes 1, 2, 3, e 4) em dB.	131
Tabela A.9 – Dados do ensaio de atenuação para ruído monotonal (350 Hz) sem e com CAR – Fx-LMS (testes 1, 2, 3 e 4) em dB.	132

Tabela A.10 – Dados do ensaio de atenuação para ruído monotonal (350 Hz) sem e com CAR – Fu-LMS (testes 1, 2, 3 e 5) em dB.	133
Tabela A.11 – Dados do ensaio de atenuação para ruído monotonal (500 Hz) sem e com CAR – Fx-LMS (testes 1, 3, 4 e 5) em dB.	133
Tabela A.12 – Dados do ensaio de atenuação para ruído monotonal (500 Hz) sem e com CAR – Fu-LMS (testes 1, 3, 4 e 5) em dB.	134
Tabela A.13 – Dados do ensaio de atenuação para ruído multitonal (120 Hz, 180 Hz e 240 Hz) sem e com CAR – Fx-LMS (testes 1, 3, 4 e 5) em dB.	135
Tabela A.14 – Dados do ensaio de atenuação para ruído multitonal (120 Hz, 180Hz e 240 Hz) sem e com CAR – Fu-LMS (testes 1, 3, 4 e 5) em dB.	135
Tabela A.15 – Dados do ensaio de atenuação para ruído multitonal (250 Hz, 350 Hz e 500 Hz) sem e com CAR – Fx-LMS (testes 1, 2, 3 e 5) em dB.	136
Tabela A.16 – Dados do ensaio de atenuação para ruído multitonal (250 Hz, 350 Hz e 500 Hz) sem e com CAR – Fu-LMS (testes 1, 3, 4 e 5) em dB.	137
Tabela A.17 – Dados do ensaio de atenuação para ruído branco (120 a 750 Hz) sem e com CAR – Fx-LMS (testes 1 ,2 ,3 e 4) em dB.	137
Tabela A.18 – Dados do ensaio de atenuação para ruído branco (120 a 750 Hz) sem e com CAR – Fx-LMS (testes 1, 2, 3 e 5) em dB.	138

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

ANC	<i>Active Noise Control</i>
CAR	Controle Ativo de Ruído
CAV	Controle Ativo de Vibrações
HVAC	<i>Heating, Ventilation and Air Conditioning</i>
FIR	<i>Finite Impulse Response</i> - Filtro de Resposta ao Impulso Finita
FFT	<i>Fast Fourier Transform</i>
Fx-LMS	Algoritmo LMS com sinal de referência filtrada
FRF	Função Resposta em Frequência
Fu-LMS	Algoritmo LMS com sinal de referência filtrada
IIR	Filtro de Resposta Impulso Infinita
<i>mic1</i>	Microfone 1 – microfone de referência
<i>mic2</i>	Microfone 2 – microfone de erro
LMS	<i>Least Mean Square</i> – Mínimo Erro Médio Quadrático
MSE	Erro Médio Quadrático
PROMEC	Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
PVC	<i>Polyvinyl Chloride</i> – Policloreto de Vinila
RLMS	<i>Recursive Least Mean Square</i>
RMS	<i>Root Mean Square</i> – Valor Quadrático Médio
SNR	<i>Signal to Noise Ratio</i> – Relação Sinal Ruído
UFRGS	Universidade Federal do Rio Grande do Sul

LISTA DE SÍMBOLOS

Caracteres Latinos

a	Área da superfície de um material absorvente	[m ²]
A	Amplitude de onda incidente	[m]
A_{abs}	Área de absorção equivalente	[m ²]
B	Amplitude da onda refletida	[m]
c_0	Velocidade de propagação do som em um meio específico	[m/s]
$d(m)$	Sinal desejado (sistema mecânico)	[Adimensional]
$d(n)$	Sinal do microfone de erro procedente da fonte de ruído (ruído)	[Adimensional]
$e(n)$	Sinal de erro	[Adimensional]
$E(n)$	Função erro	[Adimensional]
f	Frequência	[Hz]
f_c	Frequência de corte	[Hz]
F_p	Fonte primária	[Adimensional]
F_s	Fonte secundária	[Adimensional]
$F(z)$	Função de transferência no caminho <i>Feedback</i>	[Adimensional]
$\hat{F}(z)$	Função de transferência estimada do caminho <i>Feedback</i>	[Adimensional]
k	Número de onda	[Adimensional]
M	Comprimento do filtro digital FIR	[Adimensional]
L	Comprimento total do duto	[m]
P	Pressão sonora	[Pa]
$P(z)$	Função de transferência estimada do caminho primário	[Adimensional]
$[R]$	Matriz autocorreção do sinal de entrada	[m]
$r(n)$	Sinal de ruído branco filtrado por $\hat{S}(z)$	[Adimensional]
$s(n)$	Coefficientes da função de transferência do caminho secundário	[Adimensional]
S	Área de superfície	[m ²]
$S(z)$	Função de transferência do caminho secundário	[Adimensional]
$\hat{S}(z)$	Função de transferência estimada do caminho secundário	[Adimensional]
$x(n)$	Sinal de referência para o Fx-LMS	[Adimensional]

$x'(n)$	Sinal de referência filtrado por $\hat{S}(z)$	[Adimensional]
$y(n)$	Sinal de saída do filtro (saída do controlador)	[Adimensional]
$y'(n)$	Sinal de saída (antirruído)	[Adimensional]
$y(m)$	Sinal de saída do filtro (sistema mecânico)	[Adimensional]
$w(z)$	Coefficientes do filtro digital	[Adimensional]
$W(z)$	Filtro digital	[Adimensional]
Z	Impedância acústica específica	[Rayl]
Z_m	Impedância mecânica	[Ω]
Z_r	Impedância de radiação	[Rayl]
$\hat{Z}(x, \omega)$	Impedância analítica de um duto no domínio da frequência	[Rayl]

Caracteres Gregos

α	Fator em Função do Número de Amostras	[Adimensional]
β	Coefficiente de Absorção Sonora	[Adimensional]
ρ_0	Densidade do Meio	[kg/m ³]
ϕ	Diâmetro Nominal do Duto	[m]
λ	Comprimento de Onda	[m]
σ	Desvio Padrão	[dB]
μ_s	Passo Adaptativo	[Adimensional]
$\mu(n)$	Fator de Passo Adaptativo	[Adimensional]
ω	Frequência Angular	[rad/s]
ω_n	Frequência Angular Natural	[rad/s]

1 INTRODUÇÃO

O ruído acústico cada vez mais é um importante fator a ser levado em consideração em projetos, à medida que existe um crescente aumento no número de equipamentos indústrias como motores, geradores, ventiladores, compressores, transformadores etc. A automatização das linhas de produção e máquinas elétricas/mecânicas estão deixando os ambientes fabris cada vez mais ruidosos. Beranek, 1954, afirmava que a cada dia é mais urgente a necessidade de atender para o problema gerado por ruídos, particularmente por aviões a jato, que ameaçam inviabilizar o bem-estar de moradores de casas e edifícios de regiões próximas a bases militares aéreas e aeroportos. Recentes pesquisas indicam que doenças cardiovasculares, hipertensão, depressão, ansiedade, distúrbios do sono, comprometimento cognitivo, zumbido ou surdez são doenças com componentes relacionados também à poluição sonora [Planelles, 2017].

Ambientes como plataformas de petróleo, hospitais, navios, heliportos, dentre outros, são locais em que a geração de ruído é eminente podendo este ser motivo de incômodo ou até mesmo nocivo à saúde auditiva do profissional e/ou paciente. A Norma Regulamentadora NR-15, 2014 apresenta limites de tolerância para ruído contínuo ou intermitente para caracterizar insalubridade, estabelecendo um parâmetro mínimo a ser seguindo para que pessoas expostas a este agente não tenham sua saúde auditiva afetada.

A forma tradicional de controle de ruído, o método passivo, utiliza de enclausuramentos, barreiras, silenciadores, buffers, materiais porosos e fibrosos tendo sua melhor performance em médias e altas frequências. Por outro lado, o controle ativo de ruídos (que a partir daqui será chamado de CAR) tem sua melhor eficácia nas baixas frequências. Além disso, apresenta benefícios no que diz respeito à volume e instalação, entretanto, seu projeto torna-se complexo exigindo maior tecnologia dependendo da aplicação.

O CAR, basicamente, consiste em um sistema eletroacústico tal que o ruído indesejado (fonte de ruído primária) é cancelado a partir do princípio da superposição; ondas de igual amplitude e com fases opostas são somadas, resultando na atenuação do ruído. Esse sistema é munido de alto-falantes, microfones, filtros e no caso deste trabalho foram utilizados dutos como planta para o sistema de controle. Os dutos são largamente utilizados em plantas industriais para viabilizar a ventilação (ou exaustão), mas tem como desvantagem a propagação do ruído gerado. Esse ruído pode ter a sua origem de natureza elétrica ou mecânica, como por exemplo um sinal aerodinâmico do tipo banda larga, gerado por turbulências e vórtices ao longo

do duto. Já os ruídos de origem mecânica, são emitidos por vibrações advindas dos componentes estruturais e pás [Araújo, 2008].

Neste trabalho, o ruído utilizado foi por meio de um sinal sonoro gerado pelo Matlab (2018) que foram aplicados em três diferentes situações: monotonal, multitonal e ruído branco; para cada situação apresentou-se gráficos e tabelas com o objetivo de destacar pontos a serem melhorados para possíveis novas aplicações.

1.1 Motivação

Uns dos diversos ramos da engenharia tem como foco a higiene e segurança do trabalho, sendo que um dos principais fatores de preocupação é a saúde auditiva. Alguns fatores como faixa de frequência, tempo de exposição e intensidade podem ocasionar sérios problemas relacionados à saúde auditiva. É cada vez mais necessária a atenção para problemas causados pelo ruído na vida das pessoas. Segundo a Organização Mundial da Saúde - OMS, apud El País, 2020, o Brasil ocupa o quinto lugar do *ranking* dos países mais ruidosos do mundo, tendo como a principal fonte o trânsito, ambientes fabris e casas noturnas. Ou seja, a poluição sonora é uma realidade presente em todas as áreas da sociedade, passando por questões sociais, jurídicas e econômicas, o ruído está em toda parte. A poluição sonora afeta o organismo humano e está diretamente relacionada com diversos problemas de saúde, dentre eles os mais comuns são relacionados com perda de audição, hipertensão e estresse.

Além dos malefícios à saúde, o ruído também acarreta prejuízos econômicos, uma vez que a produtividade dos trabalhadores está diretamente ligada à saúde e à qualidade de vida dessas pessoas. Logo, a empresa/estabelecimento poderá receber multas em função do ruído.

Desde a Revolução Industrial houve o surgimento de novas máquinas e equipamentos no ramo da tecnologia e ciência, com isso surgem novas fontes de ruído. E para cada fonte de ruído, novos métodos e técnicas para sua atenuação. Cada ruído tem uma particularidade e faixa de frequência correspondente, isso exige certa atenção no momento de escolha do melhor método de controle de ruído a ser empregado. A escolha inadequada da técnica pode acarretar um custo desnecessário; ou seja, deve haver um projeto, um planejamento quando se deseja controlar, atenuar e/ou tratar um ambiente ruidoso. Por exemplo: o controle ativo não é a melhor opção para eliminar ou atenuar as altas frequências, uma vez que isso exigirá uma alta velocidade na taxa de amostragem nos sistemas digitais e filtros de sinais de alta ordem, resultando em cálculos e processamentos altamente complexos. Por outro lado, os abafadores,

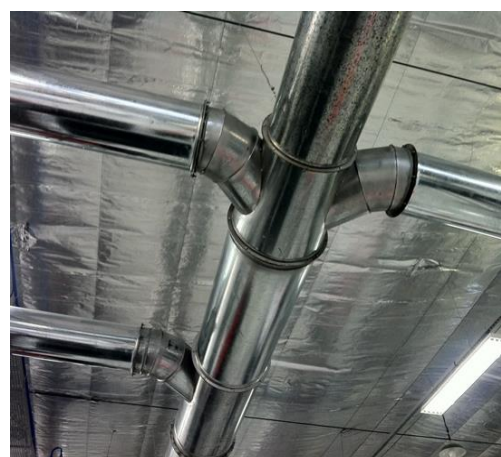
isolantes, silenciadores, difusores (os ditos métodos passivos de ruído) apresentam melhor eficiência nas médias e altas frequências e podem ser a melhor opção para o caso.

A principal via de acesso em sistemas de ventilação e/ou climatização são os dutos industriais (Figura 1.1). Nos casos de ventilação forçada, o ruído dos motores e componentes do sistema é propagado ao longo dos dutos; por se tratar de uma propagação em dutos (uma vez que é praticamente uma onda plana) a atenuação ao longo da via é mínima para ruídos que apresentam espectros em baixas frequências até a frequência de corte do duto. Para estes casos as soluções passivas acabam gerando indesejáveis perdas de cargas e eficiência para o projeto de ventilação. Por outro lado, o controle ativo possibilita uma maior atenuação do nível de ruído sem alterar a vazão, temperatura, carga ou pressão do duto.

Os dutos apresentam-se na indústria nas mais diversas formas, geometrias, diâmetros e materiais, sendo empregados para a ventilação, aquecimento e também condicionamento de ar. Desta forma, as condições em que se encontram são as mais diversas, o que torna o seu estudo amplo e complexo, com soluções de atenuação que muitas das vezes irão depender destas condições. Senso assim, grande parte das vezes uma dada solução de atenuação considerada ótima para certas condições de operação, não necessariamente será melhor para condições de aplicação diferentes, merecendo estudo pormenorizado.



a) Dutos industriais



b) Conexões de dutos industriais

Figura 1.1 – Dutos na indústria

O sistema CAR sugere eficácia no que diz respeito a custo/benefício, dando a possibilidade de atenuações em baixas frequências ocupando pequenos espaços para a instalação do projeto. Esse conceito de controle ativo vem sendo desenvolvido desde 1934 pelo físico alemão Paul Lueg [Lueg, 1936]. O CAR tem aplicação para diversos problemas na

fabricação, operações industriais e produtos de consumo [Kuo, 1999], como por exemplo em sistemas de áudio de fones de ouvido.

1.2 Objetivos

Analisar experimentalmente a eficiência em atenuar diferentes fontes de ruído de forma ativa. Avaliar a possibilidade de melhorias no ramo industrial no que diz respeito a conforto e tratamento acústico em situações onde a atenuação passiva apresente baixo desempenho.

1.2.1 Objetivos Específicos

Os objetivos específicos deste trabalho são os listados a seguir:

- Estudar as tecnologias de controle ativo de ruído;
- Entender e desenvolver os algoritmos empregando o *software* Matlab (2018);
- Desenvolver uma bancada experimental em laboratório para executar os experimentos utilizando equipamentos acessíveis comercialmente;
- Coletar, discutir e analisar os dados dos ensaios realizados na bancada experimental;

1.3 Organização do Trabalho

Apresenta-se no capítulo dois a revisão bibliográfica trazendo um breve histórico do Controle Ativo de Ruído, tais como sua primeira patente e suas melhorias ao longo dos anos. Ainda no capítulo dois, diversos artigos são mencionados de forma cronológica e destacando-se suas principais contribuições para o desenvolvimento do CAR.

No terceiro capítulo é apresentada a fundamentação teórica das bases para entender o sistema CAR e alguns conceitos básicos de acústica e fatores importantes da modelagem de algoritmos adaptativos. Além disso, comenta-se sobre os caminhos primário, secundário e *feedback* existentes no CAR.

No quarto capítulo é descrito o material e métodos utilizados para a confecção do experimento tais como: placas de aquisição de dados, microfones, alto-falantes, etc.

No capítulo cinco são mostradas as medições realizadas na bancada experimental.

No capítulo seis são descritos os resultados obtidos através das medições coletadas do experimento através de tabelas e comentários referente aos dados.

Por último, no sétimo capítulo são exibidas as conclusões do trabalho, e seus desenvolvimentos, em que também se encontram as sugestões para trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo é apresentado um estudo das propostas já existentes, ou seja; das contribuições científicas de alguns autores referentes ao tema de controle ativo de ruído. Procurou-se abordar os diversos ramos e aplicações para o assunto em questão organizando de forma cronológica as propostas e contribuições de cada autor.

2.1 O Controle Ativo de Ruído

São conhecidos no ramo da acústica dois principais métodos de controlar ruídos indesejados, o método passivo e o método ativo. Sendo que para cada um desses pode-se desenvolver diferentes formas de aplicações. Também é possível utilizar os dois métodos em uma mesma situação, chamado como método híbrido. A escolha do método de controle a ser utilizado dependerá da faixa de frequência de interesse e do espaço físico disponível para a aplicação do controle. O primeiro conceito de controle ativo de ruído é descrito em 9 de junho de 1936 com o alemão Paul Lueg [Lueg, 1936], ao patentear seu trabalho denominado de *Process of Silencing Sound Oscillations*. Ele aplicou princípios de acústica e demonstrou por meio de ilustrações (Figura 2.1) possíveis sistemas para controlar ruídos.

A ideia de Lueg foi retomada somente em abril de 1953 com Olson que na qual introduziu e investigou outras possibilidades de cancelamento com o uso de microfones, amplificadores e alto-falantes, porém ainda com dificuldades relacionadas aos recursos eletrônicos da época, e introduziu a estratégia de controle ativo chamada *Feedback* ou Realimentação. Na Figura 2.2 segue o arranjo apresentados por Olson em 1961.

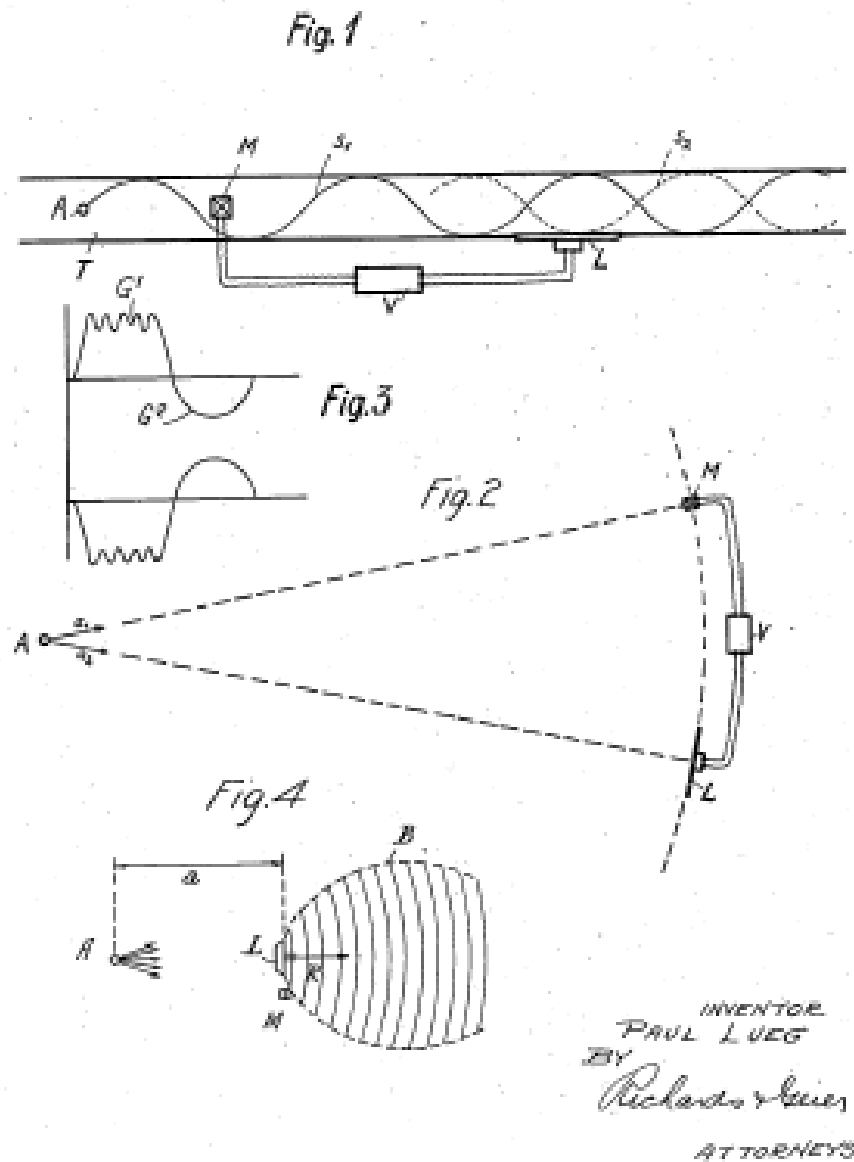


Figura 2.1 – Patente de Paul Lueg em *Process of Silencing Sound Oscillations* [Fonte: Lueg, 1936].

A partir de um estudo para redução de ruído em transformadores, Conover, 1956, introduz melhorias às técnicas de atenuação de forma ativa. Sugeriu a utilização de um sinal de referência captado próximo à fonte de ruído, e também a captação do sinal próximo ao local de controle [Guedes, 2006]. Essa técnica é conhecida como *Feedforward* ou *Antecipativa*.

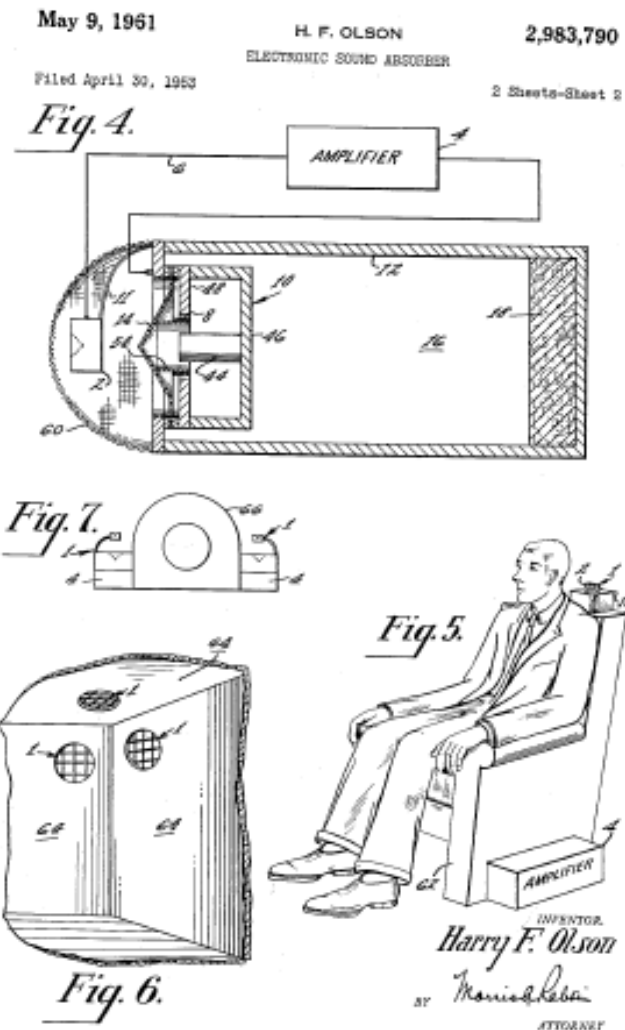


Figura 2.2 – Sistema de Olson em *Electronic Sound Absorber*. [Fonte: Olson, 1953].

Conover foi pioneiro em aplicar o ajuste manual da fase e amplitude do controle, Somek et al., 2001. Utilizando desses princípios, na década de 70, Swinbanks, 1973, contribuiu com o CAR através de um extenso trabalho intitulado *The Active Control Of Sound Propagation In Long Ducts* (1973). Nele Swinbanks atenta para a forma de onda, verificando que quando propagada no interior de um duto, ela pode ser considerada uma onda plana. Contudo, as aplicações desses métodos tiveram as principais implementações a partir dos anos 80 utilizando de recursos mais aprimorados de processamento de sinais e também do surgimento de algoritmos adaptativos.

Ross em 1981 publica no *Journal of Sound and Vibration* o artigo intitulado “*A Demonstration of Active Control of Broadband*” [Ross, 1981], que na qual constrói um pequeno experimento para demonstrar que o CAR em banda larga pode ser usado para resolver problemas

industriais reais. Com uma atenuação de 10 dB, conclui que o custo de montagem do sistema fora substancialmente inferior ao sistema de absorção passiva. Em 1981, Burgess aplicou um filtro digital adaptativo ao CAR em dutos, e com isso introduziu os efeitos do caminho secundário ao sistema de controle [Burgess, 1981]. Essa aplicação de Burgess levou ao desenvolvimento do algoritmo conhecido como *Filtered-x LMS*, entretanto há uma linha que sugere que o surgimento do algoritmo foi primeiramente apresentado nos trabalhos de Widrow e Morgan intitulados respectivamente; “*Adaptive Filters, in Aspects of Network and System Theory*” [Widrow, 1971] e “*Analysis of Multiple Correlation Cancellation Loop with a Filter in the Auxiliary Path*” [Morgan, 1980]. Ainda nos anos 80 em outubro de 1987, Eriksson, Allie e Greiner, 1987, propõem que o filtro IIR possui vantagens em relação ao filtro FIR. Com isso, reduziram o problema do *Feedback* acústico no interior do duto, uma vez que no filtro IIR o caminho *Feedback* é modelado, sendo que até então apenas o caminho secundário era levado em consideração nos coeficientes (pesos) do filtro. Na mesma época Eriksson aprimora a técnica da estimativa *on-line* do caminho secundário (bloco com $S(z)$ na Figura 2.3 a qual representa o sistema de controle em malha fechada), em trabalhos posteriores ele propõe o uso de um algoritmo recursivo para o CAR [Eriksson, 1991]. Detalhes de cada variável da Figura 2.3 serão apresentados na seção 3.4.2 Sistema CAR em Malha Aberta (*feedforward*).

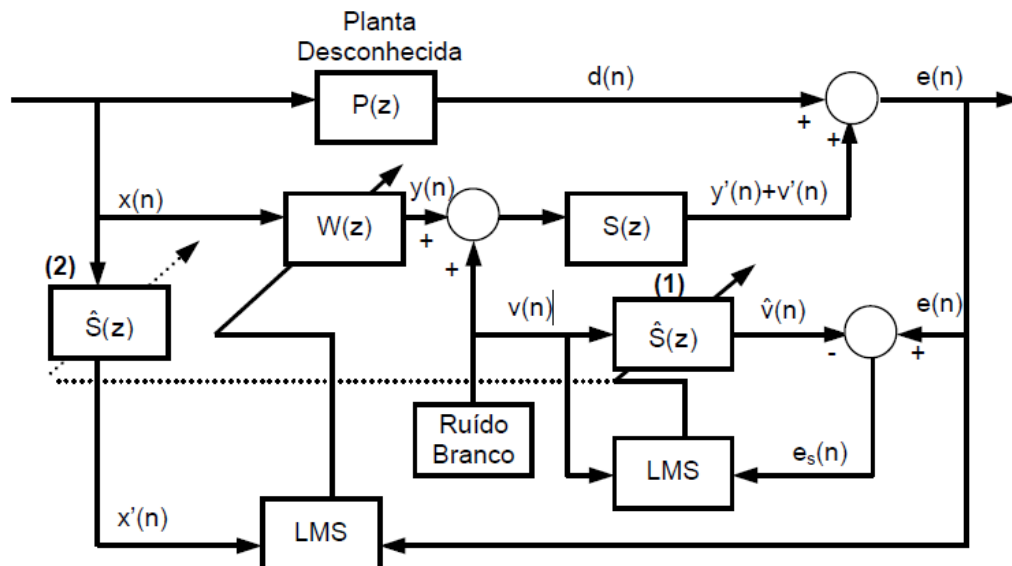


Figura 2.3 - Sistema CAR *on-line* utilizando o método de Eriksson. [Nuñez, 2005].

Esse mesmo algoritmo já havia sido estudado por Feintuch em 1976 e recebeu nome de *Recursive Least Mean Square* (RLMS) [Feintuch, 1976] e deu origem ao desenvolvimento do algoritmo *Filtered-u LMS* [Eriksson, 1991]. Nos anos 90 também houve avanços significativos,

em função do aumento da velocidade no processamento de sinais digitais, Nelson e Elliot, 1992, contribuem com um extenso trabalho de 452 páginas chamado *Active Control of Sound*, abordando aspectos acústicos e eletrônicos do CAR tanto em dutos como em outras aplicações, como controle de ruído em veículos, ou ainda multicanal para o controle de ruído em cabines de avião e salas [Duboc apud Elliot et al., 1998].

No que se trata ao CAR em dutos retangulares destacam-se os trabalhos de Tang e Cheng, 1998, sendo que foi investigado experimentalmente o desempenho do sistema adaptativo em um duto retangular de extremidade aberta e relativamente curto, com e sem fluxo de ar. Posicionando 15 microfones de erro equidistantes a 1 metro da fonte secundária (Figura 2.4), e observaram uma mudança no nível de atenuação de ruído que variou de 3 dB quando o duto estava submetido ao fluxo de ar, também concluíram que a presença de fluxo de ar, ruídos próximos às frequências acústicas do duto e o posicionamento incorreto dos microfones reduzem significativamente o desempenho do sistema CAR. Kuo et al., 1999, publicam um tutorial dando ênfase a aspectos práticos dos sistemas CAR. No artigo são desenvolvidos e analisados algoritmos adaptativos para banda larga de canal único. Foram introduzidas diversas técnicas de modelagem do caminho secundário e destacados exemplos para problemas reais de CAR.

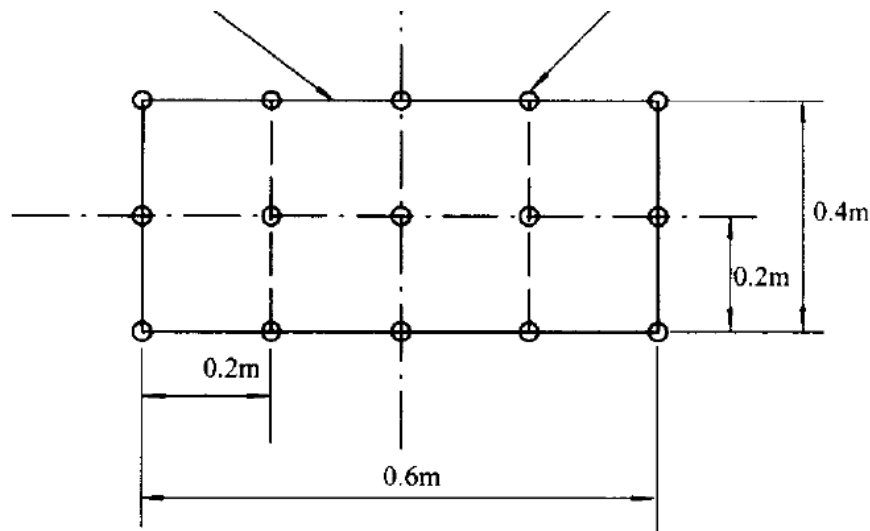


Figura 2.4 – Microfones posicionados no duto (vista frontal). [Fonte: Tang e Cheng, 2009].

Nunes, 1999 e Yang, 2004, contribuíram no estudo das mudanças na configuração do duto adotando formas como Y, T e U, utilizando do ambiente Matlab-Simulink® [Matlab, 2018] e avaliações experimentais através de uma bancada confeccionada em laboratório. Yang sugeriu mudanças na geometria de instalação da fonte secundária com objetivo de diminuir a

interferência do fluxo de ar na eficácia da atenuação. Somek et al., 2001, analisaram os elementos que compõem o sistema do CAR em dutos (microfones, alto-falantes e dutos). Com base nessa análise modelaram cada elemento e assim aproximaram suas simulações numéricas a resultados reais. Haykin e Widrow, 2003, abordaram aspectos matemáticos do filtro LMS que foi primeiramente publicado em *Adaptive Switching Circuits*, por Widrow, 1960, e seu primeiro aluno de doutorado Marcian E. Hoff.

Nuñez, 2005, formulou e avaliou o CAR através de metodologias de controle numérico e experimental. Apresenta em seu trabalho quatro abordagens para o fenômeno da propagação acústica: a primeira baseada a partir das equações fundamentais da acústica; gerando um modelo de dimensão infinita para o duto, a segunda aproxima o modelo infinito por uma série truncada de Taylor, a terceira formulação realizou a expansão modal a partir dos polos do modelo de dimensão infinita e a quarta uma expansão modal, considerando tanto os polos como os zeros do modelo infinito dimensional.

Gontijo, 2006, faz uso da técnica em sistemas de controle de vibrações, na Figura 2.5 demonstra a relação entre os sistemas de vibração e acústica, para o transdutor da fonte secundária (análogo ao alto-falante 2) utilizou-se um *shaker* que irá introduzir força/vibração ao sistema, e ao invés de microfones, utilizou-se sensores piezelétricos (acelerômetros). Apesar da aplicação não ser necessariamente de controle de ruído, a investigação dos algoritmos empregados tem relevância no estudo de controle de ruído.

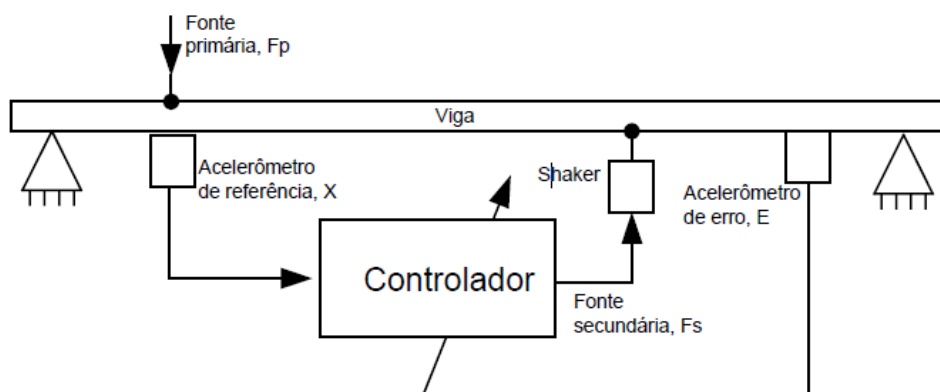


Figura 2.5 - Sistema para o controle ativo de vibrações em uma viga. [Fonte: Gontijo, 2006].

Na Figura 2.6 Gontijo, 2006, representa uma estrutura mecânica tal que $d(n)$ é o sinal de saída do sistema, $y(n)$ sinal de saída do filtro, $S(z)$ caminho secundário, $e(n)$ sinal de erro, $x(n)$ é o sinal de excitação do sistema e a entrada do filtro digital FIR. Gontijo, 2006, cita que

uma boa estimativa do caminho secundário estimado $\hat{S}(z)$ afeta consideravelmente o comportamento do algoritmo, podendo dificultar o processo de convergência e instabilidade. Assim, no trabalho são indicados o tipo de propagação de ondas na estrutura, os modos de vibração considerados, a velocidade variável de propagação das ondas mecânicas em função da frequência e as reflexões nos extremos da estrutura, estes pontos influenciam diretamente no desempenho do sistema CAV - Controle Ativo de Vibrações.

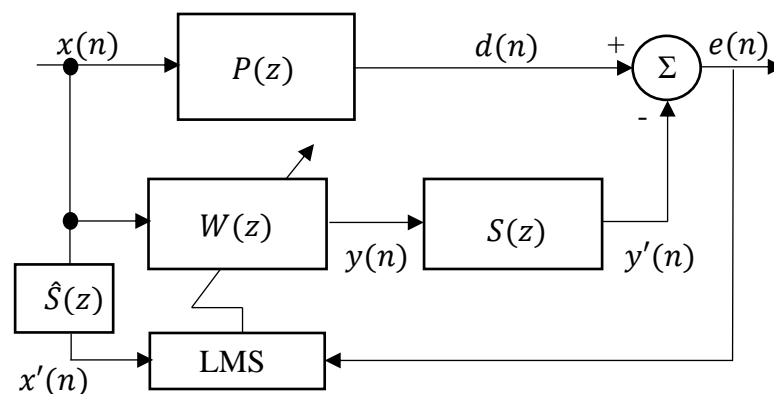


Figura 2.6 – Diagrama em blocos do sistema CAV considerando o algoritmo Fx-LMS. [Adaptado de Gontijo, 2006].

Lessa, 2010, obteve uma redução de 10 dB aplicando o método de CAR em dutos de ventilação, tendo utilizado um motor como fonte de ruído os seus principais resultados foram na linha de estudo de filtragem adaptativa utilizando o algoritmo LMS. Miranda, 2013, faz um estudo sobre a relação de performance do sistema CAR com as frequências acústicas do duto utilizado. Através de uma bancada experimental com diferentes posicionamentos de sensores e transdutores, cujo o esquema está na Figura 2.7, Miranda obteve a FRF (Função Resposta em Frequência) e analisou quais frequências atuam nas regiões de ressonância, com isso pode otimizar a posição dos microfones ao longo do duto. Atingindo melhores resultados de atenuação nas frequências próximas as de ressonância do duto, Miranda conclui que o melhor posicionamento dos sensores está em regiões de ressonância do sistema.

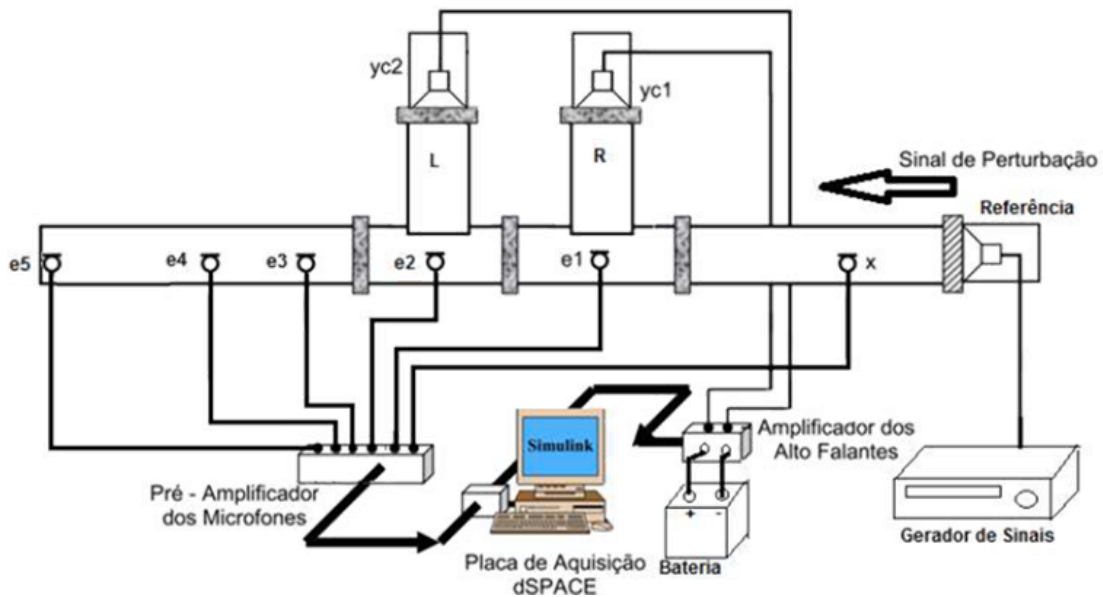


Figura 2.7 – Esquema de montagem da bancada experimental. [Fonte: Miranda, 2013].

Junior et al., 2014, descrevem cada etapa do sistema CAR detalhando os principais passos a serem executados bem como ferramentas numéricas a serem empregadas, através da obtenção das funções de transferência do caminho primário e secundário, um modelo analítico invariante no tempo foi apresentado. Duboc em 2015, estudou o comportamento do CAR em campo livre. Com o objetivo de reduzir os ruídos gerados em heliportos, utilizou algoritmos desenvolvidos em Matlab e *LabView*. Observou significativas relações entre resultados simulados e experimentais, tendo como fonte de ruído tons puros e o ruído gravado de um helicóptero. O sistema foi mais eficaz em tons puros tendo como melhores resultados reduções de 11 dB em 1050 Hz, 13 dB em 1850 Hz e 25 dB em 1900 Hz, e em média 7 dB para o ruído do helicóptero.

Melhorias e aplicações do algoritmo *Filtered-x LMS* foram revisadas por Gaur e Gupta, 2016. Mencionam que a principal vantagem deste algoritmo é a sua simplicidade computacional. Além disso, ao contrário da versão anterior (o algoritmo *Least Mean Square - LMS*) ele inclui a estimativa do caminho secundário $\hat{S}(z)$ tornando-se mais eficaz. Entretanto, sua velocidade de convergência é baixa. Concluem comparando as melhorias baseadas em termos de velocidade de convergência e complexidade. Nesta situação, a velocidade de convergência diz respeito à ao tempo gasto entre o início da atuação do CAR e o instante em que ele consegue atenuar ao máximo o ruído. A complexidade diz respeito ao número de passos e operações necessárias para obter o sinal de antirruído e está relacionado diretamente com a

capacidade do sistema de controle de rapidamente fornecer sinais para o controle. A Tabela 2.1 resume a revisão de Gaur e Gupta.

Tabela 2.1 – Resumo das características, vantagens e desvantagens dos diversos variantes de *Filtered-x* LMS. [Adaptado de Gaur e Gupta, 2016].

Algoritmo	Resultados (vantagens e desvantagens)
Fx-LMS	Simplicidade computacional e convergência mais lenta do que o convencional LMS.
MFx-LMS	Melhor convergência que no Fx-LMS, mas com maior complexidade computacional.
MFx-LMS1 e MFx-LMS2	Melhor convergência que o Fx-LMS (igual ao MFx-LMS), mas o cálculo computacional é menor que o MFx-LMS
CFx-LMS	Desenvolvido para banda larga AND. Aqui, os pesos do filtro recebem limites superior e inferior específicos. A taxa de convergência aumentou.
Limiar Variável baseada no Fx-LMS	A taxa de convergência aumentou com pouco incremento computacional.
Combinação Convexa baseada no Fx-LMS	A taxa de convergência é alta, mas com computação pesada, pois envolve combinações paralelas.
VSS Fx-LMS	Desenvolvido para o CAR em banda estreita, a taxa de convergência aumentou (quase igual a Fx-RLS) com pouco manejo computacional. Bom para ambiente de ruído estacionário e não estacionário. A complexidade dos custos e da computação está entre o Fx-LMS e o Fx-RLS.
Reutilização de Dados baseada no Fx-LMS	Usado para ruído impulsivo, ele normaliza o tamanho do passo e melhora a taxa de convergência.
VSS Fx-LMS com Comprimento Variável	Mantém uma boa taxa de convergência, mesmo em aplicações com comprimentos longos.
Fx-WLMS e Fx-LMLS	Desenvolvido para aplicação do CAR ao aparelho auditivo e considerado eficaz em cancelamento de <i>feedback</i> na presença de <i>outliers</i> (sons isolados).

Em 2017 Chen, Chang e Kuo analisaram diversos tipos de ruídos em dutos: ruídos monotônicos, sinais tonais de varredura e ruído branco. Um algoritmo de cancelamento de *feedback* também foi proposto para superar o problema de *feedback* acústico. Os testes experimentais puderam demonstrar que o sistema de CAR proposto reduziu tais ruídos de forma satisfatória de até 20 dB a 26 dB, os melhores resultados foram para a redução do ruído branco. Na Figura 2.8 segue o espectrograma da atenuação medida, sendo que a intensidade da cor vermelha é proporcional à amplitude do sinal sonoro. O controle de ruído é ativado no instante de tempo 3,5 s.

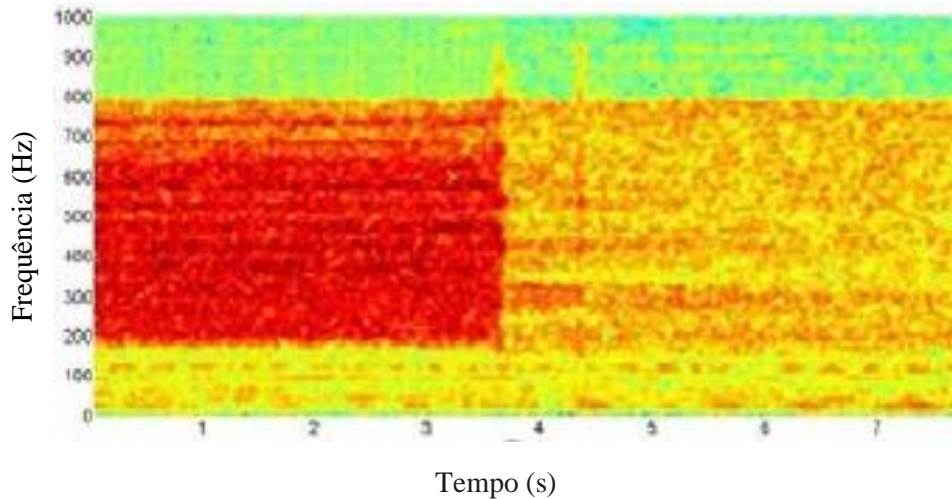


Figura 2.8 – Espectrograma do ruído medido e desempenho de redução para ruído branco. [Adaptado de Chen e Kuo, 2017].

Chang et al., 2018, examinaram o desempenho de um novo método para modelagem do caminho secundário estimado $\hat{S}(z)$. O método consiste em otimizar $\hat{S}(z)$ de maneira *on-line*; ou seja, atualizando os dados a cada iteração (ver seção 3.7.1 O Caminho Secundário Estimado $S(z)$). Com dois filtros idênticos, de banda estreita, para cada canal os filtros particionam os sinais de excitação e o erro de banda completa em sinais de sub-bandas independentes. Dessa forma, refinam $\hat{S}(z)$ na respectiva faixa de frequência da sub-banda. Os autores citam que as vantagens do método proposto incluem aumentar a velocidade de convergência, melhorar a precisão de modelagem e reduzir a complexidade computacional. O desempenho do algoritmo proposto foi verificado através de simulações numéricas, usando filtros de resposta ao impulso com duração infinita de ordem 24 (*Infinite Impulse Response - IIR*). O sistema utilizou a configuração experimental de Kuo e Morgan, 1996, para a simulação e verificou-se que o algoritmo proposto supera as técnicas convencionais para modelagem do caminho secundário $S(z)$.

No presente trabalho utilizou-se do algoritmo *Filtered-x LMS* com alguns ajustes e modificações que serão mais bem detalhadas ao longo dos capítulos. É também empregado o uso do algoritmo *Filtered-u LMS* com o propósito de comparação de eficiência entre ambos.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo são apresentadas fundamentações teóricas para uma breve compreensão de funcionamentos dos sistemas de controle de ruído. Além disso, enfatizou-se cada componente do sistema CAR em subtópicos e exemplificações de alguns princípios básicos de acústica como a hipótese da onda plana, a interferência destrutiva, a impedância acústica de um duto, a absorção sonora de uma superfície etc. Utilizou-se aqui dos diagramas de blocos como opção para melhor visualização e compreensão do funcionamento de parte do sistema CAR.

3.1 Controle de Ruído

Para controlar um ruído existem basicamente duas formas, o método passivo e o método ativo. A seguir é apresentada uma breve descrição da forma de controle passiva de ruído e logo após uma descrição dos principais elementos para execução do controle ativo de ruído

3.1.1 Controle Passivo de Ruído

O controle passivo é todo aquele que não faz uso de energia para atenuar o nível de ruído. Como descrito no livro de Gerges, 2000, o seu projeto pode basear-se em: escolha de materiais para absorver o som, arquitetura dos ambientes para o controle da propagação, barreiras, enclausuramentos, redução de vibração em máquinas por meio de amortecedores, equipamentos de proteção individual ou modificação da posição de fontes de ruído.

Segundo Bistafa, 2018, a área de absorção sonora equivalente de uma superfície é dada por:

$$A_{abs} = a \cdot \beta, \quad (3.1)$$

onde a é a área da superfície com o material absorvente em m^2 e β o coeficiente de absorção sonora deste material.

Vale ressaltar o que diz Bistafa, 2018, sobre o coeficiente de absorção sonora de materiais porosos/fibrosos:

“Pelo fato de o coeficiente de absorção sonora de materiais porosos/fibrosos ser mais significativo nas médias e altas frequências, dutos revestidos internamente tendem a oferecer razoável atenuação nessas faixas de frequência. Nas baixas frequências, o desempenho é normalmente insatisfatório, a menos que se utilizem revestimentos mais espessos.” [Bistafa, 2018].

Logo conclui-se que o controle passivo nesses casos pode ser inviável para baixas frequências (menores que 500 Hz), uma vez que há a necessidade de grandes áreas de material absorvente. Sendo assim, torna-se interessante o uso do método CAR.

3.1.2 Controle Ativo de Ruído - CAR

O CAR baseia-se em princípios físicos de acústica, como o cancelamento de ondas através da interferência. Quando duas ondas produzem efeitos opostos, o efeito resultante é menor que o produzido isoladamente por cada onda, ou seja; surge a interferência destrutiva como exemplificado na Figura 3.1.

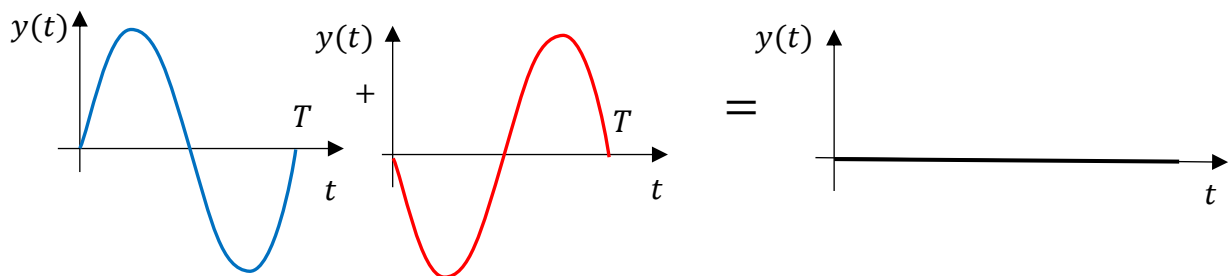


Figura 3.1 – Interferência destrutiva entre ondas.

Em síntese, o controle ativo de um campo sonoro é uma técnica que utiliza a introdução de fontes sonoras adicionais para controlar o campo sonoro circundante, denominado como fonte primária F_p . O objetivo do sistema é reduzir os níveis de pressão geradas pela fonte sonora [Fernandes, 2007].

Duboc, 2015, definiu o controle ativo de ruído como uma metodologia de controle de ruído em que a atenuação do ruído indesejado, em uma determinada região, se dá através da utilização de outro ruído semelhante em exata oposição de fase. Este tipo de controle reduz o ruído indesejado propagado, utilizando um sistema eletroacústico composto por sensores de medição e atuadores. Os sensores de medição podem ser, por exemplo, microfones e os atuadores alto-falantes [Duboc, 2015]. Já na definição de Kuo cita-se que o CAR é alcançado através da introdução de um antirruído, utilizando-se de uma matriz apropriada de fontes. Essas fontes são interconectadas, através de um sistema eletrônico, com um algoritmo de processamento de sinal específico para o regime de cancelamento [Kuo et al., 1999]. As aplicações mais indicadas para esse tipo de controle são aquelas que o controle de ruído está

em espaços fechados, assim como dutos, cabines de veículos, sistemas de exaustão, fones de ouvido entre outras [Martini, 1996].

3.2 Controle Ativo de Ruído em Dutos

Dutos são largamente utilizados como meios de transporte para os fluidos, podendo ser utilizado para o transporte de petróleo e seus derivados como oleodutos e gasodutos, mas também são utilizados para o transporte de energia em um sistema de ventilação (Figura 3.2). No entanto, quando dutos são utilizados em um sistema HVAC (*Heating, Ventilation and Air Conditioning*), também haverá o transporte de ruídos sonoros através desses dutos. A componente espectral de um sistema HVAC dependa da localização da fonte sonora no equipamento e um ventilador emite em frequências baixas – crítico nas faixas de 125 a 250 Hz [Berlinerluft, 2017]. O controle passivo de ruído torna-se, em algumas situações, pouco eficaz uma vez que necessitaria de grande volume de material absorvente para uma atenuação adequada, assim dificultando o fluxo de ar dentro do duto (ainda que o controle passivo seja empregado na prática com elementos perfurados e porosos). Para avaliação do desempenho de silenciadores e abafadores em dutos em laboratório existe a norma BS EN ISO 7235:2009, a qual define os critérios e procedimentos para avaliar o desempenho desse controle passivo. Então, torna-se interessante o uso de um controle de forma ativa, pois os elementos do sistema geralmente são pequenos e podem ser acoplados nas paredes do duto, tendo baixa influência nas perdas de carga do fluxo de ar.

Todavia, Hansen, 2001, destaca que as frequências tipicamente controladas variam entre 40 a 400 Hz e as desvantagens do sistema de controle ativo estão associadas ao seu custo, necessidade de manutenção regular (substituição de alto-falantes a cada 3 anos), mão de obra especializada e redução do desempenho para frequências que estejam fora da faixa de projeto. [Hansen, 2001]. A maioria dos sistemas de CAR assume como plana a onda formada dentro do duto (ver seção 3.2.1 Onda Plana) e adotam o sistema de controle como *feedforward* (ver 3.4 Sistemas de Alimentação) devido à sua robustez e capacidade de “previsão” de informações em tempo real.



Figura 3.2 – Dutos de ventilação em planta de refinaria de petróleo.

3.2.1 Onda Plana

Se uma onda sonora se propaga através de um longo duto, e se seu comprimento de onda λ for muito maior que o diâmetro do duto, podemos assumir que temos uma onda acústica plana [Somek, 2001]. A partir dessa premissa podemos avaliar a onda através de equações mais simplificadas, no caso de uma abordagem em ambiente virtual, Pota e Kelkar, 2001, apresentam modelos matemáticos dos dutos, aplicando condições de contorno avaliadas através de resultados experimentais em bancadas de laboratório [Junior apud Pota e Kelkar, 2001]. Além disso, tem-se que para frequências abaixo da frequência de corte f_c a onda segue a hipótese de onda plana. Para um duto de seção circular a obtenção dessa frequência de corte para um duto cilíndrico é dada por $f_c = 1,84 c/\pi\phi$ [Nunes, 1999; Gerges, 2000]. Então, adotando a velocidade de propagação do som como $c = 343$ m/s e diâmetro nominal do duto $\phi = 0,150$ m obtém-se uma $f_c = 1339$ Hz. Nos experimentos todas as frequências são abaixo de 750 Hz, logo a hipótese de ondas planas foi utilizada nos ensaios. Sendo assim, a equação que descreve o comportamento da propagação da onda será a Equação 3.2, sendo ela equação diferencial linear, homogênea, com coeficientes constantes de propagação na direção x.

$$\frac{\partial^2 P}{\partial x^2} = \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 P}{\partial t^2}, \quad (3.2)$$

tal que, P indica a pressão sonora, t é o tempo e c_0 é a velocidade de propagação do som em um meio específico. É com essa equação que podemos obter a solução analítica da superposição de duas ondas planas movendo-se em direções opostas. Em um CAR existem basicamente dois tipos de sistemas: o acústico e o eletrônico. O duto é a parte acústica, ou seja; é o ambiente em que as ondas sonoras estão sendo formadas, para cada um desses sistemas está relacionada uma função de transferência. Uma função de transferência, no caso de propagação de ondas sonoras, pode ser compreendida como a representação matemática do comportamento dessa mesma onda ao longo do meio no qual ela está sendo propagada. Ela geralmente é definida no domínio das frequências, sofrendo atenuações ou ampliações, difrações ou distorções para cada componente de frequência, mas dependendo da aplicação pode ser representada por um filtro, definido no domínio do tempo t . Neste trabalho as funções de transferências secundária $S(z)$ e de *feedback* $F(z)$ foram estimadas de forma experimental, entretanto podemos encontrar na literatura contribuições tal que essas funções são obtidas algebricamente.

3.2.2 Impedância acústica do duto

A impedância acústica específica \tilde{Z} é o quociente complexo da pressão sonora P na superfície, dividida pela velocidade de uma partícula u [Kinsler et al., 2000].

$$\tilde{Z} = \frac{\tilde{P}}{\tilde{u}}, \quad (3.3)$$

sendo \tilde{P} e \tilde{u} as partes complexas dadas no domínio da frequência. Assim, tendo o conhecimento da pressão sonora P , velocidade da partícula u e a hipótese de ondas planas, torna-se possível expressar a impedância acústica de um duto. A seguir é utilizada a equação da impedância acústica específica \tilde{Z} para a dedução da impedância acústica de um duto cilíndrico. Através da Equação 3.2 (equação da onda linearizada), encontra-se a seguinte solução no domínio da frequência:

$$\tilde{P} = Ae^{ik(L-x)} + Be^{-ik(L-x)}, \quad (3.4)$$

sendo A a amplitude da onda incidente, B a amplitude da onda refletida, L o comprimento do duto e $k = \omega/c$ o número de onda, sendo ω a frequência em radianos por segundo. Admitindo ondas planas com a propagação na direção x , utiliza-se a equação de Euler linearizada [Kinsler et al., 2000]:

$$\frac{\partial^2 P}{\partial x^2} + \rho_0 \frac{\partial u}{\partial t} = 0, \quad (3.5)$$

com ρ_0 sendo a densidade do meio (ar). Resolvendo a equação para obter u , no domínio da frequência (\tilde{u}), encontra-se:

$$\tilde{u} = -\frac{1}{i\omega\rho_0} \frac{\partial P}{\partial x}, \quad (3.6)$$

derivando a Equação 3.4 em relação a x , obtém-se a seguinte expressão:

$$\frac{\partial \tilde{P}}{\partial x} = -ikAe^{ik(L-x)} + Be^{-ik(L-x)} = -ik[Ae^{ik(L-x)} - Be^{-ik(L-x)}]. \quad (3.7)$$

Substituindo a Equação 3.7 na Equação 3.6, temos que a velocidade de uma partícula fica:

$$\tilde{u} = \frac{1}{i\omega\rho_0} ik[Ae^{ik(L-x)} - Be^{-ik(L-x)}]. \quad (3.8)$$

Então, utiliza-se a Equação 3.4 e Equação 3.8 na Equação 3.3 então chega-se a seguinte equação para impedância acústica específica:

$$\tilde{Z} = \frac{\tilde{P}}{\tilde{u}} = \rho_0 c_0 \frac{Ae^{ik(L-x)} + Be^{-ik(L-x)}}{Ae^{ik(L-x)} - Be^{-ik(L-x)}} \quad [Rayl]. \quad (3.9)$$

Segundo o trabalho de Hernandez et al., 1998, o diafragma de um alto-falante funciona como um pistão rígido nas baixas frequências. Ou seja, assumindo que em $x = 0$ há um pistão rígido e em $x = L$ o duto está aberto (conforme Figura 3.3), assim sua impedância de radiação Z_r é equivalente à sua impedância acústica específica \tilde{Z} . Aplicando-se a condição de contorno ($L = x$) na Equação 3.9, chega-se a:

$$\tilde{Z} = \frac{\tilde{P}}{\tilde{u}} = \rho_0 c_0 \frac{A + B}{A - B} \quad [Rayl], \quad (3.10)$$

para A/B na Equação 3.10, encontra-se a expressão:

$$\frac{A}{B} = \frac{Z_r + \rho_0 c_0}{Z_r - \rho_0 c_0}. \quad (3.11)$$

Destacando que as frequências de interesse estão abaixo da frequência de corte (hipótese de ondas planas) e de acordo com Kinsler et al., 2000, para dutos não ramificado na saída de raio igual a r , tem-se a seguinte equação para o cálculo da impedância de radiação:

$$Z_r = \rho_0 c_0 (0,25(kr)^2 + i0,6kr) \quad [\text{Rayl}]. \quad (3.12)$$

Finalmente, fazendo uso dos termos obtidos e do conceito de impedância radiação para encontrar as variáveis A e B , resulta na equação da impedância analítica de um duto cilíndrico para a onda em qualquer posição x [Nunes, 1999]:

$$\tilde{Z}_{(x,\omega)} = \frac{\tilde{P}_{(x,\omega)}}{\tilde{u}_{(x,\omega)}} = \rho_0 c_0 \frac{\frac{A}{B} e^{ik(L-x)} + e^{-ik(L-x)}}{\frac{A}{B} e^{ik(L-x)} - e^{-ik(L-x)}} \quad [\text{Rayl}]. \quad (3.13)$$

3.2.3 Frequências acústicas de um duto fechado-aberto sem ramificações nem flanges

Um duto fechado-aberto pode ser uma aproximação razoável para o caso na qual o duto tem uma extremidade com um alto-falante e a outra livre [Hernandes et al., 1998]. Como citado em Nunes, 1999, para baixas frequências, o alto-falante pode ser representado como um pistão rígido que comprime e descomprime o ar no seu entorno. Na Figura 3.3 é mostrado que a distância entre um vale/crista e um nó consecutivo é $\lambda/4$ de uma onda estacionária longitudinal. De forma análoga, segue também que pode ser $3\lambda/4$, $5\lambda/4$, ... e o comprimento assume, portanto, os valores $L = \lambda_1/4 = 3\lambda_2/4 = 5\lambda_3/4$ que são os múltiplos ímpares:

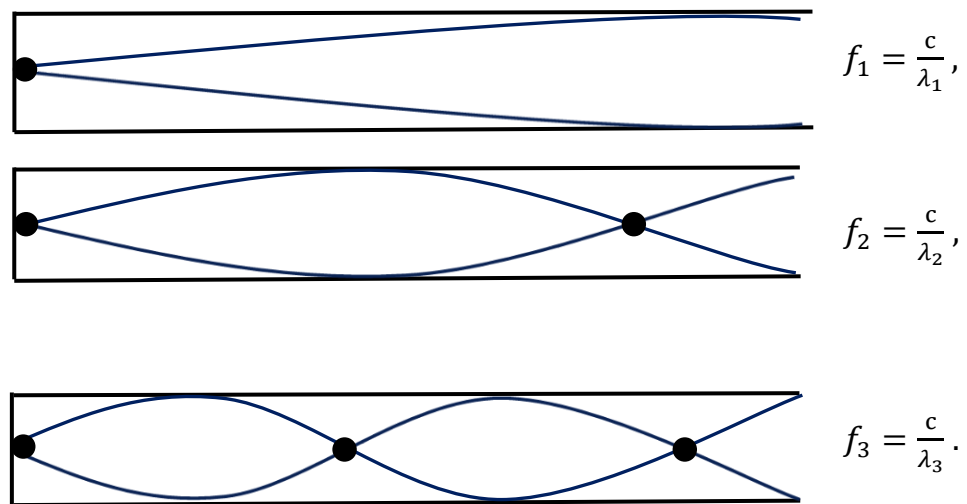


Figura 3.3 – Representação das zonas de sobrepressão e subpressão de ondas estacionárias em um tubo fechado-aberto.

Utilizando a relação de frequência f , velocidade do som c e comprimento de onda λ , ($c = \lambda \cdot f$) e a observação de que as frequências naturais em um duto são múltiplos ímpares, chega-se na seguinte equação:

$$f_n = c_0 \frac{(2n - 1)}{4L}, \quad n = 1, 3, 5 \dots \quad (3.14)$$

No capítulo 5 sobre as Medições Experimentais, valores obtidos com a Equação 3.14 foram comparados com aqueles obtidos experimentalmente no duto utilizado no experimento deste trabalho. Apesar de simples, esta formulação poderá indicar para fins de anteprojeto qual a ordem de grandeza das frequências acústicas que um certo duto teria.

Vale ressaltar que o modelamento analítico de um duto com as características de material, dimensões e geometrias mais complexas (por exemplo, iguais às utilizadas nos experimentos que serão feitos), estaria fora do escopo deste trabalho. Entretanto, este modelamento eventualmente poderia render melhores resultados para as frequências acústicas quando comparadas com as correspondentes experimentais, desde que leve em conta a real rigidez e impedância do alto-falante, eventuais derivações do duto, velocidade de eventuais fluxos de ar internos, temperatura do fluxo, forma de finalização da parte aberta do duto (com ou sem flange e suas dimensões), além da própria rigidez mecânica do duto.

3.3 Os caminhos para a propagação sonora no sistema CAR

A seguir serão apresentados os principais caminhos que compõem o sistema de forma física e eletrônica: caminho secundário, caminho secundário estimado, caminho primário e caminho *feedback*.

3.3.1 O Caminho Secundário $S(z)$

O caminho entre o alto-falante 2 e o microfone de erro (*mic2*) é denominado Caminho Secundário $S(z)$ (Figura 3.4). Esse é o caminho em que se propaga o antirruído $y'(n)$ diretamente ao *mic2*, todavia o sinal de saída também é captado pelo *mic1* (ver Seção 3.5 O Caminho *Feedback* $F(z)$).

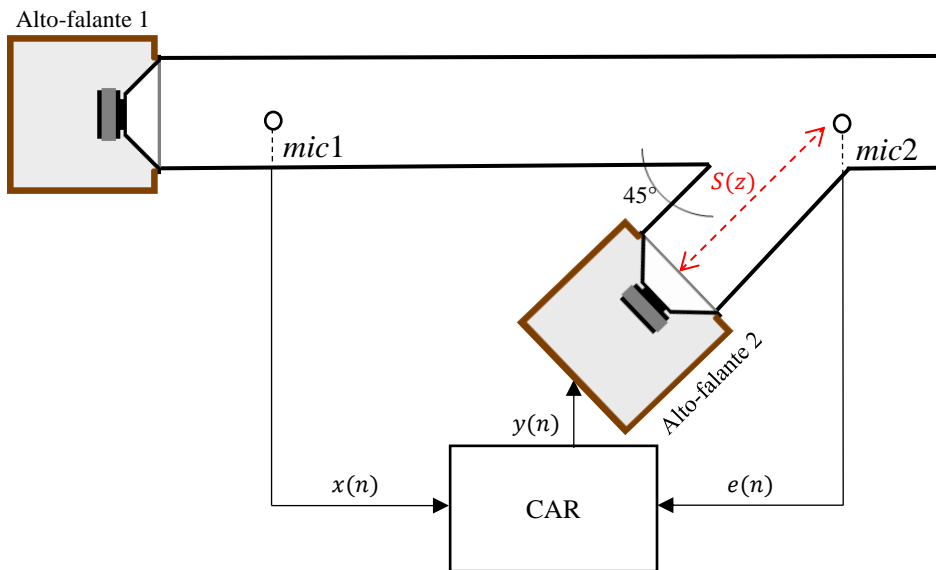


Figura 3.4 – O caminho secundário $S(z)$ no sistema CAR.

Para ser levado em consideração partes eletroacústicas dos equipamentos e dispositivos eletrônicos que compõem todo o sistema CAR, estima-se o caminho secundário.

3.3.2 O Caminho Secundário Estimado $\hat{S}(z)$

Como garantia de resultados significativos de atenuação, é de extrema importância que a estimativa do caminho secundário $\hat{S}(z)$ seja obtida. Entretanto, esta determinação não necessita ser exata [Widrow et al., 1985] pois na etapa de processamento do filtro $W(z)$ eventuais discrepâncias em relação a $S(z)$ serão compensadas. O sinal de erro $e(n)$ e o sinal de entrada $x(n)$, por não serem perfeitamente sincronizados em relação ao tempo, também geram instabilidades ao sistema. A ausência de sincronia é dada pela presença de conversores (A/D e D/A), amplificadores, alto-falantes, microfones, filtros etc. No Fx-LMS o $S(z)$ é previamente estimado e utilizado no processamento do $W(z)$ para então gerar o antirruído $y'(n)$.

Basicamente existem duas maneiras para estimar $S(z)$: a estimativa *off-line* e a estimativa *on-line*. Quando o caminho que o ruído percorre é modificado ao longo do tempo de controle, torna-se interessante a utilização de uma estimativa *on-line* de $S(z)$. Aqui será abordada somente a maneira *off-line*, com base de que toda a planta do projeto (dimensões do duto) é invariante no tempo. Portanto, todos os ensaios deste trabalho foram realizados com os

mesmos componentes (computador, alto-falantes, microfones, cabos e duto). Logo, não é necessária a atualização da função de transferência do caminho secundário estimado $\hat{S}(z)$.

3.3.2.1 Estimativa *off-line* do Caminho Secundário $\hat{S}(z)$

Quando assumido que as características do caminho secundário $S(z)$ são invariantes no tempo, pode-se utilizar do método *off-line* de modelagem durante um período de treinamento para estimar $S(z)$. Na Figura 3.5 é apresentado um diagrama de blocos da estimativa *off-line* do caminho secundário.

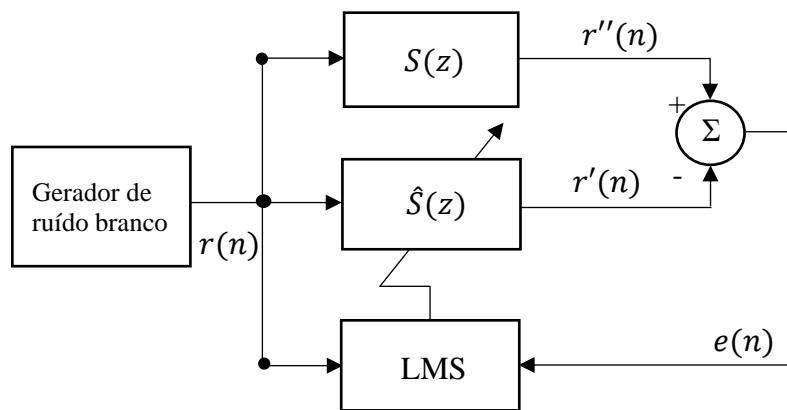


Figura 3.5 – Estimativa *off-line* do caminho secundário $\hat{S}(z)$.

A estimativa de $S(z)$ é gerada com o auxílio de um gerador de ruído branco. Como é conhecida a potência do sinal do ruído branco, não há necessidade de estimá-la. O passo de adaptação $\mu(n)$ poderá ser ajustável ao longo da estimação e deve satisfazer os limites que serão apresentados ao final da Seção 3.9. A Tabela 3.1 demonstra os passos do algoritmo para estimar $S(z)$.

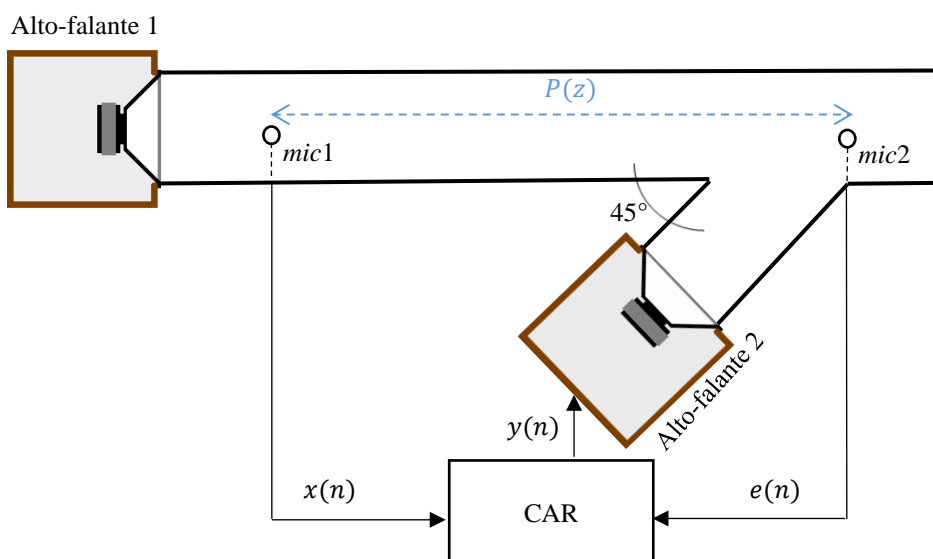
A função de transferência do caminho secundário $S(z)$ também pode ser estimada através de aproximações polinomiais [Nuñez, 2005 apud Aguirre, 2000].

Tabela 3.1 – Pseudocódigo do algoritmo para obter o caminho secundário estimado $\hat{S}(z)$

<p>Passo 1: Inicialização</p> <p>Coeficientes: $\hat{s}(k)_0 = 0, M + 1$ coeficientes; $\mu =$ valor otimizado.</p> <p>Passo 2: Gerar o ruído branco $r(n)$ (aproximadamente em 20 segundos);</p> <p>Passo 3: Cálculo da saída do filtro adaptativo FIR;</p> $r'(n) = \sum_{k=0}^{M-1} [\hat{s}(k) \cdot r(n - k)]$ <p>Passo 4: Avalie a diferença;</p> $e(n) = r''(n) - r'(n)$ <p>Passo 5: Atualização dos coeficientes do caminho secundário estimado;</p> $\hat{s}(n + 1) = \hat{s}(n) - \mu(n) \cdot e(n) \cdot r(n - k)$ <p>Passo 6: Atualize $n = n + 1$ e volte ao Passo 2.</p>
--

3.3.3 O Caminho Primário $P(z)$

O caminho entre o microfone de referência (*mic1*) e o microfone de erro (*mic2*) é chamado caminho Primário $P(z)$, também intitulado como planta do sistema como pode ser visto na Figura 3.6 Em alguns trabalhos este caminho também é citado como a distância do alto-falante 1 até o *mic2*.

Figura 3.6 – O caminho Primário $P(z)$ no sistema CAR.

É no caminho Primário $P(z)$ que o ruído sofre a maior influência do tempo de propagação e sofre atenuações ou ampliações, pois é o maior caminho percorrido pelo som em todo o duto.

3.3.4 O Caminho *Feedback* (retorno acústico) $F(z)$

O caminho de *Feedback* (ou retorno acústico) é caminho entre o sinal que sai do alto-falante 2 (aquele que emite o antirruído) e é captado pelo *mic1* como mostra a Figura 3.7. Esse sinal, por ser um retorno acústico, gera instabilidades no sistema. Portanto sua função de transferência, assim como a do $S(z)$, também deve ser estimada e utilizada no algoritmo do CAR. No algoritmo *Filtered-x LMS* esse caminho $F(z)$ não entra no código, assim o filtro adaptativo $W(z)$ encontra maiores dificuldades para convergir, pois os valores de $W(z)$ acabam sendo realimentados com sinais em *loop*.

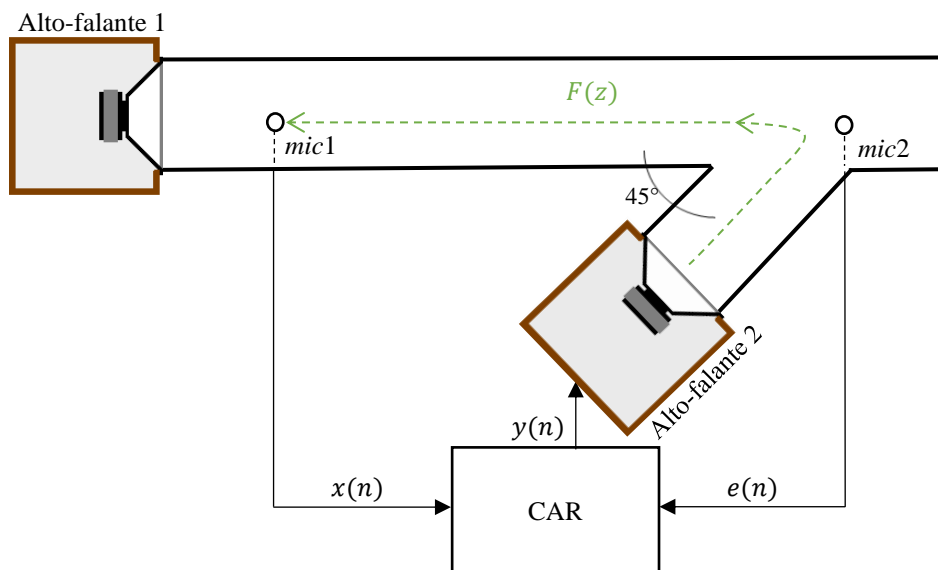


Figura 3.7 – O caminho *Feedback* $F(z)$ no sistema CAR.

Na seção 3.10 (O Algoritmo Adaptativo *Filtered-u LMS*) será apresentado o algoritmo que visa neutralizar o retorno acústico $F(z)$.

3.4 Filtro Adaptativo $W(z)$

Um filtro adaptativo tem por objetivo o ajuste de seus parâmetros, de forma que esses minimizem uma função objetivo [Duboc, 2015]. Essa função tem como variáveis o sinal de referência $x(n)$, o sinal procedente da fonte de ruído $d(n)$, o sinal de saída do filtro $y(n)$ e o $e(n)$, que é o erro nos instantes de tempo. Os filtros adaptativos são largamente utilizados na identificação de sistemas. A Figura 3.8 mostra o diagrama para esta aplicação.

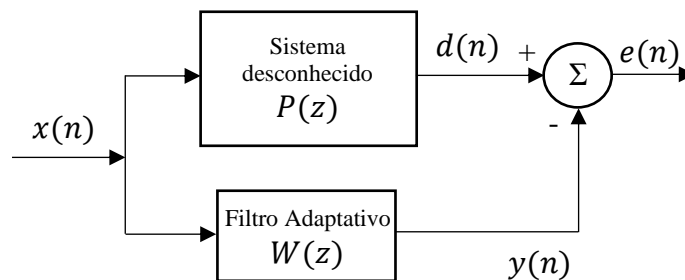


Figura 3.8 – Diagrama de filtro adaptativo para identificação de sistemas.

A função objetivo a ser minimizada geralmente é o Erro Médio Quadrático (MSE – *Mean Square Error*) [Haykin, 2003]. Para minimizar o erro, o algoritmo adaptativo visa adaptar seus coeficientes através de filtros FIR ou IIR para valores otimizados. Assim, a função de transferência do filtro adaptativo se aproxima da função de transferência do sistema desconhecido, possibilitando o conhecimento desse sistema físico através dos coeficientes do filtro adaptativo $W(z)$.

3.5 Sistemas de Alimentação do Controle

Essencialmente existem três sistemas de alimentação: o sistema CAR em malha fechada ou *feedback*, CAR em malha aberta *feedforward* e o híbrido sendo este último uma combinação dos dois primeiros. Nessa seção serão apresentados o funcionamento do sistema CAR *feedback* e sistema CAR *feedforward*.

3.5.1 Sistema CAR em Malha Fechada (*feedback*)

O Sistema em malha fechada ou sistema *feedback* consiste na alimentação do CAR utilizando apenas o microfone de erro para coletar os sinais gerados pela fonte de ruído.

Portanto, não há sensores de referência nesse controlador, o sinal de saída de erro $e(n)$ é processado através do controlador, e então é emitido pelo alto-falante de controle (alto-falante 2), assim cancelando o som gerado na fonte de ruído como mostrado na Figura 3.9.

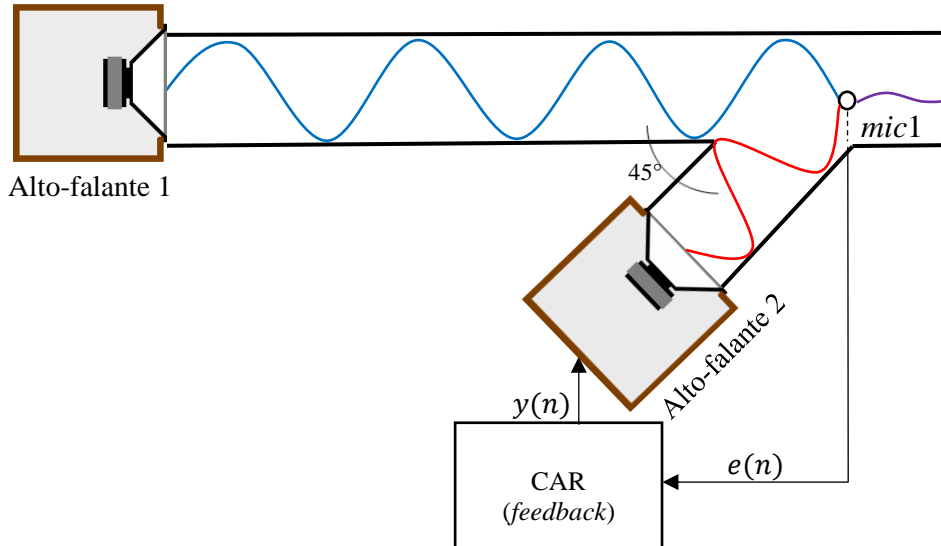


Figura 3.9 – Sistema CAR *feedback* aplicado a um duto.

Como nesse sistema não há um microfone de referência próximo ao alto-falante 1, o sinal captado pelo *mic1* deve ser estimado através da função de transferência do caminho secundário $S(z)$ (sendo o caminho secundário o caminho entre o alto-falante 2 e o *mic1*). Porém, não é possível estimar $S(z)$ durante o processo de controle, portanto essa função deve ser conhecida previamente, ou seja antes do início do controle. Segundo, Duboc, 2015, em uma situação ideal $y(n)$ e $e(n)$ teriam os mesmos valores em módulo embora com sinais invertidos.

3.5.2 Sistema CAR em Malha Aberta (*feedforward*)

Enquanto o sistema CAR por *feedback* utiliza apenas um microfone (*mic1*) para captar o ruído original, o sistema CAR por *feedforward* aplica um microfone de referência (*mic1*) a montante para medir o ruído indesejado como um sinal de referência do sistema e usa um microfone de erro (*mic2*) a jusante para medir o ruído residual Chen et al., 2017, (ver Figura 3.10). Tendo a informação de um sinal referente ao ruído a montante do controle, é dada a possibilidade ao sistema de controlar sinais não periódicos, ou seja, sinais com variações não correlacionadas ao longo do tempo. O sinal $x(n)$ é captado através do *mic1* e processado pelo filtro adaptativo para gerar um sinal de controle $y(n)$ que será emitido pelo alto-falante de

controle. A monitoração do sistema é dada pelo microfone de erro (*mic2*) onde é captado o $e(n)$ e processado no CAR, com o objetivo de ser minimizado a cada passo de realização do sistema.

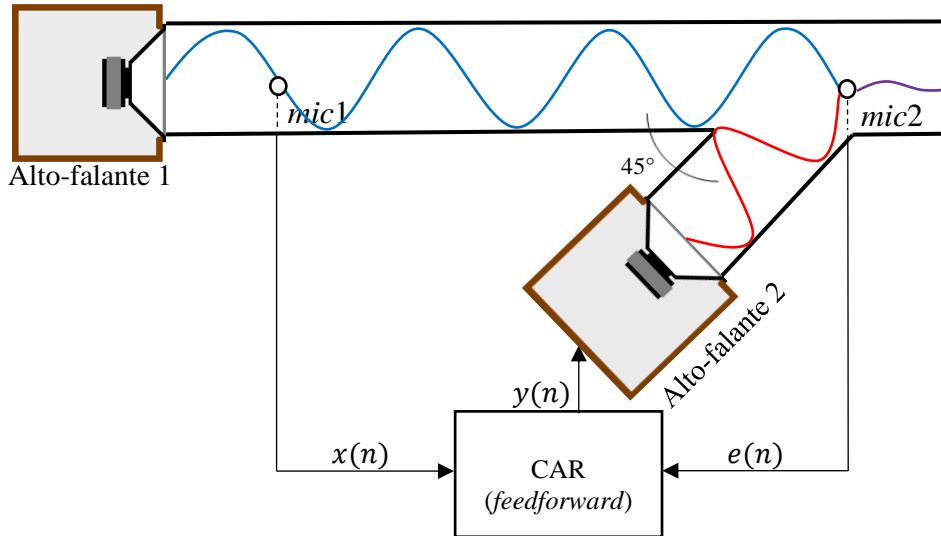


Figura 3.10 - Sistema CAR *feedforward* aplicado a um duto.

Na Figura 3.11 é ilustrado o diagrama de blocos do sistema CAR *Feedforward*.

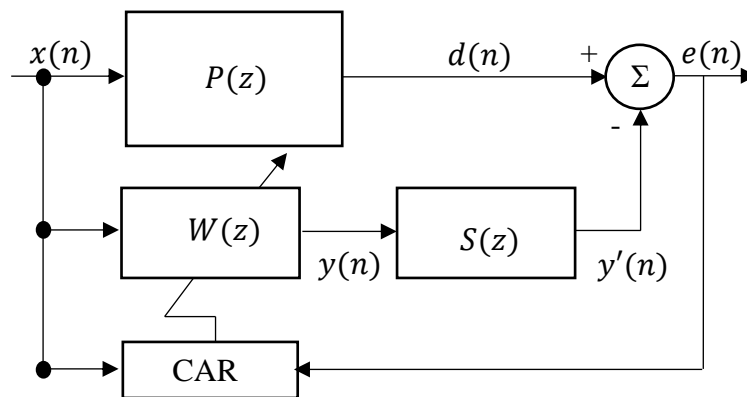


Figura 3.11 – Diagrama de blocos de um sistema CAR alimentado avante (*feedforward*).
[Adaptado de Kuo e Morgan, 1999].

Neste gráfico do diagrama de blocos da Figura 3.11, os elementos componentes são:

- $x(n)$: representa o sinal de entrada (*mic1*);
- $d(n)$: representa o ruído após o caminho primário;
- $y(n)$: representa o sinal de ação de saída do controlador;

$y'(n)$: representa o sinal de saída (antirruído);

$e(n)$: representa o sinal de erro (*mic2*);

$W(z)$: representa o filtro digital adaptativo;

$P(z)$: representa a função de transferência do caminho primário;

$S(z)$: representa a função de transferência do caminho secundário.

3.6 Algoritmo LMS – *Least Mean Square*

O LMS é um algoritmo adaptativo e parte do sistema de controle responsável por estimar e ajustar os coeficientes do filtro adaptativo $W(z)$, visando diminuir o erro captado pelo microfone de erro (*mic2*). Neste algoritmo, a média do erro quadrático $E[e^2(n)]$, tal que $e(n) = d(n) - y(n)$, é adicionado em certas porcentagens aos coeficientes do filtro digital $W(z)$, desta forma o LMS tem como equação de atualização a Equação 3.14:

$$w(n + 1) = w(n) + 2\mu_s \cdot e(n) \cdot x(n), \quad (3.14)$$

tal que $w(n)$ são os coeficientes do filtro digital $W(z)$ e μ_s é o passo adaptativo a ser escolhido para garantir a convergência do algoritmo e deve estar no intervalo definido na Equação 3.15:

$$0 < \mu_s < \frac{1}{\text{tr}[\mathbf{R}]} \quad (3.15)$$

sendo que o $\text{tr}[\mathbf{R}]$ está relacionado com a norma quadrática euclidiana do vetor sinal de entrada e \mathbf{R} é a matriz de autocorrelação deste mesmo sinal. No entanto, a desvantagem deste algoritmo está na sua instabilidade e demora no tempo de sua convergência, o que o torna inadequado para sistemas em que o sinal de referência $x(n)$, captado pelo microfone 1 (*mic1*), sofre algum tipo de alteração [Sathler, 2009]. Desvantagens essas causadas pela introdução da função de transferência $S(z)$ no caminho secundário do controlador. Como alternativa para contornar essas dificuldades é proposto por Widrow, 1981, e Burgess, 1981, os seguintes pontos:

- Construir um filtro inverso, $1/S(z)$, em série com $S(z)$.
- Construir um filtro idêntico à $S(z)$ chamado de $\hat{S}(z)$, no caminho do sinal de referência $x(n)$, essa alternativa passou a ser chamada de *Filtered-x LMS* [Widrow et al., 1985].

3.7 O Algoritmo Adaptativo *Filtered-x* LMS

Desenvolvido por Widrow, 1985, e aplicado no CAR por Burgess, 1981, o Fx-LMS é o sendo o mais popular algoritmo usado em aplicação de CAR [Kuo & Morgan, 1996]. Surgiu como alternativa para contornar instabilidades no algoritmo LMS. O algoritmo Fx-LMS é computacionalmente simples e sua eficiência está relacionada diretamente com a qualidade da função de transferência do caminho secundário $S(z)$, porém sua velocidade de convergência é lenta comparada ao LMS tradicional. Existem diferentes tipos de algoritmos adaptativos com propostas de melhorias para a convergência do Fx-LMS (vistas na Tabela 1.0), contudo aqui optou-se em utilizá-lo em sua forma tradicional. Na Figura 3.12 é apresentado o digrama de blocos desse sistema de controle:

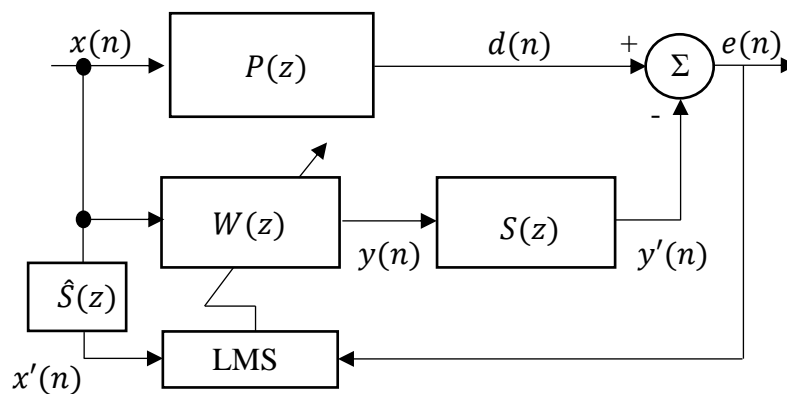


Figura 3.12 – Diagrama de bloco do controle Fx-LMS aplicado ao CAR. [Adaptado de Kuo e Morgan, 1999].

No diagrama de blocos da Figura 3.12, $\hat{S}(z)$ é a função de transferência do caminho secundário estimada e $x'(n)$ o sinal de referência filtrado. No algoritmo Fx-LMS o erro $e(n)$ é calculado a partir da convolução da resposta impulso do caminho secundário $S(z)$ e os pesos do filtro digital $W(z)$ por:

$$e(n) = d(n) - s(n) * [w^t(n) \cdot x(n)], \quad (3.16)$$

sendo que $s(n)$ são os elementos da resposta ao impulso do caminho secundário $S(z)$, $w(n)$ representa os coeficientes de $W(z)$ no instante n , ou seja; $w(k)_n = [w(0)_n w(1)_n \dots w(M - 1)_n]^t$, $x(n)$ é o vetor de sinal de referência no instante n , $x(n) = [x(n) x(n - 1) \dots x(n - M + 1)]^t$, e o símbolo $*$ representa a convolução entre o sinal no instante n e M representa o comprimento do filtro digital FIR. Assumindo uma função de erro E a ser minimizada do tipo:

$$E(n) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n e^2(i), \quad (3.17)$$

e utilizando do método de minimização do tipo gradiente descendente para a minimização desta função de erro, tem-se a correção dos pesos do filtro $W(z)$ definida como:

$$w(n+1) = w(n) - \frac{\mu(n)}{2} \nabla E(n), \quad (3.18)$$

sendo $\mu(n)$ o fator de passo adaptativo ou passo de adaptação e $\nabla E(n)$ o gradiente da função erro. Existem diversas técnicas possíveis de serem empregadas para avaliar este gradiente. Escolhendo-se por utilizar o gradiente do erro médio quadrático instantâneo, deriva-se a equação de erro com respeito a $w(n)$ e obtém-se:

$$\nabla E(n) = -2[s(n) * x(n)]e(n). \quad (3.19)$$

Substituindo a Equação 3.19 na Equação 3.18 resulta na equação de atualização dos coeficientes para o algoritmo Fx-LMS:

$$w(n+1) = w(n) - \mu(n)[s(n) * x(n)]e(n). \quad (3.20)$$

O passo de adaptação $\mu(n)$, que pode ser constante ou adaptativo, tem influência na estabilidade e na convergência do algoritmo [Nuñez, 2005] e pode ser estimado através da equação proposta por Widrow et al., 1985:

$$0 < \mu(n) < \frac{1}{(M+1) \cdot \sigma^2(n)}, \quad (3.21)$$

sendo $\sigma^2(n)$ a potência do sinal de entrada. O valor mais habitual utilizando para essa potência é 10% do valor máximo [Nuñez apud Minguez, 1998] ou seja:

$$\mu(n) = \frac{0,1}{(M+1) \cdot \sigma^2(n)}. \quad (3.22)$$

Como a função de transferência do caminho secundário $S(z)$ não é conhecida devemos estimá-la a partir de um filtro adicional, obtendo então a função de transferência estimada do caminho secundário $\hat{S}(z)$. Definimos o sinal de referência filtrado $x'(n)$ como $S(n) * x(n)$, o que também pode ser obtido a partir de $\hat{S}(z)$, então:

$$x'(n) = \hat{s}(n) * x(n), \quad (3.23)$$

tal que $\hat{s}(n)$ é a resposta estimada ao impulso de $\hat{S}(z)$. De forma simplificada, os passos para o algoritmo *Filtered-x LMS* podem ser colocados no pseudocódigo indicado na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 – Pseudocódigo do algoritmo *Filtered-x LMS* [Adaptado de Nuñez, 2005]

<p>Passo 1: Inicialização Coeficientes: $w(n)_0 = 0$, ou seja, $M + 1$ coeficientes nulos; estimativa da potência do sinal de forma recursiva: $\sigma^2(n) = 1$;</p> <p>Passo 2: Medição de $x(n)$ e $e(n)$ (<i>mic1</i> e <i>mic2</i>);</p> <p>Passo 3: Definição do parâmetro α para cálculo recursivo da potência do sinal;</p> <p>Passo 4: Cálculo da saída do filtro FIR;</p> $y(n) = \sum_{k=0}^{M-1} [w(k)_n \cdot x(n - k)]$ <p>Passo 5: Avaliação da entrada filtrada;</p> $x'(n) = \sum_{k=0}^{M-1} [\hat{s}(k)_n \cdot x(n - k)]$ <p>Passo 6: Estimação da potência de forma recursiva;</p> $\sigma^2(n) = \alpha x'^2(n) + (1 - \alpha) \cdot \sigma^2(n - 1)$ <p>Passo 7: Avaliação do passo de adaptação;</p> $\mu(n) = 0,1 / [(M + 1) \cdot \sigma^2(n)]$ <p>Passo 8: Atualização dos coeficientes;</p> $w(n + 1) = w(n) - \mu(n) \cdot [\hat{s}(n) * x(n)] \cdot e(n)$ <p>Passo 9: Atualizar $n = n + 1$ e voltar ao passo 2;</p>

Sendo α um parâmetro que é função do número de amostras n de $x'(n)$.

O valor do comprimento do filtro M e o passo de adaptação μ_S para o sistema de controle são os valores indicados pela Equação 3.22. Estes valores foram pesquisados para cada teste, de forma que o melhor valor para M e μ_S que geravam estabilidade e convergência do controle foram aplicados. Percebeu-se nos testes que a relação entre M e μ_S para uma potência do sinal de entrada σ^2 , nem sempre obedece a recomendada pela Equação 3.22. Existem outras relações que melhoravam a eficiência do controle. Utilizou-se então um otimizador matemático com o uso do Matlab (2018) para encontrar a melhor relação.

Os valores iniciais para a otimização destes parâmetros têm como limites máximos e mínimos de [250; 3000] para M e [0,01; 1,0] para μ_S .

3.8 O Algoritmo Adaptativo *Filtered-u* LMS

Como forma a neutralizar o problema de retorno acústico uma nova abordagem ao Fx-LMS é proposta, o algoritmo adaptativo *Filtered-u* LMS [Eriksson, 1987]. Nele o $F(z)$ é estimado e utilizado na atualização dos coeficientes do filtro digital $W(z)$, diminuindo possíveis problemas de instabilidades e defasagens no sistema. Todavia, o algoritmo necessita de um maior tempo de processamento, assim sua taxa de convergência pode ser mais lenta em relação ao Fx-LMS. Na Figura 3.13 o $u(n)$ é o novo sinal de referência captado pelo *mic1* (antigo $x(z)$).

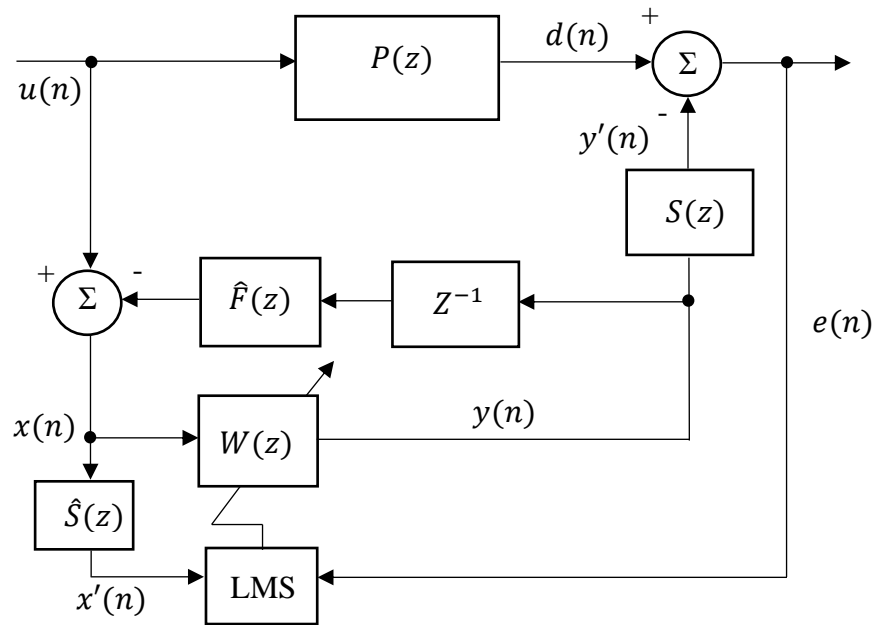


Figura 3.13 – Diagrama de bloco do controle *Filtered-u* LMS aplicado ao CAR. [Adaptado de Chen e Kuo, 2017].

Observando o diagrama de blocos da Figura 3.13, verifica-se que o sinal de referência $u(n)$ primeiramente é captado pelo *mic1*, seguindo através do caminho primário $P(z)$ transformando-se em $d(n)$ e captado pelo *mic2*. Assim, quando $u(n)$ é captado pelo *mic1* transforma-se em $x(n)$ e é filtrado pela função de transferência do caminho Secundário estimado $\hat{S}(z)$, resultando no sinal de referência filtrado $x'(n)$. A atualização dos coeficientes do filtro adaptativo $W(n)$ é dada por meio do sinal de referência $x(n)$, do sinal de referência filtrado $x'(n)$ e pelo sinal de erro $e(n)$. Assim que sinal de saída $y(n)$ é gerado pelo algoritmo ele passa pela função de transferência do caminho *Feedback* estimado $\hat{F}(z)$, com isso reduz a contribuição para o retorno acústico captado pelo *mic1*. O sinal de saída $y(n)$ ao passar pelo caminho secundário $S(z)$, transforma-se no sinal de antirruído $y'(n)$. Então, $d(n)$ e $y'(n)$ são

captados pelo *mic2* resultando o sinal de erro $e(n)$. Todo o processo é repetido (ciclo de controle) até encontrar o menor valor de sinal de erro $e(n)$. Então, torna-se necessário estimar o caminho *Feedback* $F(z)$ para inserir sua função de transferência na implementação do algoritmo Fu-LMS. Para estimar a função de transferência de $F(z)$ o processo é semelhante ao descrito na Seção 3.3.1.1 (Estimativa *off-line* do Caminho Secundário $\hat{S}(z)$). A Figura 3.14 mostra esse processo através de um diagrama de blocos, no qual $\hat{F}(z)$ é a função de transferência estimada para o caminho de *Feedback*.

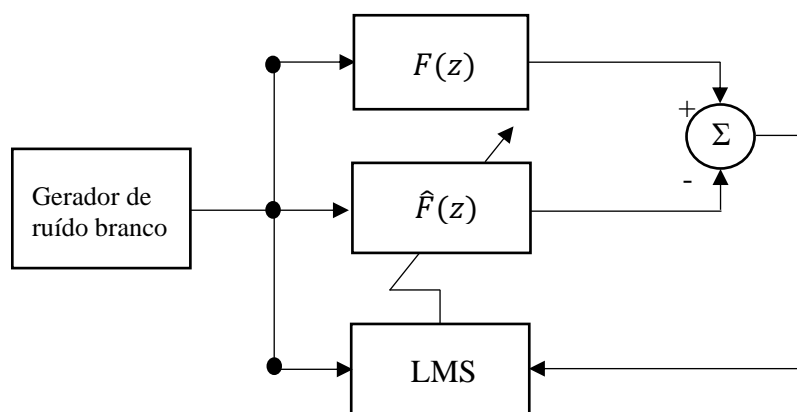


Figura 3.14 – Estimativa *off-line* do caminho *Feedback* $\hat{F}(z)$.

4 MATERIAL E MÉTODOS

Neste capítulo será apresentado e descrito detalhadamente os equipamentos utilizados na confecção da bancada experimental, assim como os métodos de análises utilizados.

4.1 Bancada Experimental de Ensaaios

A planta do projeto foi um duto de PVC de 150 mm de diâmetro, 120 cm de comprimento, ligado a uma junção Y a qual está inserido o alto-falante 2 (Figura 4.1). O sistema foi montado em um laboratório de medições sem tratamentos e isolamentos acústicos, todavia tomou-se o devido cuidado para que todos os dados fossem coletados durante períodos com os menores ruídos externos. Os testes aqui feitos não seguiram normas específicas para dutos, como a BS EN ISO 7235:2009, específica para avaliação de perdas de pressão e atenuação de ruído por sistemas passivos de atenuação acústica (silenciadores e abafadores) em dutos com e sem fluxo de ar.



Figura 4.1 – Bancada experimental de ensaios (vista frontal).

O alto-falantes 1 e 2 foram enclausurados em caixas acústicas seladas de madeira, com dimensões de altura, profundidade e largura iguais a 25 cm (Figura 4.2).



Figura 4.2 – Bancada experimental de ensaios (vista superior).

Foram utilizados dois microfones de eletreto que foram acoplados diretamente nas paredes do duto, como pode ser observado na Figura 4.3, ambos posicionados com suas cápsulas voltadas para o centro do duto. Não houve critério específico para a distância entre o *mic1* ao alto-falante 1. Contudo, para o posicionamento do *mic2*, buscou-se o ponto de intersecção entre o caminho primário $P(z)$ e o caminho secundário $S(z)$.

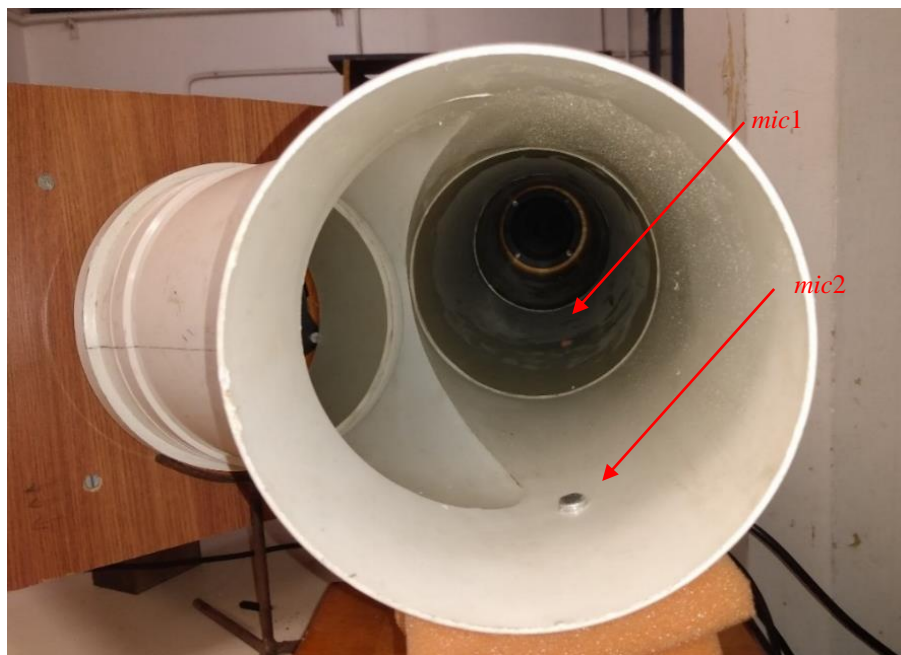


Figura 4.3 – Bancada experimental de ensaios (vista interna).

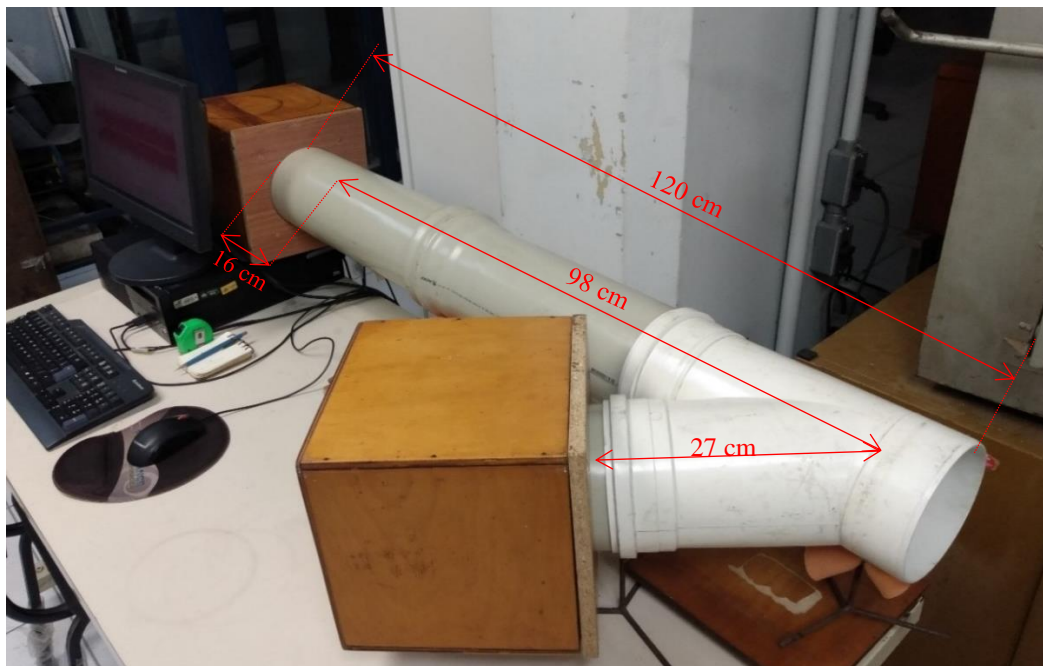


Figura 4.4 – Bancada experimental de ensaios (dimensões em cm).

Sendo as dimensões de 16 cm, 27 cm, 98 cm e 120 cm, respectivamente, referentes à distância do alto-falante 1 ao *mic1*, distância do alto-falante 2 ao *mic2*, distância entre *mic1* e *mic2* e comprimento total do duto L (Figura 4.4). Não houve critérios específicos para a escolha de cada comprimento, mas as dimensões estão na ordem de grandeza dos trabalhos encontrados na literatura revisada (p.e., Chen et al., 2017). A compatibilização do diâmetro do microfone com furo no duto de PVC foi por interferência de forma a assegurar o isolamento acústico do interior para o exterior do duto e vice-versa.

4.2 Sistema de Aquisição de Dados e de Controle

O sistema de aquisição de dados e de controle foi a placa de som *onboard* integrada no computador do laboratório (Figura 4.5). Com limites de entradas e saídas de $\pm 1,5$ V, 4 canais de entrada e 4 canais de saída e sua taxa de aquisição de até 96000 kS/s (kilo amostras por segundo). Para especificações técnicas fornecidas pelo fabricante ver **ANEXO I** – Especificações Técnicas da Placa de Som *Realtek High Definition Sound Card ALC861*. O modelo do *chip* do sistema de áudio utilizado é o ALC861 da empresa Realtek Inc. Para assegurar que o sistema é capaz de controlar os ruídos gerados, analisou-se com o *software* DPC Latency Checker v1.4 (da empresa Thesycon System software & Consulting GmbH) a Latência do sistema de aquisição em *loopback*, resultando em média 1024 μ s. De acordo com

a literatura este valor é aceitável para as frequências que se pretendem controlar, que estão abaixo de 1000 Hz.



Figura 4.5 – Modelo Realtek ALC86. [Fonte: *See Strong Exuberance*, 2020].

4.3 Microfones de Eletreto

Na configuração de um microfone de eletreto é utilizado um diafragma condutivo e uma placa paralela fixa que é carregada eletricamente para formar um capacitor sensível a todas as variações de pressão causadas pelas ondas sonoras incidentes no diafragma do microfone. De forma resumida, entre a placa e o diafragma do microfone existe uma carga elétrica, de forma que quando a membrana se movimenta a tensão entre placa e membrana sofrerá também uma variação [Spada, 2020]. Pela simplicidade de uso e sensibilidade na faixa de frequência de interesse, o microfone condensador de eletreto omnidirecional foi a alternativa para o uso na bancada de ensaios. Esses microfones geralmente funcionam como transdutores em um sistema de medição acústica (ver **ANEXO II** – Especificações Técnicas dos Microfones Utilizados). Eles são baseados nas propriedades elétricas de seus componentes que quando alteradas sobre determinada pressão ou deformação (captada pelo diafragma) sofrem mudanças em sua carga, com isso emitindo o sinal que pode ser amplificado ou não. A Figura 4.6 indica este microfone.

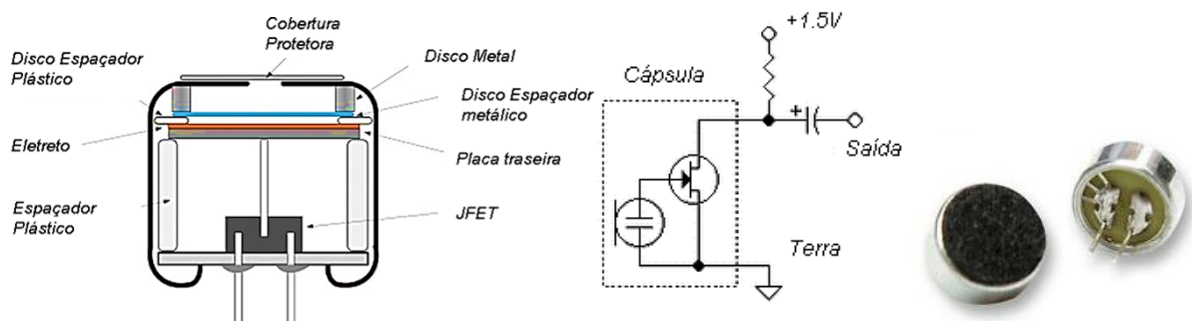


Figura 4.6 – Microfone omnidirecional de eletreto. [Fonte: PUI Audio Inc, 2019].

Uma desvantagem desses microfones é a sua sensibilidade à vibração e à umidade, sendo que a vibração pode influenciar em suas medições e a umidade pode causar danos irreversíveis à cápsula do microfone. Porém, pelo seu pequeno valor econômico torna-se uma interessante opção em medições acústicas. No **ANEXO II** - Especificações Técnicas dos Microfones Utilizados, constam maiores especificações advindas do próprio fabricante do produto. Deve-se ressaltar que a Figura 4.7 é referente a sensibilidade nominal dos microfones e que para a faixa de frequência que será utilizada nesse trabalho (120 – 750 Hz), a curva apresenta-se bastante linear. Estes microfones foram calibrados por comparação com um sonômetro Modelo Quest 1900 e calibrador comercial QC-20. As correspondentes curvas de calibração juntamente com os certificados de calibração encontram-se em Vanset, 2016.

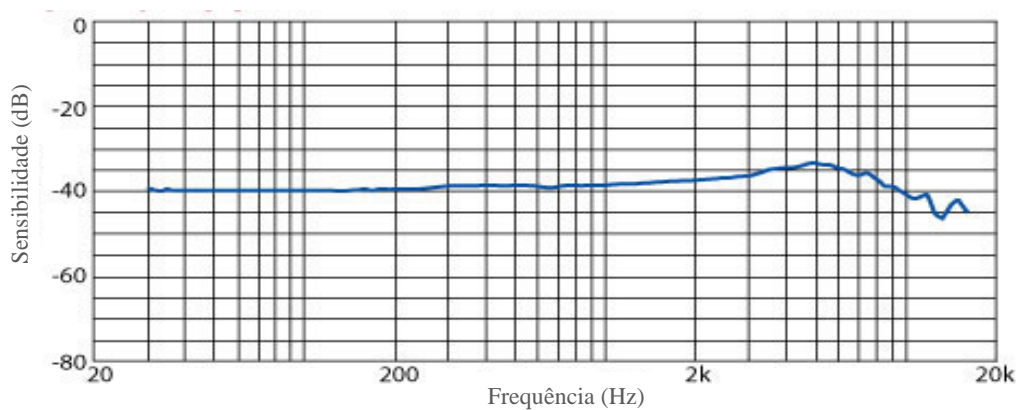


Figura 4.7 – Resposta em frequência do modelo de microfone usados para *mic1* e *mic2*. [Adaptado de PUI Audio Inc, 2019].

4.4 Alto-Falantes

Para a emissão dos sinais de ruído e antirruído, foram utilizados dois alto-falantes de 5” da empresa Selenium. Na Figura 4.8 é mostrado o alto-falante 1 que foi utilizado para a geração de ruído a ser controlado. Seguem também algumas especificações técnicas e dimensões. Vale ressaltar que a sua resposta de frequência tem como limite inferior a frequência de 80 Hz, o que impactou na escolha da faixa de frequência a ser controlada. Para frequências baixas os alto-falantes não são indicados devido à sua resposta não ser plana nesta faixa.

Especificações Técnicas

- Diâmetro nominal: 5";
- Impedância nominal: 8 Ohms;
- Potência: 12 W (RMS);
- Faixa de frequência: 80 Hz a 6,6 KHz;
- Sensibilidade: 90 dB.

Informações Adicionais

- Diâmetro da Bobina: 3/4";
- Material da Bobina (Corpo): alumínio;
- Fio da bobina: cobre;
- Material do Cone: celulose;
- Material da Suspensão: celulose Resinada;
- Material da Carcaça: chapa de aço;
- Acabamento da carcaça: pintura epóxi preta;
- Diâmetro/altura do imã: 55,00 x 10,00 mm.



Figura 4.8 – Especificações técnicas do alto-falante Selenium, 5”, 12 W, 8 Ohms. [Fonte: Harman Audio, 2019].

O segundo alto-falante (alto-falante 2), mostrado na Figura 4.9, é o alto-falante de controle. Ele é o emissor do antirruído $y'(n)$. A sua faixa de frequência também começa em 80 Hz assim como o alto-falante 1, contudo sua potência RMS chega a um máximo de 25 W, sendo esse o critério utilizado para que este seja o alto-falante de controle (alto-falante 2) [Silva, 2017].

Especificações Técnicas

- Diâmetro nominal: 5";
- Impedância nominal: 4 Ohms;
- Potência: 25 W (RMS);
- Faixa de frequência: 80 Hz a 20 kHz;
- Sensibilidade: 86 dB.

Informações Adicionais

- Fio da bobina: cobre;
- Material do Cone: polipropileno;
- Material da Suspensão: celulose Resinada;
- Material da Carcaça: chapa de Aço;
- Acabamento da carcaça: pintura epóxi preta;
- Diâmetro/altura do imã: 55,00 x 10,00 mm.



Figura 4.9 – Especificações técnicas do alto-falante 5TR5A Selenium. [Fonte: Harman Audio, 2019].

5 MEDIÇÕES EXPERIMENTAIS

Neste capítulo são apresentadas medições de frequências acústicas do duto, estimativas dos caminhos $S(z)$ e $F(z)$ e por fim os ensaios de atenuação utilizando os algoritmos Fx-LMS e Fu-LMS, através do software Matlab (2018). Todos os dados foram coletados na mesma bancada experimental projetada no laboratório do GMAp.

5.1 Frequências Acústicas do Duto

A avaliação das frequências acústicas do duto é de importância neste exemplo, pois o ruído nestas frequências poderá apresentar amplificação. Elas foram medidas em três formas distintas:

- Através da Equação 3.14;
- Excitação dos modos de vibração por ruído de impacto;
- Excitação dos modos de vibração por ruído branco.

5.1.1 Frequências Acústicas Teóricas do Duto

Utilizando a Equação 3.14 para o cálculo dos quatro primeiros modos de vibração, chegou-se aos seguintes resultados: $f_1 = 70,83$ Hz, $f_2 = 212,5$ Hz, $f_3 = 354,17$ Hz e $f_4 = 495,83$ Hz. Como estes valores de frequências são teóricos torna-se interessante a comparação com os outros dados de ensaios medidos em laboratório. Não foi objetivo do trabalho modelar a peculiaridades do experimento em questão (não linearidades do alto-falantes, geometrias e condições de contorno diferentes das usuais), mas apenas obter as frequências acústicas do duto para ter uma referência sobre a ordem de grandeza desses valores. A consideração de valores de um modelo analítico que se aproxime do modelo real foge do escopo desse trabalho que é do controle ativo do ruído, o que teoricamente já estaria sendo levado em conta pelo algoritmo. Desta forma não se espera que os valores sejam precisamente idênticos. Em casos reais de controle ativo de ruído, muitas vezes não será possível obter estas frequências acústicas numericamente *in situ* devido a peculiaridades e complexidades no sistema de dutos existentes.

5.1.2 Frequências Acústicas Experimentais do Duto por Meio de Ruído de Impacto

Neste teste foi utilizado como sinal de impulso do impacto entre dois martelos realizado próximo ao *mic2* na saída do duto, com intervalos de aproximadamente 2 segundos entre os

impactos, como mostrado na Figura 5.1 a), com estes ruídos de impacto é excitada uma larga faixa do espectro sonoro e conseqüentemente as frequências acústicas do duto.

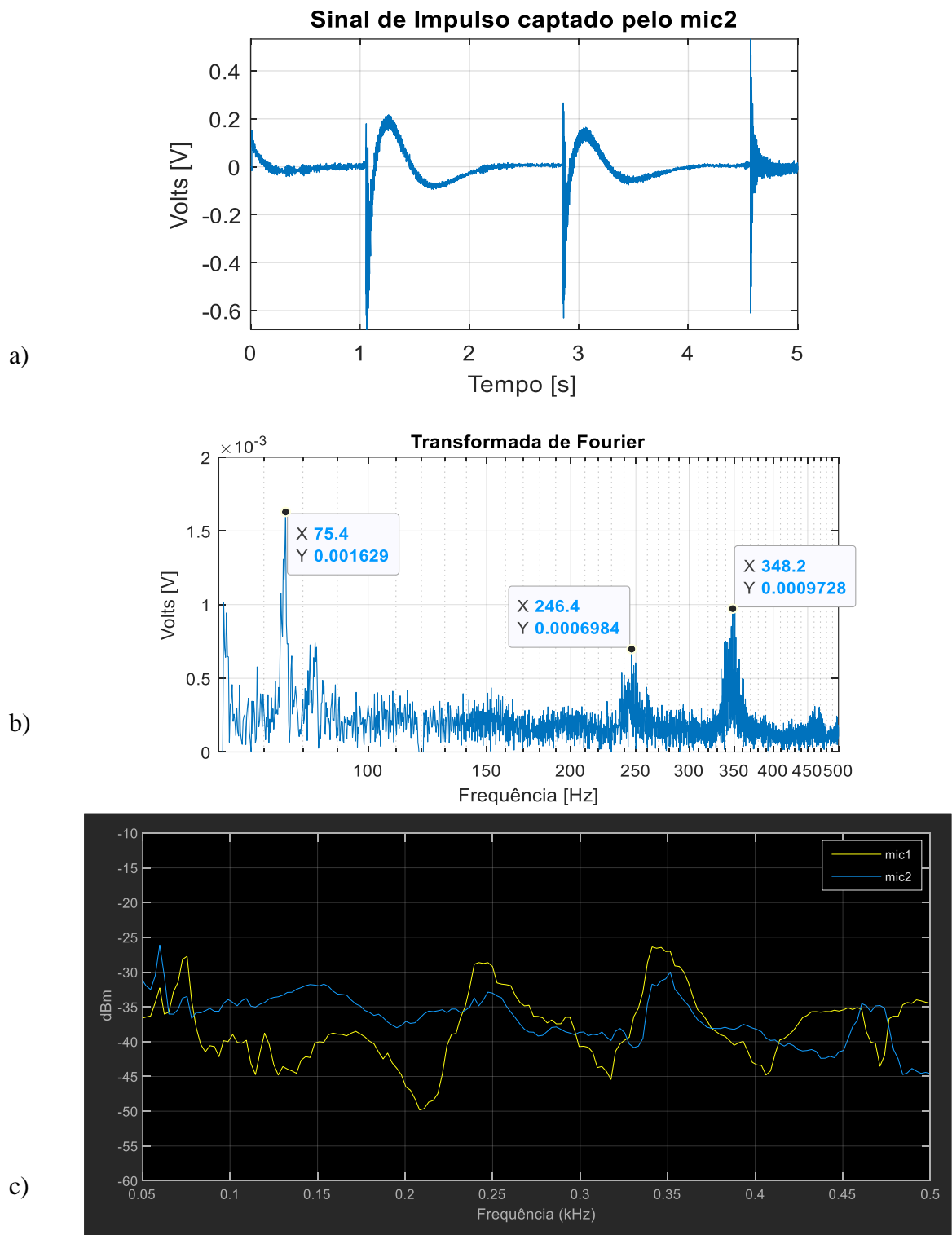


Figura 5.1 – Frequências acústicas obtidas através do ensaio de impacto. (a) Sinal no tempo medido pelo *mic2*. (b) Espectro de frequência do *mic2* (escala linear) (c) Espectro de frequência do *mic1* e *mic2* (escala dBm e 20 médias com *overlapping* de 80%).

Esta é uma metodologia bastante utilizada para excitação de modos acústicos em ambientes para cálculo do tempo de reverberação. Basicamente imprime-se no ambiente (em geral uma sala), um ruído intenso de impacto por meio do estouro de balões, pistolas, etc., de forma a gerar níveis de ruído elevados e em todas as componentes tonais e verificar o tempo de decaimento para um certo número de decibéis. Na Figura 5.1 b) está também apresentado a FFT do sinal captado pelo *mic2* após o impacto, em que se pode perceber que de fato houve excitação em baixas frequências. Os gráficos da FFT foram calculados da forma usual para valores instantâneos sem consideração de média ou *overlapping*. Entretanto, na Figura 5.1 c), o gráfico do espectro de frequência está levando em conta médias e *overlapping* de acordo com os valores indicados no mesmo. Os sinais de ruído foram convertidos de Volts para Pascal através do uso da constante de calibração “C”, previamente obtida utilizando a emissão de um sinal sonoro com nível de pressão sonora e frequências conhecidos por meio de um calibrador comercial QC-20 e bandas de oitava [Vanset, 2016]. Com isso tornou-se possível a utilização da escala dBm na Figura 5.1 c), a qual assume um valor numérico de referência de 1 mW, ou seja, nessa escala, 0 dBm equivale a 1 mW.

No gráfico b) na Figura 5.1 b) nota-se picos de amplitude nas frequências correspondentes a $f_1 = 75,4$ Hz, $f_2 = 246,4$ Hz e $f_3 = 348,2$ Hz. Contudo, não há garantia de que são de fato as frequências acústicas do duto em questão. Assim, tornou-se interessante uma segunda avaliação através de um ensaio utilizando um sinal de ruído branco através do duto.

5.1.3 Frequências Acústicas do Duto Obtido com Sinal de Ruído Branco

Neste teste o método utilizado para excitar os modos acústicos do duto foi a emissão de um sinal de ruído branco, através do alto-falante 2. O gerador de sinais utilizado foi o da função *dsp.ColoredNoise()* implementada no próprio Matlab (2018). Na Figura 5.2 são indicados os resultados deste ensaio com o sinal captado pelo *mic2* ao longo do tempo e sua correspondente FFT.

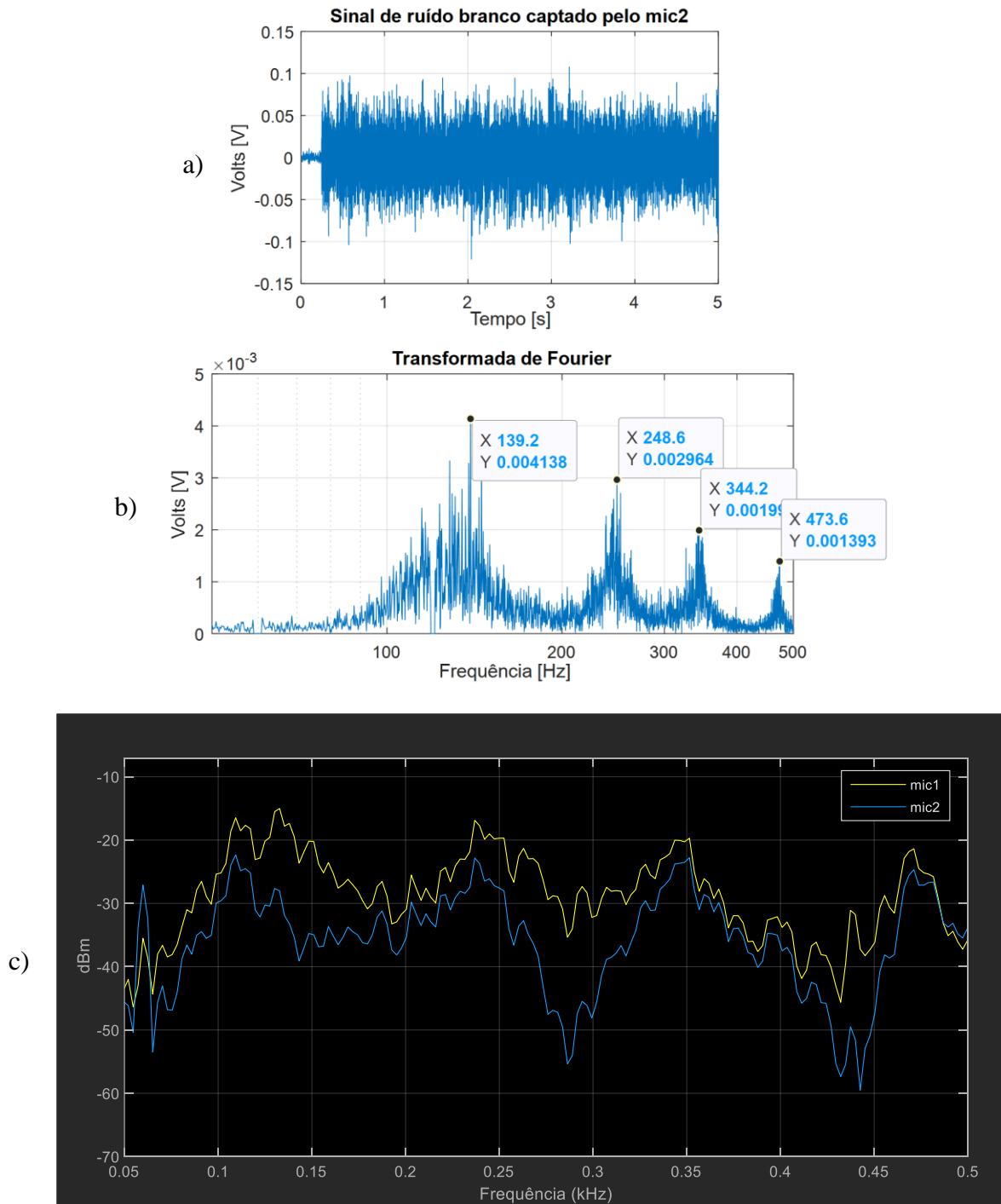


Figura 5.2 – Frequências acústicas obtidas através do ensaio com ruído branco. (a) Sinal no tempo medido pelo *mic2*. (b) Espectro de frequência do *mic2* (escala linear) (c) Espectro de frequência do *mic1* e *mic2* (escala dBm e 20 médias com *overlapping* de 80%).

As principais frequências que apresentaram aumento em sua amplitude ao longo do espectro deste ensaio foram: $f_1 = 139,2$ Hz, $f_2 = 248,6$ Hz, $f_3 = 344,2$ Hz e $f_4 = 473,6$ Hz. Observa-se que a frequência de aproximadamente 350 Hz consta nos três métodos anteriores

(teórico, resposta ao impulso e excitação de modo acústico por ruído branco), o que motivou a escolha dessa frequência para um dos ensaios de ruído monotonal a fim de verificar o desempenho do controle em uma frequência de ressonância acústica do duto.

5.2 Relação Sinal - Ruído – SNR (*Signal to Noise Ratio*) e Ruído de Fundo

Para garantir que o experimento estava de fato medindo as atenuações observadas devido ao sistema de controle e que não estaria sendo interferido por ruídos externos, procedeu-se à medição do ruído de fundo. Esta medição foi efetuada numa situação sem ruído algum do laboratório (apenas os externos ao laboratório). Em média para o ruído de fundo foi medido um valor de NPS de 61,9 dB em escala linear e para o sistema de controle atuando para um ruído branco, o valor de NPS foi de 86,8 dB, indicando uma diferença absoluta de 24,9 dB bem acima do mínimo recomendável de 10 dB.

A fim de obter uma relação entre o sinal de entrada efetivo (sinal de interesse para os ensaios de atenuação) e o sinal de ruído de fundo (o ruído pertencente ao ambiente externo assim como ruídos eletrônicos do sistema de aquisição de dados), procedeu-se à avaliação da chamada relação sinal-ruído SNR (*Signal to Noise Ratio*). Para essa medição, primeiramente foi emitido um sinal de ruído branco através do alto-falante 2 e coletou-se o valor RMS (*Root Mean Square*, Beckwith et al., 2011) do sinal de entrada de cada microfone:

- Valor RMS do *mic1* = $V_{\text{sinal},mic1} = 28,224$ mV (com ruído branco)
- Valor RMS do *mic2* = $V_{\text{sinal},mic2} = 23,187$ mV (com ruído branco)

Então a operação foi repetida, entretanto sem a emissão do ruído branco, com completo silêncio no ambiente do laboratório e apenas as interferências externas usuais e do sistema de aquisição ligado, mas sem o controle funcionando ou outro ruído, e os valores RMS nos microfones foram novamente coletados:

- Valor RMS do *mic1* = $V_{\text{ruído},mic1} = 3,2197$ mV (sem ruído branco)
- Valor RMS do *mic2* = $V_{\text{ruído},mic2} = 9,9637$ mV (sem ruído branco)

A partir da Equação 5.1, verifica-se a relação sinal-ruído a partir do nível dos sinais com o sistema funcionando e apenas com o ruído externo (sem ruído branco, ou seja, os ruídos provenientes do ambiente e/ou da rede elétrica). Quanto mais alta for essa relação sinal-ruído,

menor será sua influência no experimento com o sinal do controle, indicando uma menor incerteza na medição.

$$SNR_{dB} = 10 \text{Log}_{10} \left[\left(\frac{V_{\text{signal}}}{V_{\text{ruído}}} \right)^2 \right] = 20 \text{Log}_{10} \left(\frac{V_{\text{signal}}}{V_{\text{ruído}}} \right) \text{ [dB]}. \quad (5.1)$$

Aplicando a Equação 5.1 para o *mic1* obtém-se o valor de $SNR_{dB, mic1} = 43,42$ dB e para o *mic2* obtém-se o valor de $SNR_{dB, mic2} = 16,89$ dB.

Portanto, a menor relação sinal-ruído é a do *mic2* resultando numa razão de aproximadamente 7 vezes entre o sinal e o ruído ($V_{\text{sinal}}/V_{\text{ruído}} = 6,99$). Para a relação sinal ruído maior, a razão chega a aproximadamente 145 vezes.

5.3 Estimativa dos Caminhos *Feedback* $\hat{F}(z)$ e Secundário $\hat{S}(z)$

Ambos os caminhos $\hat{S}(z)$ e $\hat{F}(z)$ foram estimados simultaneamente de forma *off-line*, emitindo um ruído branco pelo alto-falante 2 e este mesmo ruído sendo captado pelo *mic1* e *mic2*. Com isso, o algoritmo LMS compara o sinal que passa pelo caminho secundário $S(z)$ com o sinal que passa pelo caminho secundário estimado $\hat{S}(z)$ e envia a diferença (erro residual) novamente para o algoritmo. Esse processo teve uma duração de 20 segundos. Na Figura 5.3 é gerado o diagrama de blocos deste processo em que a subtração do sinal desejado com o sinal de saída do filtro a ser estimado gera o erro residual.

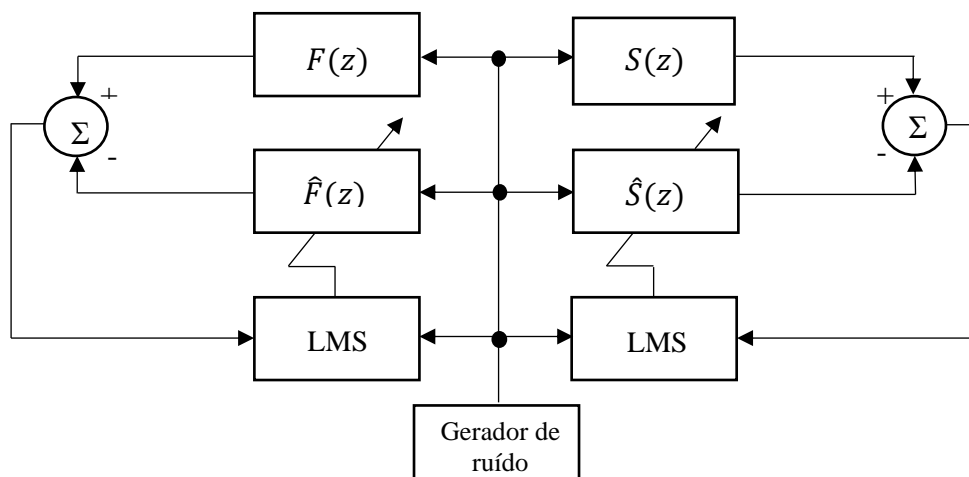


Figura 5.3 – Estimativa simultânea dos caminhos *Feedback* e Secundário. [Adaptado de Chen e Kuo, 2017].

5.3.1 O Caminho Secundário Estimado $\hat{S}(z)$

Na Figura 5.4 é indicado o gráfico para a estimativa do caminho secundário $\hat{S}(z)$. No gráfico são mostrados o “sinal desejado” em azul (que é o sinal de ruído branco utilizado na estimação captado pelo *mic2* e emitido pelo alto-falante 2), o sinal de saída do filtro que está sendo identificado, em laranja. A diferença entre estes dois sinais (o erro residual ver Tabela 3.1) é a parte amarela do gráfico. Observa-se que o filtro leva aproximadamente 2 segundos para adaptar os pesos do caminho secundário $\hat{s}(k)$ para que então tenha-se um sinal predito do sinal desejado muito próximo. A partir daí, não se tem mais melhorias com a adaptação dos pesos do filtro. O valor RMS do erro residual obtido é da ordem de 1×10^{-3} , o que é aceitável para este tipo de aplicação.

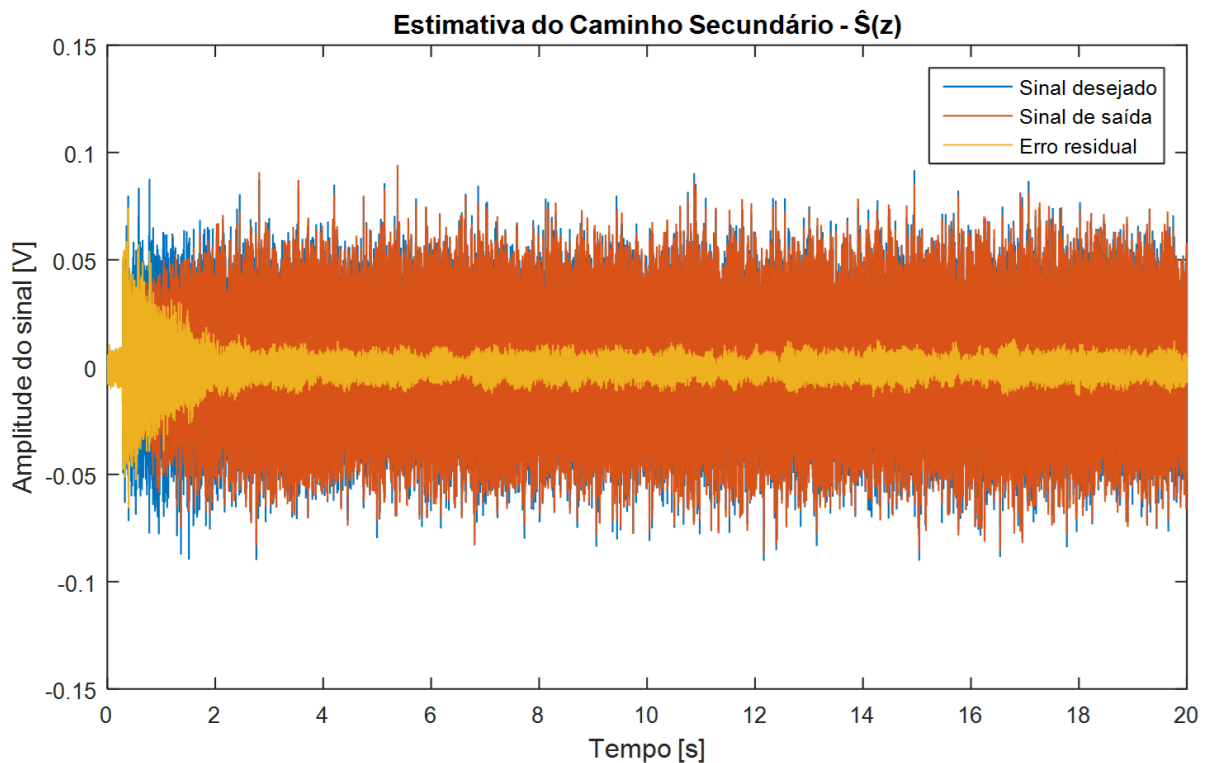


Figura 5.4 – Estimativa experimental do caminho secundário - $\hat{S}(z)$. Gráfico do sinal original, sinal predito pelo filtro e o erro residual ao longo do tempo.

5.3.2 O Caminho *Feedback* Estimado $\hat{F}(z)$

No mesmo experimento anterior, também foi captado pelo *mic1* o ruído gerado pelo alto-falante 2 de forma que é possível também estimar o caminho de *Feedback*. Na Figura 5.5

é indicado o gráfico para a estimativa do caminho de *Feedback* $\hat{F}(z)$. No gráfico são mostrados o sinal desejado (captado pelo *mic1*), em azul, decorrente do ruído branco emitido pelo alto-falante 2, o sinal de saída do filtro que está sendo identificado, em vermelho, e a diferença entre estes dois sinais (o erro residual). Observa-se que o filtro leva aproximadamente para convergir também 2 segundos para adaptar os pesos do caminho de *Feedback* para que então tenha-se um sinal predito do sinal desejado muito próximo. A partir daí, não se tem mais melhorias com a adaptação dos pesos do filtro. Novamente o valor RMS do erro residual obtido é da ordem de 1×10^{-3} , o que é aceitável para este tipo de aplicação.

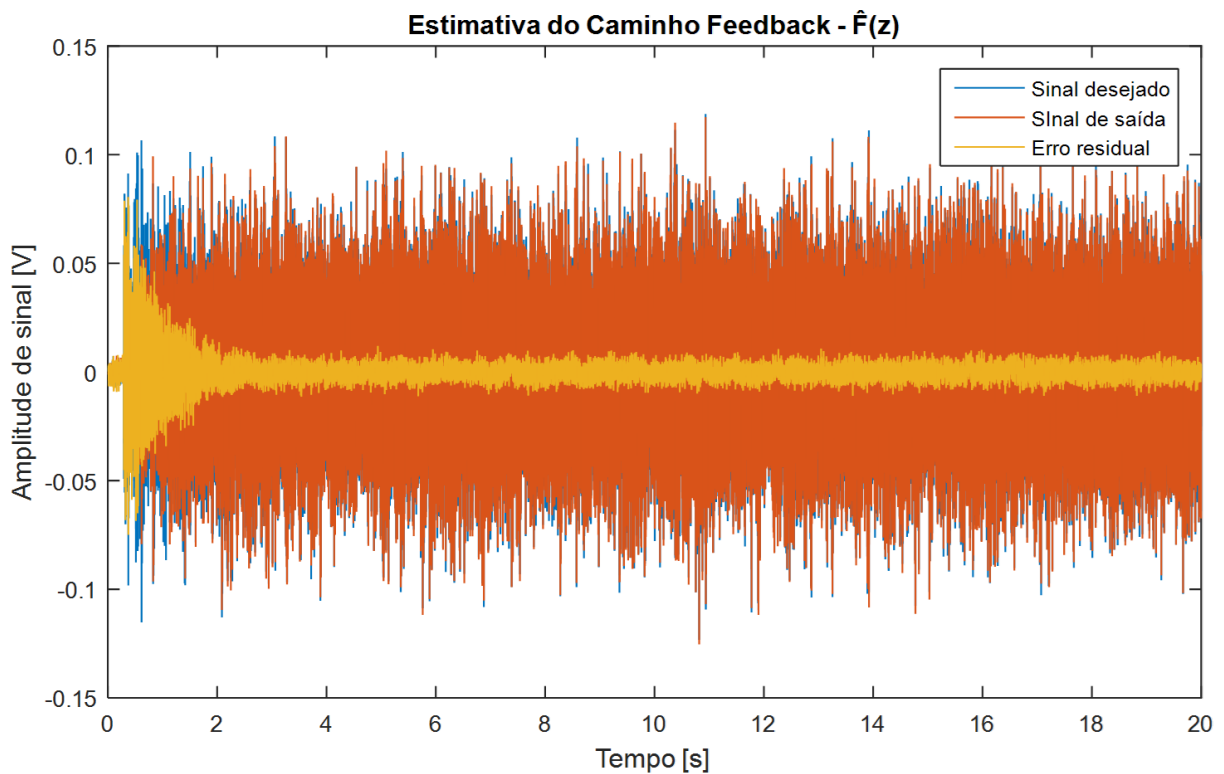


Figura 5.5 – Estimativa experimental do caminho *Feedback* - $\hat{F}(z)$. Gráfico do sinal original, sinal predito pelo filtro e o erro residual ao longo do tempo.

Os deslocamentos nos sinais de tempo de aproximadamente 0,01 segundos são referentes ao código do sistema de controle o qual foi adaptado e empregado para a realização deste teste e estimativa de caminhos de propagação.

No programa implementado em Matlab (2018), o valor do tamanho do filtro M e o passo adaptativo μ_S para o caminho secundário e primário foram otimizados utilizando a sub-rotina *fminseach* do Matlab (2018), de forma que os valores obtidos para M e μ_S são aqueles que

minimizam o erro residual dos respectivos caminhos. Os valores iniciais para a otimização destes parâmetros têm como limites máximos e mínimos de [250; 3000] para M e [0,01; 1,0] para μ_S .

A seguir serão apresentados os ensaios de atenuação para o CAR utilizando os algoritmos Fx-LMS e Fu-LMS para diferentes tipos de ruídos.

5.4 Ensaios de Controle Ativo de Ruído utilizando os algoritmos Fx-LMS e Fu-LMS

Nessa seção avaliou-se a eficiência do CAR através dos algoritmos Fx-LMS e Fu-LMS. Por meio da geração de ruído monotonal (frequências individuais de 120 Hz, 180 Hz, 240 Hz, 250 Hz, 350 Hz e 500 Hz), ruído multitonal (três frequências múltiplas emitidas simultaneamente 120 Hz, 180 Hz, 240 Hz e 250 Hz, 350 Hz, 500 Hz) e também ruído branco em banda larga (120 a 750 Hz) foram avaliadas as performances do sistema de controle.

A cada subseção serão apresentadas duas figuras compostas de quatro gráficos: superior esquerdo, superior direito, inferior esquerdo e inferior direito e que trazem as seguintes informações, respectivamente; sinal em Volts em função do tempo, Transformada de Fourier, pressão sonora em função do tempo e nível de pressão sonora (NPS) por bandas de oitava. Sendo a primeira figura a situação sem o CAR e a segunda figura a situação com o CAR. Além das duas figuras anteriores haverá uma terceira figura que apresenta o espectro de frequências através da FFT (*Fast Fourier Transform*) com duas curvas sobrepostas, sendo a amarela (sem CAR) e a azul (com CAR). Todos os dados são medições referentes aos sinais de entrada captadas pelo *mic2*. Para cada um dos ensaios, foram realizadas 5 repetições a fim de avaliar a dispersão e incerteza dos dados medidos e dos controles testados.

5.4.1 Ensaios de Atenuação para Ruído Monotonal com Algoritmos Fx-LMS e Fu-LMS (120 Hz, 180 Hz, 240 Hz, 250 Hz, 350 Hz e 500 Hz)

A seguir serão apresentados os gráficos gerados para o teste na situação monotonal (uma frequência específica). Primeiro utilizando o algoritmo Fx-LMS e depois o algoritmo Fu-LMS.

- **Frequência de 120 Hz com Fx-LMS**

A frequência de 120 Hz foi escolhida com o objetivo de avaliar o comportamento do CAR na presença de um ruído típico de motores rotativos elétricos juntamente com o ruído eletrônico de 60 Hz (rede elétrica). Valores abaixo desta frequência poderiam não ser perfeitamente gerados devido à curva de resposta em frequência dos alto-falantes empregados (ver Seção 4.4 Alto-Falantes).

Na Figura 5.6, apresenta-se a saída do código gerado em Matlab (2018) para o ensaio de ruído monotonal de 120 Hz (sem CAR) e na Figura 5.7 o correspondente gráfico com o sistema Fx-LMS (com CAR).

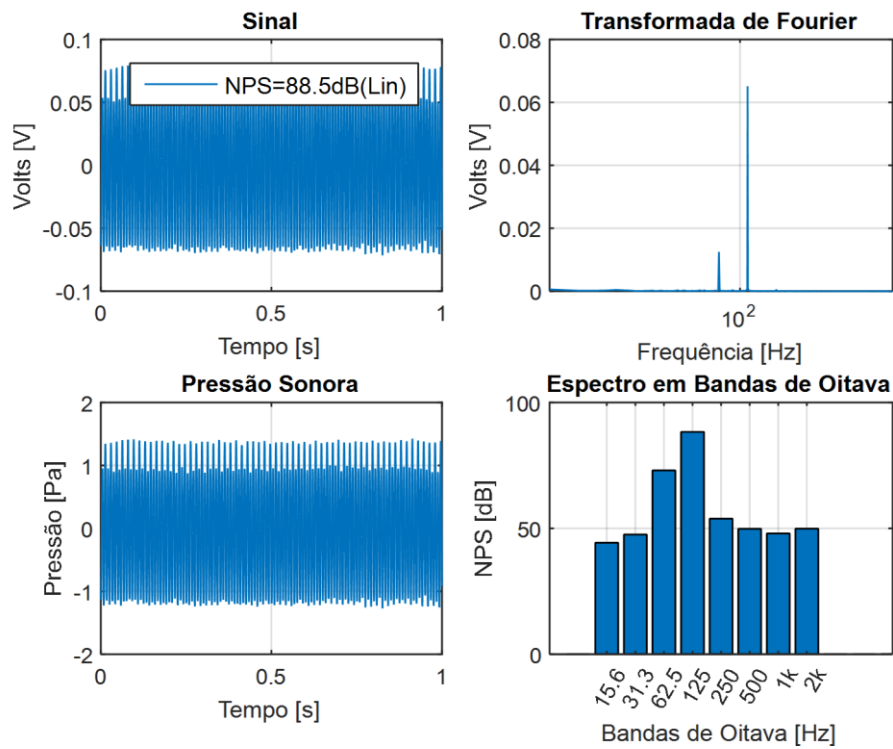


Figura 5.6 – Espectros de frequências para ruído monotonal (120 Hz) sem CAR – Fx-LMS.

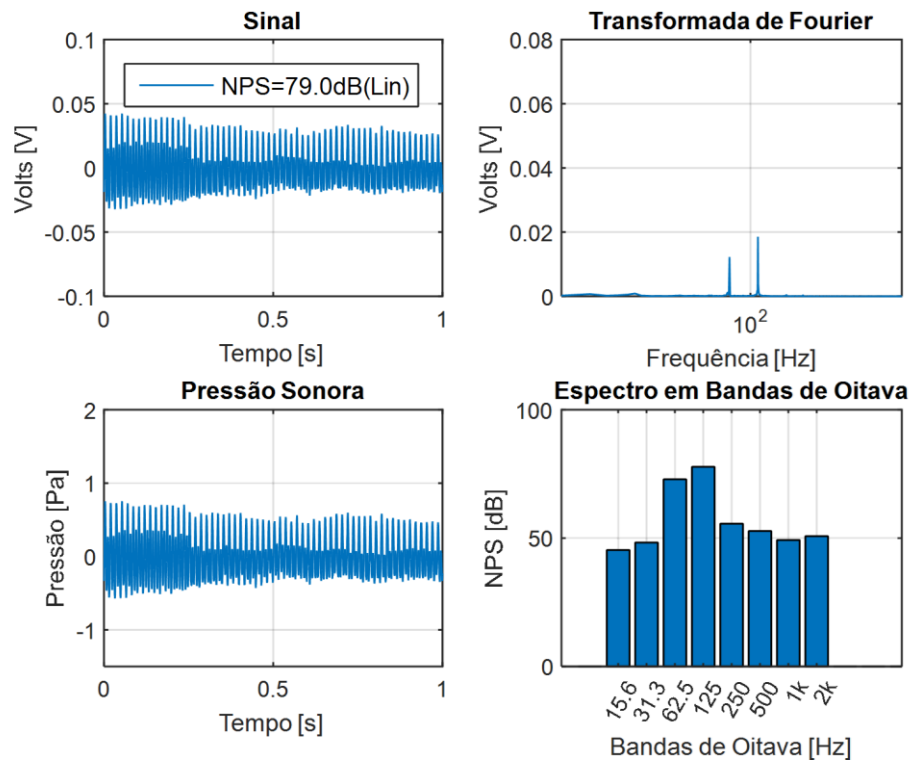


Figura 5.7 – Espectros de frequências para ruído monotonal (120 Hz) com CAR – Fx-LMS.

Na Figura 5.8, está a sobreposição dos espectros de frequências sem CAR (em amarelo) e com CAR (em azul).

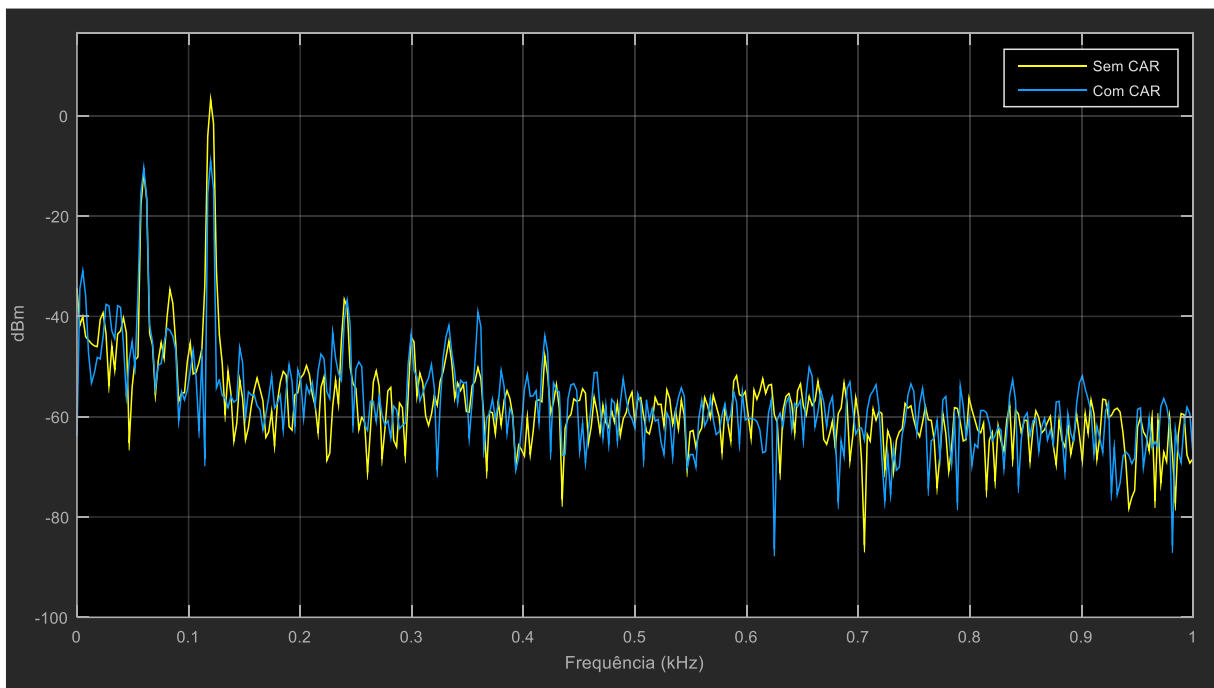


Figura 5.8 – Espectros de frequências para ruído monotonal (120 Hz) sem CAR e com CAR – Fx-LMS.

Nota-se dois picos mais acentuados, o primeiro em 60 Hz e o segundo em 120 Hz. Sendo o primeiro pico provavelmente proveniente da parte eletrônica do sistema. O CAR obteve atenuação no pico de 120 Hz e não apresentou grandes amplificações nos harmônicos no sinal de saída (espectro com CAR).

- **Frequência de 120Hz com Fu-LMS**

A seguir nas Figuras 5.9 e 5.10 seguem as situações sem CAR e com CAR para ruído monotonal de frequência de 120Hz utilizando o algoritmo Fu-LMS e na Figura 5.11 os espectros de frequências sem CAR e com CAR sobrepostos.

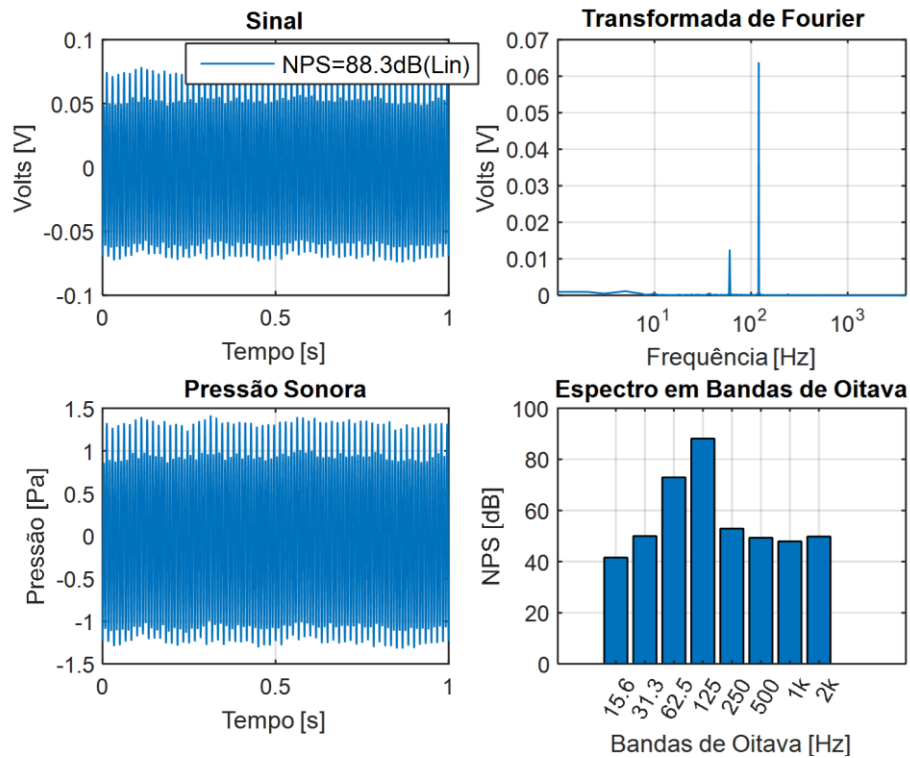


Figura 5.9 – Espectros de frequências para ruído monotonal (120 Hz) sem CAR – Fu-LMS.

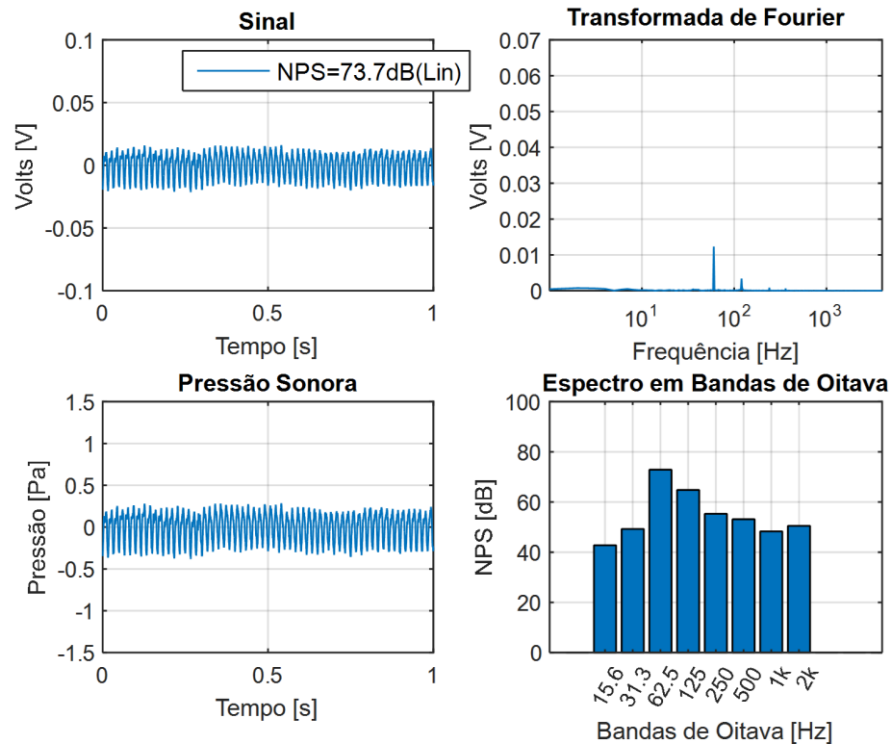


Figura 5.10 – Espectros de frequências para ruído monotonal (120 Hz) com CAR – Fu-LMS.

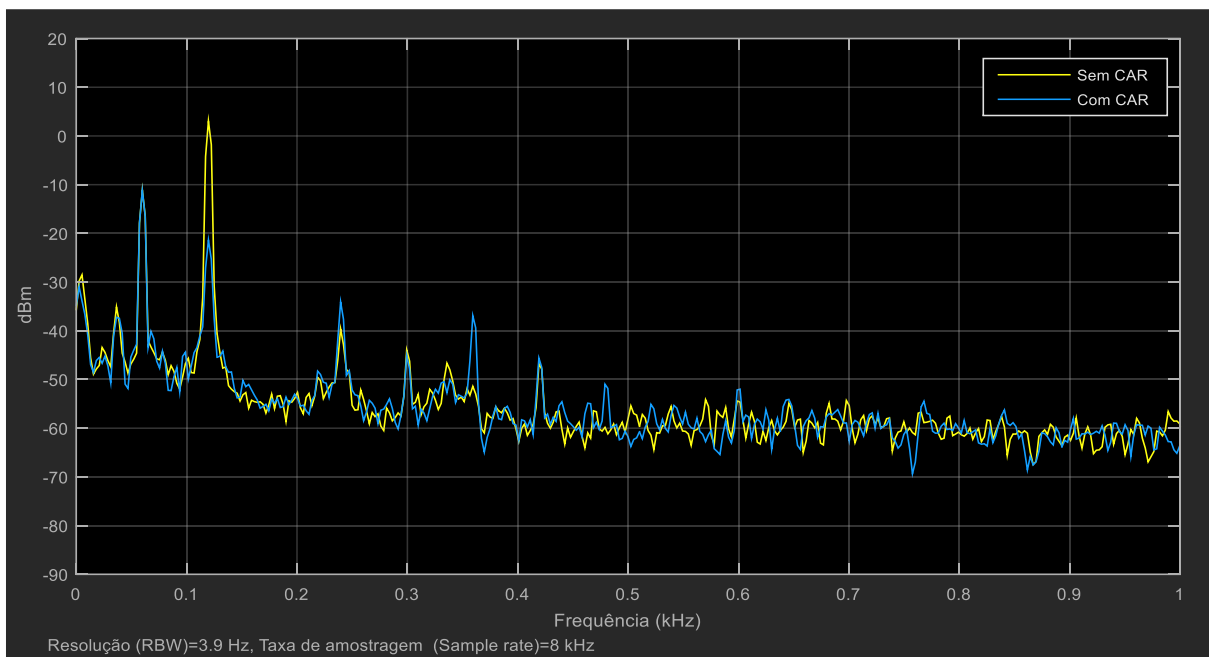


Figura 5.11 – Espectros de frequências para ruído monotonal (120 Hz) sem CAR e com CAR – Fu-LMS.

Neste ensaio o CAR obteve boa performance na frequência de interesse, chegando em uma redução de aproximadamente 22 dB na banda de oitava correspondente a 125 Hz. Contudo, o

controle apresentou ampliações em alguns harmônicos como pode ser visto na Figura 5.11. A presença desses harmônicos será mais bem observada e discutida nos ensaios seguintes. Sugere-se que o ganho em performance do Fu-LMS em relação ao Fx-LMS, está atrelado a adição do caminho *Feedback* estimado $\hat{F}(z)$ nas etapas de funcionamento do algoritmo.

- **Frequência de 180 Hz com Fx-LMS**

De mesmo modo que no ensaio anterior esta frequência também foi escolhida para avaliação do comportamento do sistema CAR na presença de um ruído típico de motores rotativos elétricos. Fazendo uma comparação entre a Figura 5.12 e a Figura 5.13, pode-se observar na curva Transformada de Fourier, que de fato o sistema de CAR apresentou atenuação, contudo na figura seguinte (Figura 5.14) é notável que o sistema amplificou algumas frequências pontuais.

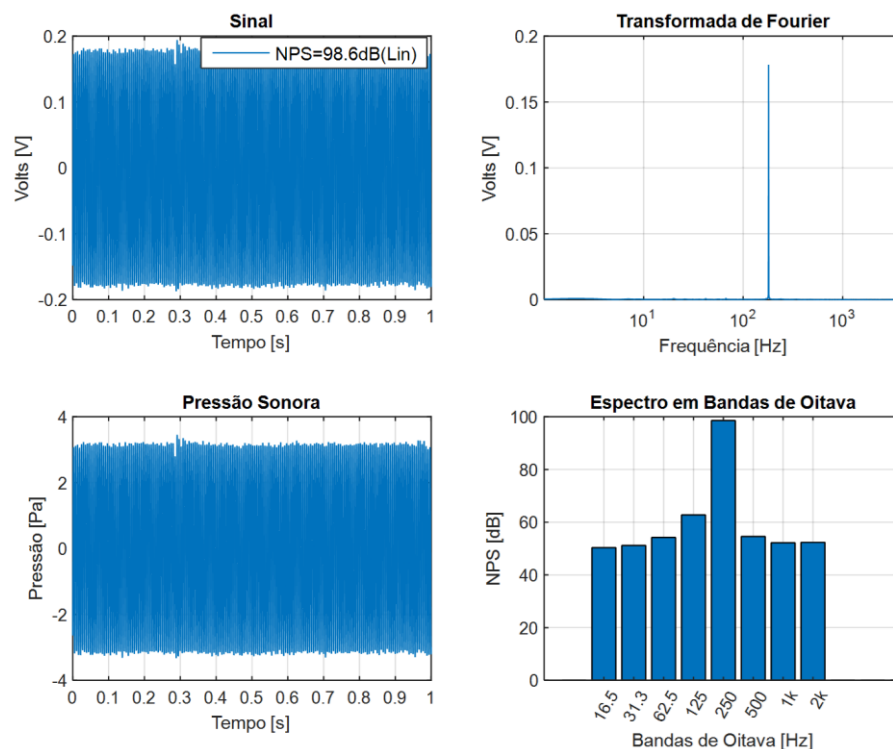


Figura 5.12 – Espectros de frequências para ruído monotonal (180 Hz) sem CAR – Fx-LMS.

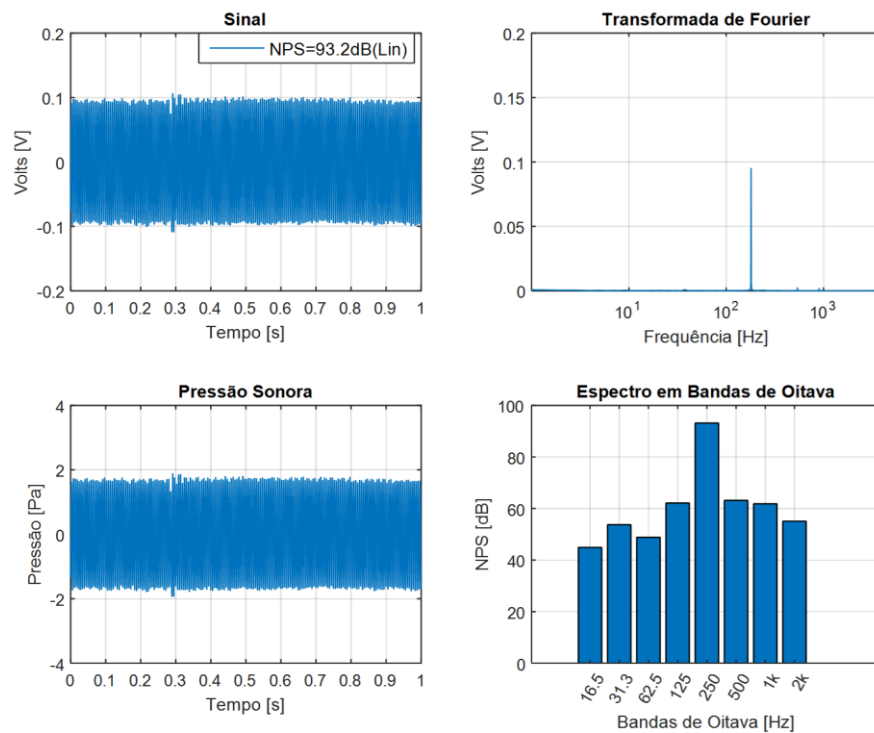


Figura 5.13 – Espectros de frequências para ruído monotonal (180 Hz) com CAR – Fx-LMS.

Na Figura 5.11, apresenta-se o espectro de frequências sem CAR em amarelo e com CAR em azul.

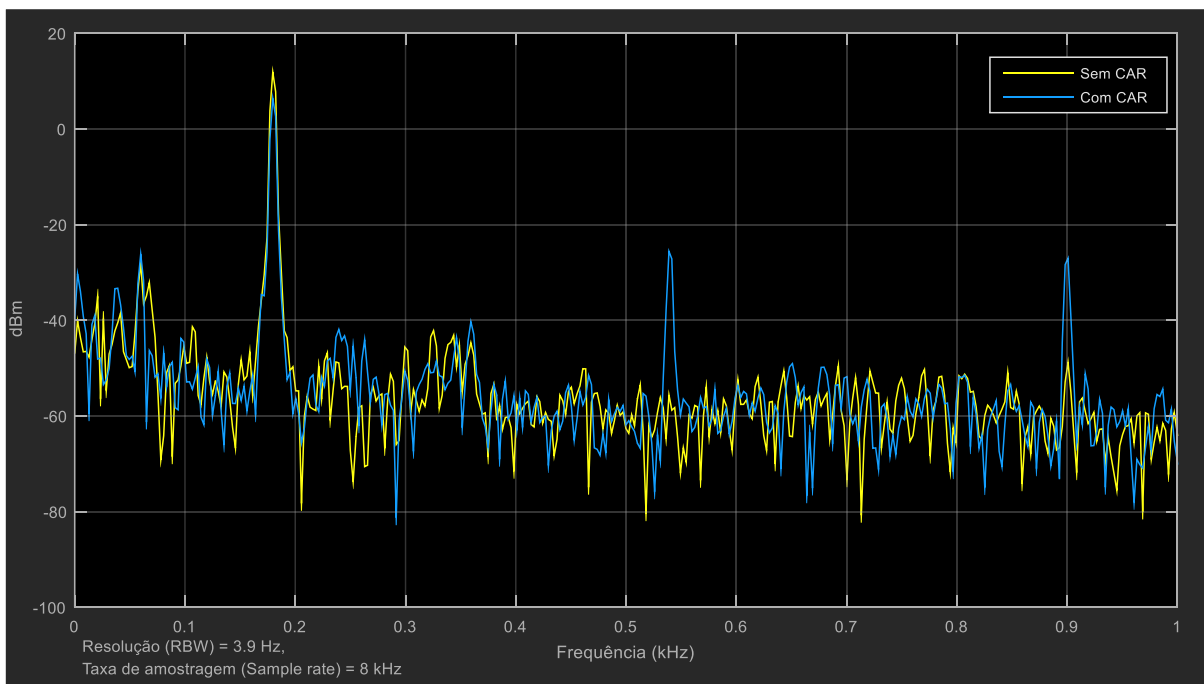


Figura 5.14 – Espectros de frequências para ruído monotonal (180 Hz) sem CAR e com CAR – Fx-LMS.

Como já mencionado, nota-se em Figura 5.14 que o CAR conseguiu atenuar a frequência de 180 Hz, porém houve a presença de picos acentuados em 540 Hz e 900 Hz (com mais de 30 dB abaixo do ruído principal) que são exatamente os múltiplos ímpares de 180 Hz. Esse fenômeno também foi identificado como presente no ensaio a seguir.

- **Frequência de 180 Hz com Fu-LMS**

As Figuras 5.15 e 5.16 apresentam os gráficos gerados nas situações sem CAR e com CAR para o ensaio monotonal na frequência de 180 Hz utilizando o algoritmo Fu-LMS. Na Figura 5.17 percebe-se uma significativa atenuação na frequência de 180 Hz. Entretanto, assim como observado nos espectros da Figura 5.11 e Figura 5.14, nesse ensaio também existe a presença bem acentuada de harmônicos ímpares da frequência de teste. Pode-se inferir que o controle interpretou o sinal de referência $x(n)$ ou até mesmo o sinal de erro $e(n)$ como sendo uma onda quadrada, ou ainda, esse evento pode ser devido a fase de onda do sinal de saída $y'(n)$ não ser exatamente 180° em relação ao ruído.

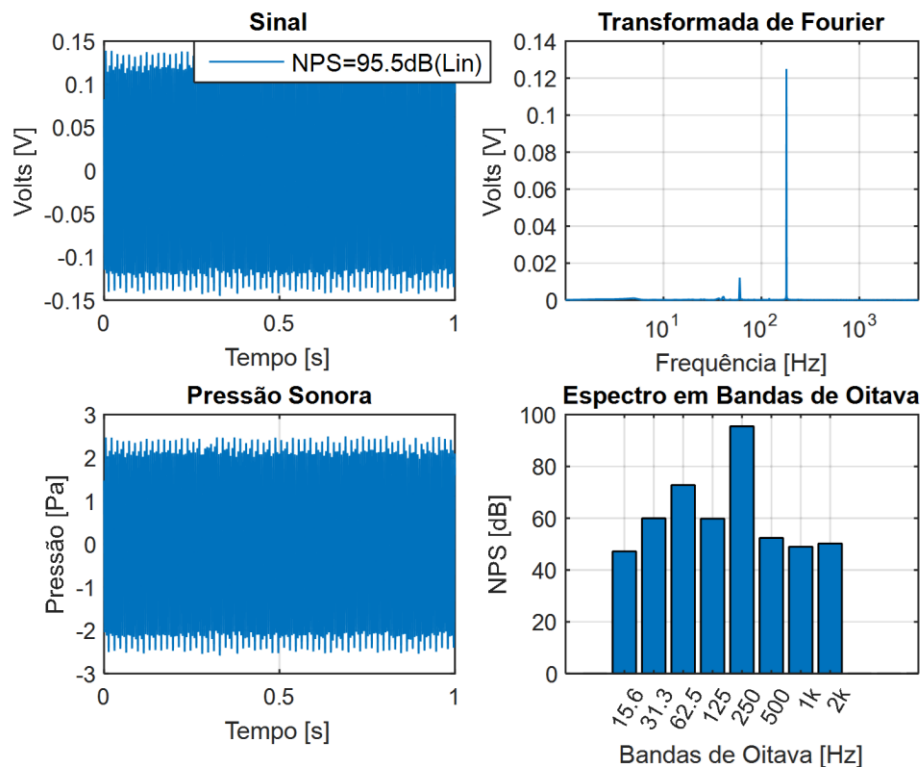


Figura 5.15 – Espectros de frequências para ruído monotonal (180 Hz) sem CAR – Fu-LMS.

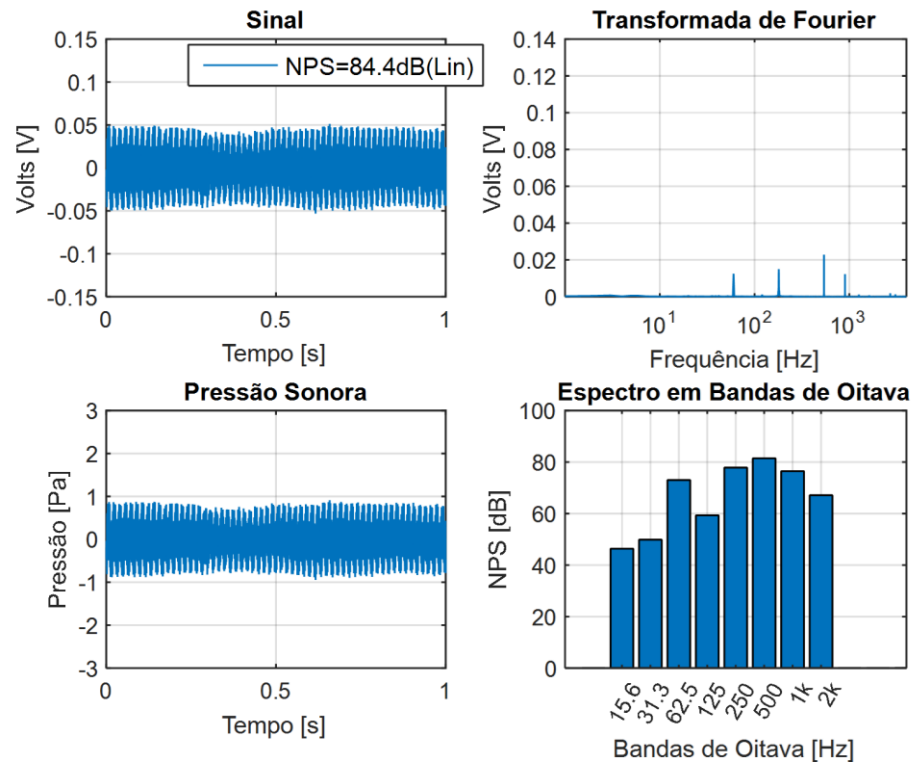


Figura 5.16 – Espectros de frequências para ruído monotonal (180 Hz) com CAR – Fu-LMS.

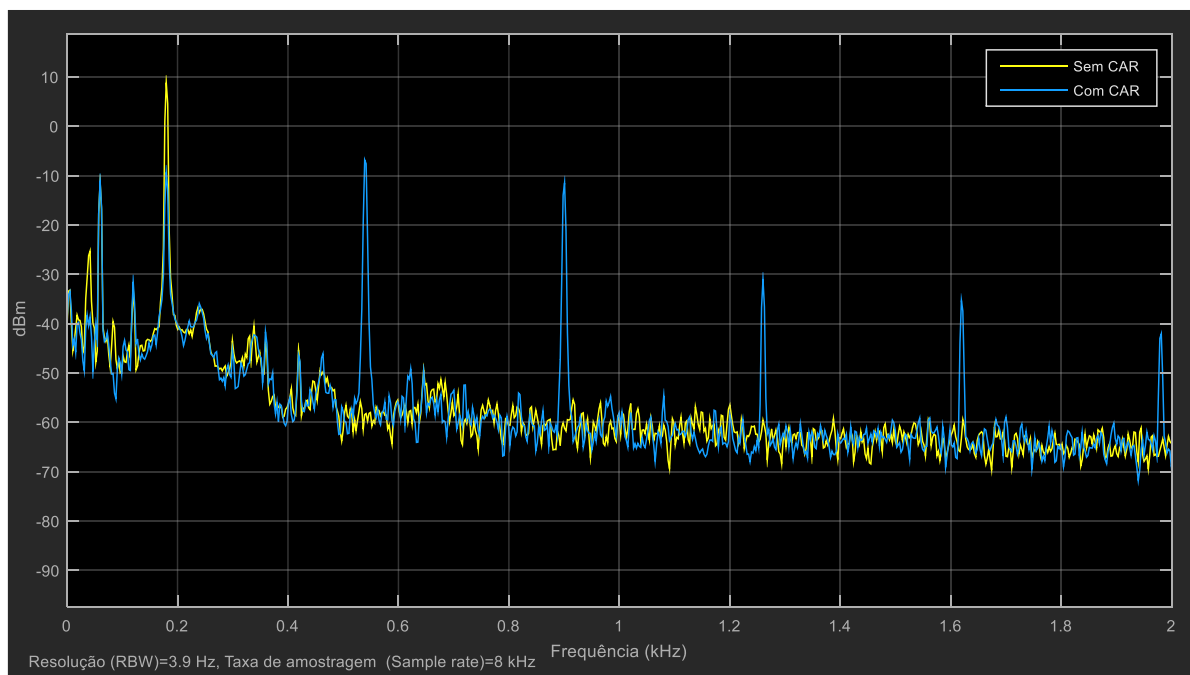


Figura 5.17 – Espectros de frequências para ruído monotonal (180 Hz) sem CAR e com CAR – Fu-LMS.

Segundo Zorzo et al., 2018, estas amplificações são causadas devido ao grau de não linearidade do sistema, que é causada por distorções do pré-amplificador e do alto-falante. Salienta-se que os múltiplos de frequência estão a mais de 20 dB abaixo do ruído principal que está sendo atenuado. Também é sugerido que este efeito pode ser amenizado ajustando o nível de pressão sonora do experimento [Zorzo et al., 2018]. Entretanto, apesar da presença destes harmônicos, houve significativa atenuação para a frequência de 180 Hz, chegando em aproximadamente 12 dB em termos de NPS total. (ver Capítulo 6 Resultados e Discussão).

- **Frequência de 240 Hz com Fx-LMS**

Tem-se aqui novamente uma frequência que é um número múltiplo de 60 Hz. Na Figura 5.18, apresentam-se os gráficos para o ensaio sem o CAR e na Figura 5.19 o correspondente gráfico com o CAR para os ensaios utilizando o algoritmo Fx-LMS. Vale ressaltar que para essa frequência, o controle atuou também na banda correspondente a 62,5 Hz e não apresentou grandes amplificações em outras bandas.

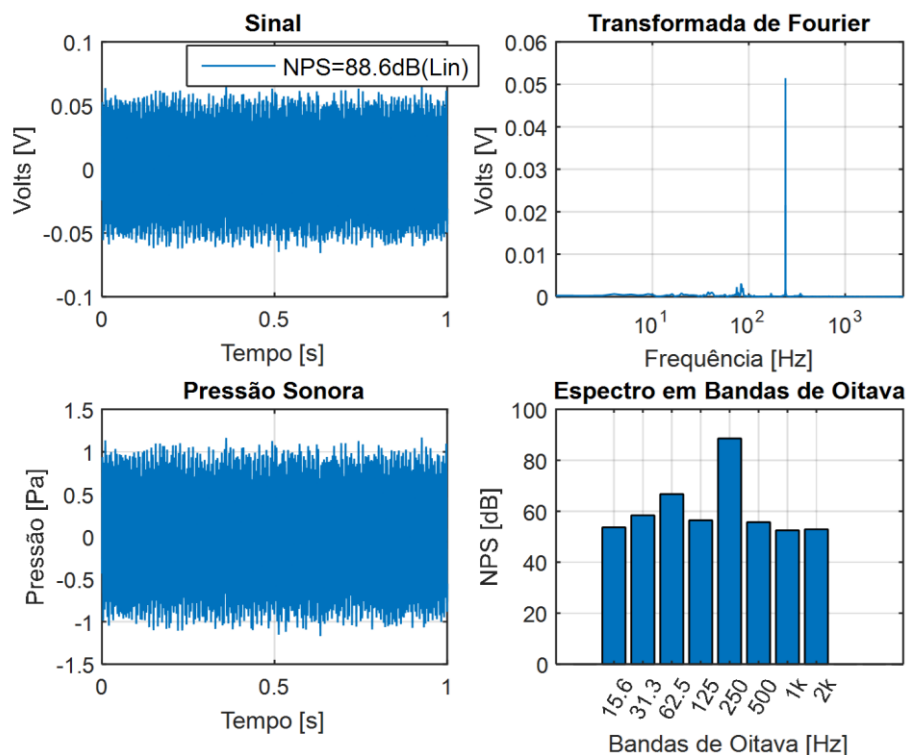


Figura 5.18 – Espectros de frequências para ruído monotonal (240 Hz) sem CAR – Fx-LMS.

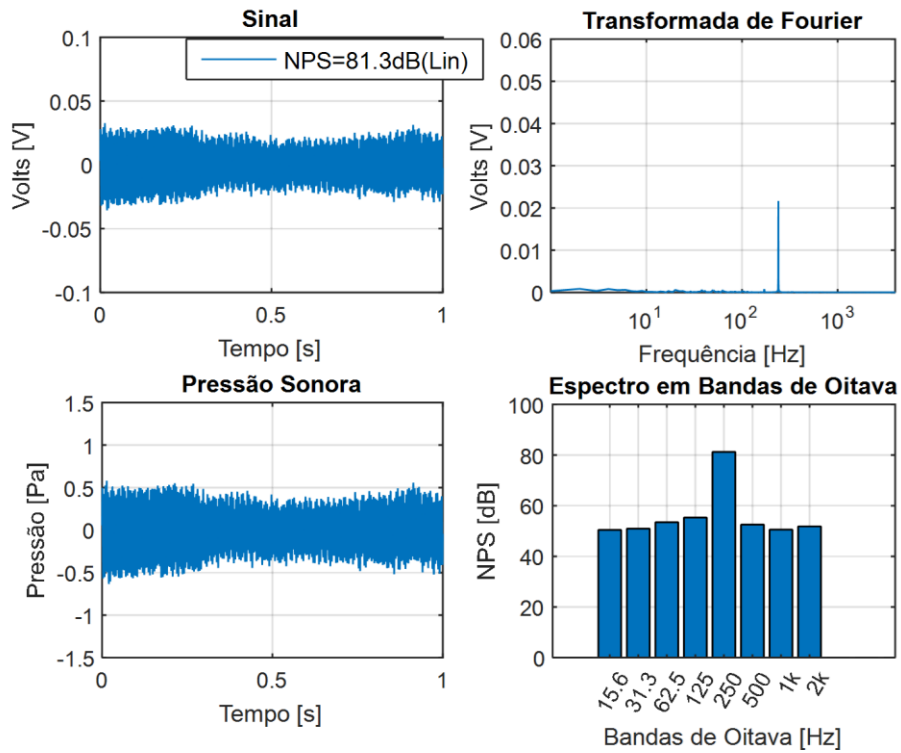


Figura 5.19 – Espectros de frequências para ruído monotonal (240 Hz) com CAR – Fx-LMS.

Na Figura 5.20, apresenta-se o espectro de frequências sem CAR (em amarelo) e com CAR (em azul).

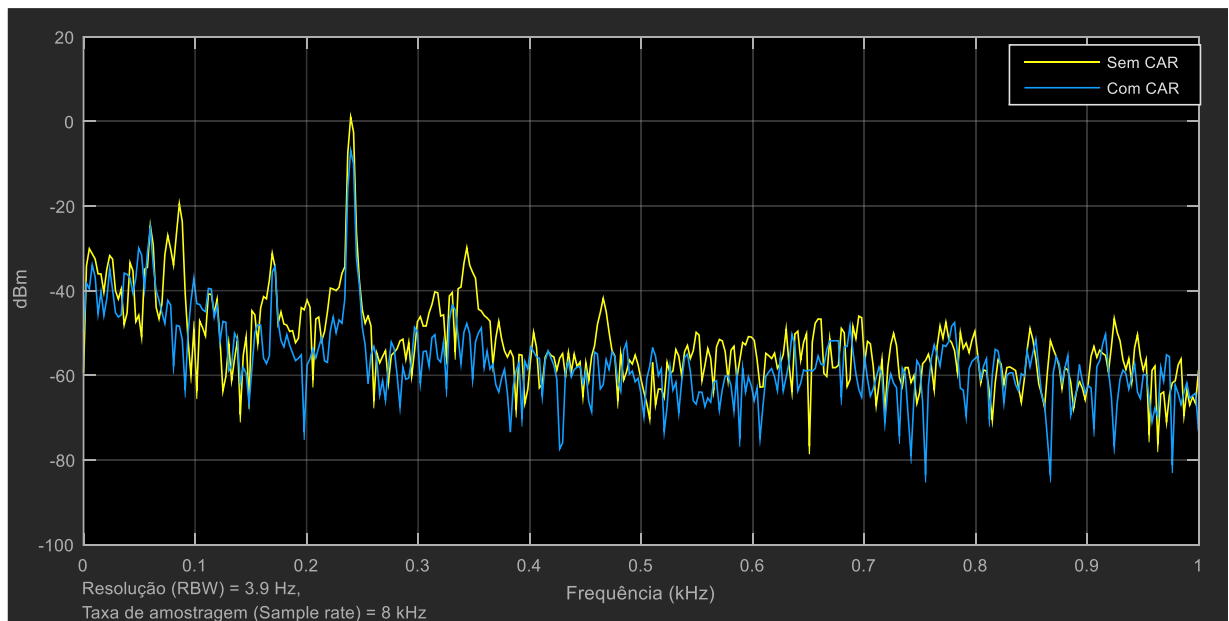


Figura 5.20 – Espectros de frequências para ruído monotonal (240 Hz) sem CAR e com CAR – Fx-LMS.

Nota-se que curva com CAR ficou sempre abaixo da curva sem CAR, inclusive em frequências superiores a 500 Hz, situação que em testes anteriores o sistema CAR amplificou alguns harmônicos (ver Figura 5.17).

- **Frequência de 240 Hz com Fu-LMS**

As Figuras 5.21, 5.22 e 5.23 apresentam os resultados experimentais obtidos para a frequência específica de 240Hz, utilizando então o algoritmo Fu-LMS.

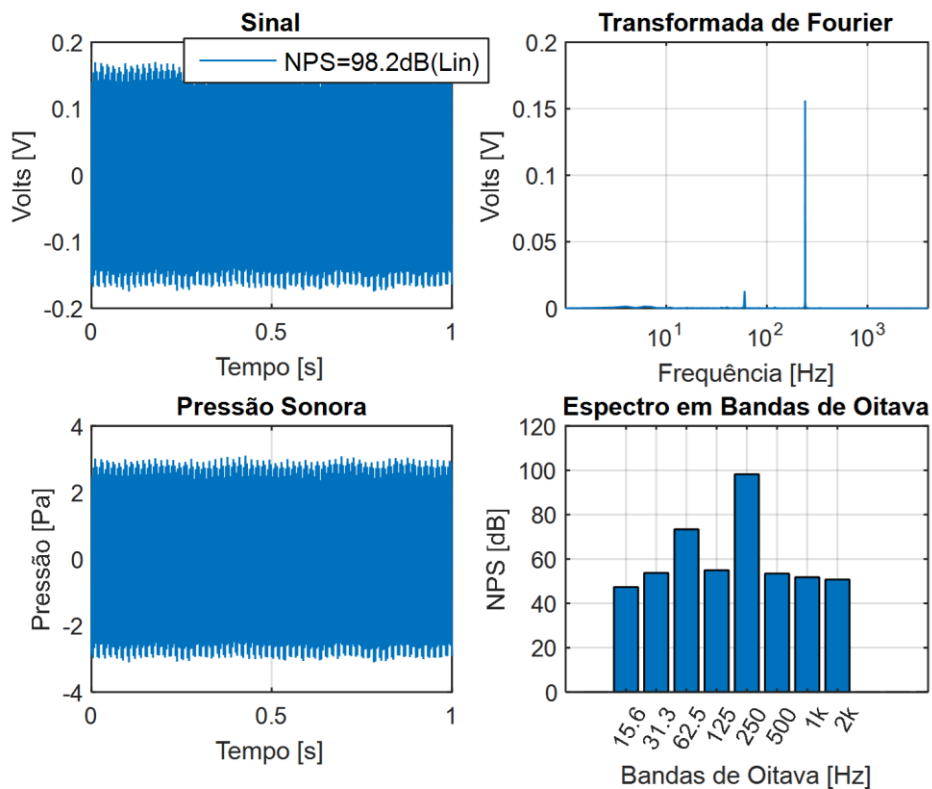


Figura 5.21 – Espectros de frequências para ruído monotonal (240 Hz) sem CAR – Fu-LMS.

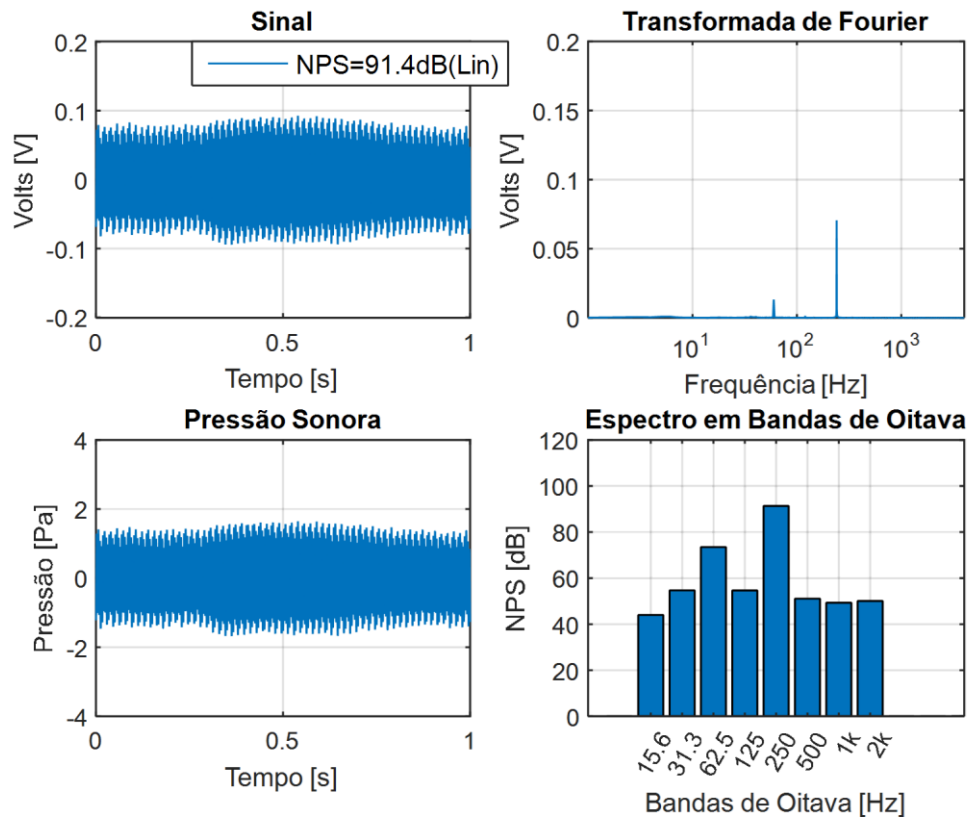


Figura 5.22 – Espectros de ruído com CAR para ruído monotonal –240 Hz com Fu-LMS.

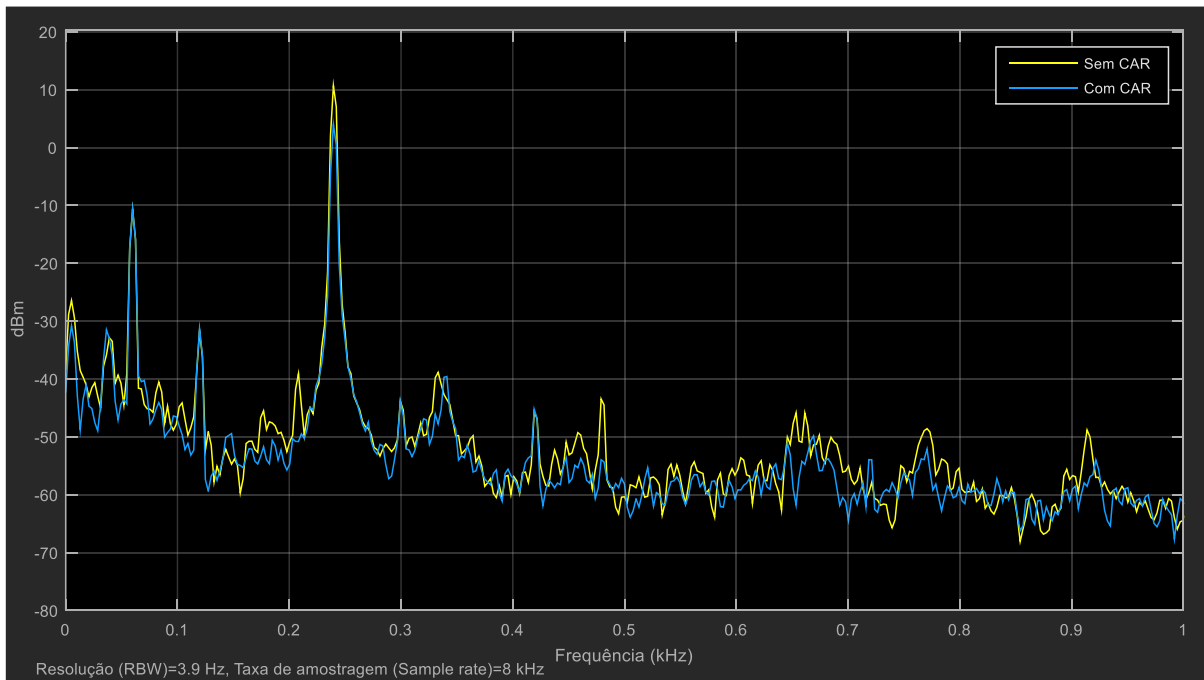


Figura 5.23 – Espectros de frequências para ruído monotonal (240 Hz) sem CAR e com CAR – Fu-LMS.

Nos espectros da Figura 5.23 é visto que a frequência de 240 Hz sofreu redução de amplitude e que frequências mais altas também obtiveram atenuação. Os dois primeiros picos 60 Hz e 120 Hz (rede elétrica) não apresentaram mudanças de amplitude e o sistema apresentou-se relativamente estável.

- **Frequência de 250 Hz com Fx-LMS**

Aqui tem-se a primeira frequência que não é um múltiplo inteiro de 60 Hz. Foi escolhida por estar no meio da faixa de interesse de atenuação (120 Hz a 500 Hz) além disso, mostrou estar próximo a um dos modos acústicos do duto (ver Seção 5.1 Frequências acústicas do Duto). Vale observar que a partir dessa frequência o ouvido humano tem uma resposta em frequência mais plana em ambientes e estabelecer o efeito dos sons com frequências abaixo de 250 Hz pode ser mais difícil e pouco estudado [Williams, 2014].

Nas Figuras 5.24 e 5.25 apresentam-se os gráficos obtidos do ensaio sem CAR e com CAR, respectivamente, para a frequência de 250 Hz.

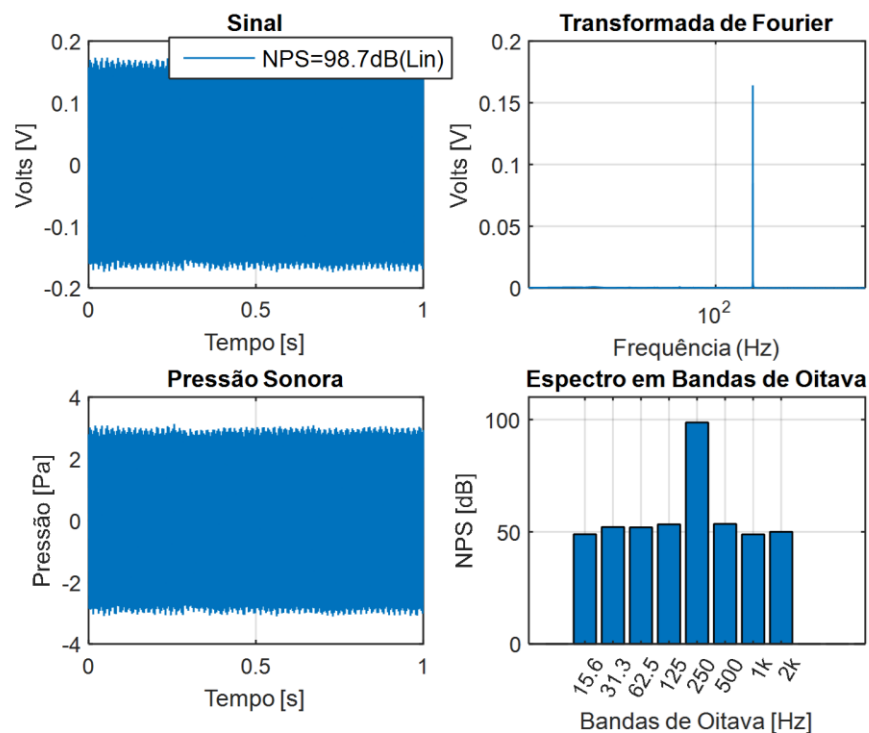


Figura 5.24 – Espectros de frequências para ruído monotonal (250 Hz) sem CAR – Fx-LMS.

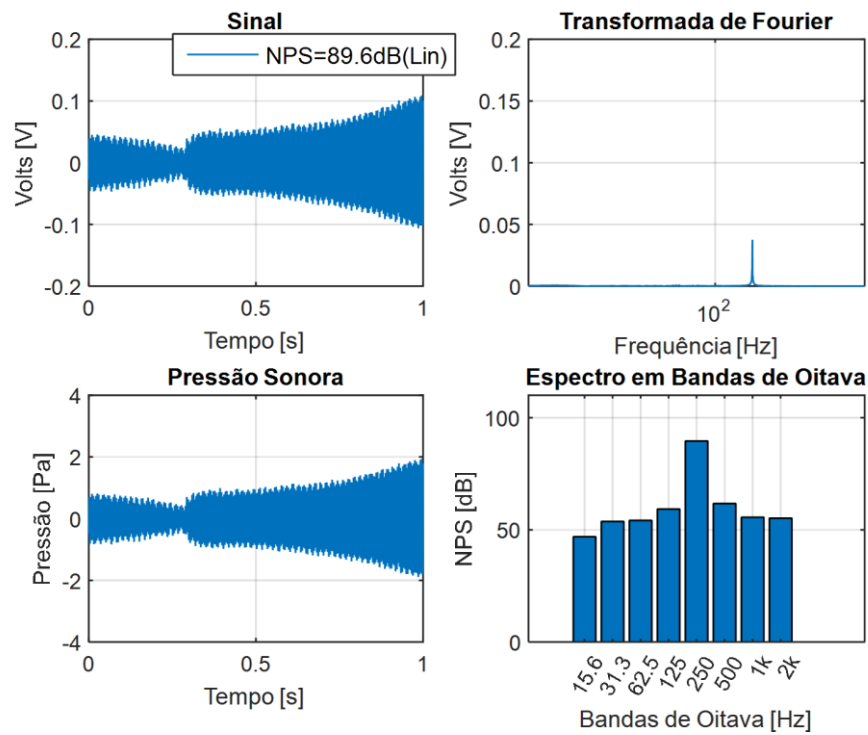


Figura 5.25 – Espectros de frequências para ruído monotonal (250 Hz) com CAR – Fx-LMS.

Na Figura 5.17, apresenta-se o espectro de frequências sem CAR (em amarelo) e com CAR (em azul) para a frequência de 250 Hz.

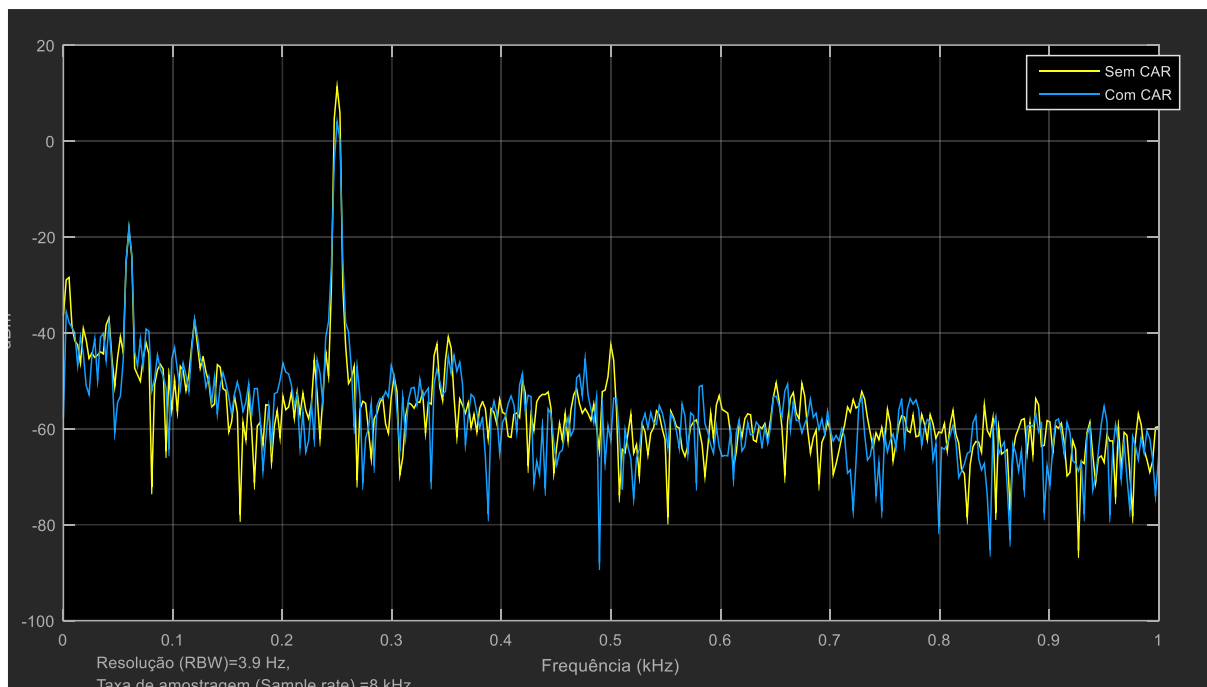


Figura 5.26 – Espectros de frequências para ruído monotonal (250 Hz) sem CAR e com CAR – Fx-LMS.

O CAR apresentou atenuação no segundo pico e não houve amplificação dos harmônicos no sinal de saída (curva com CAR). Segundo os gráficos de Sinal e Pressão Sonora na Figura 5.25, o sistema demonstrou instabilidade tendo momentos de maiores e menores atenuações ao longo do ensaio. Os dados de atenuação estão na Tabela 6.4. (ver Capítulo 6 Resultados e Discussão).

- **Frequência de 250 Hz com Fu-LMS**

Aqui são apresentados os gráficos experimentais obtidos para frequência específica de 250 Hz com o algoritmo Fu-LMS. Destaca-se nesse ensaio a estabilidade apresentada pelo Fu-LMS, o que não aconteceu no ensaio anterior com Fx-LMS. Nota-se na Figura 5.25, nos gráficos de Sinal e Pressão Sonora, que o sistema oscila sua amplitude em um intervalo compreendido em 1 segundo. Já no CAR utilizando o algoritmo Fu-LMS isso não ocorreu, sua atenuação se manteve estável durante todo o intervalo de medição do ensaio, como pode ser visto na Figura 5.28 (Sinal ou em Pressão Sonora). Na Figura 5.27 estão apresentados os gráficos antes do CAR ser acionado e na Figura 5.29 os espectros correspondentes sem e com CAR.

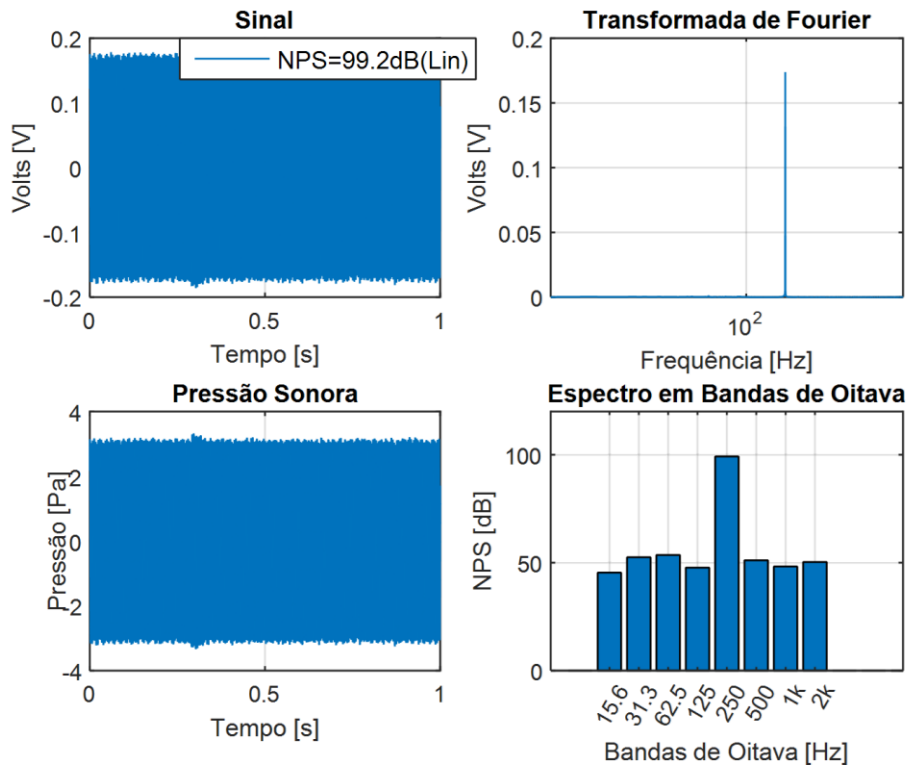


Figura 5.27 – Espectros de frequências para ruído monotonal (250 Hz) sem CAR – Fu-LMS.

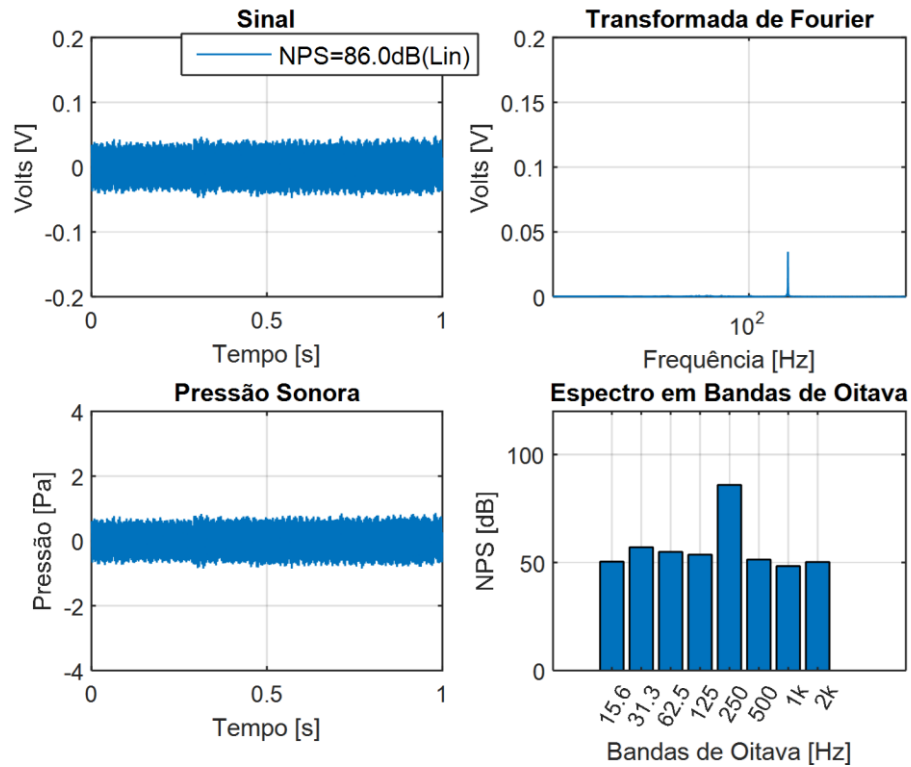


Figura 5.28 – Espectros de frequências para ruído monotonal (250 Hz) com CAR – Fu-LMS.

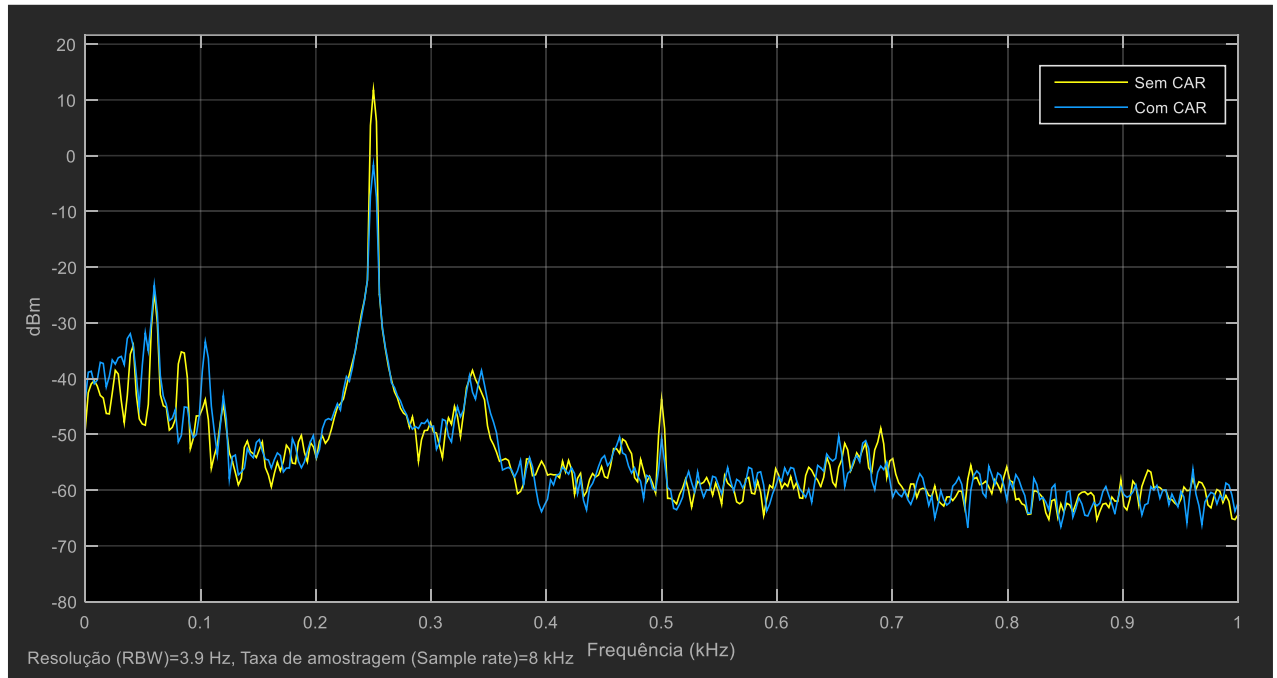


Figura 5.29 – Espectros de frequências para ruído monotonal (250 Hz) sem CAR e com CAR – Fu-LMS.

Como pode ser visto na Figura 5.29 o algoritmo Fu-LMS obteve significativa performance na frequência de 250 Hz, atenuando também seu primeiro harmônico (500 Hz). Percebe-se uma pequena amplificação na banda de frequência de 125 Hz, que pode ser também verificada no Espectro em Bandas de Oitava mostrado na Figura 5.28. Contudo, esse aumento de amplitude não teve grande influência nos resultados em termos de NPS. (ver Tabela 6.8)

- **Frequência de 350 Hz com Fx-LMS**

A seguir os gráficos obtidos para o ensaio de atenuação para ruído monotonal na frequência de 350 Hz (Figuras 5.18 e 5.19). Aqui o objetivo foi observar o comportamento do CAR numa situação em que o ruído estivesse próximo a um dos modos acústicos do duto em análise. Nos três testes utilizados: teórico, impacto e ruído branco (ver Seção 5.1 Frequências Acústicas do Duto) a frequência de 350 Hz esteve presente. Portanto, essa foi a frequência escolhida para os ensaios a seguir.

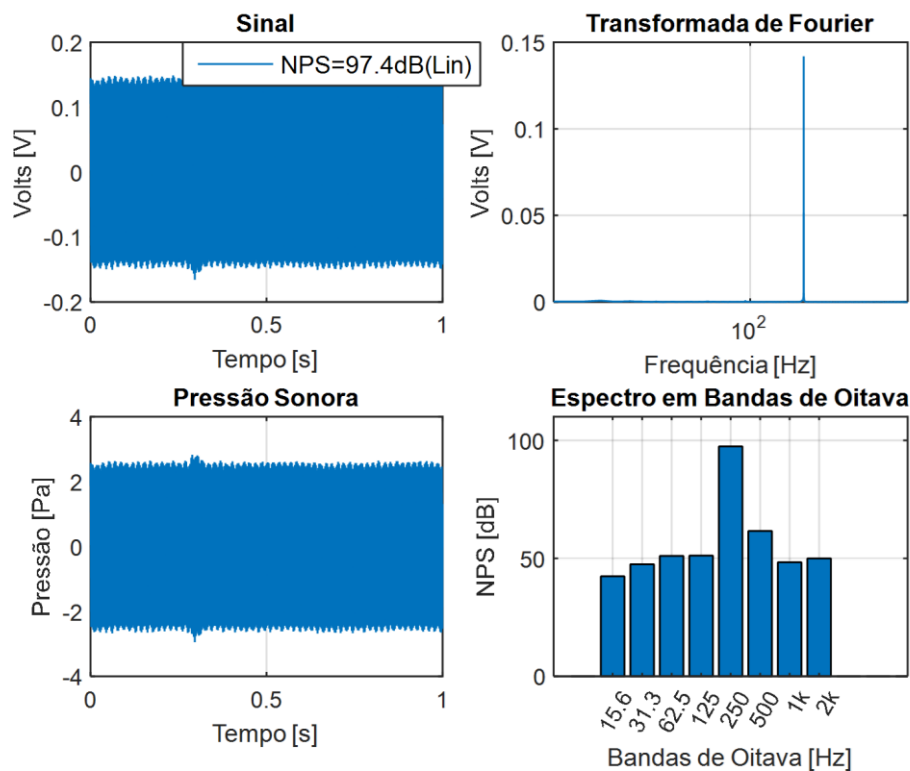


Figura 5.30 – Espectros de frequências para ruído monotonal (350 Hz) sem CAR – Fx-LMS.

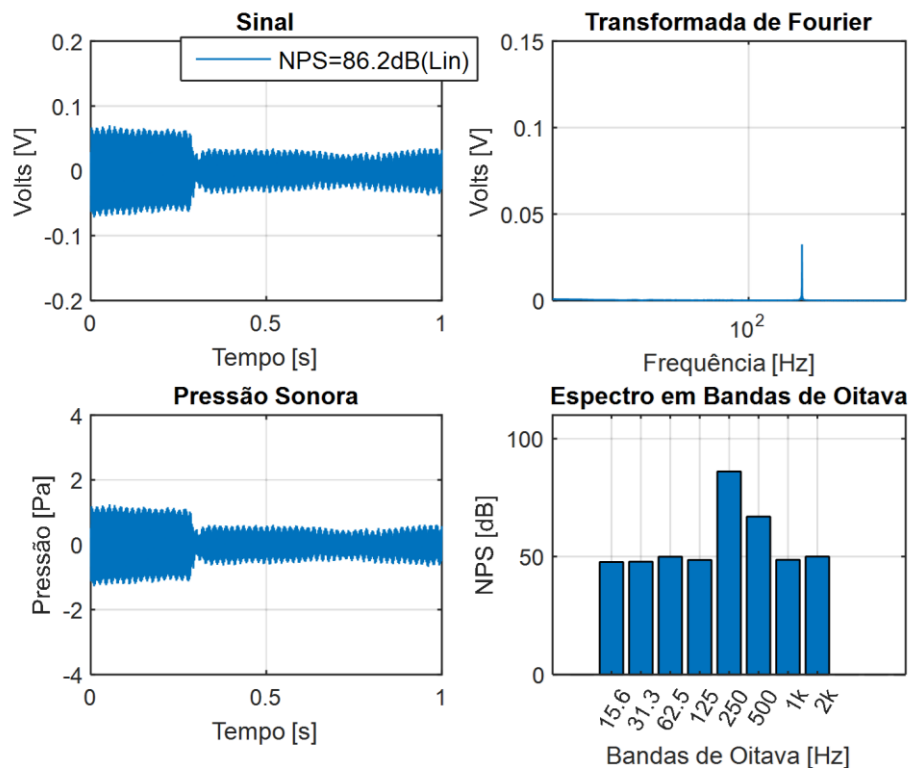


Figura 5.31 – Espectros de frequências para ruído monotonal (350 Hz) com CAR – Fx-LMS.

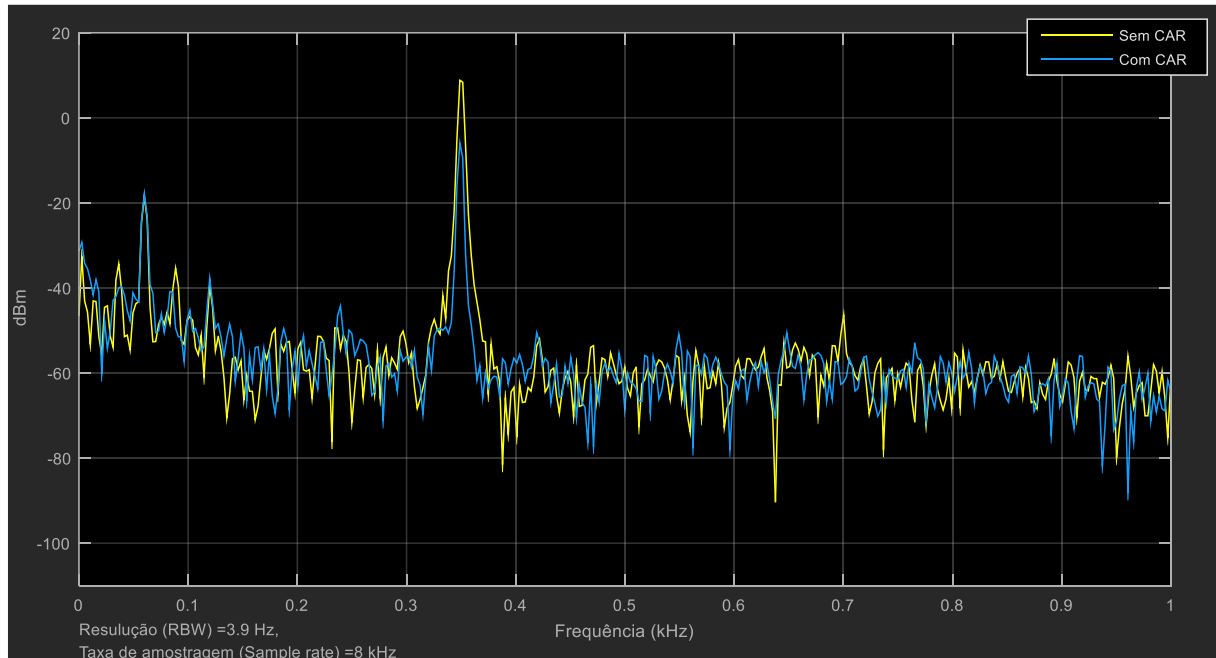


Figura 5.32 – Espectros de frequências para ruído monotonal (350 Hz) sem CAR e com CAR – Fx-LMS.

A Figura 5.32 demonstra no espectro que de fato o CAR com o algoritmo Fx-LMS conseguiu obter uma significativa atenuação em uma frequência próxima a um dos modos de vibração do duto. Vale ressaltar que o CAR também atenuou o primeiro harmônico da frequência de teste (700 Hz). Dados do ensaio estão na Tabela 6.9. A seguir o mesmo ensaio utilizando o algoritmo Fu-LMS.

- **Frequência de 350 Hz com Fu-LMS**

Observa-se que nesta frequência tanto o algoritmo Fx-LMS quanto o Fu-LMS apresentam instabilidades nos gráficos em que o sinal está em função do tempo, ocasionando variações na amplitude de sinal atenuado. Na Figura 5.33 na caixa Transformada de Fourier, o pico de frequência está em aproximadamente 0,22 V e depois na Figura 5.34 está em 0,05 V. O que indica uma redução por volta de 11 dB na banda de oitava referente a frequência de 250 Hz. Na Figura 5.35 está o espectro de frequência referente ao ensaio.

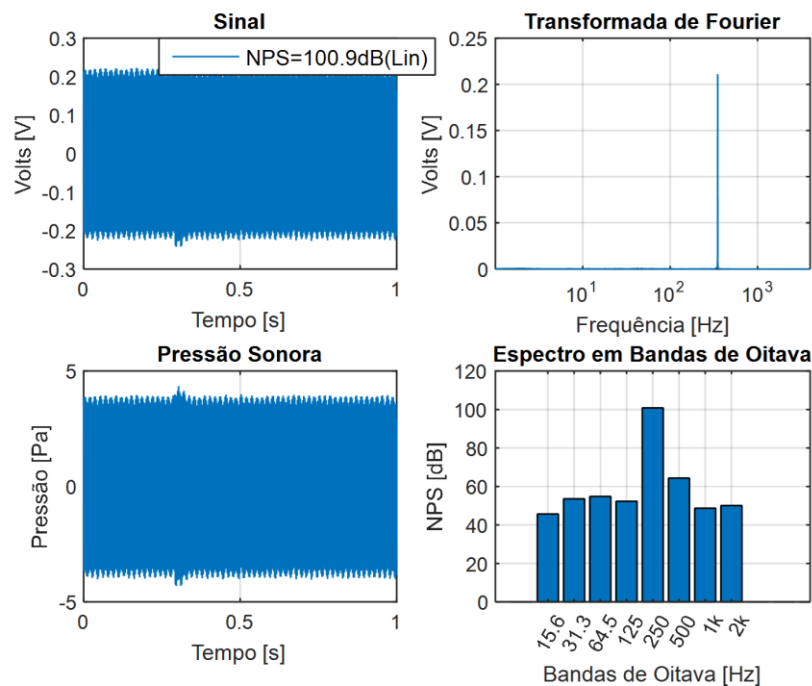


Figura 5.33 – Espectros de frequências para ruído monotonal (350 Hz) sem CAR – Fu-LMS.

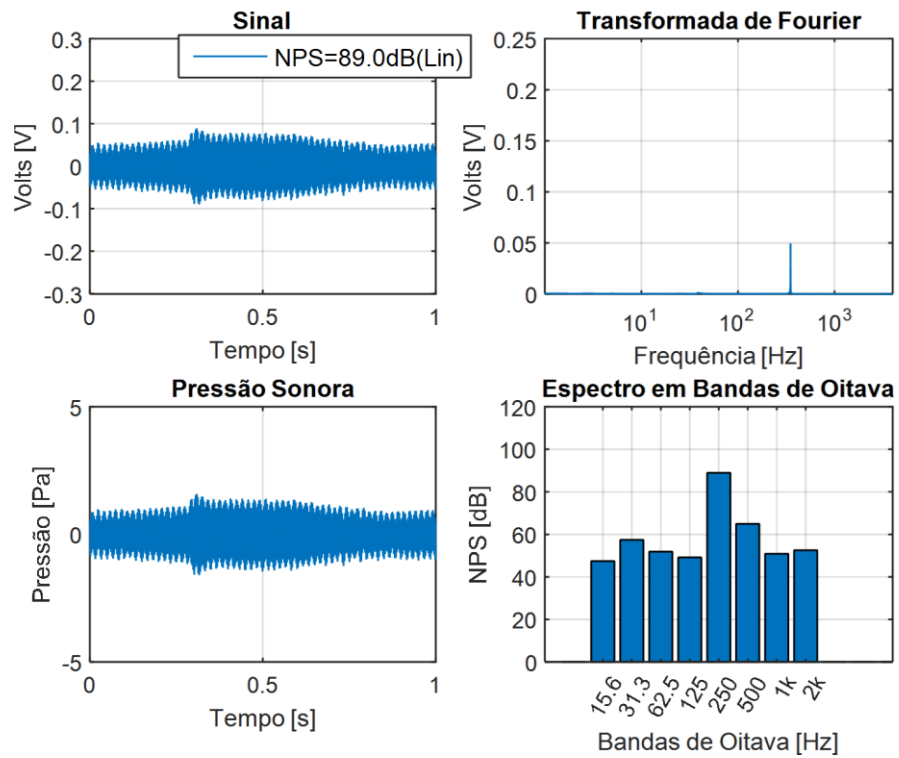


Figura 5.34 – Espectros de frequências para ruído monotonal (350 Hz) com CAR – Fu-LMS.

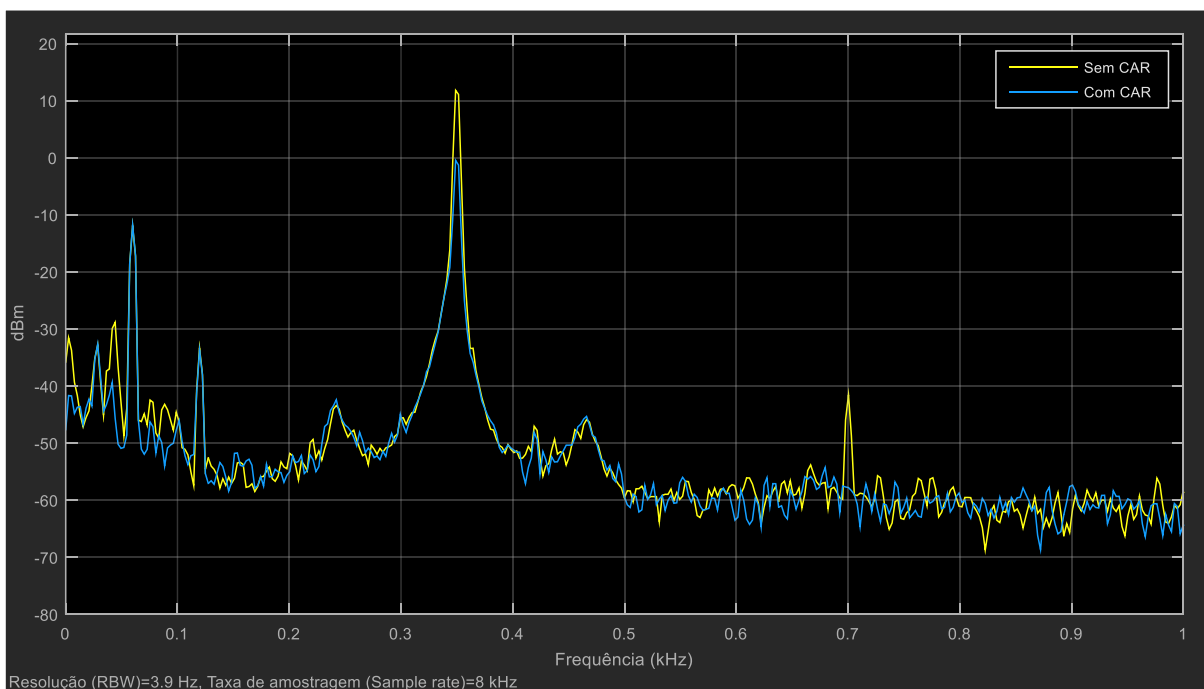


Figura 5.35 – Espectros de frequências para ruído monotonal (350 Hz) sem CAR e com CAR – Fu-LMS.

Verifica-se aqui na Figura 5.35 que o CAR também apresenta boa atenuação com o algoritmo Fu-LMS em uma frequência próxima a um dos modos de ressonância do duto. Assim como no ensaio para Fx-LMS, o CAR com Fu-LMS atenuou o primeiro harmônico da frequência de teste. (Para dados deste ensaio ver Tabela 6.10).

- **Frequência de 500 Hz com Fx-LMS**

Para esse ensaio foi escolhida a frequência que limita a faixa de interesse de atenuação utilizando o CAR. Como já mencionado anteriormente, valores acima de 500 Hz são normalmente atenuados através de controles passivos (materiais porosos, absorvedores, enclausuramentos etc.). As Figuras 5.21 e Figura 5.22 indicam os gráficos obtidos para o ensaio.

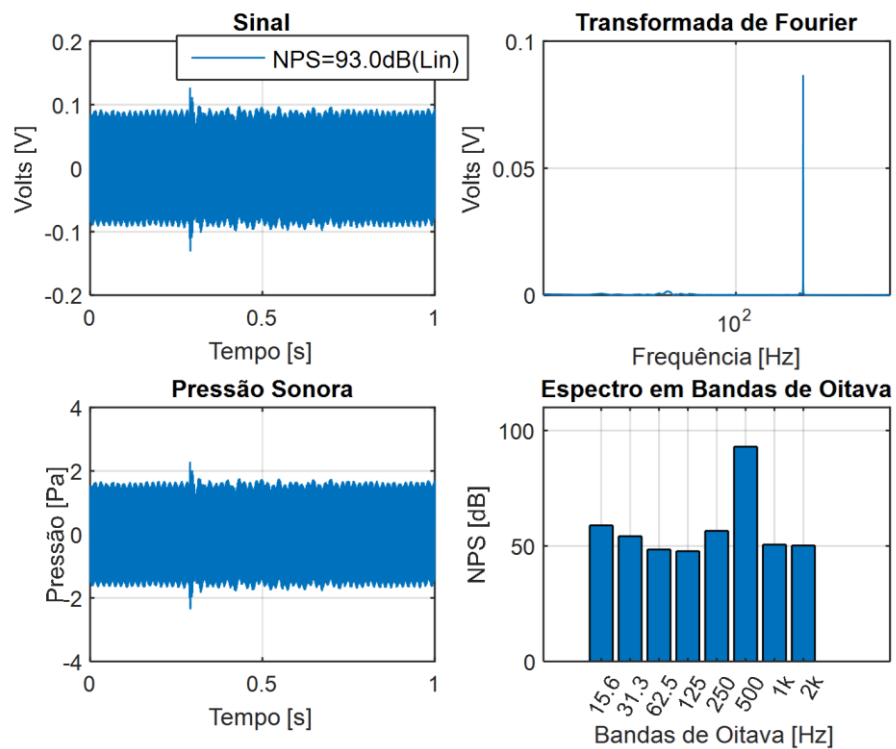


Figura 5.36 – Espectros de frequências para ruído monotonal (500 Hz) sem CAR – Fx-LMS.

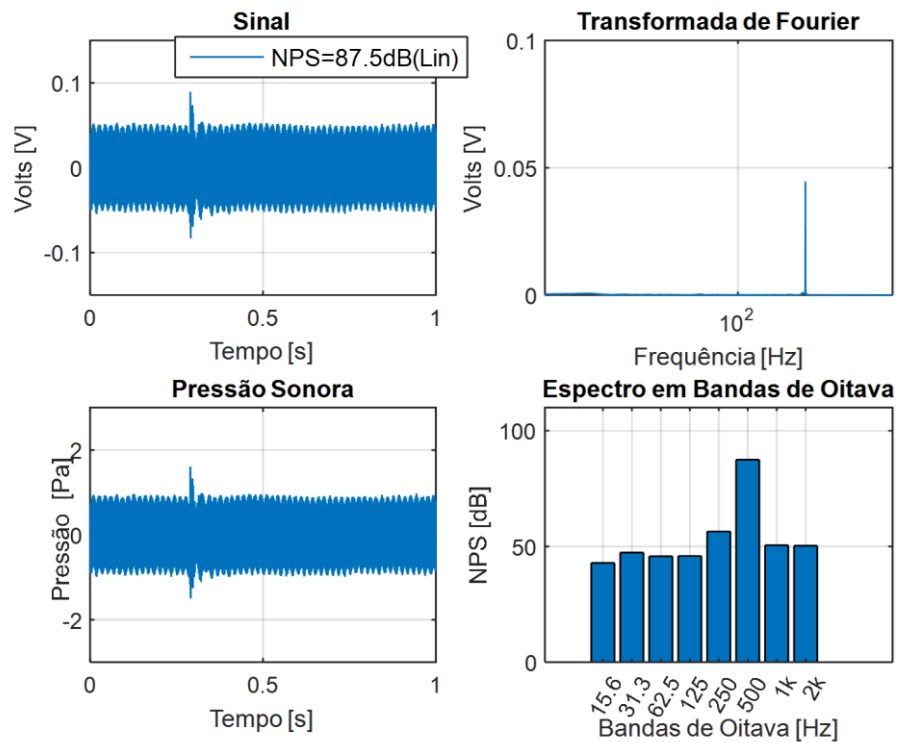


Figura 5.37 – Espectros de frequências para ruído monotonal (500 Hz) com CAR – Fx-LMS.

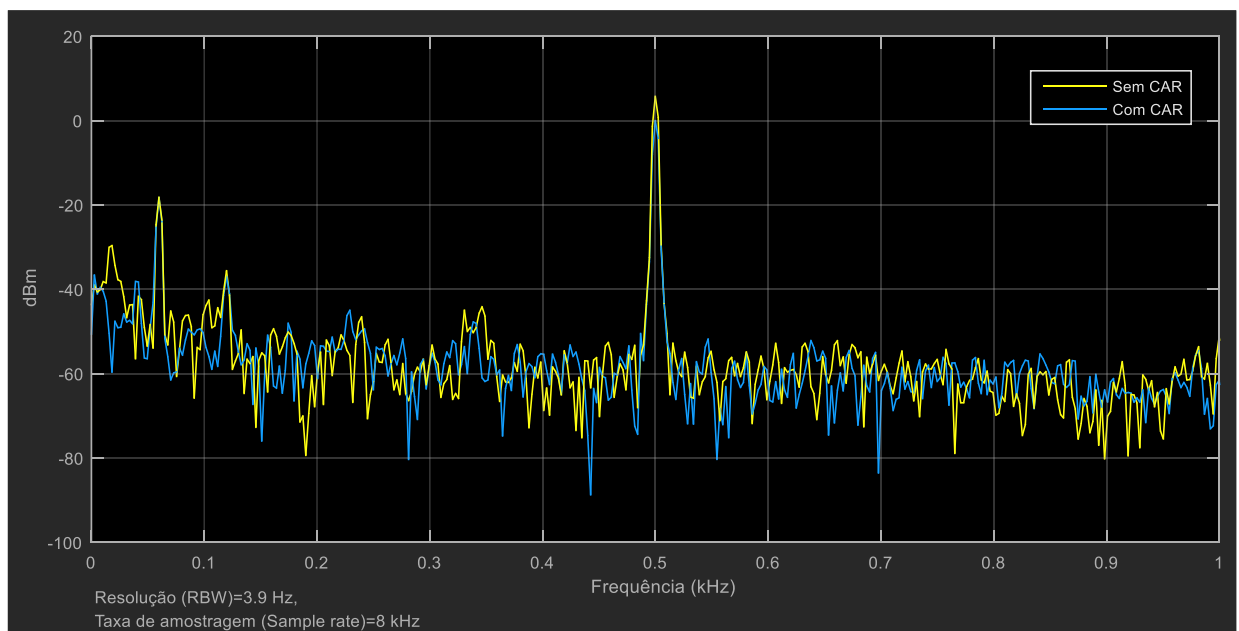


Figura 5.38 – Espectros de frequências para ruído monotonal (500 Hz) sem CAR e com CAR – Fx-LMS.

A CAR com o algoritmo Fx-LMS apresentou atenuação como observado no espectro da Figura 5.38. Não houve ampliações de harmônicos múltiplos e o sistema se demonstrou estabilidade (Figura 5.37).

- **Frequência de 500 Hz com Fu-LMS**

Chega-se então ao último ensaio utilizando o ruído monotonal, até aqui foram apresentados os gráficos com melhores resultados para esse tipo de ruído. A seguir, podemos analisar as figuras geradas para a frequência de 500 Hz utilizando o algoritmo Fu-LMS. Nota-se na Figura 5.40 no gráfico Pressão Sonora leves flutuações na sua amplitude, o que não ocorreu no ensaio anterior, sugerindo então que o Fu-LMS apresente menor estabilidade que o Fx-LMS quando aplicado a um ruído monotonal de frequência 500 Hz. Entretanto, sua atenuação foi superior, chegando a aproximadamente a uma redução de 12 dB em NPS. Na Figura 5.41 pode-se observar essa atenuação no espectro de frequências sem CAR e com CAR.

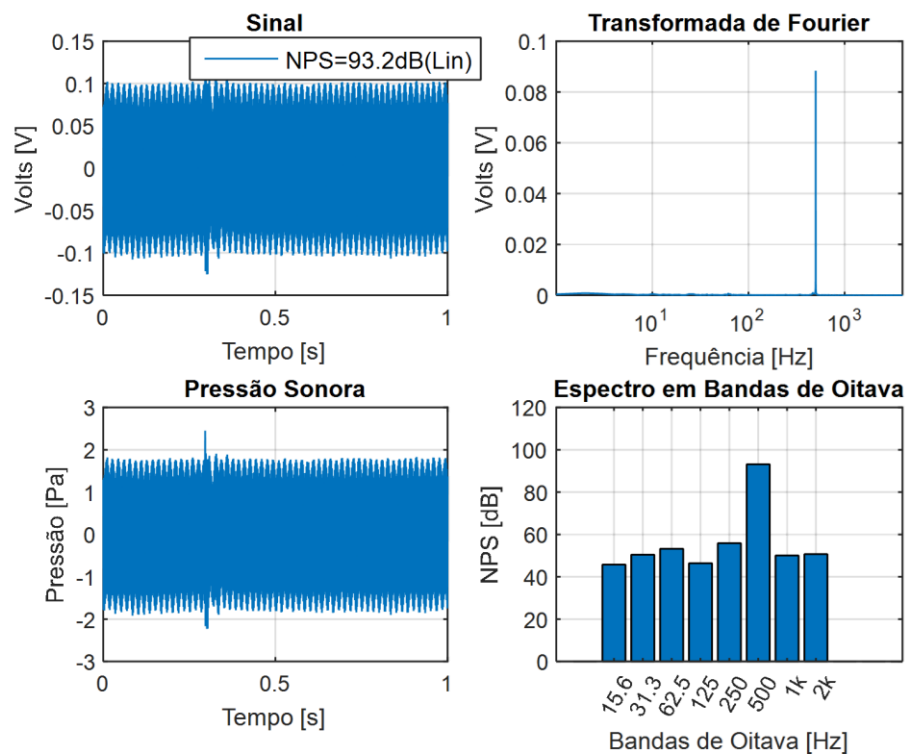


Figura 5.39 – Espectros de frequências para ruído monotonal (500 Hz) sem CAR – Fu-LMS.

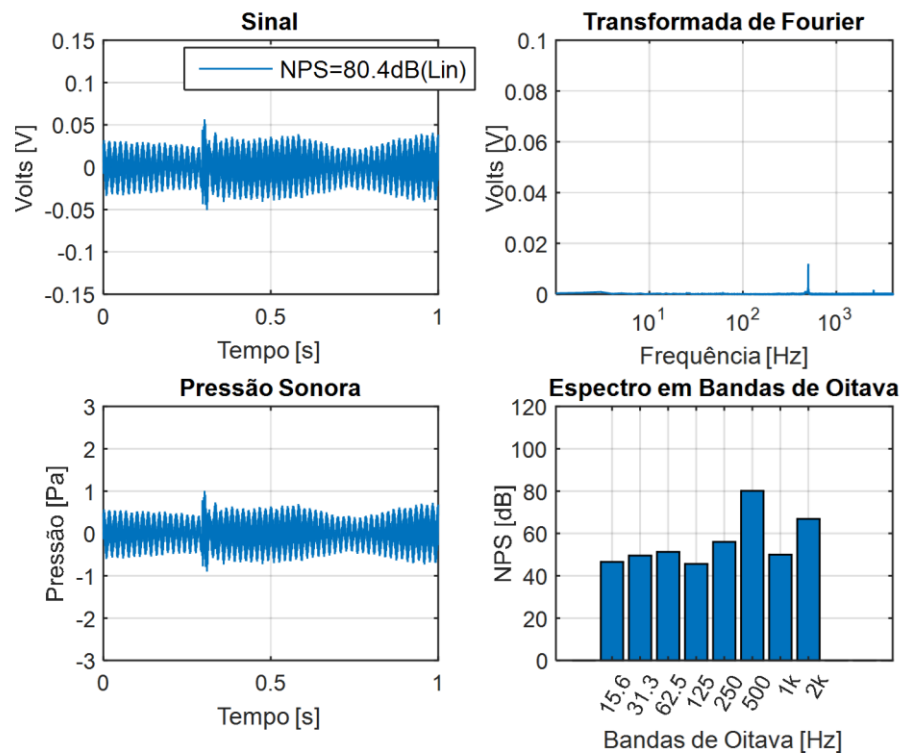


Figura 5.40 – Espectros de frequências para ruído monotonal (500 Hz) com CAR – Fu-LMS.

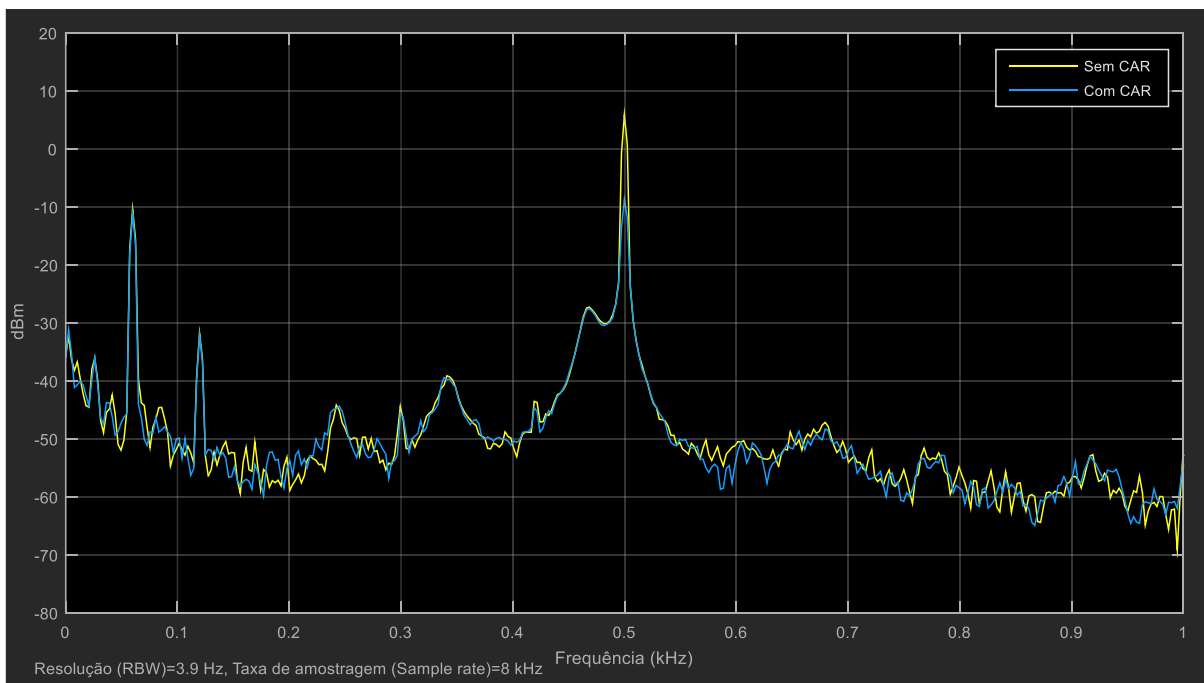


Figura 5.41 – Espectros de frequências para ruído monotonal (500 Hz) sem CAR e com CAR – Fu-LMS.

A seguir os ensaios de atenuação para a situação em que o ruído contém três frequências definidas emitidas simultaneamente.

5.4.2 Ensaios de Atenuação para Ruído Multitonal com os Algoritmos Fx-LMS e Fu-LMS (120 Hz, 180 Hz, 240 Hz e 250 Hz, 300 Hz, 500 Hz)

Ensaios realizados com ruído multitonal utilizando o algoritmo Fx-LMS e Fu-LMS. Sendo a primeira sequência de ensaios com as frequências 120 Hz, 180 Hz e 240 Hz e o segunda com as frequências 250 Hz, 350 Hz e 500 Hz. O objetivo aqui é observar a eficiência do CAR na atenuação de um ruído com mais de uma frequência, com isso o ensaio aproxima-se a uma situação real, sendo que a maior parte dos ruídos de procedência industrial são compostos por uma gama de diferentes harmônicos.

- **Frequências de 120 Hz, 180 Hz e 240 Hz com Fx-LMS**

Para esse ensaio utilizou-se as mesmas frequências dos ensaios anteriores para ruído monotonal, porém aqui de maneira simultânea. O uso de cada frequência é justificado nas seções anteriores. (ver Seção 5.4.1 Ensaios de Atenuação de Ruído Monotonal com Algoritmos Fx-LMS e Fu-LMS). Seguem as Figuras 5.24, 5.25 e 5.26 com os gráficos gerados.

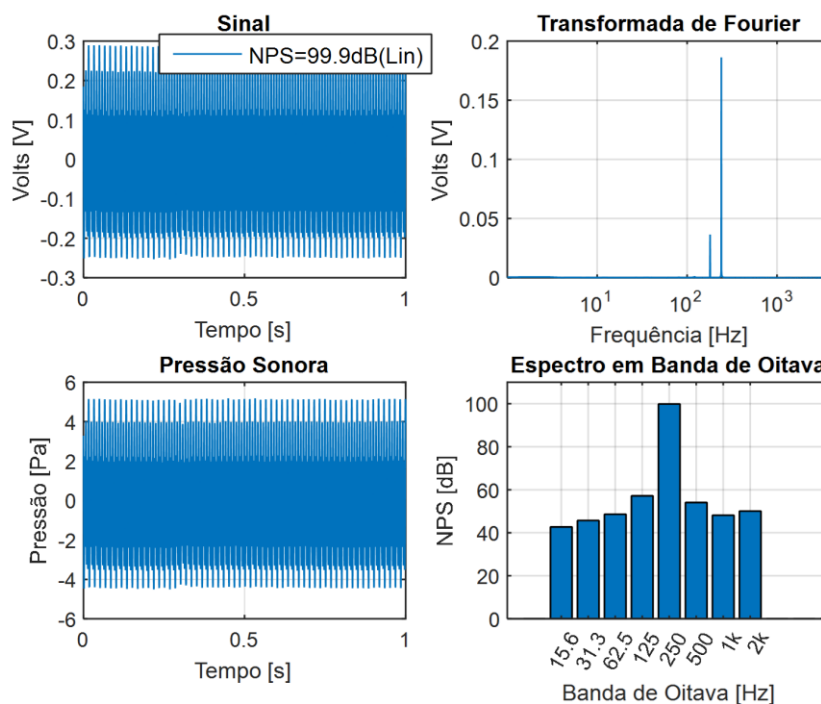


Figura 5.42 – Espectros de frequências para ruído multitonal (120 Hz, 180 Hz e 240 Hz) sem CAR – Fx-LMS.

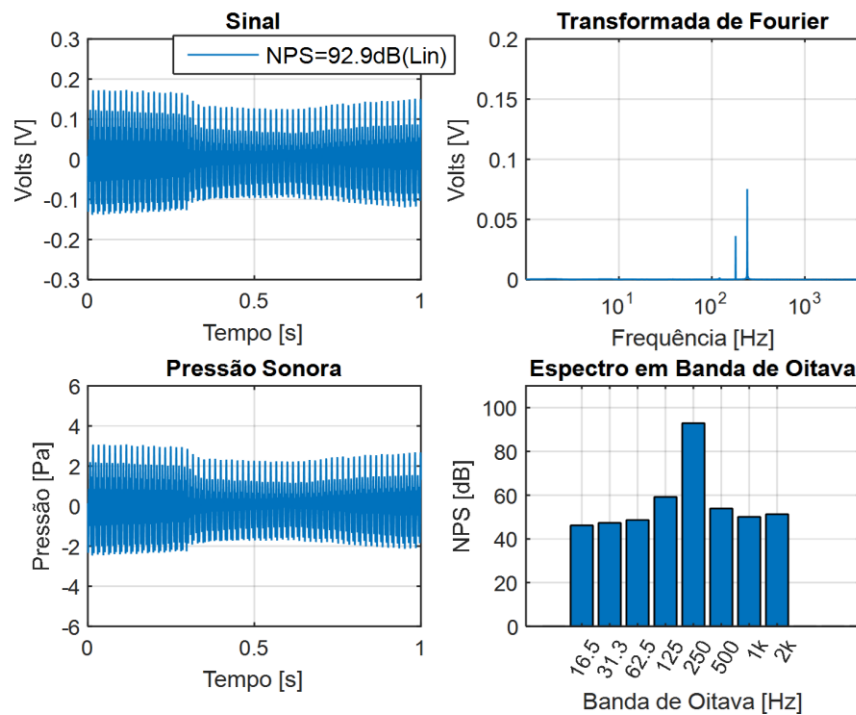


Figura 5.43 – Espectros de frequências para ruído multitonal (120 Hz, 180 Hz e 240 Hz) com CAR – Fx-LMS.

Comparando os gráficos das Figuras 5.24 e 5.25 destaca-se a atenuação nesse ensaio principalmente no gráfico Transformada de Fourier (superior direito), onde há uma notável diminuição de magnitude em Volts.

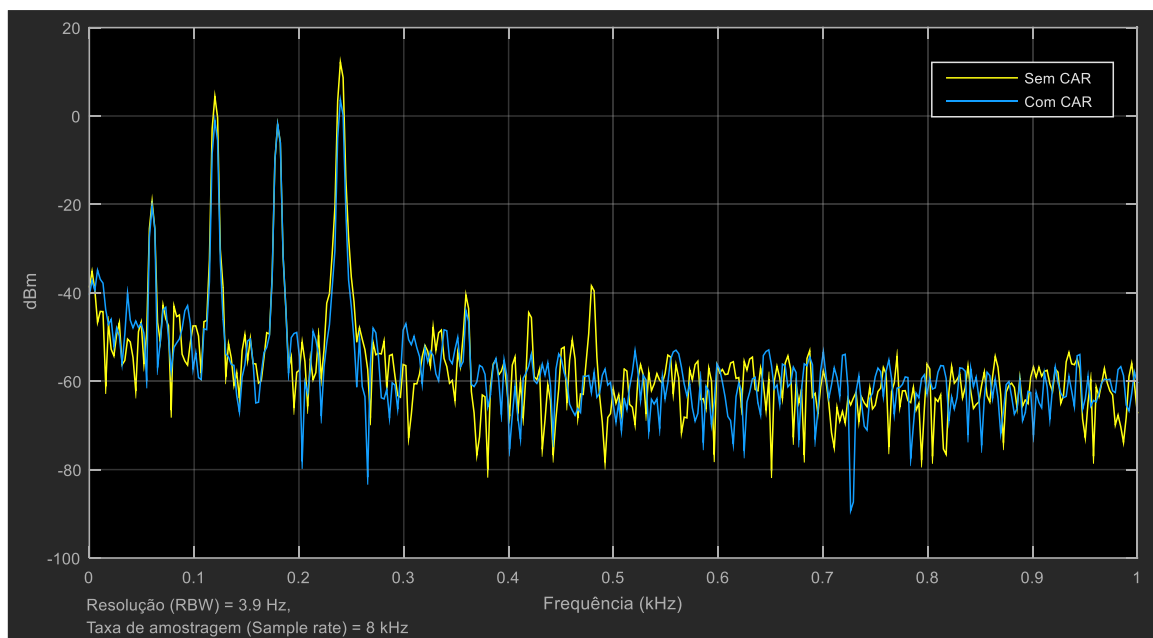


Figura 5.44 – Espectros de frequências para ruído multitonal (120 Hz, 180 Hz e 240 Hz) sem CAR e com CAR – Fx-LMS.

Neste espectro os picos mais pronunciados são, respectivamente, 60 Hz (rede elétrica), 120 Hz, 180 Hz e 240 Hz, existem ainda outros três na faixa de 300 a 500 Hz, entretanto suas amplitudes foram de pouca contribuição para o cálculo final de atenuação. A frequência de 180 Hz, não apresentou atenuação, contudo as demais frequências de interesse obtiveram valores significativos de redução.

- **Frequências de 120 Hz, 180 Hz e 240 Hz com Fu-LMS**

Neste ensaio para o caso de frequências múltiplas com o algoritmo Fu-LMS, o controle apresentou estabilidade como pode ser verificado na Figura 5.46 nos gráficos Sinal e Pressão Sonora. Na Figura 5.45 estão os gráficos gerados para a situação sem CAR, nota-se a acentuada amplitude da frequência de 240 Hz no gráfico Transformada de Fourier.

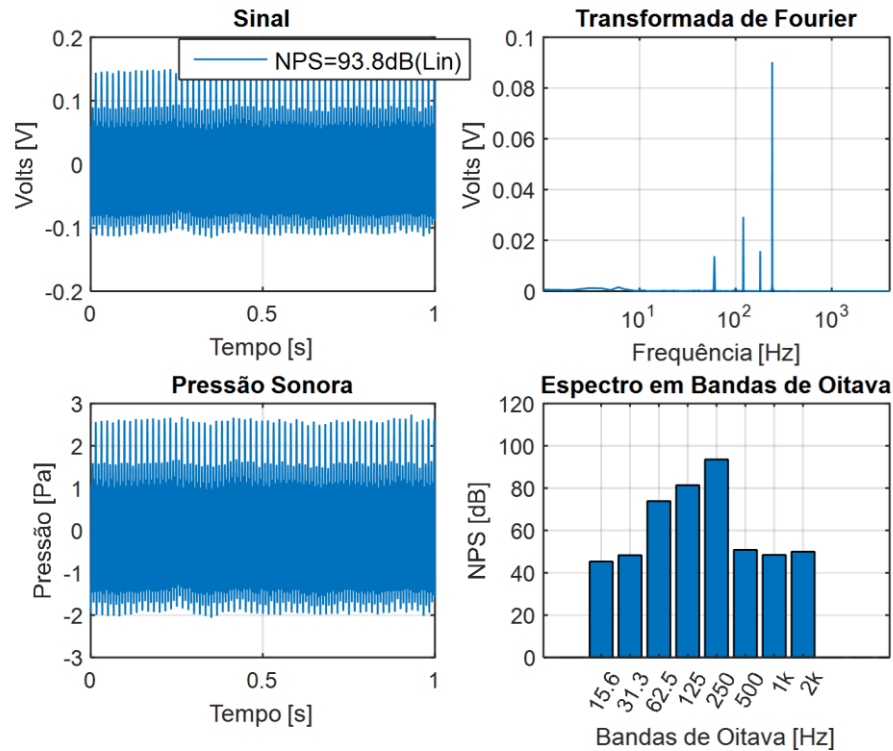


Figura 5.45 – Espectros de frequências para ruído multiton (120 Hz, 180 Hz e 240 Hz) sem CAR – Fu-LMS.

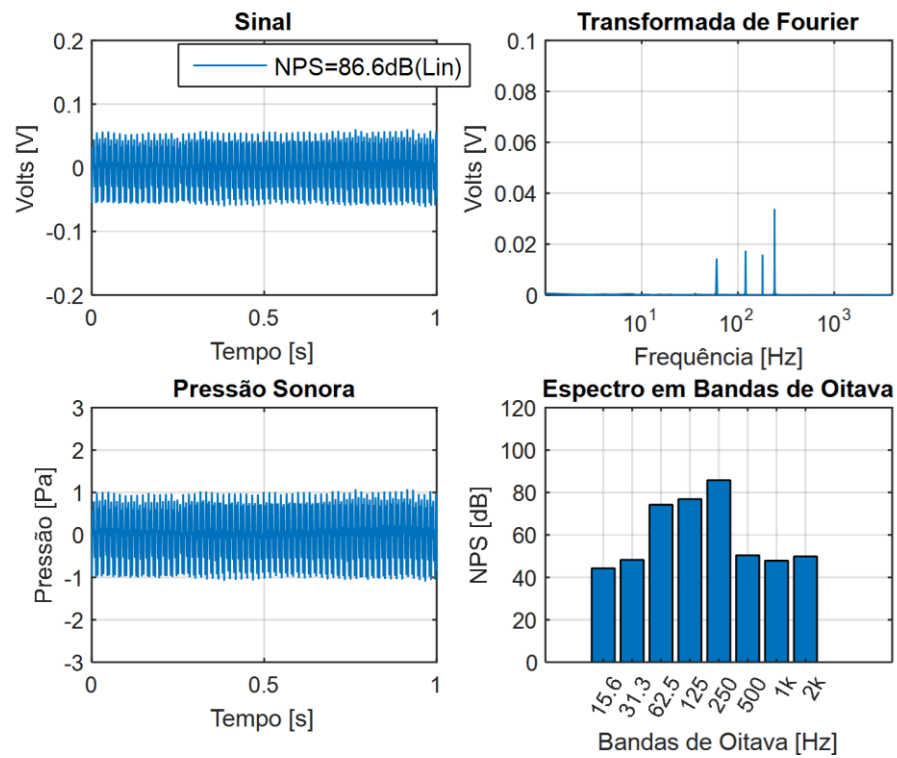


Figura 5.46 – Espectros de frequências para ruído multitonal (120 Hz, 180 Hz e 240 Hz) com CAR – Fu-LMS.

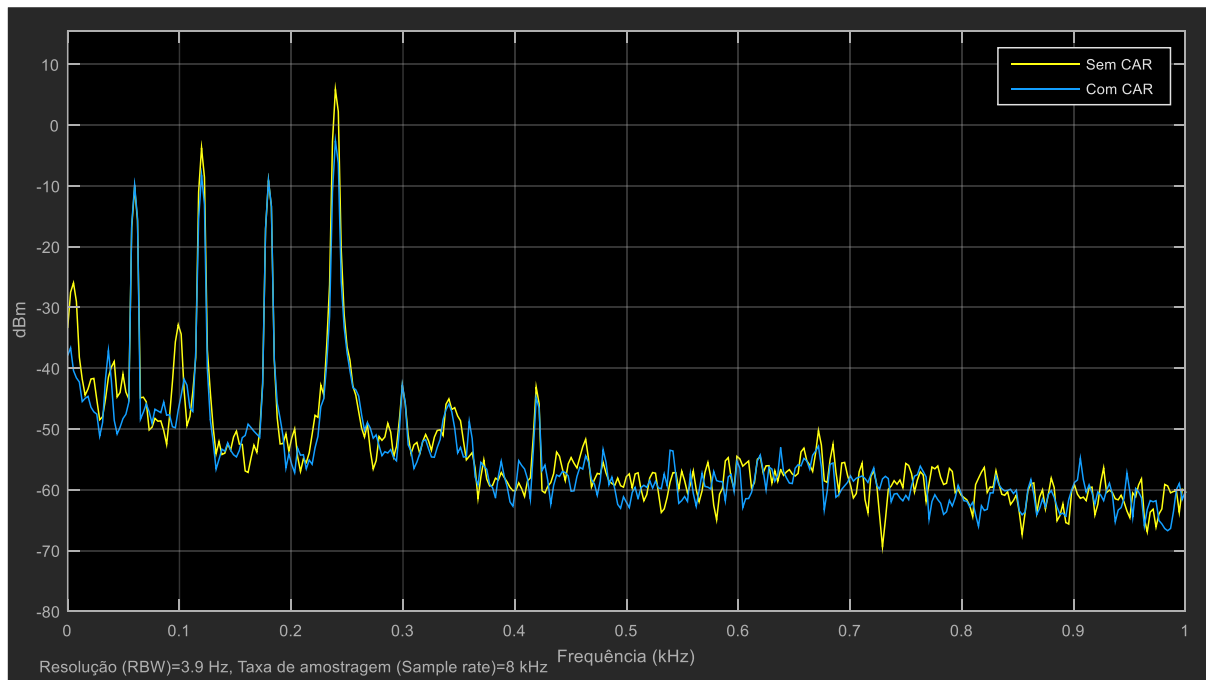


Figura 5.47 – Espectros de frequências para ruído multitonal (120 Hz, 180 Hz e 240 Hz) sem CAR e com CAR – Fu-LMS.

Na Figura 5.47 é possível observar que o CAR utilizando o algoritmo Fu-LMS, apresentou de fato atenuação nas frequências 120 Hz e 240 Hz, contudo não houve efetividade na frequência de 180 Hz. Nota-se também a presença bastante aparente da frequência de 60 Hz (primeiro pico).

- **Frequências de 250 Hz, 350 Hz e 500 Hz com Fx-LMS**

Aqui foram utilizadas as três últimas frequências dos ensaios para ruído monotonal. O objetivo, novamente, é observar o comportamento do CAR com Fx-LMS na situação em que o ruído gerado apresenta mais de uma frequência, porém com frequências não sendo valores múltiplos inteiros de 60 Hz. As Figuras 5.27, 5.28 e 5.29 trazem os resultados obtidos para este ensaio.

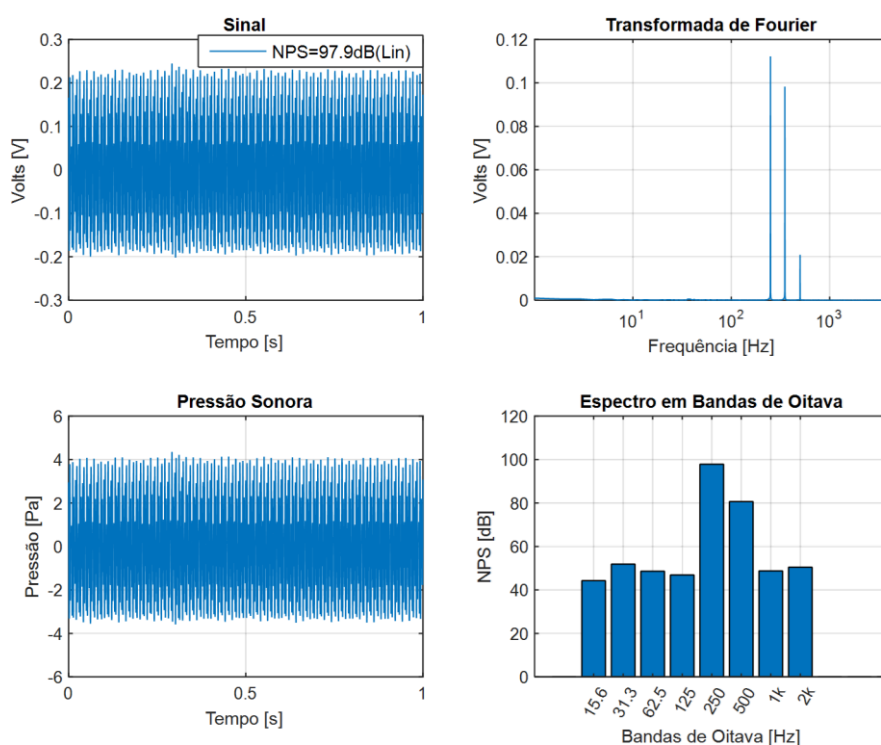


Figura 5.48 – Espectros de frequências para ruído multitonal (250 Hz, 350 Hz e 500 Hz) sem CAR – Fx-LMS.

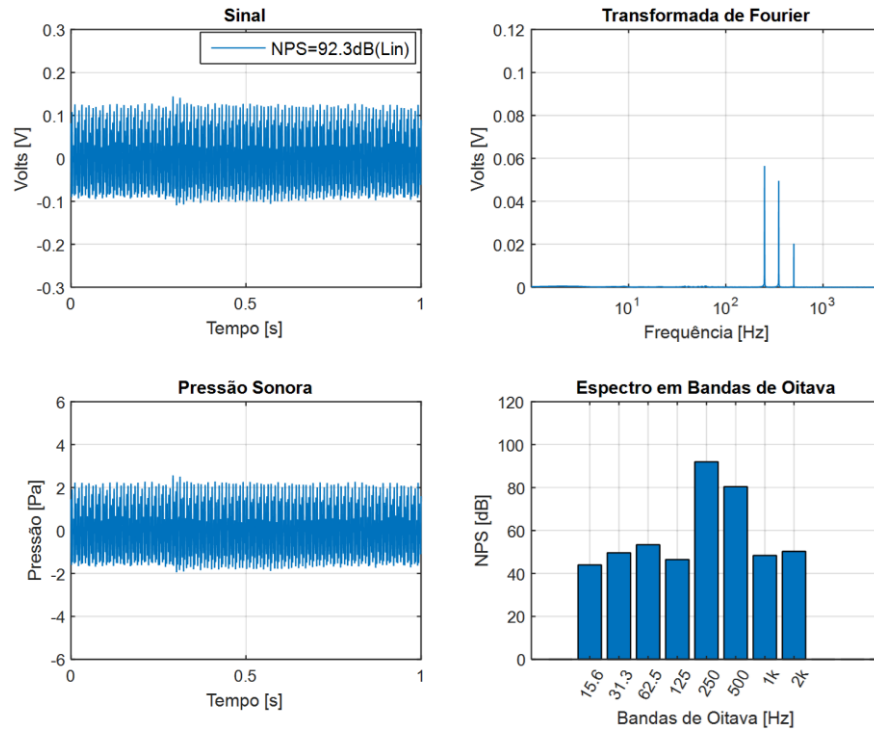


Figura 5.49 – Espectros de frequências para ruído multitonal (250 Hz, 350 Hz e 500 Hz) com CAR – Fx-LMS.

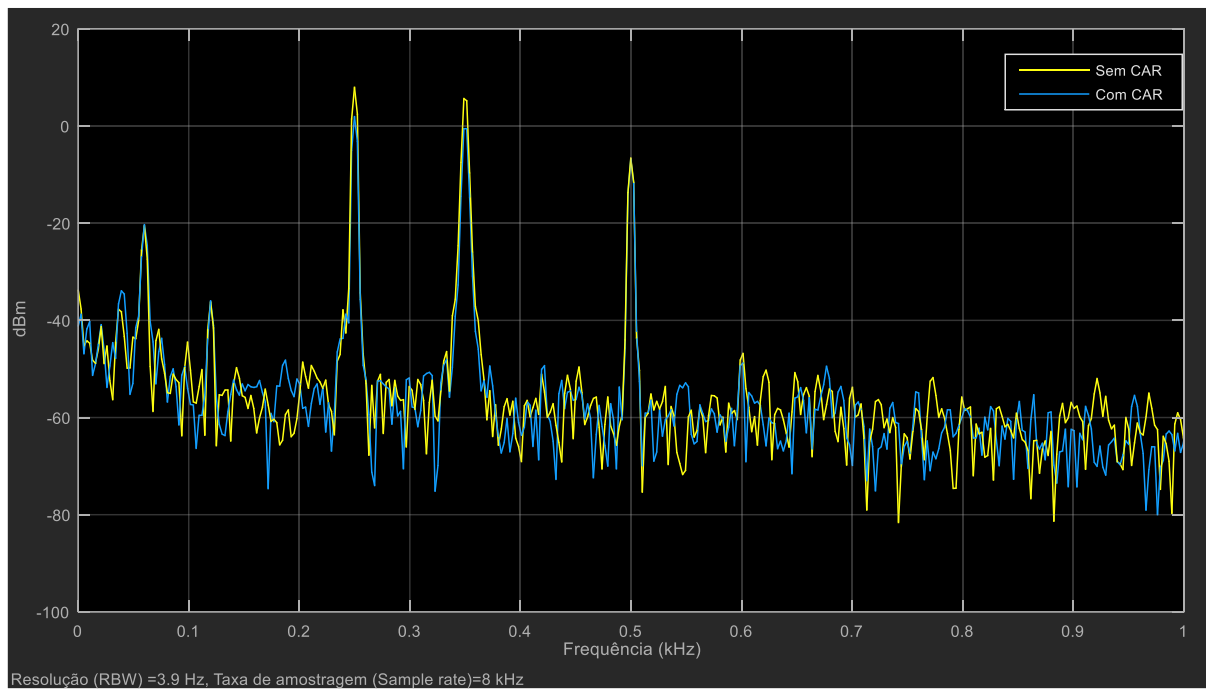


Figura 5.50 – Espectros de frequências para ruído multitonal (250 Hz, 350 Hz e 500 Hz) sem CAR e com CAR – Fx-LMS.

Neste espectro os cinco picos são, respectivamente; 60 Hz, 120 Hz (menores), 250 Hz, 350 Hz e 500 Hz (mais pronunciados). As frequências de interesse apresentaram atenuação

significativa, e não houve ampliações de outros modos no sinal de saída. Entretanto, o CAR não obteve atenuação nas frequências de 60 Hz e 120 Hz (rede elétrica).

- **Frequências de 250 Hz, 350 Hz e 500 Hz com Fu-LMS**

Mesmo ensaio anterior, porém utilizando agora o algoritmo Fu-LMS. Comparado os gráficos Transformada de Fourier das Figuras 5.51 e 5.52, é notável a atenuação mais pronunciada na frequência de 250 Hz, o que não é observado na situação Fx-LMS (Figura 5.48 e Figura 5.49). Outra observação pertinente é a que o sistema CAR com Fu-LMS apresentou pouca instabilidade (ver gráfico Pressão Sonora na Figura 5.52).

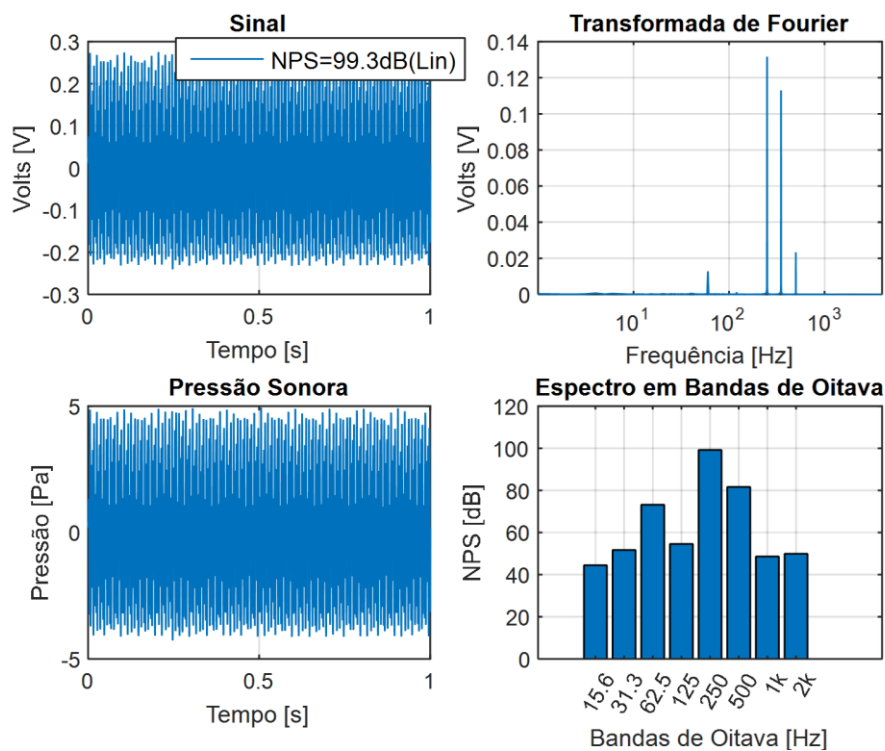


Figura 5.51– Espectros de frequências para ruído multitonal (250 Hz, 350 Hz e 500 Hz) sem CAR – Fu-LMS.

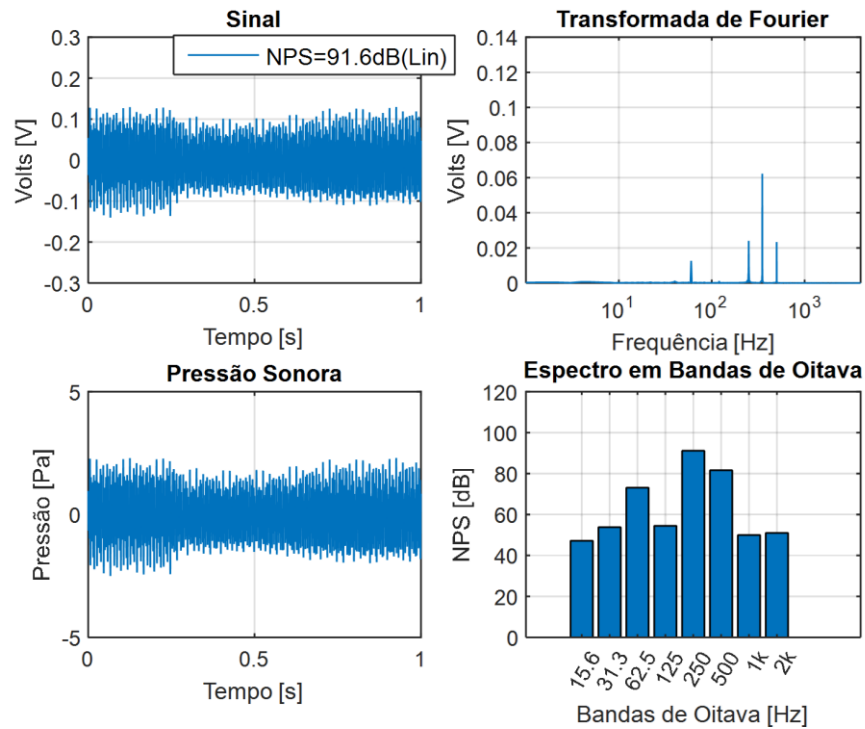


Figura 5.52 – Espectros de frequências para ruído multitonal (250 Hz, 350 Hz e 500 Hz) com CAR – Fu-LMS.

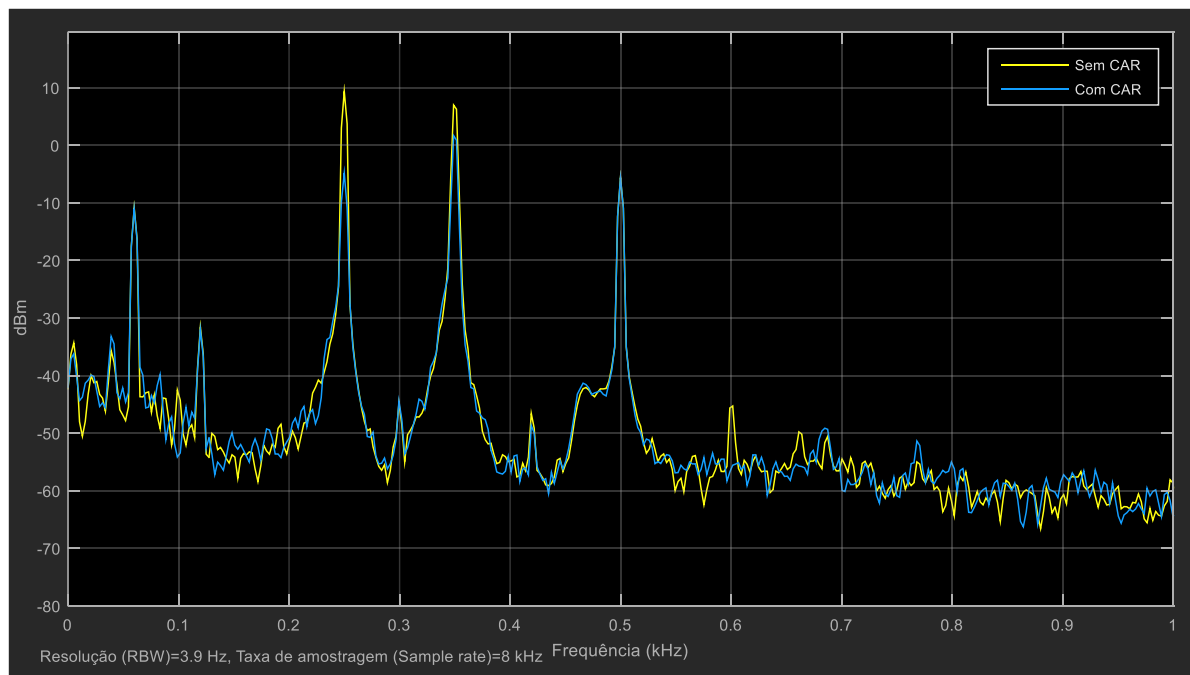


Figura 5.53 – Espectros de frequências para ruído multitonal (250 Hz, 350 Hz e 500 Hz) sem CAR e com CAR – Fu-LMS.

Finalizando os testes multitonais, temos a Figura 5.53 mostrando que de fato o CAR com o algoritmo Fu-LMS apresentou atenuação na situação multitonal. Contudo, o sistema não apresentou significativa atenuação na banda de 500 Hz.

5.4.3 Ensaios de Atenuação para Ruído Branco com os Algoritmos Fx-LMS e Fu-LMS (120 – 750 Hz)

Nesse ensaio de atenuação foi utilizado como fonte de ruído a faixa de frequência de 120 a 750 Hz. Como frequências abaixo de 80 Hz não são garantidas pelos alto-falantes e (ver Seção 4.3 Alto-Falantes), segundo Chen et al., 2017, a maior parte do ruído industrial tem sua principal potência nas frequências abaixo de 700 Hz, frequências acima de 750 Hz e abaixo de 120 Hz foram suprimidas na geração do ruído branco para esse ensaio. Outro fator é o ouvido humano não ser tão sensível em baixas frequências [Chen et al., 2017].

- **Ensaio de Atenuação para Ruído Branco com Fx-LMS (120 – 750 Hz)**

Nas Figuras 5.30, 5.31 e 5.32 seguem os gráficos gerados para este ensaio.

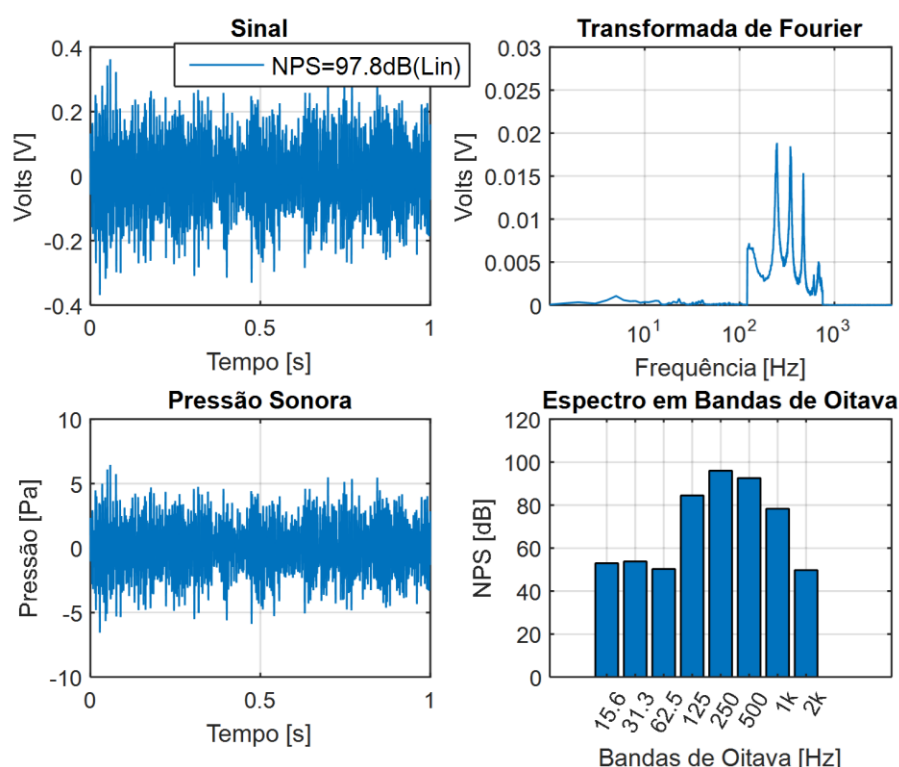


Figura 5.54 – Espectros de frequências para ruído branco (120 a 750 Hz) sem CAR – Fx-LMS.

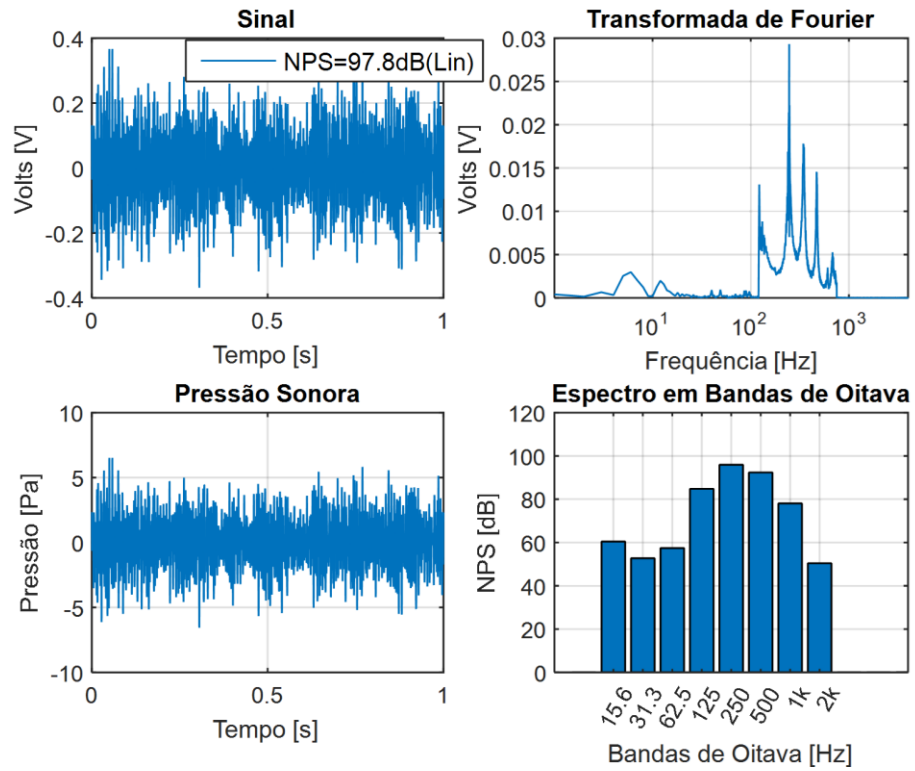


Figura 5.55 – Espectros de frequências para ruído branco (120 a 750 Hz) com CAR – Fx-LMS.

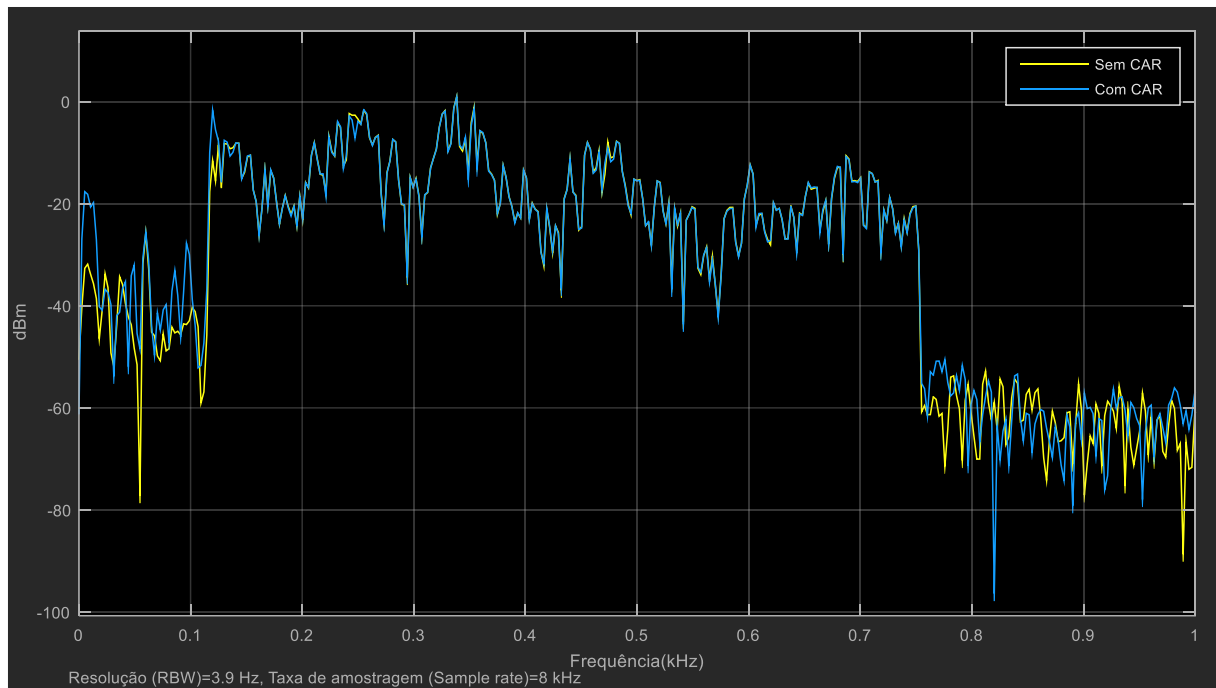


Figura 5.56 – Espectros de frequências para ruído branco (120 a 750 Hz) sem CAR e com CAR – Fx-LMS.

Nota-se através do espectro de frequências da Figura 5.56, que o CAR não obteve boa performance ao longo da banda de frequência. Inclusive, é mostrado na Tabela 6.17 que o sistema apresentou amplificação em algumas bandas de frequência. Uma das razões para o CAR não ter apresentado uma melhor atenuação em toda faixa, possivelmente seja pelas limitações da placa de áudio utilizada (4.2 Placa de Aquisição de Dados e Controle). A placa de aquisição tem limites de entradas e saídas de $\pm 1,5$ V e o sinal de saída $y'(n)$ pôde ter sido limitado em função dessa condição de magnitude.

- **Ensaio de Atenuação para Ruído Branco com Fu-LMS (120 – 750Hz)**

Tem-se aqui o último ensaio de atenuação com o CAR, nesse ensaio foram utilizados o ruído branco e o algoritmo Fu-LMS. Através das Figuras 5.57 e 5.58 nota-se a estabilidade do sistema nos gráficos em função do tempo (Sinal e Pressão Sonora). Contudo, como pode ser observado na figura seguinte (Figura 5.59), não houve significativa atenuação para esse ensaio.

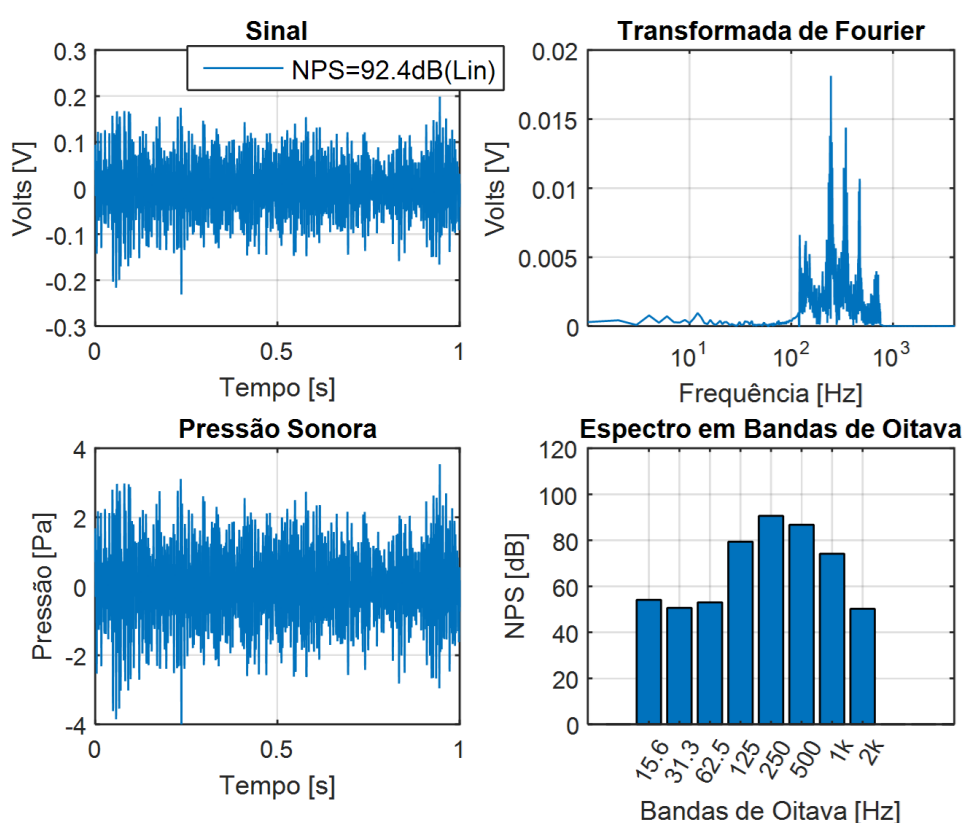


Figura 5.57 – Espectros de frequências para ruído branco (120 a 750 Hz) sem CAR – Fu-LMS.

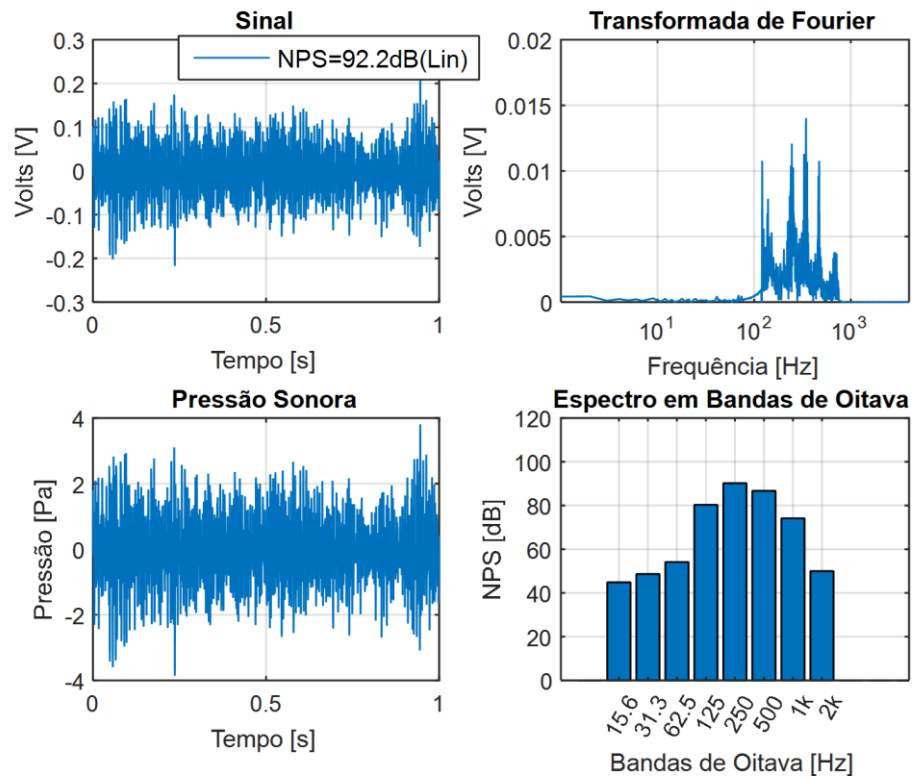


Figura 5.58 – Espectros de frequências para ruído branco (120 a 750 Hz) com CAR – Fu-LMS.

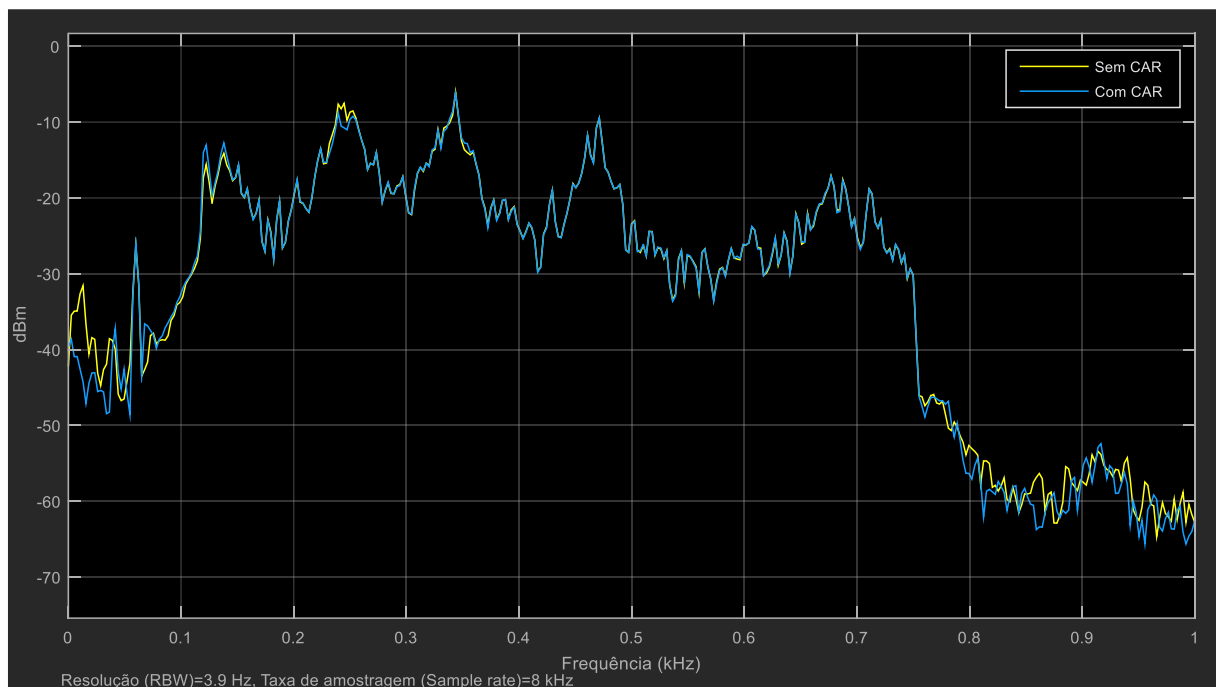


Figura 5.59 – Espectros de frequências para ruído branco (120 a 750 Hz) sem CAR e com CAR – Fu-LMS.

Assim como no ensaio anterior, não houve significativa atenuação para a situação com ruído branco. Observa-se na Figura 5.59 que na faixa compreendida entre 100 e 200 Hz, houve inclusive ampliações e na faixa entre 200 e 300 Hz o sistema iniciou com uma pequena atenuação. De forma geral, os dois algoritmos não demonstraram boa performance para esse tipo de ruído. Na seção seguinte são apresentados os resultados e comparações de performances referentes aos algoritmos em questão.

6 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Aqui serão apresentados e discutidos os resultados dos ensaios referentes ao capítulo anterior (5 Medições Experimentais), através de tabelas e histogramas comparativos, a fim de avaliar e comparar a performance dos algoritmos Fx-LMS e Fu-LMS. Como já mencionado, cada ensaio foi executado 5 vezes e dentre esses escolhido o ensaio com maior atenuação. As tabelas a seguir estão dispostas na seguinte ordem: Ensaios de atenuação para Ruído Monotonal, Ensaio de atenuação para Ruído Multitonal e Ensaios de Atenuação para Ruído Branco, como no capítulo anterior. As médias desses ensaios são apresentadas nas Tabelas 6.19, 6.20 e 6.21 e nas Figuras 6.1, 6.2 e 6.3.

6.1 Resultados de Atenuação para Ruído Monotonal com Algoritmos Fx-LMS e Fu-LMS (120Hz, 180 Hz, 240 Hz, 250 Hz, 350 Hz e 500 Hz)

A seguir são apresentados os resultados para os ensaios de atenuação realizados com ruído em frequências específicas utilizando os algoritmos Fx-LMS e Fu-LMS.

6.1.1 Frequência de 120 Hz com Fx-LMS e com Fu-LMS

Nas Tabelas 6.1 e 6.2 são apresentados os melhores valores de atenuação, obtidos nos 5 testes de um total de 5 ensaios efetuadas com cada algoritmo. O restante dos ensaios encontra-se no **APÊNDICE A** – Tabelas de Ensaios de Atenuação com CAR Utilizando os Algoritmos Fx-LMS e Fu-LMS.

Tabela 6.1 – Dados do ensaio de atenuação para ruído monotonal (120 Hz) sem e com CAR – Fx-LMS (teste 5) em dB.

Bandas	15,6 Hz	31,3 Hz	62,5 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	NPS[dB]
Sem CAR	44,3	47,55	73,02	88,32	53,87	49,82	47,97	49,89	88,5
Com CAR	45,37	48,29	72,9	77,76	55,63	52,76	49,26	50,77	79
Atenuação	1,07	0,74	-0,12	-10,56	1,76	2,94	1,29	0,88	-9,5

Tabela 6.2 – Dados do ensaio de atenuação para ruído monotonal (120 Hz) sem e com CAR – Fu-LMS (teste 5) em dB.

Bandas	15,6 Hz	31,3 Hz	62,5 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	NPS[dB]
Sem CAR	41,6	49,99	72,97	88,14	52,88	49,31	47,92	49,79	88,3
Com CAR	42,79	49,27	72,89	64,8	55,32	53,14	48,31	50,52	73,7
Atenuação	1,19	-0,72	-0,08	-23,34	2,44	3,83	0,39	0,73	-14,6

Nota-se no teste com o Fx-LMS o sistema conseguiu atenuar a banda de frequência de 125 Hz em 10,56 dB e na banda de 500 Hz amplificou 2,94 dB em valores absolutos de NPS. Já o algoritmo Fu-LMS apresentou melhor performance, chegando a uma atenuação de aproximadamente 23 dB na banda de 125 Hz. Houve ampliações nas bandas de 15,6 Hz, 250 Hz, 500 Hz, 1 kHz e 2 kHz. Contudo, o valor absoluto em NPS do sistema com CAR, neste ensaio, manteve-se inferior ao sistema sem CAR em ambos os algoritmos.

6.1.2 Frequência de 180Hz com Fx-LMS e com Fu-LMS

Nas Tabela 6.3 e 6.4 seguem os dados referentes ao teste 5 e teste 1, respectivamente, para os ensaios de atenuação de ruído monotonal com a frequência de 180 Hz, utilizando os algoritmos Fx-LMS e posteriormente Fu-LMS.

Tabela 6.3 – Dados do ensaio de atenuação para ruído monotonal (180 Hz) sem e com CAR – Fx-LMS (teste 5) em dB.

Bandas	15,6 Hz	31,3 Hz	62,5 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	NPS[dB]
Sem CAR	50,36	51,17	54,21	62,75	98,57	54,59	52,19	52,35	98,6
Com CAR	44,9	53,71	48,83	62,13	93,17	63,14	61,83	55,09	93,2
Atenuação	-5,46	2,54	-5,38	-0,62	-5,4	8,55	9,64	2,74	-5,4

Tabela 6.4 – Dados do ensaio de atenuação para ruído monotonal (180 Hz) sem e com CAR – Fu-LMS (teste 1) em dB.

Bandas	15,6 Hz	31,3 Hz	62,5 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	NPS[dB]
Sem CAR	47,21	59,98	72,8	59,85	95,48	52,39	49	50,25	95,5
Com CAR	46,38	49,87	73,02	59,31	77,85	81,47	76,48	67,13	84,4
Atenuação	-0,83	-10,11	0,22	-0,54	-17,63	29,08	27,48	16,88	-11,1

O CAR com Fx-LMS obteve atenuações nas bandas 15,5 Hz, 62,5 Hz, 125 Hz e 250 Hz e nas demais bandas houve ampliações resultando num valor absoluto de atenuação em NPS de 5,4 dB. Assim como no Fx-LMS, as ampliações mais acentuadas estão presentes nas bandas 500 Hz, 1 kHz e 2 kHz. O sistema CAR com Fu-LMS obteve sua melhor performance na banda de 250 Hz chegando a aproximadamente 17 dB de atenuação, superando o algoritmo Fx-LMS em 12,23 dB.

6.1.3 Frequência de 240 Hz com Fx-LMS e com Fu-LMS

Nas Tabelas 6.5 e 6.6 seguem os dados referentes ao ensaio de atenuação de ruído monotonal com frequência de 240 Hz utilizando os algoritmos Fx-LMS e Fu-LMS. As duas tabelas são valores obtidos nos testes 2 e 3, respectivamente. Para dados dos demais testes ver **APÊNDICE A** - Tabelas de Ensaio de Atenuação com CAR Utilizando os Algoritmos Fx-LMS e Fu-LMS.

Tabela 6.5 – Dados do ensaio de atenuação para ruído monotonal (240 Hz) sem e com CAR – Fx-LMS (teste 2) em dB.

Bandas	15,6 Hz	31,3 Hz	62,5 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	NPS[dB]
Sem CAR	53,7	58,41	66,73	56,46	88,56	55,71	52,51	52,91	88,6
Com CAR	50,45	50,93	53,47	55,31	81,23	52,54	50,56	51,83	81,3
Atenuação	-3,25	-7,48	-13,26	-1,15	-7,33	-3,17	-1,95	-1,08	-7,3

Tabela 6.6 – Dados do ensaio de atenuação para ruído monotonal (240 Hz) sem e com CAR – Fu-LMS (teste 3) em dB.

Bandas	15,6 Hz	31,3 Hz	62,5 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	NPS[dB]
Sem CAR	47,34	53,71	73,39	54,92	98,2	53,42	51,78	50,73	98,2
Com CAR	44	54,7	73,5	54,66	91,35	51,09	49,33	50,07	91,4
Atenuação	-3,34	0,99	0,11	-0,26	-6,85	-2,33	-2,45	-0,66	-6,8

Neste ensaio o algoritmo Fx-LMS apresentou atenuação superior ao algoritmo Fu-LMS, inclusive na média dos 5 testes (ver Tabela 6.19). No Fx-LMS o sistema obteve significativas atenuações nas bandas de 31,3 Hz e 62,5 Hz, o que não ocorreu no teste com Fu-LMS.

6.1.4 Frequência de 250 Hz com Fx-LMS e com Fu-LMS

Nas Tabelas 6.7 e 6.8 seguem os dados referentes ao teste 1 e teste 5, respectivamente, para os ensaios de atenuação de ruído monotonal com a frequência de 250 Hz, utilizando os algoritmos Fx-LMS e posteriormente Fu-LMS.

Tabela 6.7 – Dados do ensaio de atenuação para ruído monotonal (250 Hz) sem e com CAR – Fx-LMS (teste 1) em dB.

Bandas	15,6 Hz	31,3 Hz	62,5 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	NPS[dB]
Sem CAR	48,91	52,13	51,99	53,33	98,68	53,49	48,84	49,99	98,7
Com CAR	46,97	53,77	54,21	59,28	89,61	61,74	55,63	55,21	89,6
Atenuação	-1,94	1,64	2,22	5,95	-9,07	8,25	6,79	5,22	-9,1

Tabela 6.8 – Dados do ensaio de atenuação para ruído monotonal (250 Hz) sem e com CAR – Fu-LMS (teste 5) em dB.

Bandas	15,6 Hz	31,3 Hz	62,5 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	NPS[dB]
Sem CAR	45,36	52,49	53,57	47,71	99,18	51,13	48,22	50,31	99,2
Com CAR	50,42	57,08	54,94	53,66	85,94	51,38	48,34	50,26	86
Atenuação	5,06	4,59	1,37	5,95	-13,24	0,25	0,12	-0,05	-13,2

Ambos os algoritmos apresentaram amplificações indesejadas na maioria das bandas, porém obteve-se uma atenuação razoável na banda referente a frequência de teste. Sendo 9,1 dB para o Fx-LMS e 13,2 dB para o Fu-LMS em valores absolutos de NPS.

6.1.5 Frequência de 350 Hz com Fx-LMS e com Fu-LMS

A seguir as tabelas para os dados do ensaio de atenuação monotonal. Tabela 6.9 para o CAR com Fx-LMS (teste 5) e Tabela 6.10 para o Fu-LMS (teste 4). Para dados dos demais testes consultar o **APÊNDICE A** - Tabelas de Ensaio de Atenuação com CAR Utilizando os Algoritmos Fx-LMS e Fu-LMS (Tabelas A.9 e A.10).

Tabela 6.9 – Dados do ensaio de atenuação para ruído monotonal (350 Hz) sem e com CAR – Fx-LMS (teste 5) em dB.

Bandas	15,6 Hz	31,3 Hz	62,5 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	NPS[dB]
Sem CAR	42,39	47,52	51,05	51,15	97,41	61,6	48,34	49,98	97,4
Com CAR	47,7	47,85	49,95	48,57	86,12	66,95	48,63	50,01	86,2
Atenuação	5,31	0,33	-1,1	-2,58	-11,29	5,35	0,29	0,03	-11,2

Os dois algoritmos obtiveram atenuações e amplificações em bandas de frequência distintas, com o valor máximo de atenuação de 11,95 dB na banda 250 Hz com o Fu-LMS e amplificação máxima de 5,35 dB na banda de 500 Hz com o Fx-LMS.

Tabela 6.10 – Dados do ensaio de atenuação para ruído monotonal (350 Hz) sem e com CAR – Fu-LMS (teste 4) em dB.

Bandas	15,6 Hz	31,3 Hz	62,5 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	NPS[dB]
Sem CAR	45,7	53,57	54,82	52,3	100,9	64,34	48,68	50,06	100,9
Com CAR	47,45	57,41	51,89	49,17	88,95	64,96	50,89	52,57	89
Atenuação	1,75	3,84	-2,93	-3,13	-11,95	0,62	2,21	2,51	-11,9

6.1.6 Frequência de 500 Hz com Fx-LMS e com Fu-LMS

Aqui seguem os dados referentes ao último ensaio para ruído monotonal. Na Tabela 6.11 os dados para o algoritmo Fx-LMS e na Tabela 6.12 os dados para o algoritmo Fu-LMS.

Tabela 6.11 – Dados do ensaio de atenuação para ruído monotonal (500 Hz) sem e com CAR – Fx-LMS (teste 2) em dB.

Bandas	15,6 Hz	31,3 Hz	62,5 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	NPS[dB]
Sem CAR	58,95	54,23	48,52	47,79	56,57	92,99	50,61	50,24	93
Com CAR	42,88	47,37	45,77	45,87	56,47	87,51	50,52	50,34	87,5
Atenuação	-16,07	-6,86	-2,75	-1,92	-0,1	-5,48	-0,09	0,1	-5,5

Tabela 6.12 – Dados do ensaio de atenuação para ruído monotonal (500 Hz) sem e com CAR – Fu-LMS (teste 2) em dB.

Bandas	15,6 Hz	31,3 Hz	62,5 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	NPS[dB]
Sem CAR	45,77	50,43	53,23	46,41	55,88	93,16	50,06	50,69	93,2
Com CAR	46,54	49,56	51,27	45,62	56,02	80,15	49,99	66,89	80,4
Atenuação	0,77	-0,87	-1,96	-0,79	0,14	-13,01	-0,07	16,2	-12,8

Percebe-se que o sistema obteve sua melhor atenuação para o caso utilizando o Fu-LMS chegando a uma atenuação em valores absolutos de NPS de 12,8 dB, assim superando os 5,5 dB do algoritmo Fx-LMS. Vale ressaltar que no teste com o Fu-LMS ocorreu uma amplificação de 16,2 dB na banda de 2 kHz, contudo não teve grande influência no valor total de atenuação em NPS.

6.2 Resultados para Atenuação de Ruído para Frequência Múltipla (multitonal) com os algoritmos Fx-LMS e Fu-LMS

Ensaio de atenuação realizados com ruído em frequências múltiplas utilizando os algoritmos Fx-LMS e Fu-LMS.

6.2.1 Frequências de 120 Hz, 180 Hz e 240 Hz com Fx-LMS e com Fu-LMS

Neste ensaio os algoritmos obtiveram performances semelhantes em suas atenuações, na Tabela 6.13 o algoritmo Fx-LMS demonstrou pequena diferença em relação ao algoritmo Fu-LMS (Tabela 6.14). Para dados dos demais testes ver **APÊNDICE A** - Tabelas de Ensaio de Atenuação com CAR Utilizando os Algoritmos Fx-LMS e Fu-LMS.

Tabela 6.13 – Dados do ensaio de atenuação para ruído multitonal (120 Hz, 180 Hz e 240 Hz) sem e com CAR – Fx-LMS (teste 2) em dB.

Bandas	15,6 Hz	31,3 Hz	62,5 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	NPS[dB]
Sem CAR	42,71	45,69	48,61	57,17	99,86	54,07	48,15	50,07	99,9
Com CAR	46,18	47,32	48,65	59,19	92,93	53,9	50,11	51,28	92,9
Atenuação	3,47	1,63	0,04	2,02	-6,93	-0,17	1,96	1,21	-7

Tabela 6.14 – Dados do ensaio de atenuação para ruído multitonal (120 Hz, 180 Hz e 240 Hz) sem e com CAR – Fu-LMS (teste 4) em dB.

Bandas	15,6 Hz	31,3 Hz	62,5 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	NPS[dB]
Sem CAR	45,3	48,3	73,87	81,38	93,54	50,81	48,47	49,96	93,8
Com CAR	44,28	48,26	74,22	76,87	85,78	50,41	47,87	49,87	86,6
Atenuação	-1,02	-0,04	0,35	-4,51	-7,76	-0,4	-0,6	-0,09	-7,2

Aqui o ponto a ser observado é que ambos os algoritmos obtiveram os valores absolutos de atenuação na banda de 250 Hz, chegando a 6,93 dB para o Fx-LMS e 7,76 dB para o Fu-LMS.

6.2.2 Frequências de 250 Hz, 350 Hz e 500 Hz com Fx-LMS e com Fu-LMS

A seguir as Tabelas 6.15 e 6.16 apresentam os dados do segundo ensaio de atenuação para ruído com frequências múltiplas. Assim como no ensaio anterior os algoritmos obtiveram as suas maiores atenuações na banda de 250 Hz.

Tabela 6.15 – Dados do ensaio de atenuação para ruído multitonal (250 Hz, 350 Hz e 500 Hz) sem e com CAR – Fx-LMS (teste 4) em dB.

Bandas	15,6 Hz	31,3 Hz	62,5 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	NPS[dB]
Sem CAR	44,29	51,88	48,62	46,88	97,85	80,66	48,76	50,45	97,9
Com CAR	43,97	49,64	53,38	46,48	92	80,41	48,37	50,27	92,3
Atenuação	-0,32	-2,24	4,76	-0,4	-5,85	-0,25	-0,39	-0,18	-5,6

Tabela 6.16 – Dados do ensaio de atenuação para ruído multitonal (250 Hz, 350 Hz e 500 Hz) sem e com CAR – Fu-LMS (teste 2) em dB.

Bandas	15,6 Hz	31,3 Hz	62,5 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	NPS[dB]
Sem CAR	44,45	51,72	73,21	54,58	99,16	81,63	48,59	49,89	99,3
Com CAR	47,21	53,81	73,09	54,51	91,12	81,61	49,98	51,02	91,6
Atenuação	2,76	2,09	-0,12	-0,07	-8,04	-0,02	1,39	1,13	-7,7

Os valores absolutos de atenuação em NPS para este ensaio foram de 5,6 dB e 7,7 dB, respectivamente, para Fx-LMS e Fu-LMS. A maior amplificação foi na banda de 62,5 Hz chegando a 4,76 dB.

6.3 Resultados para atenuação de ruído branco com algoritmos Fx-LMS e Fu-LMS

As duas tabelas a seguir trazem os dados dos últimos ensaios realizados com o experimento em bancada. É possível observar através das Tabelas 6.17 e 6.18, que em ambos os casos o CAR não apresentou atenuações significativas em valores de NPS, chegando até mesmo amplificar algumas bandas de frequências. A seguir, os resultados para os ensaios efetuados utilizando o ruído branco de 120 a 750Hz como fonte de ruído.

Tabela 6.17 – Dados do ensaio de atenuação para ruído branco (120 a 750 Hz) sem e com CAR – Fx-LMS (teste 5) em dB.

Bandas	15,6 Hz	31,3 Hz	62,5 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	NPS[dB]
Sem CAR	52,94	53,76	50,26	84,47	96,01	92,56	78,29	49,75	97,8
Com CAR	60,46	52,74	57,45	84,8	95,94	92,39	78,09	50,43	97,8
Atenuação	7,52	-1,02	7,19	0,33	-0,07	-0,17	-0,2	0,68	0

Tabela 6.18 – Dados do ensaio de atenuação para ruído branco (120 a 750Hz) sem e com CAR– Fu-LMS (teste 4) em dB.

Bandas	15,6 Hz	31,3 Hz	62,5 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	NPS[dB]
Sem CAR	54,11	50,61	53,02	79,36	90,6	86,73	74,15	50,2	92,4
Com CAR	44,88	48,67	54,15	80,32	90,22	86,7	74,15	50	92,2
Atenuação	-9,23	-1,94	1,13	0,96	-0,38	-0,03	0	-0,2	-0,2

Nota-se que o CAR não obteve boa performance para atenuações quando o tipo de ruído é uma larga faixa de frequência. Uma provável causa pode ser de limitações na placa de aquisição.

6.4 Comparação de performance entre os algoritmos Fx-LMS e Fu-LMS para ruído monotonal

A título de comparação das performances entre os algoritmos, foi utilizado o valor da média entre os 5 testes de atenuação para cada situação de ruído (monotonal, multitonal e ruído branco). Para uma melhor visualização dos gráficos, os valores de atenuação — que antes estavam sendo expressos como valores negativos — agora estarão expressos como sendo valores positivos. Por exemplo: o valor de 11,02 dB na Tabela 6.19 referente a frequência de 120 Hz é lido como: “o algoritmo Fu-LMS teve uma atenuação média de 11,02 dB”.

Tabela 6.19 – Comparativo entre atenuações médias para ruído monotonal (Fx-LMS x Fu-LMS).

Algoritmo	Fx-LMS	Fu-LMS
f [Hz]	Atenuação média (desvio σ)	Atenuação média (desvio σ)
120	7,76 \pm 1,57 [dB]	11,02 \pm 2,89 [dB]
180	4,98 \pm 0,55 [dB]	5,82 \pm 2,98 [dB]
240	6,44 \pm 0,90 [dB]	5,94 \pm 1,41 [dB]
250	6,50 \pm 1,64 [dB]	10,80 \pm 1,52 [dB]
350	6,96 \pm 2,37 [dB]	9,88 \pm 1,50 [dB]
500	5,12 \pm 0,69 [dB]	7,70 \pm 2,94 [dB]

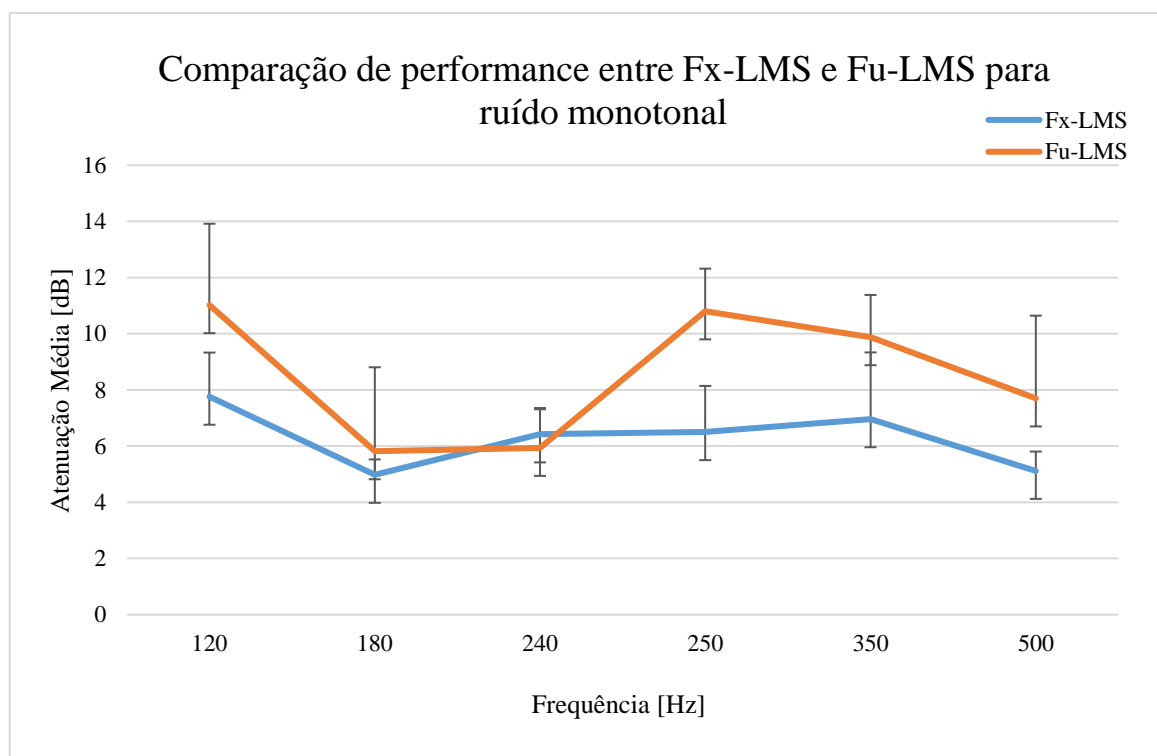


Figura 6.1 – Gráfico comparativo de performance entre Fx-LMS e Fu-LMS para ensaio monotonal.

Observa-se pela Figura 6.1 que o CAR utilizando o algoritmo Fu-LMS, obteve melhor performance na maioria das situações, exceto na frequência de 240 Hz.

6.5 Comparação de performance entre Fx-LMS e Fu-LMS para ruído multitonal

Assim como na comparação de performance anterior, aqui o algoritmo Fu-LMS obteve melhor performance comparado ao Fx-LMS. Entretanto, os níveis de atenuações não apresentaram grande discrepância, como pode observado através da Tabela 6.20 e Figura 6.2.

Tabela 6.20 – Comparativo entre atenuações médias para ruído multitonal (Fx-LMS x Fu-LMS).

Algoritmo	Fx-LMS	Fu-LMS
f [Hz]	Atenuação média (desvio σ)	Atenuação média (desvio σ)
120 - 180 - 240	$5,84 \pm 0,70$ [dB]	$5,70 \pm 0,88$ [dB]
250 - 350 - 500	$4,78 \pm 0,51$ [dB]	$6,26 \pm 1,80$ [dB]

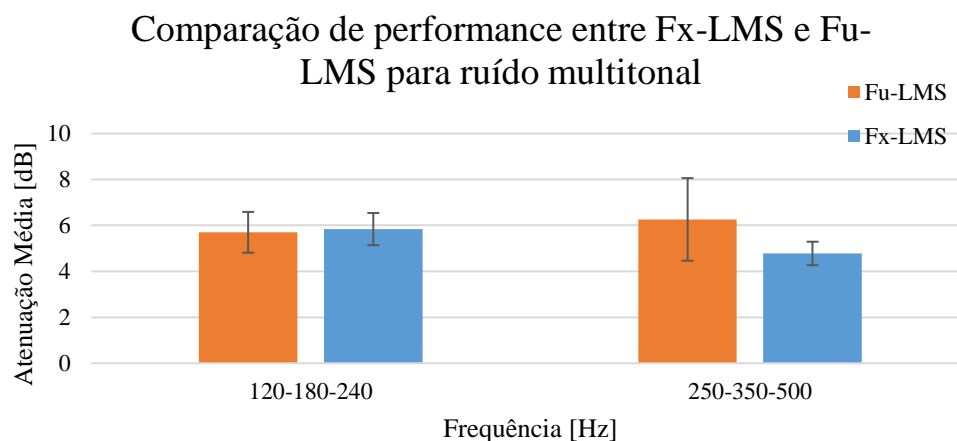


Figura 6.2 – Gráfico comparativo de performance entre Fx-LMS e Fu-LMS para ensaio multitonal.

Para esse tipo de ruído o CAR demonstrou valores similares de atenuação média em ambos os algoritmos. Sendo 6,26 dB a maior média obtida para esse ensaio.

6.6 Comparação de performance entre Fx-LMS e Fu-LMS para ruído em banda larga

Na Tabela 6.2 e Figura 6.3 é possível observar que de fato o CAR não obteve níveis de atenuação em ambos os algoritmos para nenhum dos 5 testes (**APÊNDICE A** - Tabelas de Ensaio de Atenuação com CAR Utilizando os Algoritmos Fx-LMS e Fu-LMS). Vale ressaltar que o valor de -0,84 dB da Tabela 6.21 refere-se a um valor de amplificação do sistema.

Tabela 6.21 –Comparativo entre ruídos por bandas de frequências, sem e com CAR.

Algoritmo	Fx-LMS	Fu-LMS
f [Hz]	Atenuação média (desvio σ)	Atenuação média (desvio σ)
120 a 750	$0,07 \pm 1,36$ [dB]	$-0,84 \pm 0,86$ [dB]

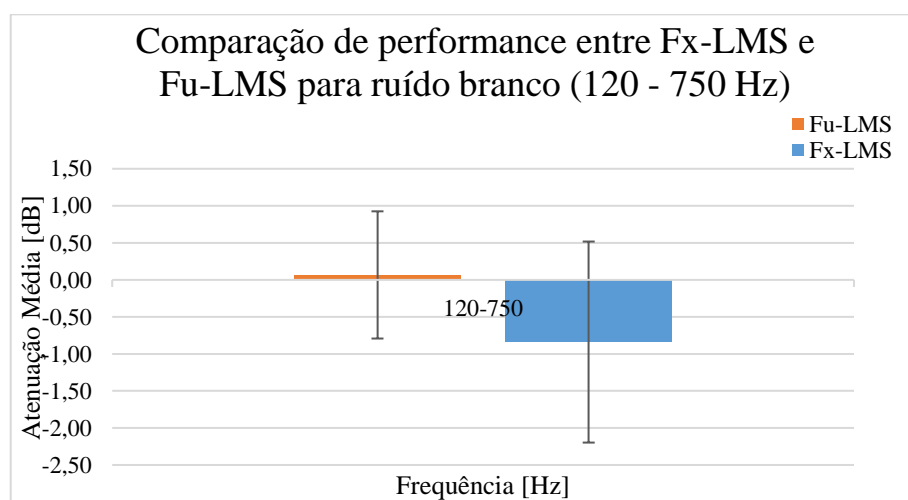


Figura 6.3 – Gráfico comparativo de performance entre Fx-LMS e Fu-LMS para ensaio ruído branco (120 - 750 Hz).

Como observado na Tabela 6.21 e Figura 6.3, o CAR não apresentou bons índices de atenuação em todos os testes para ruído branco o que é expresso em termos das médias de atenuações de ambos os algoritmos.

7 CONCLUSÕES

Apesar de o sistema CAR desenvolvido e implementado neste trabalho não ter apresentado atenuações superiores a 23 dB, muitos foram os ensaios que se mostraram com atenuações significativas em termos de controle de ruído ativo em dutos. Tanto para a situação de ruído em frequência específica (monotonal), quanto para a situação de ruído com três frequências distintas (multitonal), o sistema comprovou ter uma boa performance dentro dos parâmetros esperados. Entretanto, para o ruído branco o sistema não obteve atenuações significativas em nenhum dos algoritmos testados, sugere-se que uma possível razão desta falta de performance seja a limitação da potência de saída da placa de *onboard* utilizada. O algoritmo Fu-LMS – aquele que o caminho *Feedback* entra como parâmetro de controle – mostrou-se com desempenho superior em relação ao algoritmo Fx-LMS na grande maioria dos ensaios. De maneira geral, os dois algoritmos tiveram suas melhores performances nas situações de teste ruído monotonal, especialmente na frequência de 120 Hz, com valores máximos de atenuação em NPS de 9,05 dB para Fx-LMS e 14,6 dB para o Fu-LMS. Além disso, na específica frequência de 180 Hz o sistema CAR apresentou amplificações em harmônicos ímpares e necessitam ainda serem mais bem estudadas e discutidas, segundo Zorzo et al., 2018, essas amplificações são devidas a não-linearidades presentes no sistema dinâmico. Na situação multitonal os algoritmos mostram performances semelhantes com valores mínimos e máximos de atenuação, respectivamente, de 7,0 dB e 7,7 dB.

Cada ensaio de atenuação necessitou de ajustes nos parâmetros: passo adaptativo μ_S e comprimento do filtro M para a garantia de convergência. Os ajustes ótimos desses parâmetros é um fator que ainda precisa de um estudo mais aprofundado, uma vez que os limites sugeridos na literatura não verificaram a convergência do sistema CAR para o presente trabalho. Estes parâmetros também foram utilizados na etapa da estimação da função de transferência do caminho secundário $S(z)$ e caminho *Feedback* (Fu-LMS), porém como o sistema não muda ao longo de sua execução, essa estimativa pôde ser implementada anteriormente de forma *off-line*. Sendo assim, pôde-se implementar um otimizador matemático (Simplex Nelder-Mead) no Matlab (2018) para o melhor ajuste desses parâmetros. Vale ressaltar que essa parte de otimização foi uma das grandes contribuições do trabalho, gerando um menor erro RMS da função de transferência estimada do caminho secundário $\hat{S}(z)$.

Mesmo que todos os ensaios tenham sido realizados em períodos do dia em que a movimentação do laboratório era mínima, o ambiente ideal para todos os testes seria uma câmara anecoica, não disponível na UFRGS.

O controle de ruído em dutos é um problema ainda presente em trabalhos atuais da literatura indicando que ele é complexo e apresenta desafios a serem vencidos. A rapidez do sistema de controle, o custo dos sistemas de controle, condições adversas e a necessidade de um laboratório específico para medições acústicas, são alguns destes desafios enfrentados. Isto ainda é motivo de novas propostas para novos algoritmos, arranjos e configurações para os sistemas de controle ativo de ruído atuais.

7.1 Sugestão para trabalhos futuros

Observou-se presença de 60 Hz em todos os testes, ruído da rede elétrica, pois no laboratório do PROMEC não há aterramento. Como forma de contornar isso, poderia ter sido usada uma bateria 12 V e inversor para a alimentação do computador.

- O CAR necessita de um estudo mais aprofundado no que se refere a ampliações de harmônicos indesejados, ou seja, um enfoque nas possíveis não linearidades presentes no sistema.
- Aumentar o comprimento do duto e com isso a distância entre microfones de medição, propiciando um maior tempo de processamento disponível;
- Utilizar microfones de medição com nível de ruído menor que os utilizados no ensaio;
- Otimização do passo adaptativo e tamanho do filtro utilizados na etapa de atenuação;
- Adicionar um sistema de amplificação de sinal de áudio com maior potência para atuação dos alto-falantes assim como filtros físicos na aquisição dos dados dos microfones.
- Usar alto-falantes com melhor resposta em frequência;
- Utilizar uma placa de áudio com mínima latência;

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Araújo, F. E. **Controle de Ruído em Motores de Indução Trifásicos de Médio e Grande Portes**. Dissertação de Mestrado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, SC, 2008.

Beckwith, T., Marangoni, R., Lienhard, J. “**Mechanical Measurements**”. 6th Ed., Massachusetts: Addison-Wesley, 2011.

Beranek, L. L. **Acoustics**. McGraw Hill Book Company, Inc. Printed in the United States of America. 1954. p. 492.

Berlinerluft, **Atenuadores de Ruído**. http://www.berlinerluft.com.br/files/file_5342fa34b2dd5.pdf Acesso em 03-11-2020.

Bistafa, S. R. **Acústica Aplicada ao Controle do Ruído**. Ed. Blucher, 1ª edição, p. 384. 2018.

Brasil, Ministério do Trabalho e Emprego, Portaria MTE nº 1.297, de 13 de agosto de 2014, **NR-15 - Atividades Insalubres**, Diário Oficial da República Federativa do Brasil, Brasília, 6 julho de 1978. http://www.mte.gov.br/legislacao/normas_regulamentadoras/nr_15.pdf. Acesso em 13-10-2012.

BS EN ISO 7235:2009 **Acoustics. Laboratory measurement procedures for ducted silencers and air-terminal units**. Insertion loss, flow noise and total pressure loss.

Burgess, J. C. **Active Adaptive Sound Control in a Duct: A Computer Simulation**. J. Acoustic. Soc. Am. 70, p. 715-726, 1981.

Chang, C. Y.; Kuo, S. M.; Huang, C. W. **Secondary Path Modeling for Narrowband Active Noise Control Systems**. Applied Acoustics Volume 131, February 2018, p. 154-164 <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2017.10.026>, 2018.

Chen, K. C.; Chang, C. Y.; Kuo, S. M. **Active Noise Control in a Duct to Cancel Broadband Noise**. 1st Nommensen International Conference on Technology and Engineering, IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 237 (2017) 012015 doi:10.1088/1757-899X/237/1/012015.

Conover, W.B. **Fighting Noise with Noise**. Noise Control, Vol.2, p. 78-82, 1956.

Duboc, M. **Controle Ativo de Ruído em Barreira Acústica**. Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica, COPPE, da Universidade Federal do Rio de Janeiro, janeiro de 2015.

Eriksson, L. J., Allie, M., Greiner, R. **The Selection and Application of an IIR Adaptive Filter for Use in Active Sound Attenuation**. IEE Transactions on Acoustics, Speech, and Signal Processing, Vol. ASSP-35, No. 4, *October* 1987.

Eriksson, L. J. **Recursive Algorithms for Active Noise Control**. Proc. Int. Symp. Active Noise Control of Sound Vibration, p. 137-146, 1991.

Eriksson, L. J. **Development of the Filtered-u Algorithm for Active Noise Control**. Journal of Acoustical. Society of. America. Vol. 89, No. 1. Jan. 1991.

Feintuch, P. L. **An Adaptive Recursive LMS Filter**. Proc. IEEE, vol.64, p. 1622-1624, nov. 1976.

Fernandes, M. A.P. **Controle Ativo de Ruído em Campo Livre**. (Dissertação de Mestrado), Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, 74 p. 2007.

Gerges, S. N. Y. Ruído: Fundamentos e Controle. Copyflo, 2^a Edição. 2000.

Gontijo, W. A. **Implementação e avaliação de desempenho de algoritmos adaptativos aplicados em controle ativo de vibrações**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Elétrica, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, 2006. p. 65.

Gomes, H. M. et al. **A simple closed-loop active control of electrodynamic shakers by acceleration power spectral density for environmental vibration tests**. Experimental Mechanics. Norwell, v. 48, n. 5, p. 683-692, 2008.

Gomes, H. M. **A Swarm Optimization Algorithm for Optimum Vehicle Suspension Design**. In: International Congress of Mechanical Engineering, Gramado, 2009.

Guedes, F. P. **Controle Ativo de Ruído em Dutos de Ventilação: Um Experimento para Aplicação em Unidades offshore**. Dissertação de Mestrado em Ciências em Engenharia Oceânica. COPPE, Universidade Federal do Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2006, p. 98.

Gaur, S.; Gupta, V. K. **A Review on Filtered-x LMS Algorithm**. *International Journal of Signal Processing Systems* Vol. 4, No. 2, Abril 2016.

Hansen, C. H. **Understanding Active Noise Cancellation**. *First published 2001* by Taylor & Francis 2 Park Square, Milton Park, Abingdon, Oxon, OX14 4RN270 Madison Ave, New York NY 10016; p. 161.

Harman Audio. <https://www.harmanaudio.com>. Acesso em 01-06-2019.

Haykin, S., Widrow, B. **Least Mean Square adaptive filters**. John Wiley & Sons, Inc. Publication. 2003.

Hernandes, C. S., Arruda, J. R. F., Guido, C. A., Alves, P. S. L., Pavanello, R. **Análise Modal Teórica e Experimental de um Diafragma de Alto-falante**. In: Congresso Ibero-americano de Acústica, 1997, Florianópolis. Anais. Florianópolis, p. 603-606.

Junior, A. B. A.; Nunes, M. A. de A. e Lopes, R. V. **Metodologia de Simulação do Controle Ativo de Ruído em Dutos Acústicos Finitos: Abordagem Analítica e Numérica**. Part II - National Congress Section IV – Sistemas de Controle ABCM Symposium Series in Mechatronics - Vol. 6, 2014.

Kinsler, L. E., Frey, A. R., Coppens, A. B., Sandres. J. V. **Fundamentals of Acoustics**. New York: Wiley Sons, 4th ed. 2000.

Kuo, S. M., Morgan, D. R. **Active Noise Control: A tutorial review**. Proceedings of the IEEE, 87(6): 943-973. Junho 1999.

Kuo S. M., Morgan D. R. **Active Noise Control Systems: Algorithms and DSP Implementation**. *New York: Wiley*, 1996.

Lessa, E. M. **Controle Ativo de Ruído em Dutos de Ventilação em Navios e Plataformas Offshore**. Trabalho de Conclusão de Curso. Engenharia de Controle e Automação, Universidade do Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2010. p. 59.

Lueg, P. **Process of Silencing Sound Oscillations**. US Patent no. 2,043,416, 1936.

Matlab, **Matrix Laboratory, R2018a**. The MathWorks Inc., Natick, MA, 2000. <http://ww.mathworks.com>. Acesso em 01-06-2020.

Martini, M. M. J. **Engenharia de Controle Ativo de Ruído**. CEFET-MG, 1996.

Mirando, J.G.O. **Controle Ativo de Ruído em Dutos: Otimização do Posicionamento dos Sensores Receptores**. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia – MG. 2013.

Morgan, D. R. **Analysis of Multiple Correlation Cancellation Loop with a Filter in the Auxiliary Path**. IEEE Trans. Acoustic Speech Signal Process ASSP-28 (4), p. 454-467, 1980.

Nunes, R. F. **Um Estudo do Controle Ativo de Ruído em Dutos usando o Algoritmo do Mínimo Erro Médio Quadrático com Referência Filtrada**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, SP. 1999.

Núñez, I. J. C. **Controle Ativo de Ruído em Dutos: Um Estudo Teórico-Experimental**. Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, 2005.

Olson, H. F. **Electronic Sound Absorber**. Journal of the Acoustical Society of America, v.25, p. 1130-1136, 1953.

Planelles, M. El Pais. Traffic restrictions in Spain: Noise pollution: How Spain... https://elpais.com/elpais/2020/01/07/inenglish/1578398311_681698.amp.html?__twitter_impression=true&fbclid=IwAR31Z1pUhnw566LL_jMmZ4YLkTuJgUHqSQ0y6OHii-YqfHCXGFS4TIa_GTw. Acesso em 7-01-2020.

PUI Audio Incorporated. **A project unlimited company**. <http://www.puiaudio.com/>, Acesso em 01-06-2019.

Ross, C. F. **A demonstration of active control of broadband sound**. Journal of Sound and Vibration, vol. 74, no. 3, p. 411–417, 1981.

See Strong Exuberance. <http://www.see-ic.com/goods.php?id=238> Acesso em 30-07-2020.

Silva, R. R. B. **Controle ativo de ruído em dutos**. Trabalho de Conclusão de Curso. Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, RS, Brasil, 2017.

Somek, B., Dadic, M., Maletic, M. **Active noise control in ducts**. Automatika v.42 (2001) 1-2, 5-12, Croatia, 2001.

Spada, A. L. **Microfones Parte Introdução. 2- O que é um Microfone. 3- Princípios de Operação. Compilado por: Eng. Adriano Luiz Spada Attack do Brasil, DocPlayer 2020.**

Swinbanks, M. A. **The active control of sound propagation in long ducts**. Journal of Sound and Vibration (1973) 27(3), p. 411-436. 1973.

Tang, S. K, Cheng, S. F. **On the application of active noise control in open rectangular duct with and without flow.** Applied Acoustics, Vol. 53, p. 193-210, 1998.

Thesycon. **DPC Latency Checker.** Thesycon System software & Consulting GmbH
<https://www.thesycon.de/eng/home.shtml>. Acesso em 15-10-2020.

Vanset, F. Z. **Construction of an Acoustic Measurement System in One-third Octave Bands.** 15f. Trabalho de conclusão de Curso. Departamento de Engenharia Mecânica UFRGS, Porto Alegre, 2016.

Widrow, B., Hoff, M. E. **Adaptive switching circuits.** Ire Wescon Convention Record, 1960, p. 9.

Widrow, B. **Adaptive Filters.** In: Aspects of Network and System Theory. Ed. by R.E. Kalman and N. Declaris (Holt, Rinehart, and Winston, New York), 1971.

Widrow, B., Shur, D. and Shaffer, S. **On Adaptive Inverse Control.** In: Proceedings of the 15thA Silomar Conference on Circuits, Systems and Computers, 9-11, Pacific Grove, CA (IEEE, New York, 1982), p. 185-189. nov. 1981.

Widrow B., Stearns S. D. **Adaptive Signal Processing.** Englewood Cliffs, NJ Prentice-Hall, 1985.

Williams, S. C. P. **Sounds You Can't Hear Can Still Hurt Your Ears.**
<https://science.sciencemag.org/> , 2014. Acesso em 19-08-2020.

Yang, Z. **Active Noise Control for a One-dimensional Acoustic Duct Using Feedback Control Techniques: Modelling and Simulation.** *WSEAS Transactions on Systems.* p. 46-54. 2004.

Zorzo, A., Fonseca, W. D., Mareze, P. and Brandão, E. **Comparison between a Digital and an Analog Active Noise Control System for Headphones.** Conference: Euronoise 2018. 11th European Congress and Exposition on Noise Control Engineering, Crete, Greece. pp.907-914, ISSN: 2226-5147. 2018.

APÊNDICE A – Tabelas de Ensaio de Atenuação com CAR Utilizando os Algoritmos Fx-LMS e Fu-LMS

Tabela A.1 – Dados do ensaio de atenuação para ruído monotonal (120 Hz) sem e com CAR – Fx-LMS (testes 1, 2, 3 e 4) em dB.

Teste 1	15,6 Hz	31,3 Hz	62,5 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	NPS[dB]
Sem CAR	47,81	48,31	72,94	88,58	62,25	55,06	50	50,61	88,7
Com CAR	45,38	52,03	73,36	82,18	54,01	51,8	49,46	50,47	82,7
Atenuação	-2,43	3,72	0,42	-6,4	-8,24	-3,26	-0,54	-0,14	-6
Teste 2	15,6 Hz	31,3 Hz	62,5 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	NPS[dB]
Sem CAR	45,2	48,8	72,85	88,37	58,57	49,69	47,89	50,11	88,5
Com CAR	46,27	51,25	73,45	81,56	54,58	50,12	47,95	50,26	82,2
Atenuação	1,07	2,45	0,6	-6,81	-3,99	0,43	0,06	0,15	-6,3
Teste 3	15,6 Hz	31,3 Hz	62,5 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	NPS[dB]
Sem CAR	45,56	54,35	74,41	88,68	54,44	50,33	47,53	49,78	88,8
Com CAR	51,5	51,2	74,46	79,52	59,29	54,08	49,59	50,94	80,8
Atenuação	5,94	-3,15	0,05	-9,16	4,85	3,75	2,06	1,16	-8
Teste 4	15,6 Hz	31,3 Hz	62,5 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	NPS[dB]
Sem CAR	47,12	48,3	73,02	88,19	53,41	50,38	48,34	50,23	88,3
Com CAR	45,78	49,35	72,93	78,16	53,3	52,14	48,56	50,54	79,3
Atenuação	-1,34	1,05	-0,09	-10,03	-0,11	1,76	0,22	0,31	-9

Tabela A.2 – Dados do ensaio de atenuação para ruído monotonal (120 Hz) sem e com CAR – Fu-LMS (testes 1, 2, 3 e 4) em dB.

Teste 1	15,6 Hz	31,3 Hz	62,5 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	NPS[dB]
Sem CAR	46,99	48,11	72,02	88,51	51,85	48,6	47,69	49,79	88,6
Com CAR	42,67	50,21	72	73,05	54,56	51,58	48,03	50,97	75,7
Atenuação	-4,32	2,1	-0,02	-15,46	2,71	2,98	0,34	1,18	-12,9

Teste 3	15,6 Hz	31,3 Hz	62,5 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	NPS[dB]
Sem CAR	49,28	50,47	50,38	53,86	88,58	51,11	49,43	50,98	88,6
Com CAR	47,99	56,7	48,72	53,36	81,16	50,44	50,18	51,95	81,3
Atenuação	-1,29	6,23	-1,66	-0,5	-7,42	-0,67	0,75	0,97	-7,3
Teste 4	15,6 Hz	31,3 Hz	62,5 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	NPS[dB]
Sem CAR	55,78	48,16	47,57	54,77	88,61	54,53	50,1	51,14	88,6
Com CAR	49,88	52,18	50,22	54,77	82,14	50,63	49,96	51,57	82,2
Atenuação	-5,9	4,02	2,65	0	-6,47	-3,9	-0,14	0,43	-6,4
Teste 5	15,6 Hz	31,3 Hz	62,5 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	NPS[dB]
Sem CAR	50,43	55,86	48,85	53,17	88,51	51,02	49,92	51,49	88,5
Com CAR	48,75	50,18	48,87	55,79	82,71	50,64	50,15	51,9	82,7
Atenuação	-1,68	-5,68	0,02	2,62	-5,8	-0,38	0,23	0,41	-5,8

Tabela A.6 – Dados do ensaio de atenuação para ruído monotonal (240 Hz) sem e com CAR – Fu-LMS (testes 1, 2, 4 e 5) em dB.

Teste 1	15,6 Hz	31,3 Hz	62,5 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	NPS[dB]
Sem CAR	43,63	49,38	72,44	54,03	98,36	50,74	47,75	49,56	98,4
Com CAR	46,32	49,69	72,51	54,61	92,41	51,03	49,41	50	92,5
Atenuação	2,69	0,31	0,07	0,58	-5,95	0,29	1,66	0,44	-5,9
Teste 2	15,6 Hz	31,3 Hz	62,5 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	NPS[dB]
Sem CAR	47,96	48,94	73,64	54,36	98,17	51,16	48,25	49,87	98,2
Com CAR	46,77	49,79	73,55	55,15	91,32	50,61	47,75	49,93	91,4
Atenuação	-1,19	0,85	-0,09	0,79	-6,85	-0,55	-0,5	0,06	-6,8
Teste 4	15,6 Hz	31,3 Hz	62,5 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	NPS[dB]
Sem CAR	50,42	54,4	73,22	54,58	98,17	50,1	48,06	49,8	98,2
Com CAR	48,82	50,03	74,09	61,42	91,37	57,2	50,94	51,08	91,5
Atenuação	-1,6	-4,37	0,87	6,84	-6,8	7,1	2,88	1,28	-6,7

Teste 2	15,6 Hz	31,3 Hz	62,5 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	NPS[dB]
Sem CAR	45,91	50,56	66,73	47,08	97,94	49,94	48,06	49,86	97,9
Com CAR	43,56	50,5	63,35	47,99	87,56	50,05	48,27	50,35	87,6
Atenuação	-2,35	-0,06	-3,38	0,91	-10,38	0,11	0,21	0,49	-10,3
Teste 3	15,6 Hz	31,3 Hz	62,5 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	NPS[dB]
Sem CAR	43,92	57,9	49,19	45,65	99,9	51,17	48,24	50,13	99,9
Com CAR	44,02	52,8	52,22	48,61	90,71	56,23	58,81	54,2	90,7
Atenuação	0,1	-5,1	3,03	2,96	-9,19	5,06	10,57	4,07	-9,2
Teste 4	15,6 Hz	31,3 Hz	62,5 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	NPS[dB]
Sem CAR	44,56	53,84	49,24	49,38	97,95	53,83	49,69	52,38	97,9
Com CAR	46,1	51,26	50,87	47,76	87,77	53,75	49	50,7	87,8
Atenuação	1,54	-2,58	1,63	-1,62	-10,18	-0,08	-0,69	-1,68	-10,1

Tabela A.9 – Dados do ensaio de atenuação para ruído monotonal (350 Hz) sem e com CAR – Fx-LMS (testes 1, 2, 3 e 4) em dB.

Teste 1	15,6 Hz	31,3 Hz	62,5 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	NPS[dB]
Sem CAR	46,52	48,95	48,82	46,3	96,23	60,22	47,62	49,66	96,2
Com CAR	47,24	47,01	49,44	46,17	90,5	60,49	48,14	49,77	90,5
Atenuação	0,72	-1,94	0,62	-0,13	-5,73	0,27	0,52	0,11	-5,7
Teste 2	15,6 Hz	31,3 Hz	62,5 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	NPS[dB]
Sem CAR	46,27	47,81	48,08	45,3	99,34	63,21	48,05	49,64	99,3
Com CAR	45,18	51,67	47,18	46,2	93,34	63,24	48,22	50,01	93,3
Atenuação	-1,09	3,86	-0,9	0,9	-6	0,03	0,17	0,37	-6
Teste 3	15,6 Hz	31,3 Hz	62,5 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	NPS[dB]
Sem CAR	47,68	59,11	51,46	47,13	99,36	63,26	48,5	49,79	99,4
Com CAR	45,57	48,18	49,91	45,71	93,57	64,33	48,2	49,81	93,6
Atenuação	-2,11	-10,93	-1,55	-1,42	-5,79	1,07	-0,3	0,02	-5,8

Teste 3	15,6 Hz	31,3 Hz	62,5 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	NPS[dB]
Sem CAR	44,76	43,43	46,45	45,98	56,24	92,99	50,48	50,02	93
Com CAR	46,4	42,64	44,25	44,84	55,89	87,51	50,55	50,28	87,5
Atenuação	1,64	-0,79	-2,2	-1,14	-0,35	-5,48	0,07	0,26	-5,5
Teste 4	15,6 Hz	31,3 Hz	62,5 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	NPS[dB]
Sem CAR	45,26	43,82	44,99	45,82	57,78	94,15	51,19	50,52	94,1
Com CAR	44,29	44,51	46,77	46,77	57,42	88,69	51,18	50,42	88,7
Atenuação	-0,97	0,69	1,78	0,95	-0,36	-5,46	-0,01	-0,1	-5,4
Teste 5	15,6 Hz	31,3 Hz	62,5 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	NPS[dB]
Sem CAR	45,19	43,54	44,96	46,89	57,48	94,15	50,96	50,32	94,2
Com CAR	42,77	43,74	44,11	44,98	57,31	88,86	50,82	50,25	88,9
Atenuação	0,11	0,2	-0,85	-1,91	-0,17	-5,29	-0,14	-0,07	-5,3

Tabela A.12 – Dados do ensaio de atenuação para ruído monotonal (500 Hz) sem e com CAR – Fu-LMS (testes 1, 3, 4 e 5) em dB.

Teste 1	15,6 Hz	31,3 Hz	62,5 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	NPS[dB]
Sem CAR	51,08	55,13	56,02	49,96	59,81	96,69	52,36	50,95	96,7
Com CAR	49,56	56,4	53,89	49,77	60,43	90,87	52,03	78,13	91,1
Atenuação	-1,52	1,27	-2,13	-0,19	0,62	-5,82	-0,33	27,18	-5,6
Teste 3	15,6 Hz	31,3 Hz	62,5 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	NPS[dB]
Sem CAR	46,76	51,1	50,62	47,33	57,03	93,14	49,79	50,37	93,1
Com CAR	44,89	58,6	56,1	49,31	56,88	84,73	49,84	77,22	85,5
Atenuação	-1,87	7,5	5,48	1,98	-0,15	-8,41	0,05	26,85	-7,6
Teste 4	15,6 Hz	31,3 Hz	62,5 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	NPS[dB]
Sem CAR	47,56	56,56	55,62	47,98	56,19	91,57	49,77	50,29	91,6
Com CAR	46,77	60,27	53,66	48,48	57,91	85,43	50,27	50,63	85,5
Atenuação	-0,79	3,71	-1,96	0,5	1,72	-6,14	0,5	0,34	-6,1

Teste 2	15,6 Hz	31,3 Hz	62,5 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	NPS[dB]
Sem CAR	48,45	52,44	73,61	82,35	93,89	50,5	47,91	49,94	94,2
Com CAR	43,47	50,12	73,66	78,53	87,97	50,62	47,95	50,05	88,6
Atenuação	-4,98	-2,32	0,05	-3,82	-5,92	0,12	0,04	0,11	-5,6
Teste 3	15,6 Hz	31,3 Hz	62,5 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	NPS[dB]
Sem CAR	45,78	49,03	73,06	81,57	93,56	50,06	48,03	49,57	93,9
Com CAR	46,74	53,7	73,07	84,92	86,44	55,25	51,78	50,93	88,9
Atenuação	0,96	4,67	0,01	3,35	-7,12	5,19	3,75	1,36	-5
Teste 5	15,6 Hz	31,3 Hz	62,5 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	NPS[dB]
Sem CAR	46,59	51,09	72,84	81,66	93,56	51,33	48,73	50,3	93,9
Com CAR	47,07	52,05	72,87	77,23	87,11	50,54	48,73	50,22	87,7
Atenuação	0,48	0,96	0,03	-4,43	-6,45	-0,79	0	-0,08	-6,2

Tabela A.15 – Dados do ensaio de atenuação para ruído multitonal (250 Hz, 350 Hz e 500 Hz) sem e com CAR – Fx-LMS (testes 1, 2, 3 e 5) em dB.

Teste 1	15,6 Hz	31,3 Hz	62,5 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	NPS[dB]
Sem CAR	46,97	53,62	51,57	49,32	98,71	81,53	49,81	50,87	98,8
Com CAR	45,67	50,45	50,74	48,26	94,37	81,47	49,7	51,33	94,6
Atenuação	-1,3	-3,17	-0,83	-1,06	-4,34	-0,06	-0,11	0,46	-4,2
Teste 2	15,6 Hz	31,3 Hz	62,5 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	NPS[dB]
Sem CAR	44,49	51,4	47,22	47,5	99,23	82,03	48,84	50,18	99,3
Com CAR	45,81	48,71	48,61	46,92	94,37	82,29	48,57	50,47	94,6
Atenuação	1,32	-2,69	1,39	-0,58	-4,86	0,26	-0,27	0,29	-4,7
Teste 3	15,6 Hz	31,3 Hz	62,5 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	NPS[dB]
Sem CAR	47,19	50,54	51,49	48	96,8	79,6	49,12	51,18	96,9
Com CAR	46,1	52,81	54,07	48,35	91,81	79,68	49,15	51,38	92,1
Atenuação	-1,09	2,27	2,58	0,35	-4,99	0,08	0,03	0,2	-4,8

Teste 5	15,6 Hz	31,3 Hz	62,5 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	NPS[dB]
Sem CAR	51,18	56,29	51,07	79,79	91,73	88,65	74,97	50,27	93,6
Com CAR	49,14	60,19	50,32	81,35	91,11	89,23	74,96	50,02	93,6
Atenuação	-2,04	3,9	-0,75	1,56	-0,62	0,58	-0,01	-0,25	0


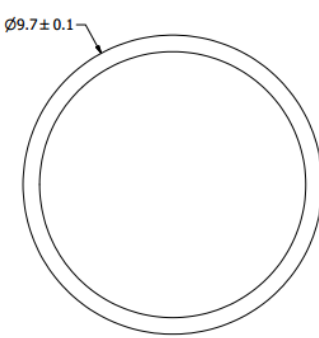
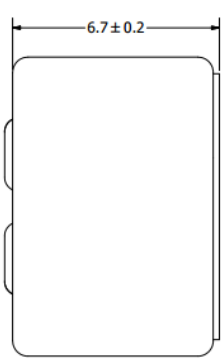
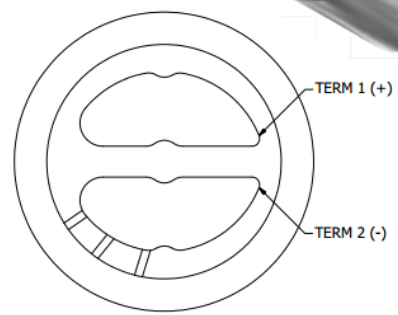
ANEXO I – Especificações Técnicas da Realtek High Definition Sound Card ALC861

• D/A de seis canais (5.1) com suporte ao formato PCM 16/20/24 bit
• Dois canais estéreos A/D suporte 16/20 bit formato PCM
• Todos os D/A suportam taxa de amostragem independente de 44,1 k / 48 k / 96 kHz
• Todos os A/D suportam taxa de amostragem independente de 44,1 k / 48 k / 96 kHz
• Suporte à saída S/PDIF de 44,1 k / 48 k / 96 kHz
• Suporte à entrada analógica PCBEEP
• Integração ao gerador digital BEEP
• Até quatro canais de entrada de microfone suportados para aplicação AEC / BF
• Três amplificadores <i>built-in</i> de fone de ouvido para porta-D (traseiro), porta-E e porta-F (frontal)
• Saída de referência de 2,5 V e 3,2 V selecionável por software para polarização de microfone
• Relação S/N 90 dB
• Ganho de impulso selecionável pelo software (+10/+20/+30 dB) para entrada de microfone analógico
• Dois conectores auto detectáveis <i>jack</i> : cada um suporta a detecção de até 4 entradas
• A função de detecção <i>jack</i> é suportada quando o dispositivo está no modo de desligamento
• Suporta dois conectores GPIO (entrada e saída de uso geral)
• Suporte ao controle EAPD (amplificador externo) para amplificador externo
• Suporte 1.5 V ~ 3,3 V escalável E/S para ligação de áudio HD

ANEXO II - Especificações Técnicas dos Microfones Utilizados

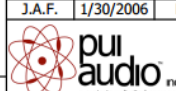
SPECIFICATIONS			REVISION HISTORY			
PARAMETERS	VALUES	UNIT	LTR	DESCRIPTION	DATE	APPROVED
DIRECTIVITY	OMNI	-	-	RELEASED FROM ENGINEERING	1/30/2006	
SENSITIVITY	-38 ± 3	dB	A	ADDED TERMINAL POLARITY	1/30/2007	R.W.
STANDARD OPERATING VOLTAGE	1.5	Vdc	B	REVISED TO INVENTOR 3-D DRAWING TEMPLATE	9/17/2010	B.R.
MAX OPERATING VOLTAGE	10	Vdc				
CURRENT CONSUMPTION (MAX)	0.5	mA				
IMPEDANCE	2.2	KOhm				
SIGNAL TO NOISE RATIO (MIN.)	60	dB				
TERMINAL	SOLDER PADS	-				
INTERNAL CAPACITOR	N/A	pF				

THIS DOCUMENT CONTAINS DATA PROPRIETARY TO PROJECTS UNLIMITED, INC. ANY USE OR REPRODUCTION, IN ANY FORM, WITHOUT PRIOR WRITTEN PERMISSION OF PROJECTS UNLIMITED, INC. IS PROHIBITED.
©2005, Projects Unlimited Inc.

NOTES:

- ALL DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS.
- SPECIFICATIONS SUBJECT TO CHANGE OR WITHDRAWAL WITHOUT NOTICE.
- THIS PART IS RoHS 2002/95/EC COMPLIANT.

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS. TOLERANCES ARE AS SHOWN ANGLES ARE 33°	SIZE	Designed by	Date	Checked by	Date	Approved by	Date	Drawn Date
	A3	J.A.F.	1/30/2006	E.P.	1/30/2006	B.R.	1/30/2006	9/17/2010
	AOM-6738L-R.idw			AOM-6738L-R		Microphone		Edition
							-	1 / 1