

**PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DO PARANÁ
ESCOLA POLITÉCNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

BRUNO MATOS MARTINS

**CONTROLE DE QUALIDADE DE CAIXAS DE CÂMBIO AUTOMOTIVAS
BASEADO EM ANÁLISE VIBRACIONAL**

CURITIBA

2015

BRUNO MATOS MARTINS

**CONTROLE DE QUALIDADE DE CAIXAS DE CÂMBIO AUTOMOTIVAS
BASEADO EM ANÁLISE VIBRACIONAL**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos, da Escola Politécnica da Pontifícia Universidade Católica do Paraná, como requisito parcial para obtenção do grau de mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Nilson Barbieri

CURITIBA

2015

Dados da Catalogação na Publicação
Pontifícia Universidade Católica do Paraná
Sistema Integrado de Bibliotecas – SIBI/PUCPR
Biblioteca Central

M386c
2015 Martins, Bruno Matos
Controle de qualidade de caixas de câmbio automotivas baseado em
análise vibracional / Bruno Matos Martins ; orientador, Nilson Barbieri. – 2015.
128 f. : il. ; 30 cm

Dissertação (mestrado) – Pontifícia Universidade Católica do Paraná,
Curitiba, 2015
Bibliografia: f. 100-104

1. Engenharia mecânica. 2. Vibração. 3. Wavelets (Matemática). I. Barbieri,
Nilson. II. Pontifícia Universidade Católica do Paraná. Programa de Pós-
Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.


CDD 20. ed. – 620.1

TERMO DE APROVAÇÃO

Bruno Matos Martins

Controle de Qualidade de Caixas de Câmbio Automotivas Baseado em Análise Vibracional

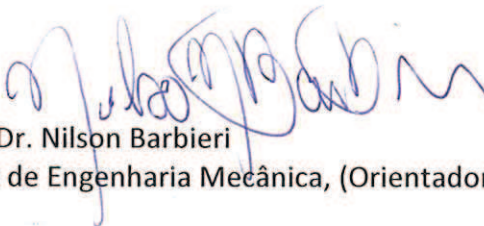
Dissertação aprovada como requisito parcial para obtenção do grau de Mestre no Curso de Mestrado em Engenharia Mecânica, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, do Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia da Pontifícia Universidade Católica do Paraná, pela seguinte banca examinadora:



Prof. Dr. Renato Barbieri
Departamento de Engenharia Mecânica, UDESC



Prof. Dr. Key Fonseca de Lima
Curso de Engenharia Mecânica, PUCPR



Prof. Dr. Nilson Barbieri
Curso de Engenharia Mecânica, (Orientador), PUCPR

Curitiba, 26 de agosto de 2015



À minha família, por todo amor e
suporte ao longo da vida.

AGRADECIMENTO

Não posso deixar de iniciar os agradecimentos expressando toda a minha gratidão a Zambi, pai maior que nos ama incondicionalmente. Agradeço ao pai Oxalá e à força dos Orixás, à todas as maravilhosas entidades que me regem e que tenho o prazer de servir, sempre buscando honrá-las em todas as minhas ações. Agradeço ainda às entidades com quem pude conversar e que nos momentos de dúvida e desânimo me recolocaram a caminhar no trilho. Um saravá repleto de axé a todos vocês.

Agradeço também à minha família, meu porto seguro, reduto de paz e amor nesse plano. Aos meus pais, Sebastião e Cláudia, minha irmã e meu cunhado, Luana e Rafael, gratidão pela alegria e apoio incondicional.

Agradeço à minha esposa, Janaína Martins, mulher guerreira e minha companheira de caminhada que tanto me ajuda com seu enorme coração.

Agradeço aos meus irmãos de corrente, família espiritual que, com sua força e alegria, ajudaram-me muito. Mãe Lilian, Roberta, William, Rodrigo e Danielle, a vocês a minha gratidão.

Agradeço à PUCPR e a todos os seus professores pela excelente formação acadêmica a que tive acesso.

Agradeço ao professor doutor Nilson Barbieri, por toda a orientação, paciência e apoio ao longo de todo trabalho. Obrigado por acreditar.

Agradeço aos meus colegas de mestrado, em especial ao Thiago Abeche, companheiro de estudos e discussões.

Agradeço à Volvo do Brasil, pela confiança e suporte ao longo de todo o projeto. Em especial, presto meus agradecimentos a Joacir Silva, Ciro Onuki, Luiz Bohatch e Elcid Novakoski, companheiros de trabalho e que, sem o suporte prestado, esse projeto não seria realizado.

Gratidão eterna a todos vocês.

*“Os insatisfeitos são os únicos
benfeitores do mundo”
(Walter S. Landor)*

RESUMO

Em sistemas complexos, como caixas de câmbio automotivas, um tratamento rigoroso dos sinais de vibração é necessário, pois o número de elementos móveis, como eixos, engrenagens e rolamento, excitando diferentes frequências de vibração é grande, o que gera um potencial de erro e ruído na análise e interpretação dos sinais relativamente alto. O objetivo básico desse trabalho é desenvolver um método de análise e detecção de danos em câmbios. Durante o desenvolvimento do trabalho, fez-se a utilização de biespectro, curtose, transformada Wavelet e de morfologia matemática nos sinais no domínio do tempo. Já no domínio da frequência, um método composto de análise via morfologia matemática multiescalar foi proposto. Os sinais de vibração foram medidos em câmbios submetidos a um ciclo de teste em bancada específica. Cinco acelerômetros foram posicionados em diferentes pontos dos câmbios monitorados para aquisição dos dados ao longo do ciclo de teste. As técnicas no domínio do tempo apresentaram resultados satisfatórios na identificação da presença de danos em câmbios. O método proposto no domínio da frequência, por sua vez, possibilitou a identificação das frequências características de falha estudadas, demonstrando que é possível desenvolver um sistema especialista que identifica a presença do dano e sua localização baseado nas frequências excitadas pelo câmbio durante o teste.

Palavras-chave: Vibração. Caixa de câmbio. Morfologia matemática.

ABSTRACT

At complex systems, such as automotive gearboxes, a rigorous vibration signal analysis is necessary, due to the high amount of moving parts, such as axles, bearings and gears, which excites different vibration patterns, creating high risk of noise and errors within the vibrational analysis process. The basic objective of this project is to develop a method of detection and analysis of damage at gearboxes. During its development, bispectrum, kurtosis, Wavelet transform and multi scale mathematical morphology were used at the signal time domain. At the frequency domain, a method using multi scale mathematical morphology was proposed. Vibration signals were measured at gearboxes under a standard test cycle inside a specific test rig. Five accelerometers were placed at different points over the measured gearboxes for data acquisition during the standard test cycle. Time domain techniques presented good results on identifying the presence of damage at the gearboxes. Through the proposed method at frequency domain, it was possible to identify the characteristic frequencies related to each damage type studied, showing that it is possible to develop a specialist system that identifies the presence of damage and its location based solely over the frequency spectrum of the gearbox during the test cycle.

Key-words: Vibrations. Gearbox. Mathematical morphology.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Exemplo de espectro de frequência de vibração de um par engrenado genérico com dente de engrenagem batido.	25
Figura 2 – Representação esquemática de backlash em pares engrenados ...	26
Figura 3 – Estrutura de rolamentos	28
Figura 4 – Simulação do espectro de frequência de rolamento com falha em pista interna.....	31
Figura 5 – Engrenagens que transmitem torque em cada marcha.....	33
Figura 6 – Representação esquemática do câmbio	34
Figura 7 – Eixo de entrada – vista explodida	37
Figura 8 – Eixo principal – vista explodida	38
Figura 9 – Eixo de saída – vista explodida	38
Figura 10 – Eixo secundário – vista explodida	39
Figura 11 – Eixo reversor – vista explodida	39
Figura 12 – Diferenças entre acoplamentos de fase entre vetores: (a) ângulo de fase aleatório; (b) ângulo de fase idêntico.....	45
Figura 13 – Representação do sinal tempo x frequência em uma STFT	48
Figura 14 – Exemplos de wavelets mãe: (a) Daubechies (db6); (b) Mexican Hat; (c) Gaussian e (d) Morlet.....	50
Figura 15 – Efeito dos operadores (A) erosão; (B) dilatação; (C) abertura; (D) fechamento sobre um sinal fictício f_n	54
Figura 16 – Efeito da variação do formato dos elementos estruturantes de mesmo tamanho em um sinal fictício. (A) plano {000}; (B) double dot {101}....	55
Figura 17 – Representação da bancada de testes. (1) Motor elétrico dianteiro; (2) Motor elétrico traseiro; (3) Sistema de abastecimento e filtragem de óleo do câmbio; (4) Câmbio; (5) Operador posicionado ao lado da bancada; (6) Câmbio instalado na bancada; (7) Interface de teste do operador.	60
Figura 18 – Esquema da cadeia de medição do experimento	63
Figura 19 – Localização da instalação dos acelerômetros no câmbio	63
Figura 20 – Geração do sinal genérico de câmbio aprovado no passo N	65
Figura 21 – Nível de falha em câmbios	66
Figura 22 – Posição do mancal com capa de rolamento danificado – Câmbio D1.....	67

Figura 23 – Posição do mancal com capa de rolamento danificado – Câmbio D2.....	67
Figura 24 – Dano introduzido no câmbio D1 - risco em capa de mancal frontal inferior	69
Figura 25 – Dano introduzido no câmbio D2 - risco em capa de mancal traseiro superior	69
Figura 26 – Posição da engrenagem com dano.....	71
Figura 27 – Engrenagem P3 com dano localizado.....	72
Figura 28 – Domínio do tempo – Câmbio sem dano	73
Figura 29 – Domínio do tempo – Câmbio D1	74
Figura 30 – Domínio do tempo – Câmbio D2	74
Figura 31 – Domínio do tempo – Câmbio D3	75
Figura 32 – Biespectro – câmbio aprovado.....	76
Figura 33 – Biespectro – Câmbio D1	76
Figura 34 – Biespectro – Câmbio D2	77
Figura 35 – Biespectro – Câmbio D3	77
Figura 36 – Índice via biespectro.....	78
Figura 37 – Curtose.....	79
Figura 38 – Wavelet mãe Morlet	80
Figura 39 – Transformada Wavelet – Câmbio sem dano	80
Figura 40 – Transformada Wavelet – Câmbio D1	81
Figura 41 – Transformada Wavelet – Câmbio D2	81
Figura 42 – Transformada Wavelet – Câmbio D3	82
Figura 43 – Índice de energia.....	82
Figura 44 – Índice de correlação - Dilatação	83
Figura 45 – Índice de correlação - Erosão	84
Figura 46 – Índice de correlação - Fechamento	84
Figura 47 – Índice de correlação - Abertura	85
Figura 48 – Análise multiescalar por passo – Câmbio sem dano.....	86
Figura 49 – Análise multiescalar por passo – Câmbio D1	86
Figura 50 – Análise multiescalar por passo – Câmbio D2	87
Figura 51 – Análise multiescalar por passo – Câmbio D3.....	87
Figura 52 – Domínio da frequência – Câmbio sem dano	88
Figura 53 – Domínio da frequência – Câmbio D1	88

Figura 54 – Domínio da frequência – Câmbio D2	89
Figura 55 – Domínio da frequência – Câmbio D3	89
Figura 56 – Fluxograma do método de diagnóstico de dano	91
Figura 57 – Análise morfológica multiescalar – Passo 07 do câmbio sem dano	93
Figura 58 – Análise morfológica multiescalar – Passo 7 do câmbio D1	93
Figura 59 – Espectro de frequência do câmbio D1 – passo 07	94
Figura 60 – Análise morfológica multiescalar – Passo 3 do câmbio sem dano	95
Figura 61 – Análise morfológica multiescalar – Passo 3 do câmbio D2	95
Figura 62 – Espectro de frequência do câmbio D2 – passo 03	96
Figura 63 – Análise morfológica multiescalar – Passo 6 do câmbio sem dano	96
Figura 64 – Análise morfológica multiescalar – Passo 6 do câmbio D3	97
Figura 65 - Espectro de frequência do câmbio D3 – passo 06.....	97
Figura 66 – Análise morfológica multiescalar – Passo 1 do câmbio D1	105
Figura 67 – Análise morfológica multiescalar – Passo 2 do câmbio D1	105
Figura 68 – Análise morfológica multiescalar – Passo 3 do câmbio D1	106
Figura 69 – Análise morfológica multiescalar – Passo 4 do câmbio D1	106
Figura 70 – Análise morfológica multiescalar – Passo 5 do câmbio D1	106
Figura 71 – Análise morfológica multiescalar – Passo 6 do câmbio D1	107
Figura 72 – Análise morfológica multiescalar – Passo 7 do câmbio D1	107
Figura 73 – Análise morfológica multiescalar – Passo 8 do câmbio D1	107
Figura 74 – Análise morfológica multiescalar – Passo 9 do câmbio D1	108
Figura 75 – Análise morfológica multiescalar – Passo 10 do câmbio D1	108
Figura 76 – Espectro de frequência do câmbio D1 – passo 01	108
Figura 77 – Espectro de frequência do câmbio D1 – passo 02	109
Figura 78 – Espectro de frequência do câmbio D1 – passo 03	109
Figura 79 – Espectro de frequência do câmbio D1 – passo 04	109
Figura 80 – Espectro de frequência do câmbio D1 – passo 05	110
Figura 81 – Espectro de frequência do câmbio D1 – passo 06	110
Figura 82 – Espectro de frequência do câmbio D1 – passo 07	110
Figura 83 – Espectro de frequência do câmbio D1 – passo 08	111
Figura 84 – Espectro de frequência do câmbio D1 – passo 09	111
Figura 85 – Espectro de frequência do câmbio D1 – passo 10	111
Figura 86 – Análise morfológica multiescalar – Passo 1 do câmbio D2	112

Figura 87 – Análise morfológica multiescalar – Passo 2 do câmbio D2	112
Figura 88 – Análise morfológica multiescalar – Passo 3 do câmbio D2	113
Figura 89 – Análise morfológica multiescalar – Passo 4 do câmbio D2	113
Figura 90 – Análise morfológica multiescalar – Passo 5 do câmbio D2	113
Figura 91 – Análise morfológica multiescalar – Passo 6 do câmbio D2	114
Figura 92 – Análise morfológica multiescalar – Passo 7 do câmbio D2	114
Figura 93 – Análise morfológica multiescalar – Passo 8 do câmbio D2	114
Figura 94 – Análise morfológica multiescalar – Passo 9 do câmbio D2	115
Figura 95 – Análise morfológica multiescalar – Passo 10 do câmbio D2	115
Figura 96 – Espectro de frequência do câmbio D2 – passo 1	115
Figura 97 – Espectro de frequência do câmbio D2 – passo 2	116
Figura 98 – Espectro de frequência do câmbio D2 – passo 3	116
Figura 99 – Espectro de frequência do câmbio D2 – passo 4	116
Figura 100 – Espectro de frequência do câmbio D2 – passo 5	117
Figura 101 – Espectro de frequência do câmbio D2 – passo 6	117
Figura 102 – Espectro de frequência do câmbio D2 – passo 7	117
Figura 103 – Espectro de frequência do câmbio D2 – passo 8	118
Figura 104 – Espectro de frequência do câmbio D2 – passo 9	118
Figura 105 – Espectro de frequência do câmbio D2 – passo 10	118
Figura 106 – Análise morfológica multiescalar – Passo 1 do câmbio D3	119
Figura 107 – Análise morfológica multiescalar – Passo 2 do câmbio D3	119
Figura 108 – Análise morfológica multiescalar – Passo 3 do câmbio D3	120
Figura 109 – Análise morfológica multiescalar – Passo 4 do câmbio D3	120
Figura 110 – Análise morfológica multiescalar – Passo 5 do câmbio D3	120
Figura 111 – Análise morfológica multiescalar – Passo 6 do câmbio D3	121
Figura 112 – Análise morfológica multiescalar – Passo 7 do câmbio D3	121
Figura 113 – Análise morfológica multiescalar – Passo 8 do câmbio D3	121
Figura 114 – Análise morfológica multiescalar – Passo 9 do câmbio D3	122
Figura 115 – Análise morfológica multiescalar – Passo 10 do câmbio D3	122
Figura 116 – Espectro de frequência do câmbio D3 – passo 1	122
Figura 117 – Espectro de frequência do câmbio D3 – passo 2	123
Figura 118 – Espectro de frequência do câmbio D3 – passo 3	123
Figura 119 – Espectro de frequência do câmbio D3 – passo 4	123
Figura 120 – Espectro de frequência do câmbio D3 – passo 5	124

Figura 121 – Espectro de frequência do câmbio D3 – passo 6	124
Figura 122 – Espectro de frequência do câmbio D3 – passo 7	124
Figura 123 – Espectro de frequência do câmbio D3 – passo 8	125
Figura 124 – Espectro de frequência do câmbio D3 – passo 9	125
Figura 125 – Espectro de frequência do câmbio D3 – passo 10	125

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Principais tipos de rolamento	28
Tabela 2 – Relações de transmissão em cada marcha.....	33
Tabela 3 – Detalhes dos componentes do câmbio.....	35
Tabela 4 – Características geométricas dos rolamentos.....	36
Tabela 5 – Propriedades dos operadores básicos de morfologia matemática .	53
Tabela 6 – Variação escalar de dois modelos de elementos estruturantes	56
Tabela 7 – Sequência de teste do banco utilizado	61
Tabela 8 – Caixas de câmbio monitoradas	62
Tabela 9 – Equipamento utilizado na medição de aceleração dos câmbios	62
Tabela 10 – Ferramental para gerar risco em capa de rolamento.....	68
Tabela 11 – Dimensões do dano nos câmbios D1 e D2	69
Tabela 12 – Ferramental para gerar batida em dente de engrenagem	71
Tabela 13 – Dimensões do dano na engrenagem.....	72

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

BPFI	<i>Ball Pass Frequency Inner Ring</i>
BPFO	<i>Ball Pass Frequency Outer Ring</i>
BSF	<i>Ball Spin Frequency</i>
CWT	<i>Continuous Wavelet Transform</i>
DWT	<i>Discrete Wavelet Transform</i>
FCD	Frequências Características de Defeitos
FFT	<i>Fast Fourier Transform</i>
FTF	<i>Fundamental Train Frequency</i>
HOS	<i>High Order Spectra</i>
MM	Morfologia Matemática
MMM	Morfologia Matemática Multiescalar
SE	<i>Structuring Element</i>
STFT	<i>Short Time Fourier Transform</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

$B(f_1, f_2)$	Biespectro
$B^2(f_1, f_2)$	Bicoerência
B_{rel}	Correlação do índice biespectral
B_d	Diâmetro do elemento rolante
D_1	Câmbio com dano na capa de rolamento frontal inferior
D_2	Câmbio com dano na capa de rolamento traseiro superior
D_3	Câmbio com dano no dente de engrenagem
f_{eng}	Frequência de engrenamento
f_{rot}	Frequência de rotação
Ind_B	Índice biespectral
k	Curtose
N_b	Número de elementos rolantes
P_d	Diâmetro primitivo do rolamento
PS_f	<i>Pattern Spectra</i>
S	Frequência de rotação
$T\{x(t)\}$	Transformada de Fourier
$T^{-1}\{x(t)\}$	Transformada inversa de Fourier
$X(w)$	Transformada discreta de Fourier
z	Número de dentes de engrenagens
$W_f f(a, b)$	Transformada wavelet contínua
ϵ	Erro de transmissão
Θ	Ângulo de contato
μ_j	j-ésimo momento estatístico
ρ	Índice de correlação de <i>pattern spectrum</i>
$\Psi_{a, b}(t)$	Função wavelet

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	18
1.1 OBJETIVOS	22
1.1.1 Objetivo geral.....	22
1.1.2 Objetivos específicos.....	22
1.2 ESTRUTURA DO TRABALHO.....	23
2. VIBRAÇÕES.....	24
2.1 VIBRAÇÕES EM ENGRENAGENS	24
2.2 VIBRAÇÕES EM ROLAMENTOS.....	27
3. CARACTERIZAÇÃO DO CÂMBIO	32
3.1 SISTEMAS DE TRANSMISSÃO	32
3.2 CARACTERIZAÇÃO DO MODELO DE CÂMBIO UTILIZADO.....	32
3.2.1 Eixo de entrada.....	36
3.2.2 Eixo principal	37
3.2.3 Eixo de saída	38
3.2.4 Eixo secundário	39
3.2.5 Eixo reversor.....	39
3.2.6 Mecanismos de sincronização.....	40
4. ANÁLISE DE ESPECTRO DE ORDEM SUPERIOR.....	41
4.1 MOMENTOS ESTATÍSTICOS	41
4.2 BIESPECTRO	43
4.3 BICOERÊNCIA	45
5. WAVELET.....	46
5.1 TRANSFORMADA DE FOURIER	46
5.2 TRANSFORMADA WAVELET	48
5.3 TRANSFORMADA DISCRETA WAVELET	50

6.	MORFOLOGIA MATEMÁTICA	52
6.1	MORFOLOGIA MATEMÁTICA	52
6.2	ELEMENTOS ESTRUTURANTES.....	54
6.3	MORFOLOGIA MATEMÁTICA MULTIESCALAR	56
6.3.1	Extração de características via morfologia matemática.....	56
7.	METODOLOGIA EXPERIMENTAL	59
7.1	BANCADA DE TESTES	59
7.2	DESCRIÇÃO DAS MEDIÇÕES	61
7.2.1	Número de medições.....	61
7.2.2	Aparato experimental.....	62
7.2.3	Posicionamento dos acelerômetros.....	63
7.3	CARACTERIZAÇÃO DO CÂMBIO APROVADO PADRÃO	64
7.4	CARACTERIZAÇÃO DO DANO.....	65
7.4.1	Modo de dano 01 – Risco em capa de rolamento	66
7.4.2	Modo de dano 02 – Batida em dente de engrenagem.....	70
8.	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	73
8.1	DOMÍNIO DO TEMPO	73
8.2	DOMÍNIO DA FREQUÊNCIA	87
9.	CONCLUSÕES.....	98
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	100
	ANEXO A	105
	ANEXO B	126
	ANEXO C	127

1. INTRODUÇÃO

A alta competitividade entre empresas tem gerado uma necessidade crescente de aprimoramento técnico aliada à alta confiabilidade e à reduções de custo de seus produtos. Dentro desse cenário, sistemas de controle de qualidade exercem papel fundamental para a manutenção de níveis extremamente baixos de defeitos repassados ao cliente final.

Sistemas de multi aceitação em vários níveis são instalados ao longo de processos produtivos completos afim de que falhas sejam identificadas ou, sempre que possível, evitadas. Por conta dos níveis cada vez mais rigorosos de falha (da ordem de ppm, ou partes por milhão), a mecanização das inspeções passou a ser uma prática constante na indústria (CAMPOS, 1999).

Na indústria automobilística, as linhas de montagem de caixas de câmbio possuem, em sua maioria, uma análise subjetiva da qualidade do produto final. A avaliação do ruído emitido pelo câmbio submetido a regime de trabalho por um banco de provas especial é realizada por operadores peritos nesse tipo de análise. Muito embora o método seja bastante prático e de fácil implementação, não garante critérios de aprovação padronizados, além de expor esses operadores especializados a condições de trabalho que podem vir a diminuir as suas respectivas capacidades auditivas.

A análise do sinal de vibrações tem se mostrado como um método bastante confiável de monitoramento de rolamentos (NIKOLAOU & ANTONIADIS, 2001) e engrenagens (MOHAMMED *et al.*, 2013). Sua ampla aplicação nesse tipo de trabalho se dá por conta da característica periódica com que os sinais são gerados em virtude do regime de funcionamento cíclico de uma caixa de câmbio. Imperfeições nos elementos dos rolamentos e engrenagens causam impactos em frequências específicas, as quais são governadas pela velocidade angular do elemento girante, bem como por suas características construtivas. Ainda, segundo Gerges (2000), muito embora seja impossível até então fabricar um par engrenado perfeito, as engrenagens de projeto adequado e livres de defeitos de fabricação acabam por gerar níveis

mais baixos de vibração do que engrenagens defeituosas ou com problemas em seu projeto.

A análise do sinal de vibração vem sendo amplamente estudada e uma série de trabalhos tem desenvolvido diversas técnicas diferentes para o tratamento desse tipo de sinal, seja no domínio do tempo ou da frequência. Dentre as técnicas mais difundidas de análise e detecção de falhas em sinais de vibração, estão a análise de envelope (McFADDEN & SMITH, 1984), a aplicação da transformada wavelet (WANG & WANG, 1999), análise espectral (DALPIAZ *et al.*, 1996), além de alguns parâmetros estatísticos do sinal, como fator de crista e curtose. Há, ainda, estudos que correlacionam duas ou mais técnicas em um tratamento matemático específico que prevê suprir eventuais deficiências apresentadas por um método ou outro, como apresentados por Shi, Bao e Qu (2000) e Nikolaou e Antoniadis (2002).

Morfologia matemática, segundo Serra (1982), é um conjunto de ferramentas criadas inicialmente para atuar em diversos campos de processamento e análise de imagens. Contudo, a morfologia matemática provou-se eficaz também no tratamento de sinais unidimensionais, fragmentando-os no domínio do tempo em elementos menores de geometria conhecida, denominados *structuring elements* (do inglês, elementos estruturantes ou SE) (CHEN *et al.*, 2013).

Diversas pesquisas tem sido desenvolvidas utilizando-se os recursos da morfologia matemática na extração de características relevantes de sinais não lineares de vibração. Nikolaou e Antoniadis (2003) desenvolveram um método de avaliação uni-escalar de diagnóstico de falha de rolamentos. Nesse caso, denomina-se escala o conjunto de parâmetros que definem o elemento estruturante, quais sejam: i) comprimento e ii) altura. Wang, *et al.* (2009), Dong *et al.* (2011) demonstraram ser possível a extração de componentes impulsivos do sinal original com ruído, facilitando, portanto, a identificação de modos de falha em rolamentos. Nessas pesquisas, a escala do elemento estruturante se mantém a mesma ao longo de todo o processo de análise, o que acaba por limitar o nível de informação obtido do método.

Segundo Zhang (2008), a geometria do elemento estruturante é um dos fatores chave para o desenvolvimento de análises utilizando a morfologia matemática. Em sinais unidimensionais, esses elementos são vetores com elementos de valores específicos e que apresentam três características básicas: i) formato; ii) comprimento (quantidade de elementos) e iii) altura (valores dos seus elementos). Em sinais 1D, há diversos formatos possíveis de elementos estruturantes, tais como o plano, triangular, senoidal, semicircular, entre outros. A eficiência computacional das análises de morfologia matemática está diretamente correlacionada à complexidade do formato dos elementos estruturantes. Assim, elementos simples, como os planos, são mais utilizados que elementos de geometria mais complexa por não impactarem tanto no tempo de processamento computacional. Ainda, nota-se que elementos estruturantes mais curtos são mais sensíveis às características impulsivas de um sinal, contudo, também estão mais suscetíveis ao efeito de ruído. Por sua vez, elementos mais longos suprimem mais ruído, contudo, informações de picos e impulsos também são perdidas. Diante disso, pode-se concluir que a escolha dos parâmetros que compõem o elemento estruturante em uma análise morfológica uni-escalar impacta grandemente os resultados obtidos e é de vital importância para o sucesso desse tipo de tratamento de sinal.

A fim de aumentar a quantidade das características avaliadas na análise através de morfologia matemática, Maragos (1989) propôs um método multiescalar de avaliação morfológica. Nesse trabalho, o autor adota um elemento estruturante base e , a partir dele, gera uma série de novos elementos, seguindo regras pré-determinadas. As informações obtidas dessa série de processamentos são, então, tratadas através de um método de quantificação denominado *pattern spectrum* (do inglês, espectro padrão), que caracteriza uma condição específica do equipamento monitorado (SHU; WANG & CHEN, 2004; YU *et al.* 2009). Uma das grandes vantagens da análise proposta por Maragos está na não necessidade de conhecimentos prévios do equipamento medido para seleção de um elemento estruturante fixo, como demandado pela análise uni-escalar (ZHANG, 2008). Ainda nessa mesma linha, uma série de outros pesquisadores desenvolveram trabalhos significativos nos últimos anos, como Zhang (2008), que se utilizou de uma

análise de morfologia matemática multiescalar para extrair componentes impulsivos de um sinal de vibração com forte ruído e Li *et al.* (2012), que propôs um método utilizando-se desse mesmo tipo de análise combinada à transformada wavelet.

Devido a sua simplicidade e baixa demanda de processamento computacional, o elemento estruturante plano proposto por Nikolaou e Antoniadis (2003) é amplamente utilizado em diversos estudos, muito embora esse não seja um formato que atenda apropriadamente a todas as situações a que é submetido (ZHANG, 2008).

Sinais de vibração de caixas de câmbio apresentam características impulsivas, as quais não são bem reproduzidas pelo uso do elemento estruturante plano. Dessa forma, a utilização de um novo elemento estruturante, denominado *double dot* se torna uma opção interessante de substituição ao elemento plano convencional (CHEN *et al.*, 2013).

O presente trabalho se propõe a desenvolver um método de medição e posterior tratamento adequado do sinal de vibração de caixas de câmbio de caminhões através de morfologia matemática multiescalar utilizando elementos estruturantes do tipo *double dot* em banco de provas. Como meio de validação, o método proposto foi submetido à comparação com outros métodos tradicionalmente utilizados na literatura de detecção de falhas no domínio do tempo e da frequência.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo geral

O objetivo desse trabalho é desenvolver um sistema de diagnóstico da condição de câmbios de veículos pesados utilizando recursos de análise de sinais de vibração.

1.1.2 Objetivos específicos

O desenvolvimento do trabalho passa pelos seguintes objetivos específicos:

- i. Desenvolvimento do método de medição da vibração dos câmbios em pontos significativos;
- ii. Desenvolvimento do método de morfologia matemática multiescalar específico na análise de sinal 1-D em MatLabTM;
- iii. Comparação dos resultados com outras técnicas no domínio do tempo e da frequência amplamente utilizadas na literatura.

1.2 ESTRUTURA DO TRABALHO

O trabalho está estruturado em nove capítulos:

Capítulo 1 – Introdução: Apresentação e contextualização do problema, bem como dos objetivos do trabalho.

Capítulo 2 – Vibrações: Discussão desenvolvida acerca dos fenômenos vibratórios gerados em pares engrenados e em rolamentos.

Capítulo 3 – Caracterização do câmbio: Caracterização do câmbio utilizado nos testes.

Capítulo 4 – Análise de espectro de ordem superior: Definição e análise matemática do espectro de ordem superior – biespectro e bicoerência.

Capítulo 5 – Wavelet: Definição e análise matemática da transformada Wavelet.

Capítulo 6 – Morfologia matemática: Definição e análise matemática da morfologia matemática.

Capítulo 7 – Metodologia experimental: Descrição do método experimental realizado para obtenção dos sinais trabalhados.

Capítulo 8 – Resultados e discussão: Discussão desenvolvida sobre os resultados obtidos, bem como suas interpretações.

Capítulo 9 – Conclusões: Apresentam-se as conclusões desenvolvidas a partir dos resultados obtidos. Além disso, sugestões para trabalhos futuros são listadas.

2. VIBRAÇÕES

O presente capítulo tem como objetivo apresentar uma fundamentação teórica de mecanismos de geração de vibração em pares engrenados e fenômenos associados. Explora, ainda, aspectos relacionados à vibração de rolamentos cônicos e de esferas.

2.1 VIBRAÇÕES EM ENGRENAGENS

Engrenagens, ou rodas dentadas, são elementos girantes dotados de dentes (externos ou internos) que tem como principal objetivo a transmissão de movimento, multiplicando esforços e transmitindo trabalho (MAZZO, 2013).

Segundo Mazzo (2013), durante o engrenamento, a força de excitação que promove a vibração de um par engrenado está associada às cargas estáticas devido ao contato bem como aos efeitos inerciais de cada elemento. Essa força de excitação apresenta-se de maneira periódica, sendo uma função da chamada frequência de engrenamento (f_{eng}), que pode ser determinada através do produto entre a frequência de rotação da engrenagem (f_{rot}) e do seu número de dentes (z), como representado pela equação (1):

$$f_{eng} = z \cdot f_{rot} \quad (1)$$

Segundo Gerges (1996), os principais mecanismos de geração de vibração e ruído em um par engrenado são:

- i. Erro de transmissão;
- ii. Mudança de rigidez no contato dos dentes;
- iii. Impacto entre os dentes no início do contato;
- iv. Impacto entre os componentes que não estão transmitindo torque;
- v. Mudança nas forças de fricção devido ao escorregamento entre dentes;
- vi. Deficiência de lubrificação.

Ainda, segundo Chung *et al.* (1999), o erro de transmissão é o mecanismo maior responsável por vibrações em pares engrenados. Esse fenômeno pode ser descrito como qualquer desvio na velocidade da

engrenagem movida quando a engrenagem motora é mantida a uma velocidade angular constante (CHUNG *et al.*, 1999).

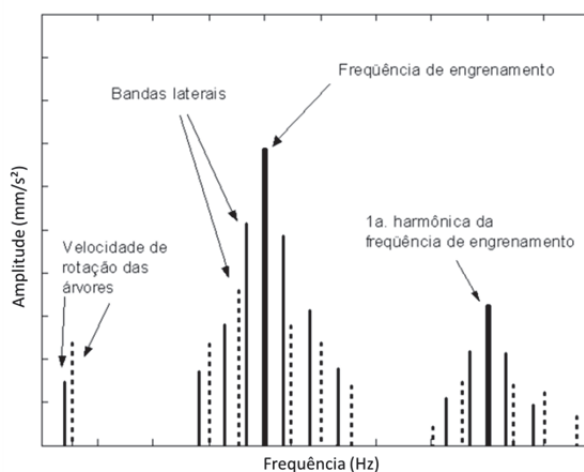
Teoricamente, um par de engrenagens rígidas e com perfis evolventais perfeitos apresentariam erro de transmissão nulo. Na prática, um erro de transmissão não-nulo é adicionado a qualquer par engrenado em virtude de erros de manufatura das engrenagens, desalinhamentos durante a montagem e deformações nos dentes por conta do carregamento aplicado (CHUNG *et al.*, 1999).

O erro de transmissão ε pode ser descrito como uma função da quantidade dos dentes da engrenagem motora e movida, Z_1 e Z_2 respectivamente, e de seus respectivos deslocamentos angulares, Θ_1 e Θ_2 , como observado na equação (2):

$$\varepsilon = \theta_1 - \frac{Z_1}{Z_2} * \theta_2 \quad (2)$$

Tipicamente, defeitos em pares engrenados ressaltam bandas laterais ao redor da f_{eng} e suas harmônicas (RANDAL, 1982). As bandas estão espaçadas em relação à frequência de engrenamento pela rotação das árvores, como pode ser observado na figura 1. O surgimento de bandas se dá por conta do fenômeno de modulação (SOEIRO, 2000).

Figura 1 – Exemplo de espectro de frequência de vibração de um par engrenado genérico com dente de engrenagem batido.

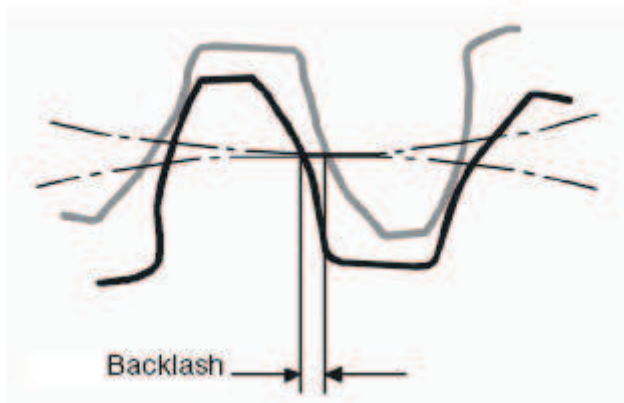


Fonte: Soeiro, 2000

Essas bandas apresentam-se em maior ou menor amplitude proporcionalmente à carga aplicada. Assim, pares engrenados de uma caixa de câmbio que não estão transmitindo torque apresentarão bandas menos significativas do que os pares que estão, efetivamente, transmitindo torque gerado no motor até as rodas (MAZZO, 2013).

Há ainda outra fonte importante de vibrações e ruídos em pares engrenados, denominada *rattle* (do inglês “chocalho”, em função da característica do som gerado pelo fenômeno). Pares engrenados demandam uma pequena folga entre flanco dos dentes, chamada *backlash*, como demonstrado na figura 2. Além dessa folga, outras são necessárias para a acomodação de expansões térmicas dos componentes, bem como desvios de fabricação dentro da tolerância estipulada pela equipe de projetistas (MAZZO, 2013).

Figura 2 – Representação esquemática de backlash em pares engrenados



Fonte: Wittenstein, 2014

O fenômeno de *rattle* é ocasionado principalmente por flutuações no torque aplicado sobre a engrenagem motora. Esse tipo de fenômeno é característico em pares engrenados movidos por motores a combustão, onde o torque é fornecido de maneira não contínua, durante a explosão em cada cilindro. Essa irregularidade na geração do torque faz com que os dentes das engrenagens se separem momentaneamente, o que provoca impacto entre eles quando ocorre a retomada de contato (MAZZO, 2013).

Essa série de pequenos impactos entre dentes, além de poder provocar danos às engrenagens, gera vibrações torcionais nos eixos que são

transmitidas aos mancais e à carcaça. A partir da vibração dessa estrutura, é gerado o ruído que caracteriza o fenômeno (MAZZO, 2013).

Em uma caixa de câmbio, como os impactos gerados pelo *rattle* são forças de pequena duração, diversas frequências associadas aos modos naturais de vibração dos componentes do câmbio são excitadas. A excitação propriamente dita acontece em baixa frequência, mas o *rattle* resultante pode ser verificado na faixa entre 500 e 6000 Hz (BELLOMO *et al.*, 2000).

Por fim, em caixas de câmbio automotivas, pode-se identificar dois tipos distintos de *rattle* nos pares engrenados, quais sejam:

- i. Com o veículo em movimento (marcha a frente ou a ré). Em marchas à frente, o *rattle* é bastante presente em pares engrenados que não estão transmitindo potência. Já em marcha ré, o *rattle* ocorre no par acoplado que transmite potência (KIM & SINGH, 2001);
- ii. Com o veículo parado, transmissão em neutro e embreagem acoplada. A utilização do volante de inércia do motor e a decrescente rotação da marcha lenta tende a favorecer o surgimento do *rattle*.

2.2 VIBRAÇÕES EM ROLAMENTOS

Rolamentos são importantes elementos de ligação em equipamentos com movimentos relativos de rotação. Sua ampla utilização em diversos ramos industriais faz com que esse componente seja de vital importância para o bom funcionamento de máquinas e ferramentas de produção.

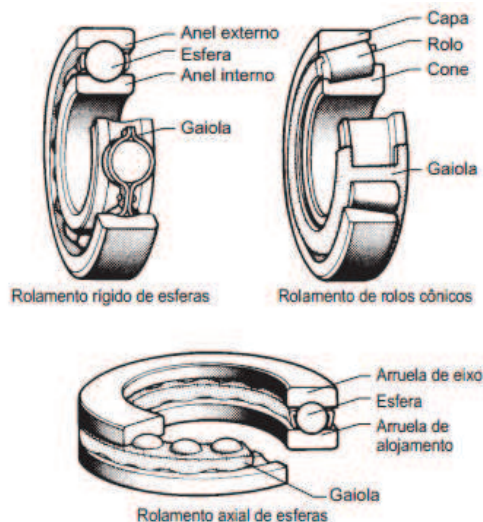
Estruturalmente, os rolamentos são normalmente compostos de alguns elementos comuns, quais sejam:

- i. Pista externa;
- ii. Pista interna;
- iii. Elemento de rolagem;
- iv. Gaiola.

Dependendo da função do rolamento, essa terminologia pode sofrer variações, contudo, as funções se mantêm similares, independentemente da

categoria do rolamento. Uma representação gráfica de algumas disposições desses elementos pode ser encontrada na figura 3.

Figura 3 – Estrutura de rolamentos



Fonte: Manual Koyo, 2014

De acordo com o regime de carga e aplicação a que estão sendo sujeitos, os rolamentos podem ser divididos em categorias específicas. A Tabela 1, abaixo, descreve os principais tipos de rolamentos disponíveis no mercado e suas principais aplicações.

Tabela 1 – Principais tipos de rolamento























Rolamento Radial	Esferas	Rolamento rígido de esferas	  Uma carreira Duas carreiras
		Rolamento de esferas de contato angular	   Uma carreira Combinados em par ou pilha Duas carreiras
		Rolamento de esferas de quatro pontos de contato	
		Rolamento autocompensador de esferas	
	Rolos	Rolamento de rolos cilíndricos	   Uma carreira Duas carreiras Quatro carreiras
		Rolamento de rolos agulha	  Uma carreira Duas carreiras
		Rolamento de rolos cônicos	   Uma carreira Duas carreiras Quatro carreiras
		Rolamento autocompensador de rolos	

Tabela 1 (cont.)

Rolamento Axial	Esferas	Rolamento axial de esferas	
		Rolamento axial de esferas de contato angular	
	Rolos	Rolamento axial de rolos cilíndrico	
		Rolamento axial de rolos agulha	
		Rolamento axial de rolos cônicos	
		Rolamento axial autocompensador de rolos	

Fonte: Manual Mitutoyo, 2014

De modo análogo às engrenagens, durante o funcionamento de um equipamento, em virtude da rotação, vibrações nos rolamentos são provocadas. Esse parâmetro de funcionamento é igualmente importante para que a sua condição seja monitorada (MESQUITA *et al.*, 2002).

Falhas em rolamentos são caracterizadas como qualquer desuniformidade nas pistas externa e/ou interna, na gaiola ou mesmo no elemento de rolagem. Esses tipos de falha são, via de regra, geradas por conta de:

- i. Fadiga do material;
- ii. Lubrificação ineficiente;
- iii. Contaminação do rolamento;
- iv. Montagem inadequada – ajuste impróprio;
- v. Manuseio inadequado – batidas ou riscos.

Falhas em rolamentos acabam excitando frequências de vibração específicas, chamadas frequências características de defeito (FCD). Elas são

função da localização da falha no rolamento (pista externa, pista interna, gaiola ou elemento rolante), da rotação a que ele está sendo submetido e de suas características geométricas (MESQUITA *et al.*, 2002).

Segundo Mesquita *et al.* (2002), é possível determinar de maneira aproximada a frequência de falha na gaiola (FTF – “*Fundamental Train Frequency*”), frequência de falha no elemento de rolagem (BSF – “*Ball Spin Frequency*”), frequência de falha na pista externa (BPFO – “*Ball Pass Frequency of the Outer race*”) e da pista interna (BPFI – “*Ball Pass Frequency of the Inner race*”) através das equações (3) a (6) (rolamentos de pista externa fixa).

$$FTF = \frac{S}{2} \cdot \left[1 - \left(\frac{B_d}{P_d} \cdot \cos \theta \right) \right] \quad (3)$$

$$BSF = \frac{P_d}{2 \cdot B_d} \cdot S \cdot \left[1 - \left(\frac{B_d}{P_d} \cdot \cos \theta \right)^2 \right] \quad (4)$$

$$BPFO = \frac{N_b}{2} \cdot S \cdot \left[1 - \left(\frac{B_d}{P_d} \cdot \cos \theta \right) \right] \quad (5)$$

$$BPFI = \frac{N_b}{2} \cdot S \cdot \left[1 + \left(\frac{B_d}{P_d} \cdot \cos \theta \right) \right] \quad (6)$$

onde: S – frequência de rotação (Hz);

B_d – diâmetro do elemento rolante (mm);

P_d – diâmetro primitivo do rolamento (mm);

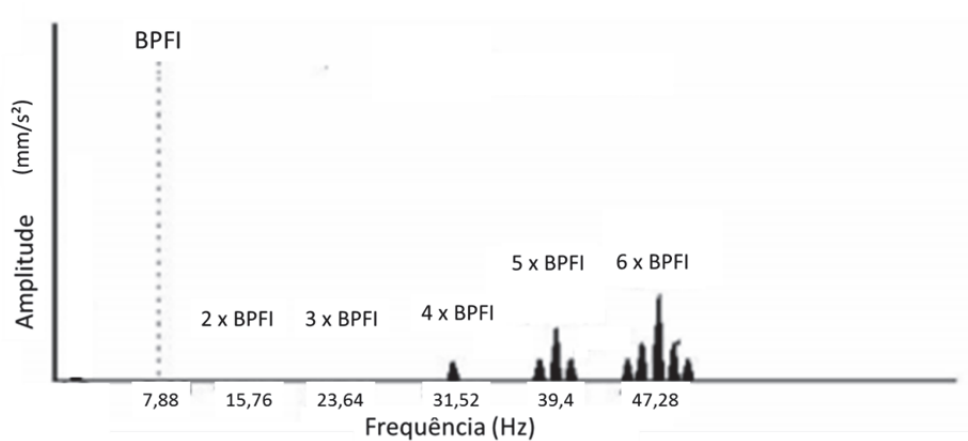
N_b – número de elementos rolantes;

θ – ângulo de contato (°).

As expressões para cálculo das FCD considera o efeito de rolamento puro dos elementos rolantes. Contudo, na realidade, algum deslizamento pode ocorrer, causando variações nos valores de frequências características. Dessa forma, essas expressões devem ser tomadas como aproximações dos valores reais (TSE *et al.*, 2001). Ainda em virtude do fenômeno de deslizamento e variação rotacional, quando da análise de um rolamento defeituoso no domínio da frequência, observa-se um pico correspondente à frequência característica

de defeito real e, ao seu redor, picos menores (TSE *et al.*, 2001). Essas frequências próximas à característica de defeito real formam patamares, como pode ser observado no exemplo exposto pela figura 4. Nele, observa-se a simulação da análise do espectro de vibração de um rolamento com defeito na pista interna, o que excita, portanto, a frequência característica BPFI e suas harmônicas.

Figura 4 – Simulação do espectro de frequência de rolamento com falha em pista interna



Fonte: Tse *et al.*, 2001

3. CARACTERIZAÇÃO DO CÂMBIO

O presente capítulo tem por objetivo caracterizar o câmbio utilizado no trabalho e que equipa caminhões e ônibus do segmento pesado.

3.1 SISTEMAS DE TRANSMISSÃO

Denomina-se transmissão todo o conjunto de mecanismos responsáveis pela transmissão de potência gerada pelo motor à combustão até as rodas motrizes de um veículo (MAZZO, 2013). Um sistema de transmissão de caminhão é composto por embreagem, caixa de câmbio, eixo cardan, diferencial e eixo. Muito embora interligados, cada componente dessa cadeia de transmissão tem funcionamento independente. Em cadeias desse tipo, o movimento gerado pelo motor à combustão é transmitido pela embreagem, passando, então, pela caixa de câmbio, eixo cardan, diferencial, eixo e, por fim, as rodas motrizes do veículo.

Caixas de câmbio são compostas, usualmente, por duas árvores, apoiadas sobre mancais de rolamento, um conjunto de engrenagens cilíndricas helicoidais montadas sobre as árvores e mecanismos de sincronização e engate (MAZZO, 2013). A principal função de uma caixa de câmbio é transmitir o torque gerado pelo motor ao restante do sistema de transmissão, multiplicando-o por um fator que depende do conjunto de engrenagens acopladas, que definem a marcha a que o veículo está submetido (MAZZO, 2013).

3.2 CARACTERIZAÇÃO DO MODELO DE CÂMBIO UTILIZADO

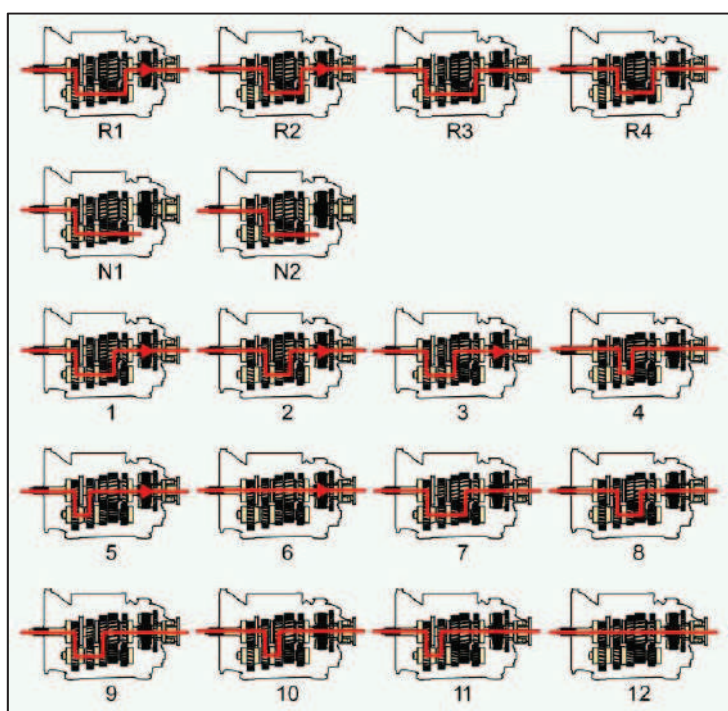
As caixas de câmbio estudadas nesse projeto são automatizadas, ou seja, tem mecanismo de escalonamento de marchas automático e controlado pela central eletrônica do veículo. Esse modelo de transmissão apresenta 12 marchas à frente e quatro marchas ré. Na Tabela 2, identifica-se as razões de transmissão em todas as marchas da caixa de câmbio. A figura 5 mostra uma representação das engrenagens que transmitem torque do motor ao flange de saída é apresentada.

Tabela 2 – Relações de transmissão em cada marcha

Marcha		Relação de Transmissão
Marchas à frente	1	14,94:1
	2	11,73:1
	3	9,04:1
	4	7,09:1
	5	5,54:1
	6	4,35:1
	7	3,44:1
	8	2,70:1
	9	2,08:1
	10	1,63:1
	11	1,27:1
	12	1,00:1
Marchas à ré	R1	17,48:1
	R2	13,73:1
	R3	4,02:1
	R4	3,16:1

Fonte: Autor, 2015

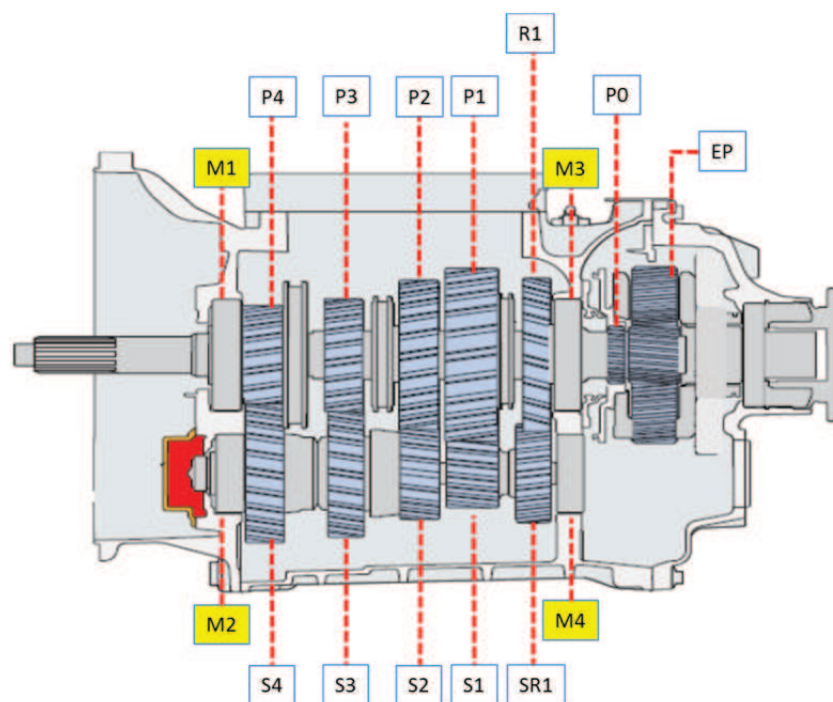
Figura 5 – Engrenagens que transmitem torque em cada marcha



Fonte: Adaptado de Manual Volvo de Concessionárias, 2015

O modelo de transmissão é composto por três carcaças de alumínio fundido, denominadas carcaça da embreagem, carcaça principal e carcaça do range. Além disso, há cinco eixos com seis pares de engrenagem, que são: i) eixo de entrada; ii) eixo principal; iii) eixo secundário; iv) eixo de saída e v) eixo reversor. Por fim, um conjunto de cinco engrenagens planetária no eixo de saída é responsável pela transmissão do torque até o flange de saída da caixa de câmbio. A figura 6 apresenta uma representação esquemática dos componentes da caixa de câmbio. Cada um dos elementos destacados na figura 6 é descrito pela Tabela 3, enquanto que a Tabela 4 apresenta informações dimensionais dos rolamentos posicionados sobre os mancais.

Figura 6 – Representação esquemática do câmbio



Fonte: Adaptado de Manual Volvo de Concessionárias, 2015

Tabela 3 – Detalhes dos componentes do câmbio

Código	Descrição	Número de dentes	Quantidade
M1	Mancal frontal superior Rolamento cônico de cilindros	N/A	1
M2	Mancal frontal inferior Rolamento cônico de cilindros	N/A	1
M3	Mancal traseiro superior Rolamento cônico de cilindros	N/A	1
M4	Mancal traseiro inferior Rolamento cônico de cilindros	N/A	1
P0	Engrenagem solar	23	1
R1	Engrenagem da ré - eixo principal	34	1
P1	Engrenagem 01 - eixo principal	46	1
P2	Engrenagem 02 - eixo principal	41	1
P3	Engrenagem 03 - eixo principal	35	1
P4	Engrenagem 04 - eixo principal	31	1
SR1	Engrenagem da ré - eixo secundário	12	1
S1	Engrenagem 01 - eixo secundário	19	1
S2	Engrenagem 02 - eixo secundário	28	1
S3	Engrenagem 03 - eixo secundário	39	1
S4	Engrenagem 04 - eixo secundário	44	1
Rev	Engrenagem reversora – eixo reversor	20	1
EP	Engrenagem planetária - eixo de saída	26	5
E1	Eixos de entrada	N/A	1
E2	Eixo principal	N/A	1
E3	Eixo secundário	N/A	1
E4	Eixo de saída	N/A	1
E5	Eixo reversor	N/A	1

Fonte: Autor, 2015

Tabela 4 – Características geométricas dos rolamentos

Posição do Mancal	Número de rolos (Z)	Diâmetro dos elementos rolantes (d - mm)	Diâmetro raiz (Dm - mm)	Ângulo de contato (α - °)
Frontal superior Traseiro superior	20	18,21	106,42	15,64
Frontal inferior Traseiro inferior	20	13,40	74,80	15,50
Apoio do eixo de entrada	15	12,32	55,70	10,27
Eixo de saída	12	17,46	111,70	0,00

Fonte: Autor, 2014

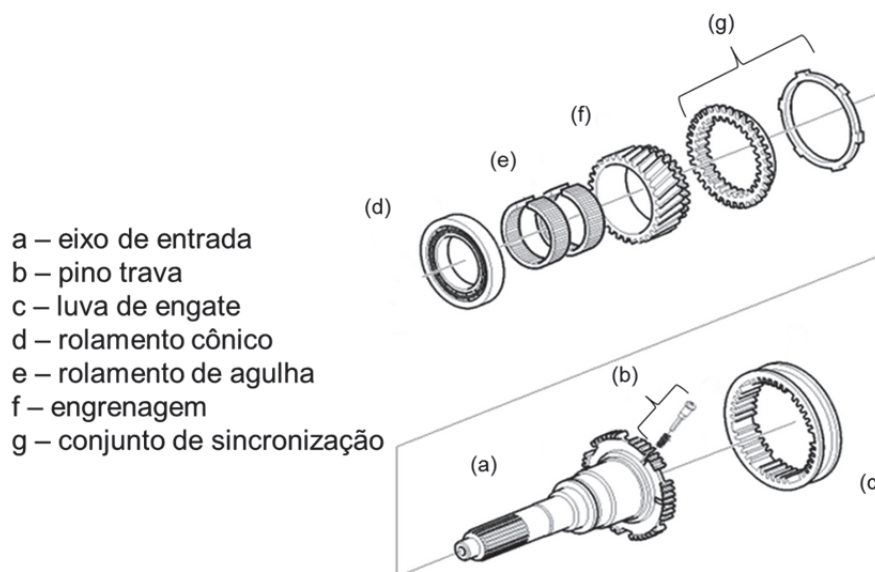
Embora apenas um par de engrenagens esteja transmitindo potência, todas as demais se mantem em contato o tempo todo. É o sistema de engate, composto por um conjunto de garfos acionados pela central eletrônica e de luvas deslizantes em pontos específicos do eixo principal, que realiza a seleção e o travamento das engrenagens específicas para seleção das marchas.

3.2.1 Eixo de entrada

O eixo de entrada, também conhecido como eixo piloto, faz a ligação do câmbio com a embreagem que, por sua vez, está acoplada ao motor à combustão do veículo.

Esse eixo possui uma engrenagem cilíndrica helicoidal deslizante (montada sobre rolamentos agulha) e uma luva de engate responsável pelo mecanismo de sincronização e seleção de engrenagem para engate de uma relação de transmissão específica. A figura 7 representa esquematicamente uma vista explodida desse eixo e seus principais componentes.

Figura 7 – Eixo de entrada – vista explodida



Fonte: Adaptado de Manual Volvo de Concessionárias, 2015

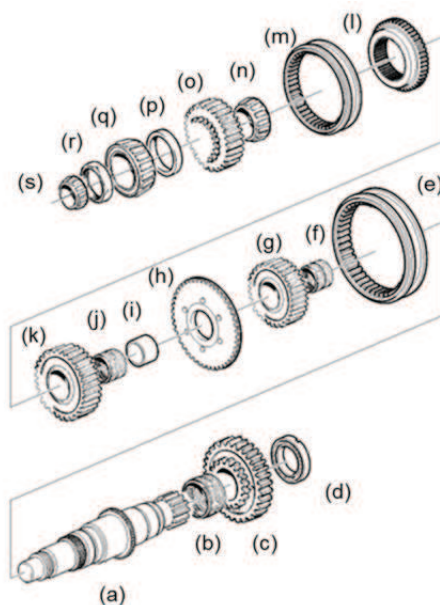
3.2.2 Eixo principal

O eixo principal possui quatro engrenagens cilíndricas helicoidais deslizantes, bem como duas luvas de engate responsáveis pela seleção de engrenagens. Além disso, esse eixo possui uma engrenagem helicoidal cilíndrica usinada na sua extremidade anterior. Denominada “engrenagem solar”, essa engrenagem fixa é a responsável pela transmissão de torque ao grupo redutor montado no eixo de saída.

Uma representação esquemática desse eixo e seus principais componentes em vista explodida pode ser analisada na figura 8.

Figura 8 – Eixo principal – vista explodida

- a – eixo principal
- b – rolamento agulha
- c – engrenagem da ré
- d – rolamento cônico
- e – luva de engate
- f – rolamento agulha
- g – engrenagem P1
- h – roda sensora
- i – bucha espaçadora
- j – rolamento agulha
- k – engrenagem P2
- l – cubo
- m – luva de engate
- n – rolamento cônico
- o – engrenagem P3
- p – anel espaçador
- q – rolamento cônico
- r – porca trava
- s – rolamento cônico



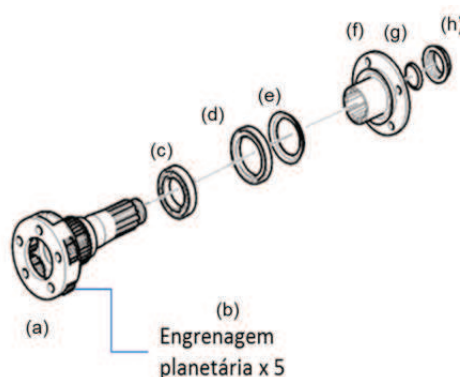
Fonte: Adaptado de Manual Volvo de Concessionárias, 2015

3.2.3 Eixo de saída

O eixo de saída é composto pelo flange de interface com o eixo cardan e por uma montagem de cinco engrenagens cilíndricas helicoidais deslizantes denominadas “engrenagens planetárias”. Sua montagem, representada em uma vista explodida pela figura 9, proporciona a opção de realizar uma grande redução extra na razão de transmissão final do câmbio, o que gera um alto torque em sua saída. Esse tipo de solução técnica permite que câmbios de veículos do segmento pesado possam rodar a baixas velocidades de saída e transportar cargas pesadas.

Figura 9 – Eixo de saída – vista explodida

- a – eixo de saída
- b – engrenagem planetária
- c – rolamento de esferas
- d – retentor
- e – proteção de borracha
- f – flange de saída
- g – anel de borracha
- h – porca trava

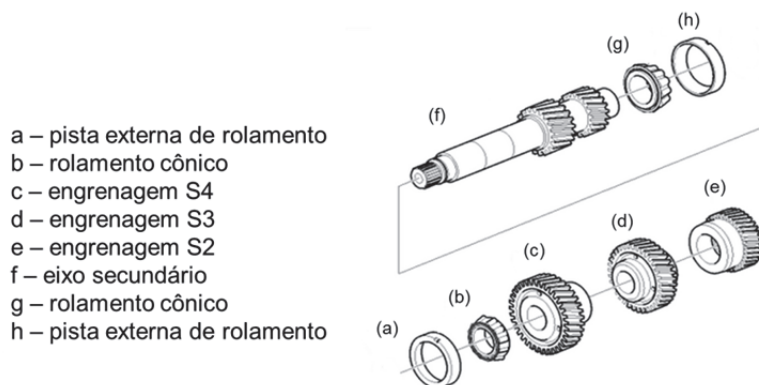


Fonte: Adaptado de Manual Volvo de Concessionárias, 2015

3.2.4 Eixo secundário

O eixo secundário é composto por cinco engrenagens cilíndricas helicoidais fixas. Esse eixo fica em contato com os eixos de entrada e principal e é montado sobre dois mancais de rolamentos cônicos, como representado pela figura 10, em vista explodida.

Figura 10 – Eixo secundário – vista explodida

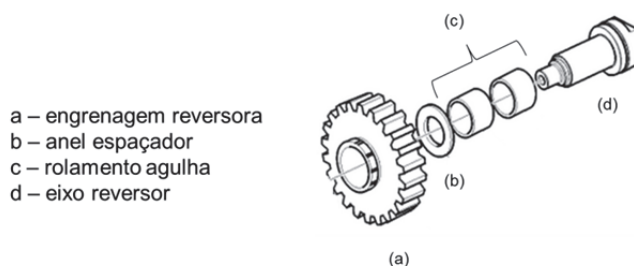


Fonte: Adaptado de Manual Volvo de Concessionárias, 2015

3.2.5 Eixo reversor

O eixo reversor é composto de apenas uma engrenagem cilíndrica helicoidal deslizante, como representado pela figura 11. A engrenagem montada sobre esse eixo fica em contato com os eixos secundário e principal e tem por função inverter o sentido de rotação da engrenagem da ré, montada sobre o eixo principal. Por não ter nenhuma outra função, o eixo reversor é montado através de um mecanismo de prensagem que o trava na carcaça principal.

Figura 11 – Eixo reversor – vista explodida



Fonte: Adaptado de Manual Volvo de Concessionárias, 2015

3.2.6 Mecanismos de sincronização

A caixa de câmbio utilizada no experimento utiliza-se de dois mecanismos de sincronização distintos, quais sejam: i) cone de fricção associado à luva de engate e ii) freio do eixo secundário.

O primeiro mecanismo é utilizado em marchas que demandam acoplamento da engrenagem do eixo de entrada bem como em marchas em que o grupo redutor deve ser acionado.

Esse tipo de mecanismo é composto, basicamente, por duas peças de fricção de perfil cônico que giram solidárias à engrenagem. No momento em que o garfo de seleção de marchas é acionado, empurra a luva de engate deslizante sobre essas duas peças que, em contato, sofrem a ação do atrito e diminua a velocidade angular da engrenagem. No momento em que as velocidades angulares da engrenagem e da luva de engate se igualam, o perfil usinado dos dentes dessa permite que o acoplamento se dê e a marcha seja engatada a contento.

O segundo mecanismo se dá através da interação do controle eletrônico do câmbio. Um freio de discos de fricção de acionamento pneumático é montado sobre o eixo secundário. Sendo a velocidade angular do câmbio monitorada por sua central eletrônica, o algoritmo de sincronização executa o acionamento desse freio a fim de sincronizar as velocidades angulares das engrenagens e das luvas de engate do eixo principal, permitindo assim um engate de marchas suave e sem ruídos.

4. ANÁLISE DE ESPECTRO DE ORDEM SUPERIOR

Normalmente, um processo aleatório de média nula pode ser descrito via sua função de autocorrelação ou, equivalentemente, pelo seu espectro de potência (COLLIS *et al.*, 1998). Todavia, essas medições não apresentam informações suficientes para descrever completamente um processo qualquer. Apresenta-se, como exemplo dessa afirmação, a comparação entre dois processos relativamente comuns e distintos entre si no domínio do tempo, quais sejam: i) ruído branco uniforme e ii) sinal com distribuição Gaussiana. Muito embora os dois processos apresentem diferenças significativas no domínio do tempo, ambos possuem as mesmas características espectrais e, portanto, a mesma estrutura de correlação. Nesse caso, nota-se que as chamadas caracterizações de segunda-ordem não possuem habilidade de descrever todas as informações de um sinal. Uma alternativa para resolver esse tipo de problema passa pela extensão do conceito de autocorrelação e espectro de potência para ordens mais altas, conjunto de métodos conhecidos coletivamente como espectro de ordem superior (HOS, do inglês, *High Order Spectra*) (COLLIS *et al.*, 1998).

Análises de espectros de ordem superior tem sido amplamente utilizadas como meios de diagnóstico de falha através de vibrações. Sawalhi *et al.* (2007) estudaram o diagnóstico de rolamentos utilizando entropia mínima associada à curtose espectral. Montero & Medina (2008) também estudaram a aplicação teórica de biespectro nas frequências geradas pelos elementos girantes de rolamentos. Combet & Gelman (2009) estudaram a otimização de filtragem de sinais de vibração gerados por pares engrenados baseado em curtose espectral, procurando identificar falhas precoces nesses elementos. Guoji *et al.* (2014) desenvolveu análises experimental e teórica de sinais de vibração de pares engrenados utilizando-se biespectro. Dong *et al.* (2015) utilizaram biespectro para análise de frequências geradas por rolamentos.

4.1 MOMENTOS ESTATÍSTICOS

Segundo COLLIS *et al.* (1998), o espectro de potência é uma decomposição da potência do sinal, definido como o valor médio quadrado do

signal de um processo aleatório de média nula. Analogamente, nos espectros de ordem superior, esse conceito pode ser expandido e generalizado, considerando-se produtos de ordem superior do sinal. Define-se o j -ésimo momento μ_j de um sinal $x(t)$ como:

$$\mu_j = E[x^j(t)] \quad (7)$$

onde $E [.]$ representa a esperança matemática. Usualmente, os momentos são definidos ao redor da média, contudo, uma vez assumido que os processos apresentam média nula, os momentos em torno da média e da origem passam a ser idênticos (COLLIS *et al.*, 1998).

Assim, para cada valor de j , apresentam-se momentos distintos que descrevem algumas características do sinal avaliado. O primeiro momento ($j=1$) é definido como a média (tomada como nula). O segundo momento ($j=2$) define a variância do sinal, ou seja, a distribuição dos dados que compõem o sinal ao redor da sua média. O terceiro momento ($j=3$) quantifica a simetria da sua distribuição de probabilidade. Processos com distribuição simétrica, como a Gaussiana, apresentam μ_3 nulo. Já o quarto momento estatístico quantifica o grau de achatamento dessa distribuição. Essa medida apresenta-se, usualmente, após a sua normalização, como:

$$k = \frac{\mu_4}{\mu_2^2} \quad (8)$$

O parâmetro k , denominado curtose, é uma medida de dispersão que caracteriza o pico ou achatamento da curva de distribuição de probabilidade de um processo. Para processos com distribuição normal, ou Gaussiana, o valor da curtose é três, definindo o processo como mesocúrtico. Valores superiores a três caracterizam função de distribuição de probabilidade mais afunilada ou leptocúrticas. Por fim, valores menores do que três caracterizam distribuições mais planas ou achatadas, denominadas como platicúrticas (CASELLA & BERGER, 2010).

4.2 BIESPECTRO

A motivação da utilização de análises de espectro de ordem superior pode ser dividida em três grandes áreas de interesse, quais sejam: i) extrair de informações devido a não normalidades apresentadas pelo sinal analisado, ii) estimar informações de fase entre os componentes não-Gaussianos do sinal e, finalmente, iii) detectar e caracterizar as propriedades não-lineares de mecanismo que gera séries temporais via relação de fase dos seus componentes harmônicos (NIKIAS & RAGHUVeer, 1987).

Segundo Rivola e White (1998), grande parte das técnicas de processamento de sinais é baseada nas propriedades de segunda ordem, como o espectro de potência, a variância e a função de autocorrelação, pois suas mensurações são de simples implementação. Contudo, muitos sinais reais apresentam informações que não são visíveis a esse tipo de análise, como medidas sísmicas, sinais caóticos e sinais de vibração para diagnóstico de elementos girantes de equipamentos, como rolamentos e engrenagens. Desse modo, as análises espectrais de ordem superior mostram-se como de grande importância para uma série de fenômenos estudados. Dentre as diversas técnicas, a análise espectral de terceira ordem, também conhecida como análise biespectral, tem demonstrado grande aplicabilidade na obtenção de informações de sinais em diversos campos diferentes, como análise vibracional, acústica submarina e processamento de fala (RIVOLA & WHITE, 1998).

A análise biespectral é uma técnica de processamento de sinais avançada que quantifica não linearidades quadráticas e desvios da normalidade. Seu funcionamento se dá pela quantificação das interações entre os diversos componentes do sinal analisado (SIGL & CHAMOUN, 1994). Esse tipo de análise provê informações complementares ao espectro de potência, que possui certa limitação no estudo de vibrações onde não linearidades estão presentes (RIVOLA & WHITE, 1998).

Para que o valor do biespectro seja determinado, o sinal original $x(f)$ deve ser dividido, inicialmente, em L intervalos regulares com média nula. A transformada de Fourier deve então ser aplicada em cada um dos L

segmentos, para que o biespectro seja calculado como (RIVOLA & WHITE, 1998):

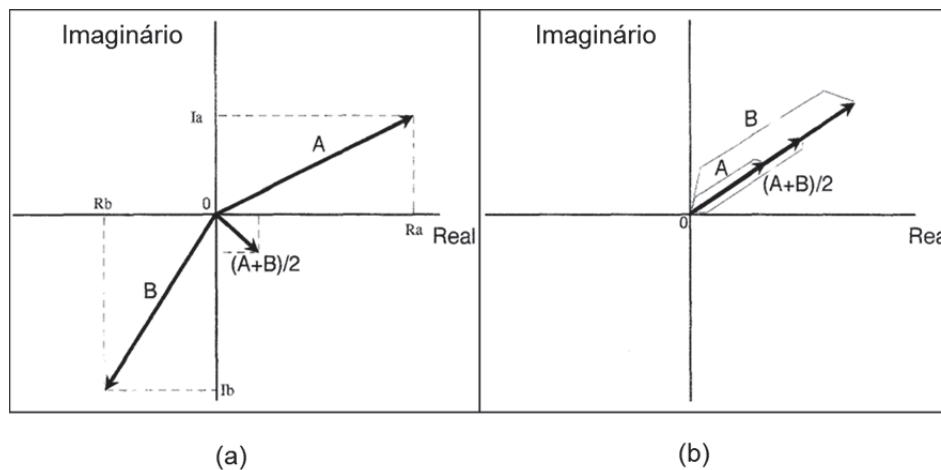
$$B(f_1, f_2) \approx \sum_{i=1}^L X_i(f_1)X_i(f_2)X_i^*(f_1+f_2) \quad (9)$$

onde X_i representa a transformada de Fourier do i -ésimo intervalo e X_i^* representa o complexo conjugado de X_i . O valor do biespectro é representado por um número complexo e é função de duas frequências independentes f_1 e f_2 . Além disso, não é necessário computar $B(f_1, f_2)$ para todos os pares de (f_1, f_2) em virtude das diversas simetrias no plano de frequências (RIVOLA, WHITE, 1998).

É impossível dizer, a partir da análise de apenas um intervalo, se o sinal $x(f)$ apresenta ou não interações. Desse modo, é necessário realizar a análise em um número grande de intervalos para identificar se as relações de fase entre os pares de frequências são ou não aleatórias (SIGL & CHAMOUN, 1994). Para o caso de um sinal composto apenas por sinais fundamentais independentes entre si, o produto triplo apresentado na equação (9) gerará componentes de mesma frequência, mas com ângulos de fase aleatórios que tendem a se anular. Já se as componentes do sinal tiverem ângulos de fase não aleatórios (ou acoplados), a tendência é que o valor do biespectro do par de frequências seja diferente de zero (SIGL & CHAMOUN, 1994).

Para uma visualização mais clara, uma representação de vetores no plano real-imaginário se faz necessária. Na figura 12 (a), observa-se a presença de dois vetores de magnitude similar, mas com ângulos de fase diferentes. Nota-se que o vetor médio resultante é de magnitude bastante inferior quando comparados aos vetores originais. Expandindo esse conceito, no caso de um grande número de vetores de magnitude similar, mas com ângulos de fase aleatórios, a tendência é que o vetor médio resultante tenda a ser um vetor nulo. Por outro lado, na figura 12 (b), apresenta-se o caso de dois vetores com ângulos de fase similar. Nesse caso, nota-se que o vetor médio resultante não tende à nulidade, como no caso anterior (SIGL & CHAMOUN, 1994).

Figura 12 – Diferenças entre acoplamentos de fase entre vetores: (a) ângulo de fase aleatório; (b) ângulo de fase idêntico



Fonte: Sigl & Chamoun, 1994

Da mesma forma, na ausência de acoplamento de fase entre o par de frequências f_1 e f_2 , o valor do biespectro, $B(f_1, f_2)$, tenderá a zero, pois o somatório da equação (9) tenderá a zero (NIKIAS & RAGHUVÉER, 1987). Por outro lado, um pico na medição do biespectro quantificará o grau de acoplamento entre as três frequências avaliadas, f_1 , f_2 e f_1+f_2 .

4.3 BICOERÊNCIA

Em muitos casos, o valor do biespectro não é diretamente utilizado para análises, tomando o seu lugar sua versão normalizada, também conhecida como bicoerência, que é definida da seguinte forma:

$$b^2(f_1, f_2) = \frac{|\sum_{i=1}^L X_i(f_1)X_i(f_2)X_i^*(f_1+f_2)|^2}{\sum_{i=1}^L |X_i(f_1)X_i(f_2)|^2 \sum_{i=1}^L |X_i(f_1+f_2)|^2} \quad (10)$$

A normalização do biespectro através da equação (10) permite que a variância desse parâmetro não sofra alteração a longo de todo o plano de frequências. Uma característica importante oferecida pela bicoerência é que seu valor está restrito ao intervalo de 0 a 1 (FACKRELL *et al.*, 1995), onde 0 representa a ausência completa de acoplamento de fase entre o par f_1 e f_2 e 1 representa o acoplamento de fase completo entre o par f_1 e f_2 .

5. WAVELET

As transformações matemáticas são ferramentas que permitem a transposição de um sinal de um domínio para outro. Esse tipo de mecanismo é de grande importância na análise de sinais, pois oportuniza a extração de informações diferentes ao evidenciar algumas propriedades relevantes do sinal.

Atualmente, dispõe-se de um grande número de métodos de transformação matemática de sinais, cada qual com seu objetivo de extração de informação específico. Dentre os diversos métodos, a transformada de Fourier figura como uma das mais populares ferramentas desse tipo. Essa transformada utiliza funções base harmônica (seno e cosseno) para reconstruir um sinal. Apesar de muito utilizada, a transformada de Fourier apresenta algumas limitações, supridas por técnicas mais avançadas como a transformada Wavelet.

5.1 TRANSFORMADA DE FOURIER

Descoberta ainda no século XIX pelo matemático Joseph Fourier, que demonstrou que qualquer função periódica pode ser reescrita como uma combinação de funções exponenciais complexas e periódicas, a transformada de Fourier tem ampla aplicação no processamento de sinais.

Nesse tipo de transformada, um sinal, originalmente representado no domínio do tempo, é decomposto e rerepresentado no domínio da frequência através da expansão do sinal periódico em uma soma de funções harmônicas (seno e cosseno) de duração infinita. Já a transformada inversa de Fourier traz um sinal apresentado originalmente no domínio da frequência em um sinal no domínio do tempo (GONZALEZ & WOODS, 1992).

Seja $x(t)$ uma função contínua de variável real t , a transformada de Fourier de $x(t)$, denotada por $T\{x(t)\}$, é definida por (GONZALEZ & WOODS 1992):

$$T\{x(t)\} = X(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \cdot e^{-j2\pi ft} dt \quad (11)$$

ou seja, um produto interno do sinal $x(t)$ por um conjunto de exponenciais complexas que constituem uma base ortonormal. Na equação acima, t representa o tempo, f a frequência e j o operador complexo $\sqrt{-1}$.

Como descrito anteriormente, o a transformada inversa, de $X(f)$ para $x(t)$ pode ser realizada através da equação:

$$T^{-1}\{X(f)\} = x(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} X(f) \cdot e^{j2\pi ft} df \quad (12)$$

As condições para que a transformada e a sua inversa sejam possíveis são que $x(t)$ seja contínua e integrável e que $X(f)$ seja integrável.

Para um intervalo de tempo finito, é possível descrever uma representação alternativa da mesma ferramenta, também conhecida como Transformada Discreta de Fourier (do inglês, *Discret Fourier Transform* ou DFT), muito importante haja vista sua possibilidade de implementação computacional. A DFT de um sinal discreto, $x(t)$, pode ser expressa como (REDA TAHA *et al.*, 2006):

$$X(w) = \sum_{n=-\infty}^{+\infty} x(t)e^{-i\omega n} \quad (13)$$

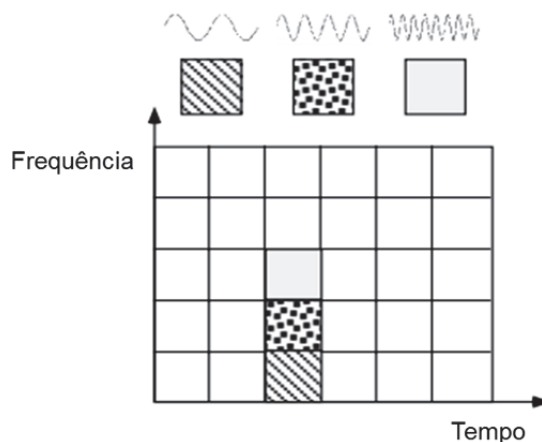
Segundo Reda Taha *et al.* (2006), muito embora a transformada de Fourier funcione muito bem para análise de sinais em que não exista variação de frequência ao longo do tempo, também conhecidos como sinais estacionários, o mesmo não ocorre para sinais não estacionários, ou transientes. O princípio da incerteza de Heisenberg define que é impossível obter-se informações exatas nos domínios da frequência e do tempo simultaneamente. Em outras palavras, é impossível obter-se alta resolução nos domínios da frequência e do tempo simultaneamente. Pode-se afirmar que nenhuma informação de frequência pode ser obtida em um sinal no domínio do tempo e, da mesma forma, nenhuma informação de tempo pode ser obtida no domínio da frequência.

Para minimizar esse problema, a técnica chamada Transformada de Fourier de Curta Duração (do inglês, *Short Time Fourier Transform* ou STFT) foi desenvolvida. Ela é uma variação da transformada de Fourier tradicional

utilizando-se janelas temporais de tamanho fixo e que são deslocadas ao longo de todo o sinal no domínio do tempo. Desse modo, é possível determinar quais são as frequências atuantes em um determinado intervalo de tempo, oferecendo, assim, alguma informação nos domínios do tempo e da frequência (GRAPS, 1995).

Muito embora a STFT possa trazer alguma informação no domínio da frequência e do tempo simultaneamente, a sua limitação se faz presente no fato de a janela temporal ser de tamanho fixo. Para a observação de frequências mais baixas, necessita-se de intervalos grandes de tempo. Do mesmo modo, para frequências mais altas, intervalos menores de tempo são necessários. Trabalhando-se com uma janela de tamanho fixo, não é possível adaptar-se às melhores condições para faixas mais altas e mais baixas de frequência no espectro presente no sinal analisado, como se pode identificar na figura 13 (GRAPS, 1995).

Figura 13 – Representação do sinal tempo x frequência em uma STFT



Fonte: Graps, 1995

A fim de eliminar essa limitação, introduz-se o conceito de transformada Wavelet.

5.2 TRANSFORMADA WAVELET

Diferentemente da STFT, que permite análises nos domínios do tempo e da frequência, a transformada Wavelet permite a decomposição em componentes bem localizados em tempo (via translação) e escala (via dilatação/contração), introduzindo assim a análise tempo-escala, que permite

detecção de informações locais em um sinal. Outra diferença fundamental entre a STFT e a transformada Wavelet está nas funções base. Para a STFT, apenas um conjunto de funções exponenciais pode ser utilizado enquanto que para transformada Wavelet, um conjunto infinito de funções bases pode ser utilizado (GRAPS, 1995).

A transformada wavelet contínua (CWT, do inglês, *continuous wavelet transform*) em $L^2(\mathbb{R})$ pode ser definida como (DAUBECHIES, 1988):

$$(W_f f)(a,b) = \int_{-\infty}^{\infty} f(t) \cdot \Psi_{a,b}^*(t) dt \quad (14)$$

onde $W_f f$ representa a CWT de uma função $f(t)$, $\Psi_{a,b}$ a função wavelet e $\Psi_{a,b}^*$, o seu complexo conjugado.

As funções wavelets ($\Psi_{a,b}$) são geradas a partir de uma única função $\Psi(t)$, denominada wavelet mãe (ou wavelet básica), através de operações de dilatação e translação definidas como (DAUBECHIES, 1988):

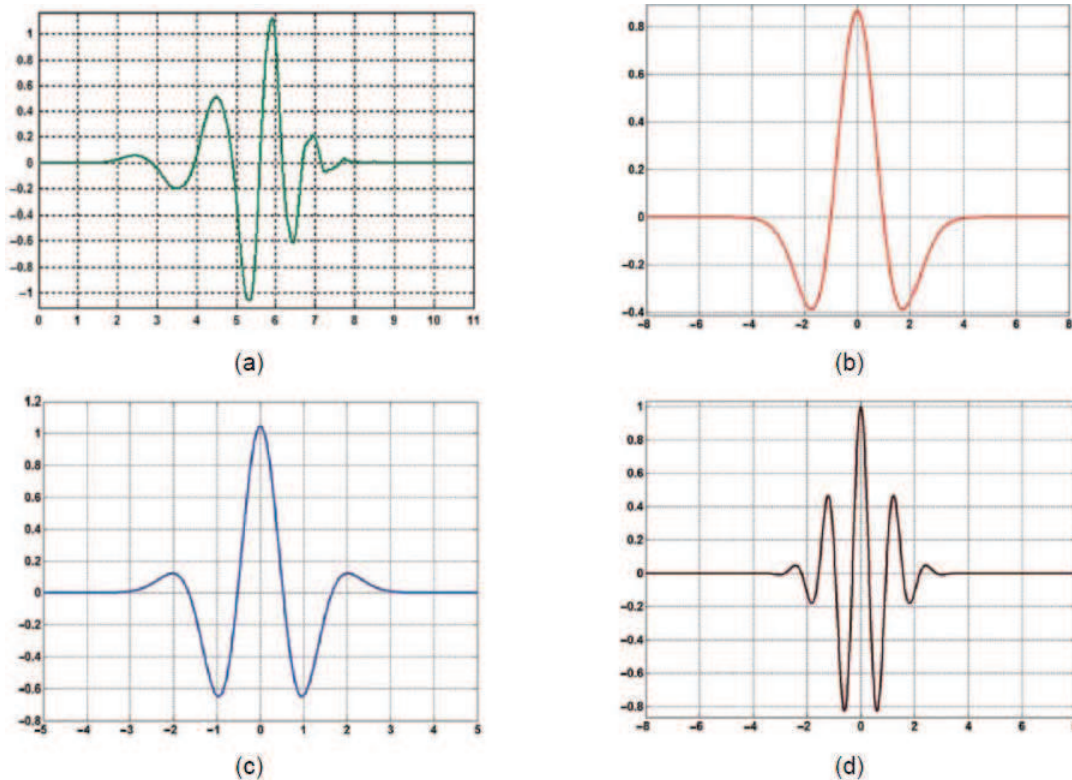
$$\Psi_{a,b}(t) = \left| \frac{1}{\sqrt{a}} \right| \cdot \Psi\left(\frac{t-b}{a}\right) \quad (15)$$

onde $a, b \in \mathbb{R}$, $a \neq 0$, o parâmetro b representa deslocamento no tempo/espço e a o fator de escala ($a > 0$ representa dilatação enquanto $a < 0$ contração de $\Psi(t)$). Ainda, o fator de multiplicação $a^{1/2}$ atua como normalizador da energia em diferentes escalas. Além disso, $\Psi \in L^2(\mathbb{R})$ deve satisfazer a seguinte condição (DAUBECHIES, 1988):

$$\int_{-\infty}^{\infty} \Psi(t) dt = 0 \quad (16)$$

O termo *wavelet* significa “*onde pequena*”. A referência ao seu tamanho refere-se à característica finita do comprimento da função de janela, que tem característica oscilatória. Denomina-se “mãe” ou “básica”, pois as funções de diferentes regiões derivam-se de uma única função principal, a *wavelet mãe*. Pode-se considerar a *wavelet* mãe como um modelo de geração de diversas outras funções de janela. De modo a ilustrar alguns formatos de *wavelet* mãe existentes e utilizados na literatura, apresenta-se a figura 14 (REDA TAHA *et al.*, 2006).

Figura 14 – Exemplos de wavelets mãe: (a) Daubechies (db6); (b) Mexican Hat; (c) Gaussian e (d) Morlet



Fonte: Reda Taha *et al.*, 2006

5.3 TRANSFORMADA DISCRETA WAVELET

Diferentemente da transformada wavelet contínua, os parâmetros de dilatação e translação não variam continuamente na transformada discreta wavelet (TDW), mas discretamente. Em aplicações de análise de sinais, pode-se restringir os valores dos parâmetros a e b , anteriormente apresentados, aplicando-se um incremento $a_0 > 1$ e um passo de translação b_0 não nulo (DAUBECHIES, 1988). Desse modo, a família de wavelets de interesse passa a ser

$$\Psi_{j,k}(t) = \frac{1}{\sqrt{a_0^j}} \Psi\left(\frac{t - kb_0 a_0^j}{a_0^j}\right) \quad (17)$$

para $j, k \in \mathbb{Z}$. Nota-se que para que a condição acima seja possível

$$a = a_0^j \quad (18)$$

$$b = kb_0 a_0^j \quad (19)$$

indicando que o parâmetro de translação b depende da taxa de dilatação, a_0 , escolhida. Assim, caso opte-se por um valor alto de j , a função $\Psi_{j,0}$ torna-se bastante dilatada e, por consequência, o incremento de translação, $b_0 a_0^j$, adapta-se a essa grande largura.

Há uma série de estudos desenvolvidos que se utilizam das técnicas de transformadas wavelet para diagnose através de sinais de vibração. Wang e McFadden (1996) desenvolveram um método de análise de falhas em caixas de câmbio utilizando transformada wavelet. Fan & Zuo (2006) utilizaram transformadas wavelet e de Hilbert para identificação de falhas em câmbios. Vincenzo *et al.* (2008) desenvolveram um método de tratamento de ruído gerado por engrenagens utilizando os métodos de Fourier e Wavelet. Hou *et al.* (2010) desenvolveram um método de identificação de falhas em rolamentos utilizando transformada wavelet.

6. MORFOLOGIA MATEMÁTICA

O presente capítulo procura explorar aspectos relacionados à teoria de morfologia matemática inicialmente proposta por Serra (1982) para a análise e tratamento de imagens e, depois, expandido para o tratamento de sinais unidimensionais. Após a apresentação dos conceitos básicos relacionados à teoria, a análise multi-escalar será apresentada, bem como o elemento estruturante proposto, denominado *double dot*.

6.1 MORFOLOGIA MATEMÁTICA

O estudo morfológico concentra-se na estrutura geométrica de elementos. Muito embora o desenvolvimento de trabalhos relacionados à morfologia digital seja bastante recente, haja vista a necessidade da utilização de computadores digitais para desenvolvimento de tais trabalhos, o seu embasamento matemático está arraigado em teoria dos conjuntos, tema amplamente estudado há muito tempo por matemáticos do mundo todo.

Morfologia matemática foi um princípio introduzido como um método de processamento de imagens binárias por Jean Serra em 1982. O conceito básico de processamento de sinal morfológico reside na modificação do formato do sinal através da sua interação com outro elemento compacto e de formato mais simples e conhecido, chamado de elemento estruturante (NIKOLAOU & ANTONIADIS, 2002).

Muito embora tenha sido originalmente concebido como um conjunto de ferramentas matemáticas para o tratamento e análise de imagens, a morfologia matemática tem sido amplamente utilizada em sinais unidimensionais no domínio do tempo. As operações básicas da morfologia matemática são a erosão, a dilatação, a abertura e o fechamento (ZHANG, 2008), as quais serão definidas a seguir.

Seja $f(n)$ a representação de um sinal unidimensional no domínio $F=(0,1,2,\dots, N-1)$ e seja $g(m)$ o elemento estruturante, função discreta no domínio $G=(0,1,2,\dots,M-1)$, define-se erosão de f por g e a dilatação de f por g como (NIKOLAOU & ANTONIADIS, 2002):

$$(f \ominus g) = \min[f(n+m) - g(m)], \quad m \in 0, 1, 2, \dots, M-1 \quad (20)$$

$$(f \oplus g) = \max[f(n-m) + g(m)], \quad m \in 0, 1, 2, \dots, M-1 \quad (21)$$

onde \ominus e \oplus são os operadores matemáticos que representam as operações de erosão e dilatação respectivamente.

Como um desenvolvimento posterior ao apresentado pelas equações (20) e (21), define-se abertura e fechamento de f pelo elemento estruturante g como (NIKOLAOU & ANTONIADIS, 2002)

$$(f \circ g) = (f \ominus g \oplus g)(n) \quad (22)$$

$$(f \bullet g) = (f \oplus g \ominus g)(n) \quad (23)$$

onde \circ e \bullet são os operadores matemáticos que representam as operações de abertura e fechamento, respectivamente.

Cada uma das quatro operações básicas apresenta uma característica básica quanto ao seu efeito sobre o sinal tratado. Em termos gerais, pode-se afirmar que a operação de erosão tende a reduzir picos positivos e suavizar os negativos. A operação de dilatação pode, por sua vez, fazer o oposto, ou seja, suavizar picos positivos e reduzir picos negativos. As funções de abertura e fechamento podem reduzir picos positivos e negativos, respectivamente (CHEN *et al.*, 2013). Como forma de resumo, a Tabela 5 apresenta as principais características de cada operador básico da morfologia matemática.

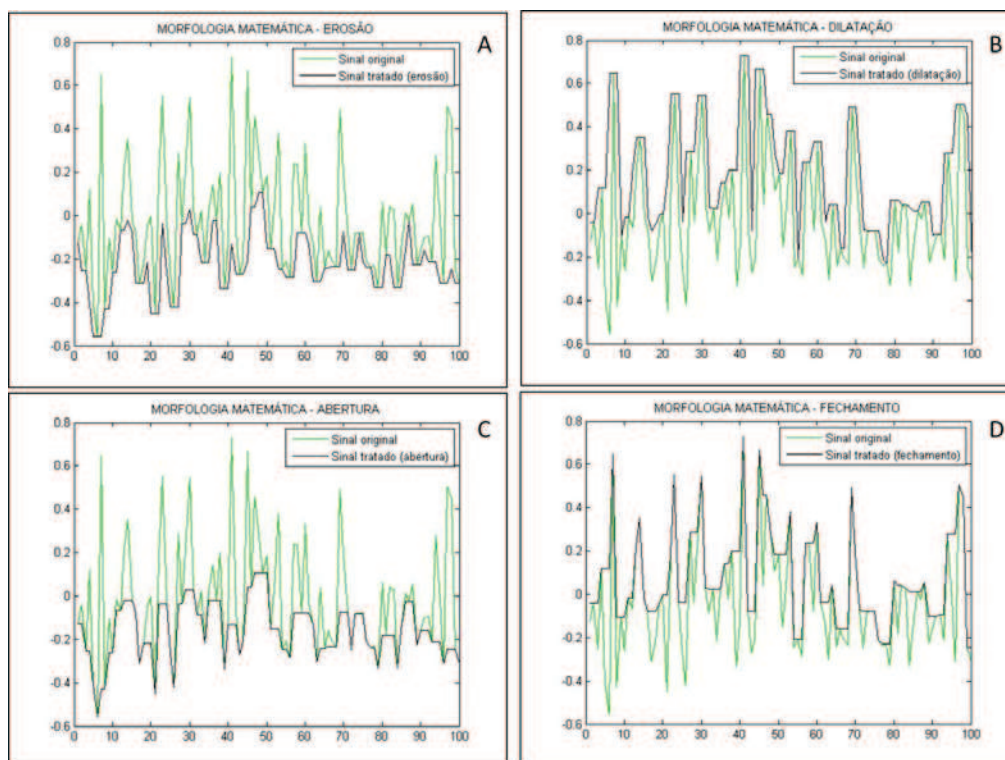
Tabela 5 – Propriedades dos operadores básicos de morfologia matemática

Operador morfológico	Impulso Negativo	Impulso Positivo
Erosão	Atenua	Reduz
Dilatação	Reduz	Atenua
Abertura	Preserva	Reduz
Fechamento	Reduz	Preserva

Fonte: Chen *et al.*, 2013

Na figura 15 ilustra-se o efeito de cada uma das quatro operações básicas sobre um sinal fictício, f_n .

Figura 15 – Efeito dos operadores (A) erosão; (B) dilatação; (C) abertura; (D) fechamento sobre um sinal fictício f_n



Fonte: Autor, 2014

Segundo Dong *et al.* (2011), pode-se concluir que as operações de abertura e fechamento podem ser utilizadas na detecção de pulsos negativos e positivos, respectivamente, ou seja, são operações interessantes para a análise de sinais de vibração com características impulsivas.

6.2 ELEMENTOS ESTRUTURANTES

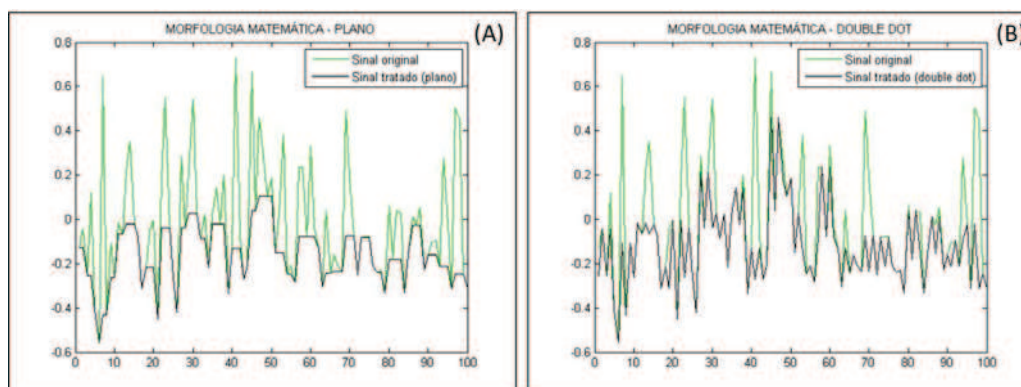
Serra (1982) demonstrou em seus trabalhos que a definição dos parâmetros que caracterizam o elemento estruturante utilizado nas operações impactam diretamente o resultado do tratamento do sinal via morfologia matemática. Muito embora não exista um conjunto de regras pré-definidas para a seleção desses parâmetros, normalmente os elementos estruturantes são compactos e possuem um formato baseado no sinal tratado, ainda que mais simples. Nikolaou & Antoniadis (2003), por exemplo, propuseram a utilização de um elemento plano para a extração de elementos impulsivos de um sinal, o que contribuiu para a simplicidade e baixo comprometimento da capacidade de processamento computacional. O modelo mais simples desse tipo de elemento

pode ser representado por $\{0\ 0\ 0\}$, podendo-se variar apenas o seu comprimento (quantidade de elementos). Esse tipo de elemento, quanto mais longo, melhor se caracteriza como um filtro do tipo passa-baixa sobre o sinal tratado.

Chen *et al.* (2013) propôs um novo modelo de elemento estruturante que consegue analisar com maior precisão as características impulsivas do sinal unidimensional tratado. Esse elemento foi definido como “*double dot*”, e possui o primeiro e o último elemento iguais a 1, enquanto o restante dos elementos iguais a zero. Sua forma mais simples é representada como $\{1\ 0\ 1\}$. Esse tipo de elemento foi proposto pois o elemento estruturante deve ter um formato similar ao do sinal tratado, ainda que simplificado. Como o sinal de um rolamento danificado apresenta característica impulsiva, da mesma forma o elemento estruturante deveria apresentá-la (CHEN *et al.*, 2013).

Para ilustrar o efeito da variação do elemento estruturante, a figura 16 apresenta duas operações de abertura do mesmo sinal fictício utilizando-se dois elementos estruturantes do mesmo tamanho, mas de formatos diferentes, plano e *double dot*.

Figura 16 – Efeito da variação do formato dos elementos estruturantes de mesmo tamanho em um sinal fictício. (A) plano $\{000\}$; (B) *double dot* $\{101\}$



Fonte: Autor, 2014

Nota-se que, por conter características impulsivas em seus dois termos dos extremos, o elemento *double dot* apresenta um potencial de extração de informação maior quando comparado ao elemento estruturante plano de mesmo tamanho.

6.3 MORFOLOGIA MATEMÁTICA MULTIESCALAR

Morfologia matemática multiescalar refere-se à análise tradicional de morfologia matemática utilizando-se diversos elementos estruturantes de escalar diferentes. Nesse tipo de análise, as regras para definição do elemento estruturante e a variação sofrida a cada iteração devem ser definidas previamente (CHEN *et al.*, 2013).

As funções de abertura e fechamento multiescalar, podem ser definidas, respectivamente, pelas equações (24) e (25).

$$f \circ g_n = (f \ominus g_n) \oplus g_n \quad (24)$$

$$f \circ g_n = (f \oplus g_n) \ominus g_n \quad (25)$$

onde n é um número inteiro que define a escala e g_n define o elemento estruturante na escala n (MARAGOS, 1989).

A Tabela 6 apresenta a comparação de variação escalar dos elementos estruturantes plano e *double dot*.

Tabela 6 – Variação escalar de dois modelos de elementos estruturantes

Elemento Estruturante		
Escala	Plano	Double dot
1	{0 0 0}	{1 0 1}
2	{0 0 0 0}	{1 0 0 1}
3	{0 0 0 0 0}	{1 0 0 0 1}
4	{0 0 0 0 0 0}	{1 0 0 0 0 1}
N	{0 0 ... 0 0}	{1 0 ... 0 1}

Fonte: Chen *et al.*, 2013

6.3.1 Extração de características via morfologia matemática

Um meio de quantificação dos resultados obtidos através das quatro operações básicas de morfologia matemática, bem como de suas combinações reside no índice chamado espectro padrão (do inglês, *pattern spectrum*), PS_f , definido por Maragos (1989) como:

$$PS_f(\gamma, g) = -\frac{dA(f \circ g)}{d\gamma} \quad (26)$$

onde γ é a escala, $A(f\gamma g)$ é uma medida do conteúdo do padrão de f relativo ao padrão γg e $A(f)$ é a área finita sob f .

Um espectro do formato de f pode ser obtido variando-se γ e o formato do elemento estruturante g . Em processamento de sinais unidimensionais, o espectro padrão discreto pode ser obtido através de (CHEN *et al.*, 2013)

$$PS_f(\gamma, g) = A[f\gamma g - f_0(\gamma + 1)g] \quad (27)$$

onde $A(f) = \sum_n f(n)$.

Em sinais unidimensionais, o espectro padrão é obtido através de informações entre cada escala, passando-se por todas as escalas utilizadas. Segundo Maragos (1989), as propriedades do espectro padrão são grandemente influenciadas pela escolha do formato do elemento estruturante. O espectro padrão demonstra de modo quantificável o efeito de determinada operação morfológica em todas as escalas.

Em seu trabalho, Sun *et al.* (2012) propuseram um método de correlação de espectros padrões a fim de quantificar a similaridade entre diferentes sinais tratados morfológicamente. Desse modo, segundo o método desenvolvido, se os dois espectros forem completamente diferentes, o índice será nulo. Por outro lado, quanto mais similar apresentem-se os dois espectros, mais próximo à um ele será. O coeficiente, ρ , é definido como

$$\rho = \frac{\text{Cov}[P_1, P_2]}{\sqrt{\text{Var}[P_1]\text{Var}[P_2]}} \quad (28)$$

onde P_1 e P_2 representam dois espectros padrões distintos, $\text{Cov}[P_1, P_2]$ a covariância entre dois espectros distintos e $\text{Var}[P]$, a variância do espectro P .

Técnicas baseadas em morfologia matemática têm sido utilizadas no desenvolvimento de métodos de extração de dados de sinais complexos. Zhang *et al.* (2008) utiliza morfologia matemática multi-escalar nesse tipo de atividade. Hao & Chu (2009) utilizaram transformada wavelet estacionária associada à morfologia matemática para identificação de falhas em rolamentos. Han *et al.* (2009) utilizou técnicas de espectro padrão morfológico para extração de características de sinais gerados via eletroencefalogramas. Li & Xiao (2012) desenvolveram um método de análise de falhas baseado em filtros

morfológicos adaptativos unidimensionais. Raj & Murali (2013) desenvolveram um método de identificação de falhas em rolamentos utilizando-se operadores morfológicos e inferência baseada em lógica dispersa, onde além dos tradicionais verdadeiro e falso propostos pela lógica booleana, admitem-se valores intermediários entre esses dois extremos. Chen *et al.* (2014) utilizou morfologia matemática associada a um elemento estruturante triangular para diagnosticar falhas em rolamentos.

7. METODOLOGIA EXPERIMENTAL

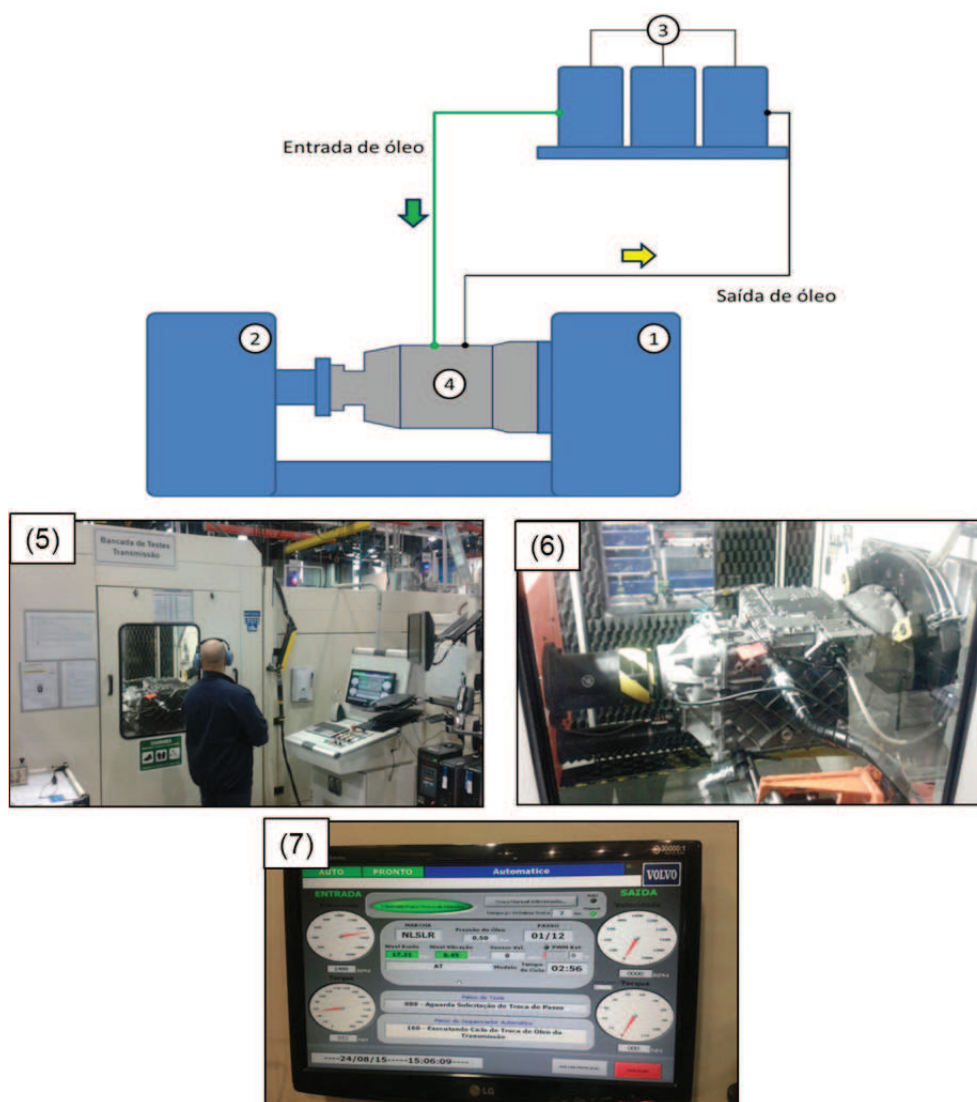
Uma parte importante do trabalho se dá na definição e execução do procedimento de caracterização vibracional das caixas de câmbio testadas, bem como dos câmbios com os modos de falha estudados em ciclo de teste específico. O presente capítulo apresenta os equipamentos utilizados para a realização do experimento, bem como detalhes referentes à metodologia experimental de medição dos dados utilizados no trabalho. Inicialmente, a bancada de testes e seu esquema de funcionamento serão descritos. Por fim, todo o ferramental utilizado no processo de medição dos sinais de vibração e o procedimento executado serão demonstrados.

7.1 BANCADA DE TESTES

A bancada de testes é um equipamento que tem por objetivo realizar a simulação do regime de funcionamento do câmbio. Essa bancada é composta de dois motores elétricos marca Siemens, modelo 1PH7184-2NF00-0AA0 de 51 kW e rotação de trabalho de até 1500 rpm. O motor dianteiro acopla-se ao eixo de entrada do câmbio e, quando em regime de funcionamento, traciona todo o conjunto da caixa, simulando a ação do motor do veículo. O motor traseiro, por sua vez, é acoplado no flange de saída do câmbio e atua como um freio, aplicando torque constante de 200 N.m no sentido contrário ao giro. Essa aplicação tem objetivo de simular pequenas cargas no conjunto do câmbio, o que amplifica a intensidade dos níveis de vibração e ruído gerados pelos pares engrenados e rolamentos que compõem os câmbios.

Por ser uma bancada de testes que simula, ainda que parcialmente, as condições a que o câmbio é submetido quando no veículo, o abastecimento de óleo no câmbio se faz necessário durante o ciclo de testes. Dessa forma, agregado ao conjunto de motores, a bancada também possui um sistema hidráulico responsável pelo abastecimento, remoção e filtragem para reutilização do óleo do câmbio. A figura 17 apresenta uma representação esquemática da bancada, destacando seus principais componentes e subgrupos de funcionamento, bem como imagens reais dessa bancada.

Figura 17 – Representação da bancada de testes. (1) Motor elétrico dianteiro; (2) Motor elétrico traseiro; (3) Sistema de abastecimento e filtragem de óleo do câmbio; (4) Câmbio; (5) Operador posicionado ao lado da bancada; (6) Câmbio instalado na bancada; (7) Interface de teste do operador.



Fonte: Autor, 2014

O ciclo de teste completo é composto por dez etapas sequenciais definidas pelo fabricante do câmbio. Em cada etapa, uma marcha específica é engrenada e uma velocidade angular de entrada é aplicada. Após estabilização da velocidade de entrada, o motor traseiro aplica o torque contrário ao sentido de rotação para que a aquisição de dados seja iniciada. A Tabela 7 relaciona os passos do teste às marchas engrenadas e velocidades angulares de entrada aplicadas da bancada de testes.

Tabela 7 – Sequência de teste do banco utilizado

Passo de teste	Velocidade Angular (rpm)		Marcha Engrenada	
	Entrada	Saída	Sequencial	Código
1°	600	Zero	Neutro	NLSLR
2°	300	Zero	Neutro	NLSLR
3°	500	10	1° marcha ré	RLSLR
4°	1500	30	4° marcha	2HSLR
5°	1500	270	5° marcha	3LSLR
6°	1500	556	8° marcha	1HSHR
7°	300	50	5° marcha	3LSLR
8°	700	259	8° marcha	1HSHR
9°	1500	340	6° marcha	3HSLR
10°	1500	1178	11° marcha	3LSHR

Fonte: Autor, 2013.

7.2 DESCRIÇÃO DAS MEDIÇÕES

Foram medidos sinais de aceleração produzidos por caixas de câmbio ensaiadas no banco de teste. Todas as medições ocorreram em caixas com 16 litros de óleo à temperatura de 50° C (temperatura de serviço) e com aplicação de carga no flange de saída. O processo de medição de cada caixa de câmbio ocorreu em todos os passos de teste, seguindo a sequência apresentada pela Tabela 7, depois que a velocidade de entrada estava estabilizada e a carga no flange de saída aplicada.

7.2.1 Número de medições

Os câmbios automatizados dos veículos pesados utilizados no estudo compõem uma família de produtos que pouco se diferem entre si. Desse modo, optou-se por adotar um modelo básico de câmbio como o padrão de estudo.

Foram testados 10 câmbios aprovados pelo método subjetivo atualmente utilizado, bem como três caixas com falhas introduzidas propositalmente para fins de controle, comparação e validação inicial do método desenvolvido. A Tabela 8 detalha as informações das caixas reprovadas e seus modos de falha.

Tabela 8 – Caixas de câmbio monitoradas

Descrição	Quantidade	Comentários
Caixas aprovadas	10	Método de aprovação subjetivo utilizado pelo grupo de produção do câmbio
Câmbios reprovados - dente de engrenagem batido	1	Dente da engrenagem 3 batido
Câmbios reprovados - capa de rolamento riscado	1	Capa de rolamento traseiro riscado
Câmbios reprovados - capa de rolamento riscado	1	Capa de rolamento frontal riscado

Fonte: Autor, 2014

O método subjetivo utilizado para aprovação dos câmbios e criação do grupo de controle consiste na avaliação do ruído emitido pelo câmbio durante o ciclo de teste por um operador especialista. Com base em seu conhecimento, este compara o ruído emitido a um ruído padrão já conhecido e que descreve um câmbio em condições normais de funcionamento.

7.2.2 Aparato experimental

Os sinais de aceleração foram armazenados no domínio do tempo para que fossem tratados posteriormente. A medição ocorreu simultaneamente em cinco canais com taxa de aquisição de 4000 Hz por 10 s em cada passo do teste. Para a realização das medições, uma série de equipamentos foi necessária. A Tabela 9 detalha todos os equipamentos utilizados nessa atividade.

Tabela 9 – Equipamento utilizado na medição de aceleração dos câmbios

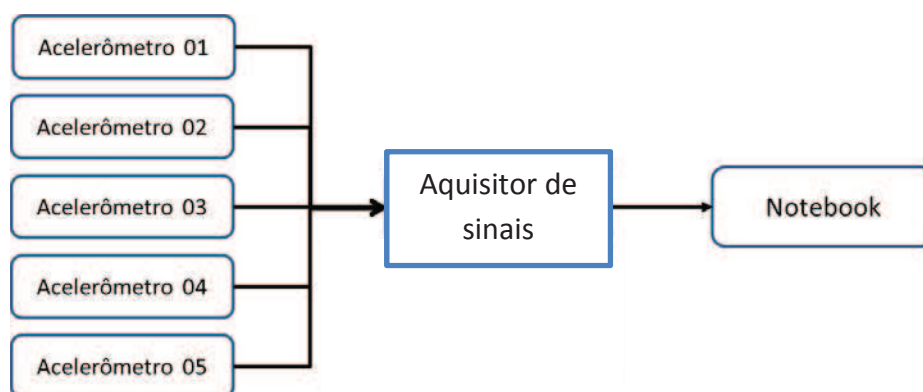
Equipamento	Marca	Modelo	Quantidade
Shaker	B&K	3506	1
Acelerômetro	Measurement Specialties	4610-050	5
Aquisitor de sinal	Spectra	Spectra 3000	1
Notebook	Dell	Latitude 6420	1
Cabos	-	-	5
Blocos de fixação de acelerômetro	-	-	5
Adesivo de cianoacrilato	3M	-	1
Parafusos de fixação	FG	M3	10

Fonte: Autor, 2014

O Anexo C apresenta detalhes do modelo de acelerômetro utilizado nesse trabalho.

A cadeia de medição está representada esquematicamente pela figura 18.

Figura 18 – Esquema da cadeia de medição do experimento

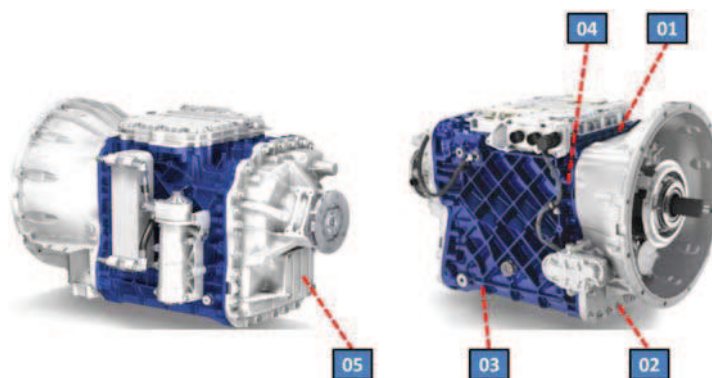


Fonte: Autor, 2014

7.2.3 Posicionamento dos acelerômetros

A medição ocorreu simultaneamente em cinco pontos distintos nos mancais do câmbio. A sua distribuição foi desenvolvida pensando-se em avaliar cada uma das três direções principais de medição, eixos x, y e z. Desse modo, os mancais do câmbio, principal trajeto de propagação das vibrações, foram instrumentados, conforme ilustra a figura 19.

Figura 19 – Localização da instalação dos acelerômetros no câmbio



Fonte: Autor, 2014

A distribuição dos sensores se deu da seguinte forma:

- i. O acelerômetro 01 mediu a aceleração no eixo z do mancal frontal superior;

- ii. O acelerômetro 02 mediu a aceleração no eixo z do mancal frontal inferior;
- iii. O acelerômetro 03 mediu a aceleração no eixo z do mancal traseiro inferior;
- iv. O acelerômetro 04 mediu a aceleração no eixo x em uma posição intermediária entre os mancais frontais;
- v. O acelerômetro 05 mediu a aceleração no eixo y no mancal traseiro inferior.

7.3 CARACTERIZAÇÃO DO CÂMBIO APROVADO PADRÃO

Conforme descrito no item 7.2.1, 10 câmbios aprovados pelo método subjetivo atualmente utilizado tiveram seus níveis de vibração avaliados. O objetivo dessa medição foi o de estabelecer um grupo de controle conhecido e que caracterizasse bem o comportamento vibracional de caixas tipicamente testadas e aprovadas no banco de testes.

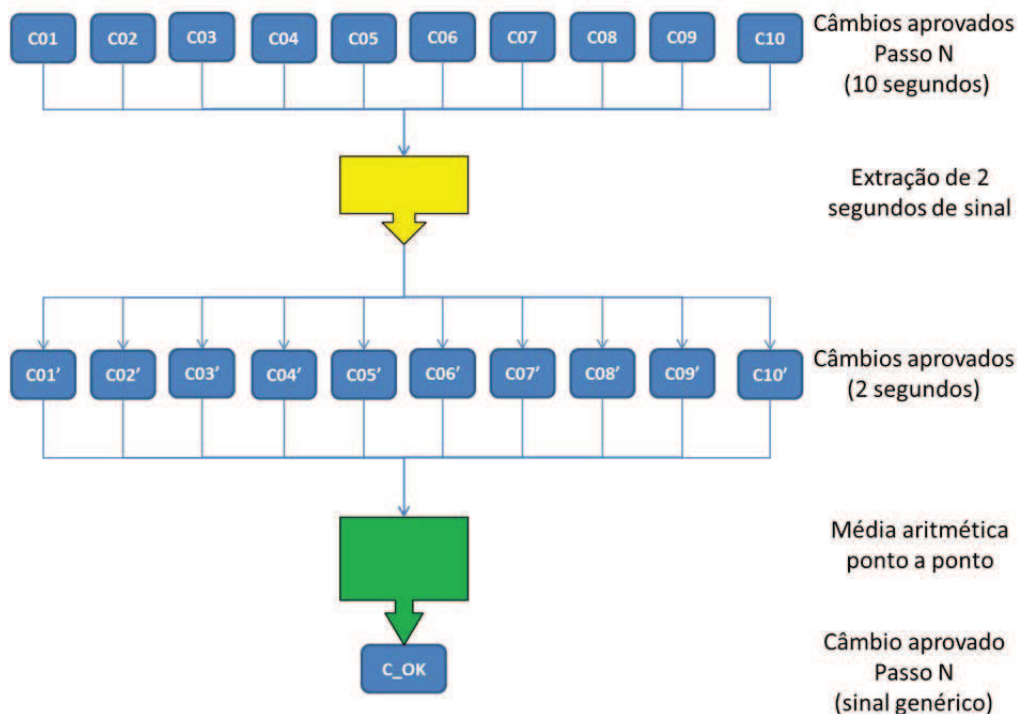
A fim de estabelecer um sinal único de câmbio aprovado como padrão para o desenvolvimento dos tratamentos de sinais nos domínios do tempo e da frequência, desenvolveu-se um método para sua obtenção utilizando extratos dos sinais obtidos dos 10 câmbios do grupo de controle.

Como descrito pelo item 7.2.2, cada câmbio foi medido por 10 segundos a uma taxa de 4000 Hz por canal, o que gerou 40000 pontos por canal. Desse arquivo, criaram-se cinco arquivos menores correspondentes à 8000 pontos (ou dois segundos de medição) por canal. Como o ciclo de teste foi desenvolvido em regime estacionário, ou seja, sem variações na velocidade angular aplicada sobre o eixo de entrada, o extrato de dois segundos representa o comportamento do sinal estacionário do câmbio.

Tomou-se, então, o segmento de sinal correspondente ao intervalo de 4 a 6 segundos da medição original de cada um dos 10 câmbios e, com esses extratos, fez-se uma média aritmética simples ponto a ponto, de modo que o primeiro ponto do arquivo final representasse a média aritmética composta pelo primeiro ponto dos 10 câmbios aprovados. De forma análoga, realizou-se o mesmo procedimento para os demais pontos, até o final do segmento de 8000 pontos de cada um dos 10 passos de teste.

Uma representação esquemática do método de geração do sinal aprovado genérico em um passo N pode ser encontrada na figura 20, abaixo.

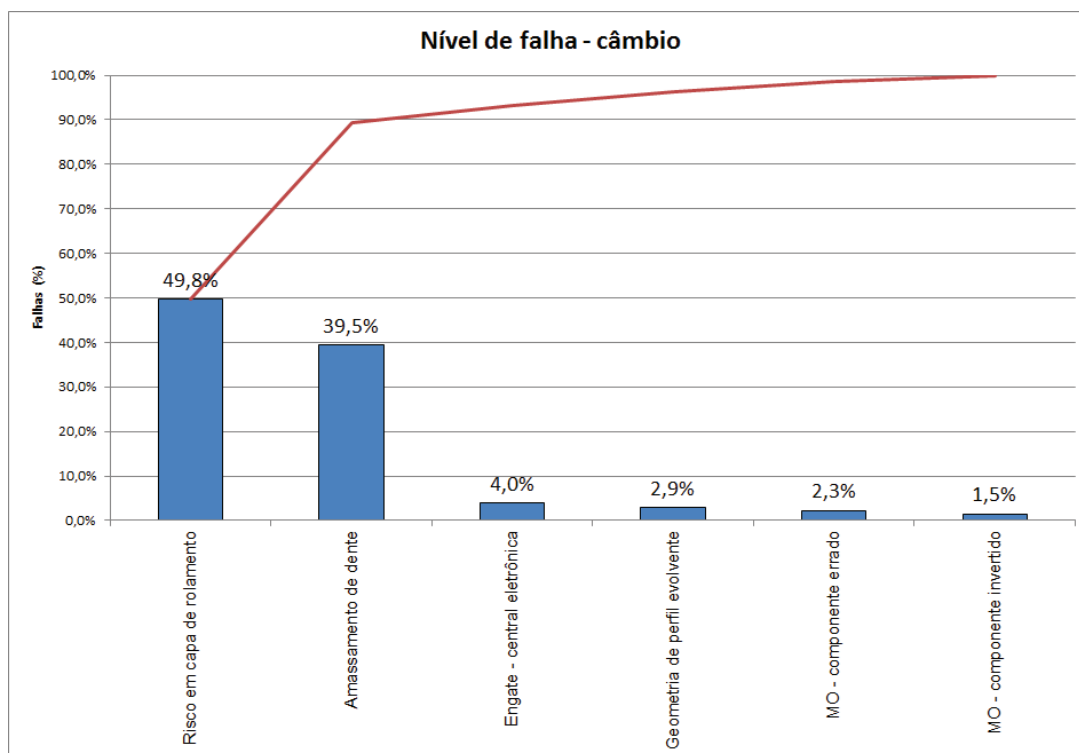
Figura 20 – Geração do sinal genérico de câmbio aprovado no passo N



Fonte: Autor, 2015

7.4 CARACTERIZAÇÃO DO DANO

Foram introduzidos propositalmente diferentes tipos de dano em três câmbios previamente aprovados. Isso foi feito para que o método de análise fosse testado. As características dos danos manualmente introduzidos foram escolhidas a fim de simular o tipo de falhas que são recorrentes no processo produtivo. Em um levantamento estatístico com dados apresentados pelo departamento da qualidade, identificou-se que aproximadamente 90% das falhas detectadas em câmbios do modelo testado estão relacionados a amassamentos no topo do perfil de dente de engrenagem e a riscos em pistas externas de rolamento, como apresentado pela figura 21.

Figura 21 – Nível de falha em câmbios

Fonte: Adaptado de Relatório Volvo de Qualidade, 2014

Desse modo, os objetivos das sessões 7.4.1 e 7.4.2 são, portanto, caracterizar o dano criado em cada um dos três câmbios avaliados, especificando o método utilizado para sua obtenção, bem como a sua posição no câmbio e características geométricas.

7.4.1 Modo de dano 01 – Risco em capa de rolamento

Na produção diária, esse tipo de dano é gerado quando há algum tipo de atrito entre a pista externa do rolamento e um material mais duro. A falta de treinamento e cuidado de um operador no momento do posicionamento dos eixos sobre os mancais pode gerar um choque involuntário de uma ponta de eixo com a pista, provocando, assim, o risco em sua superfície.

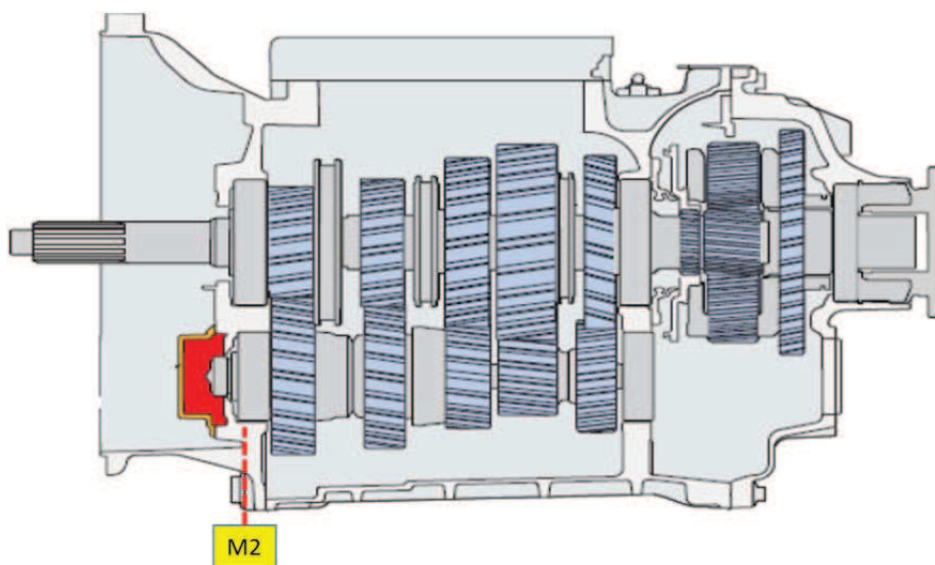
Durante o funcionamento normal do câmbio, um filme de óleo é criado entre os elementos rolantes e a pista externa. Quando há algum tipo de descontinuidade mais significativa sobre essa pista, como um risco, esse filme de óleo não se mantém estável, o que leva ao contato direto do elemento rolante com a pista. Esse tipo de falha gera um desgaste prematuro do

rolamento, levando ao colapso total do câmbio se não diagnosticado e resolvido a tempo.

O diagnóstico em bancada desse modo de falha é completamente subjetivo e depende da experiência do operador do banco que, através da identificação de um ruído considerado anormal, aponta a possibilidade desse modo de falha no câmbio avaliado, direcionando-o à área de reparo da fábrica.

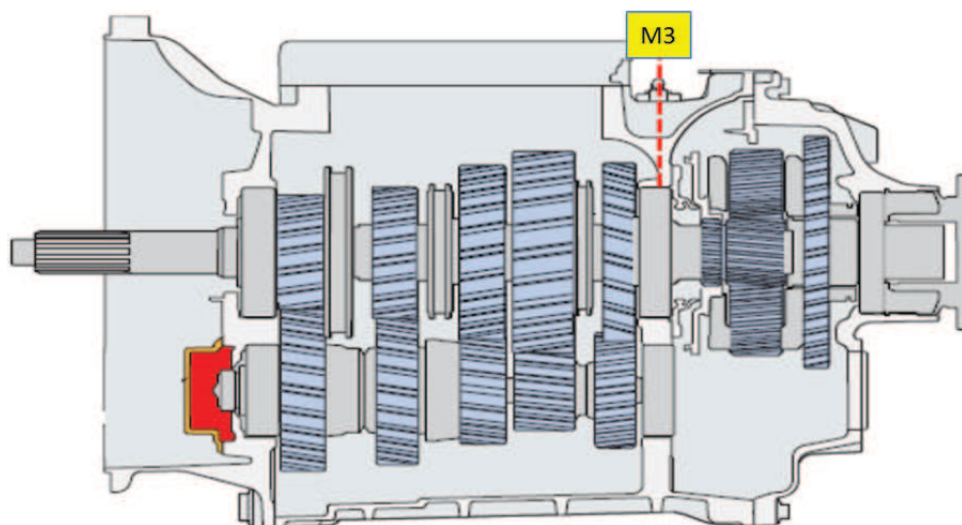
Os câmbios definidos como D1 e D2 são câmbios de características idênticas aos 10 primeiros câmbios do grupo de controle e que receberam esse modo de dano em posições específicas. O câmbio D1 sofreu um risco na pista externa de rolamento montada na posição do mancal frontal inferior. Já o câmbio D2 sofreu o mesmo modo de dano na pista externa montada sobre o mancal traseiro superior. As figuras 22 e 23 apresentam representações em corte desse modelo de câmbio com destaques sobre os mancais em que os rolamentos com pista externa defeituosa foram montados.

Figura 22 – Posição do mancal com capa de rolamento danificado – Câmbio D1



Fonte: Adaptado de Manual Volvo de Concessionárias, 2015

Figura 23 – Posição do mancal com capa de rolamento danificado – Câmbio D2



Fonte: Adaptado de Manual Volvo de Concessionárias, 2015

Para que esse modo de dano fosse reproduzido nos câmbios de teste, utilizou-se o equipamento listado na Tabela 10.

Tabela 10 – Ferramental para gerar risco em capa de rolamento

Item	Modelo	Fabricante	Quantidade
Torno de bancada	Profissional N°6 Tbp061	Metalsul	1
Punção de centro	6x150 mm 211103	Belzer	1
Paquímetro	Universal Inox capacidade 150 mm 100.002	Digimess	1

Fonte: Autor, 2014

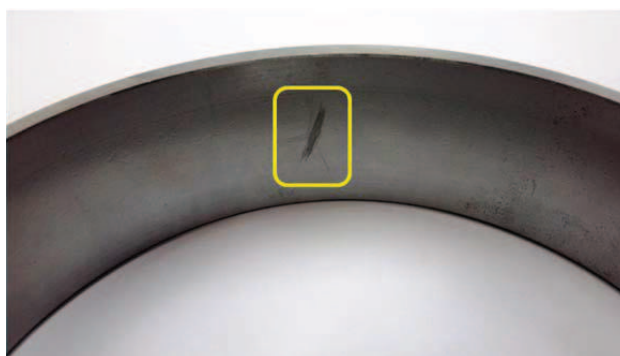
Com a pista de rolamento externa em mãos, fixou-se o componente no torno de bancada de modo a permitir acesso à área onde é realizado o contato dos elementos rolantes do rolamento. Uma vez fixada, o punção foi atritado contra um ponto dessa área, gerando, assim, o modo de falha desejado. Nas figuras 24 e 25, apresentam-se os danos introduzidos nos câmbios D1 e D2, respectivamente.

Figura 24 – Dano introduzido no câmbio D1 - risco em capa de mancal frontal inferior



Fonte: Autor, 2014

Figura 25 – Dano introduzido no câmbio D2 - risco em capa de mancal traseiro superior



Fonte: Autor, 2014

Para fins de registro e descrição do método, os riscos de D1 e D2 foram medidos utilizando-se paquímetro e o resultado apresentado pela Tabela 11, abaixo.

Tabela 11 – Dimensões do dano nos câmbios D1 e D2

Modo de Dano	largura (mm)	comprimento (mm)	profundidade (mm)
Risco na capa frontal inferior - D1	3,2	48,6	0,1
Risco na capa traseiro superior - D2	3,3	23,3	0,1

Fonte: Autor, 2014

Esse tipo de dano causa problemas no filme de óleo entre elemento rolante e capa externa de rolamento, prejudicando a lubrificação e gerando contato direto entre esses componentes. Esse contato, por sua vez, danificará

os elementos rolantes e a capa, gerando um desgaste e, por conseguinte, quebra prematura de todo o conjunto.

7.4.2 Modo de dano 02 – Batida em dente de engrenagem

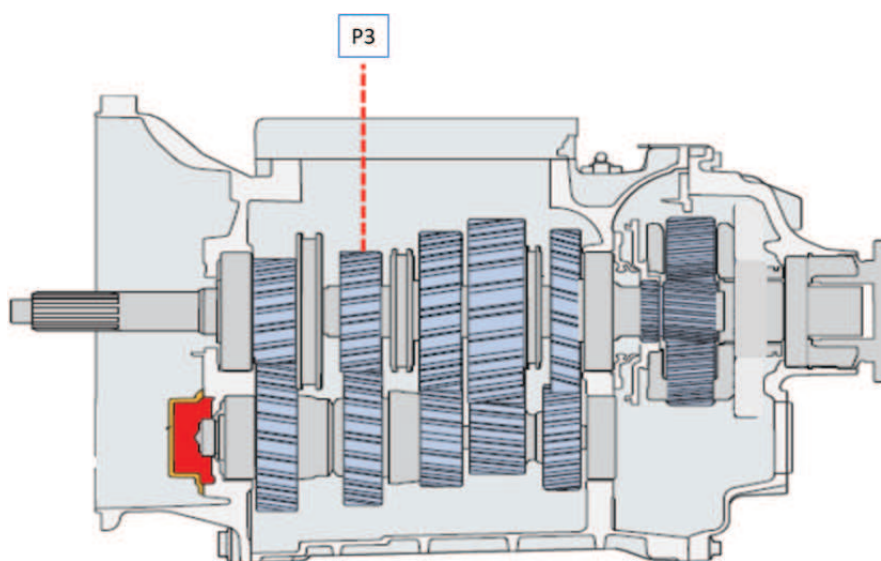
Batidas em dentes de engrenagens são comuns quando, durante o transporte ou manuseio desse tipo de componente, haja algum tipo de descuido que gere o choque mecânico entre peças. Na produção diária, problemas de embalagens podem gerar movimento relativo das engrenagens durante o seu transporte até o ponto de montagem, fazendo com que elas acabem por se chocar umas contra as outras.

Esse tipo de falha gera uma marca bem localizada, geralmente profunda, com remoção parcial ou total de material no ponto afetado. A deformação gerada pelo impacto descaracteriza o perfil evolvente do dente da engrenagem, o que gera forças extras sobre o engrenamento, provocando ruído intermitente, característico desse tipo de falha (a característica intermitente se dá por conta do dente danificado hora estar em contato com a outra engrenagem e hora não).

Além do ruído provocado, esse tipo de falha, por gerar forças extras sobre o par engrenado em uma região bem localizada e já fragilizada, acaba por reduzir drasticamente a vida útil da engrenagem. Em diversos casos, ocorre o arrancamento do dente danificado, o que, por sua vez, desequilibra e sobrecarrega os demais dentes, inicialmente sem dano. Por fim, nesse tipo de situação, uma quebra catastrófica da engrenagem pode acontecer, incapacitando o câmbio para o seu funcionamento normal.

Assim como descrito anteriormente, esse tipo de detecção de falha no banco de testes disponível depende exclusivamente da expertise do operador testador que, ao identificar um ruído considerado anormal, direciona o câmbio à área de reparos.

Assim como os câmbios D1 e D2, o câmbio D3 é de modelo idêntico aos do grupo de controle e recebeu uma engrenagem com um amassamento sobre um dente. A figura 26 apresenta a posição em que a engrenagem danificada foi montada.

Figura 26 – Posição da engrenagem com dano

Fonte: Adaptado de Manual Volvo de Concessionárias, 2015

O equipamento utilizado para reproduzir e registrar o dano estão apresentados na Tabela 12.

Tabela 12 – Ferramental para gerar batida em dente de engrenagem

Item	Modelo	Fabricante	Quantidade
Torno de bancada	Profissional N°6 Tbp061	Metalsul	1
Punção de centro	6x150 mm 211103	Belzer	1
Martelo	Pena 500g Robusto	Famastil	1
Paquímetro	Universal Inox capacidade 150 mm 100.002	Digimess	1

Fonte: Autor, 2014

A engrenagem P3 foi fixada utilizando-se o torno de bancada, de modo a permitir acesso aos seus dentes. Com a engrenagem fixada, posicionou-se o punção de modo que a sua ponta ficasse em contato com o dente da engrenagem e, com o martelo pena, aplicou-se um golpe sobre o punção. O impacto gerado pelo martelo sobre o punção deslocou material da face do dente, simulando o modo de falha a contento, como apresentado pela figura 27.

Figura 27 – Engrenagem P3 com dano localizado

Fonte: Autor, 2015

Para fins de registro e descrição do método, a deformação gerada pela ação do punção foi medida utilizando-se paquímetro e o resultado apresentado pela Tabela 13, abaixo.

Tabela 13 – Dimensões do dano na engrenagem

Modo de dano	largura (mm)	comprimento (mm)	profundidade (mm)
Batida em dente de engrenagem	8,4	4,8	0,5

Fonte: Autor, 2014

Esse tipo de falha, ao deformar o perfil evolvental do dente da engrenagem, gera esforços maiores nesse dente. Esses esforços, por sua vez, podem exceder a resistência mecânica desse dente, ocasionando então a sua fratura. Com um dente a menos, todos os demais dentes da engrenagem serão submetidos a cargas maiores que o previsto e, um a um, podem sofrer cisalhamento, gerando uma parada total do veículo.

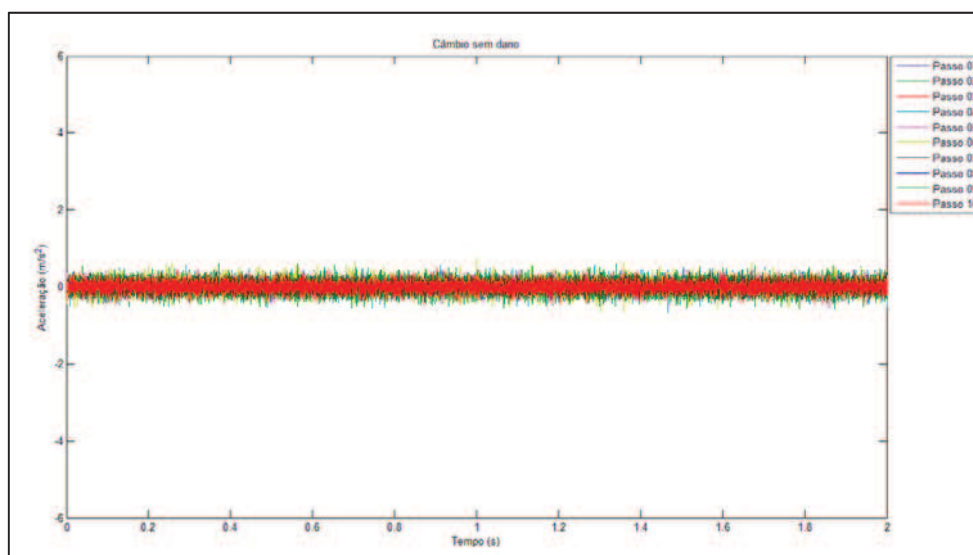
8. RESULTADOS E DISCUSSÕES

O presente capítulo apresenta os resultados obtidos através da aplicação de diversos métodos diferentes de tratamento dos sinais obtidos dos câmbios com e sem dano medido em bancada em cada um dos 10 passos de teste, conforme descrito no capítulo 7.

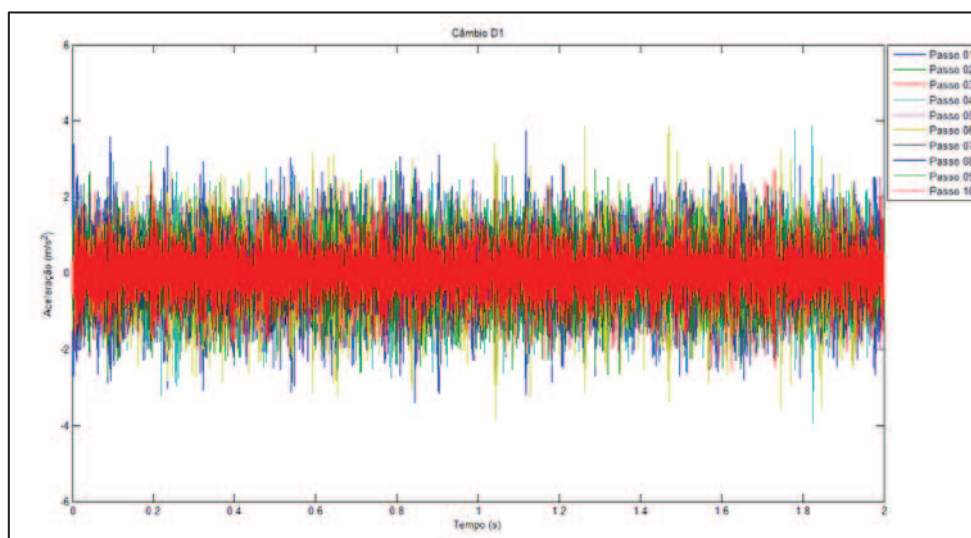
8.1 DOMÍNIO DO TEMPO

Inicialmente, uma análise do sinal puro no domínio do tempo foi realizada. Nas figuras 28 a 31, pode-se observar o sinal no domínio do tempo do câmbio sem dano, câmbio D1, D2 e D3, respectivamente em todos os dez passos do ciclo de teste.

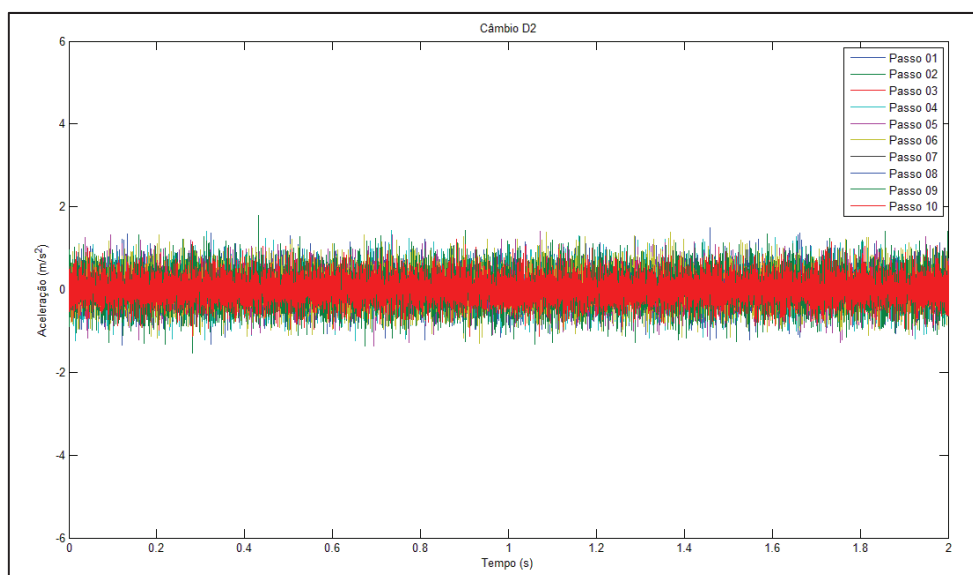
Figura 28 – Domínio do tempo – Câmbio sem dano



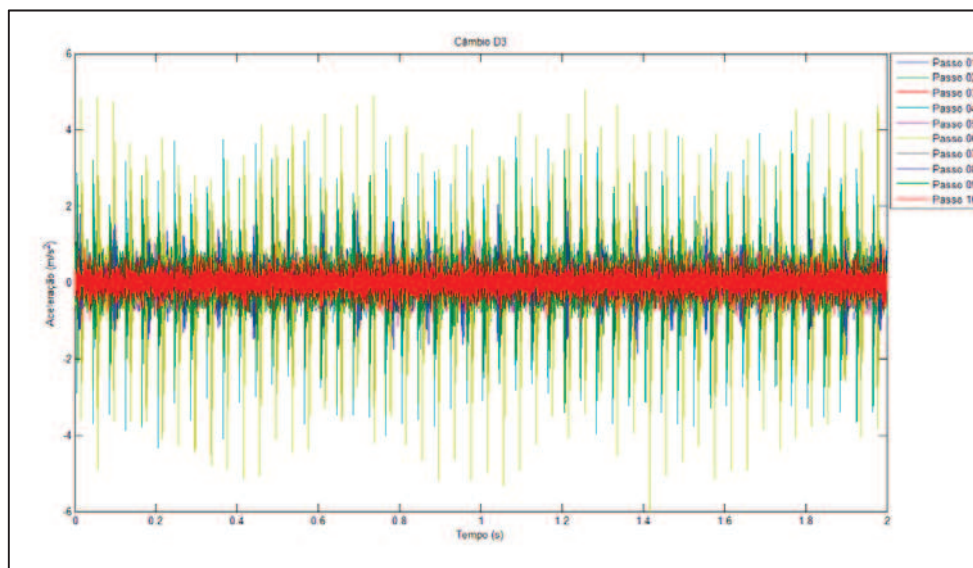
Fonte: Autor, 2015

Figura 29 – Domínio do tempo – Câmbio D1

Fonte: Autor, 2015

Figura 30 – Domínio do tempo – Câmbio D2

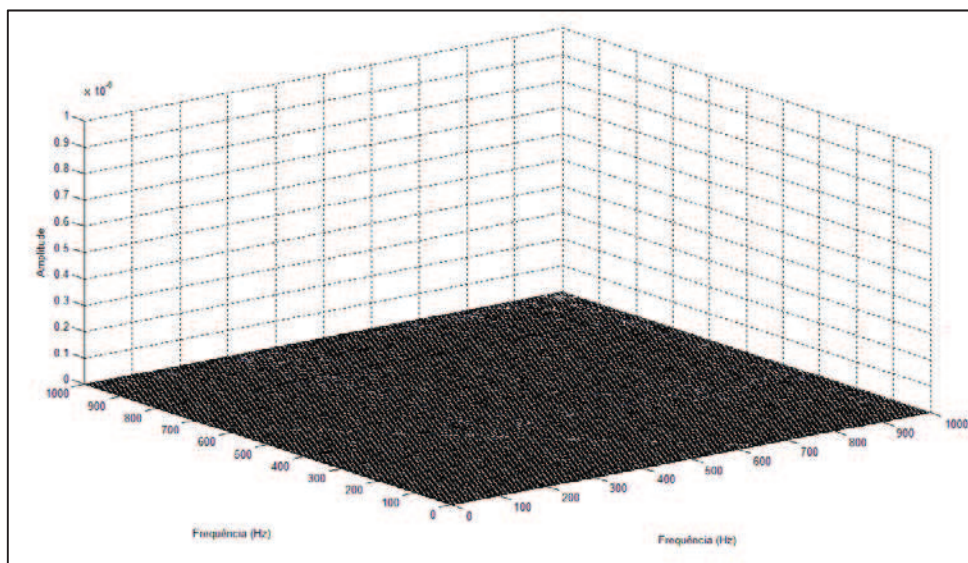
Fonte: Autor, 2015

Figura 31 – Domínio do tempo – Câmbio D3

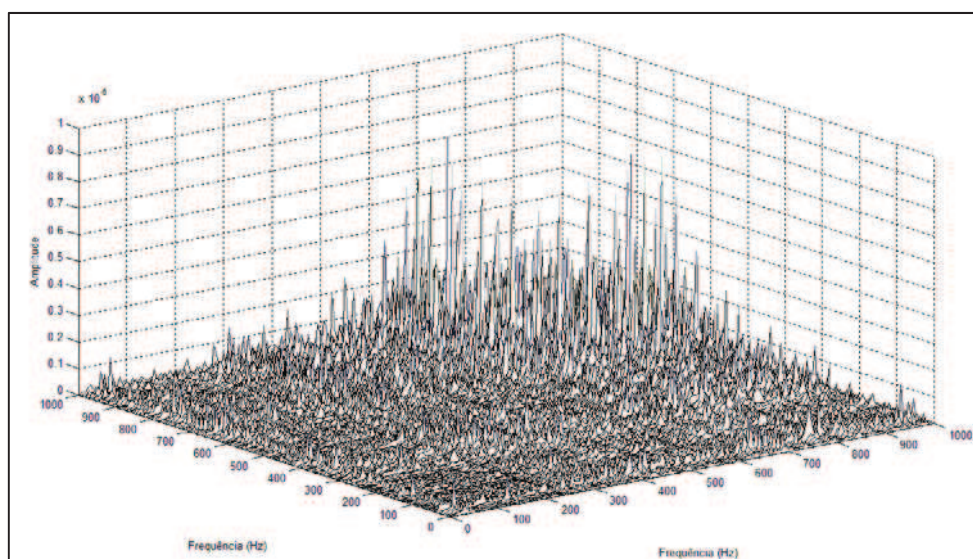
Fonte: Autor, 2015

Da análise previa feita sobre o sinal puro no domínio do tempo, pode-se observar uma intensidade significativamente mais alta nos câmbios com dano. Especialmente no câmbio D3, observa-se claramente um pulso periódico de grande intensidade em diversos passos do ciclo de teste, gerado pelo contato do dente de engrenagem danificado quando do seu engrenamento.

Por ser o câmbio um elemento de alta complexidade, sujeito a uma série de diferentes fontes e modos de excitação, a análise do sinal no domínio do tempo apresentou alta complexidade. Para identificar possíveis mudanças no sinal uma análise via biespectro foi realizada. Nas figuras 32 a 35 pode-se identificar as imagens da aplicação dessa ferramenta sobre os sinais do câmbio aprovado, câmbios com dano na capa de rolamento do mancal frontal inferior (D1) e do mancal traseiro superior (D2), bem como o câmbio com dano no dente de engrenagem (D3), respectivamente.

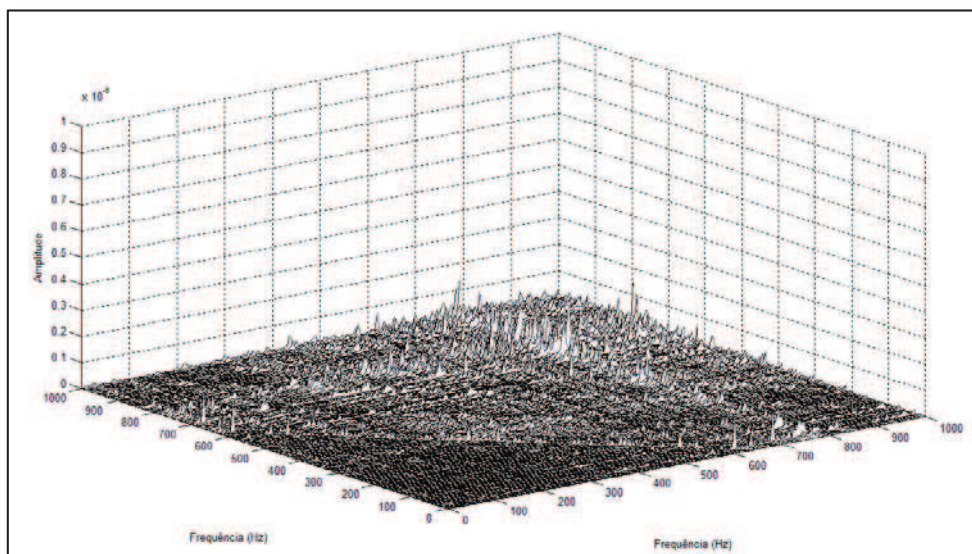
Figura 32 – Biespectro – câmbio aprovado

Fonte: Autor, 2014

Figura 33 – Biespectro – Câmbio D1

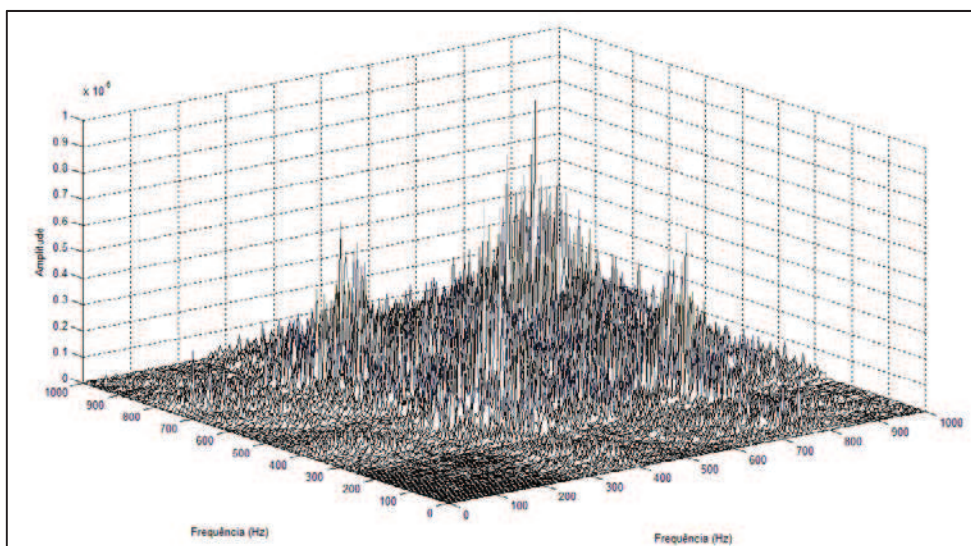
Fonte: Autor, 2014

Figura 34 – Biespectro – Câmbio D2



Fonte: Autor, 2014

Figura 35 – Biespectro – Câmbio D3



Fonte: Autor, 2014

Um índice baseado na utilização do biespectro foi definido e aplicado sobre os sinais. Esse índice é composto pela soma de todos os valores de biespectro das caixas com e sem dano e comparados entre si, como apresentado pelas equações (29) e (30).

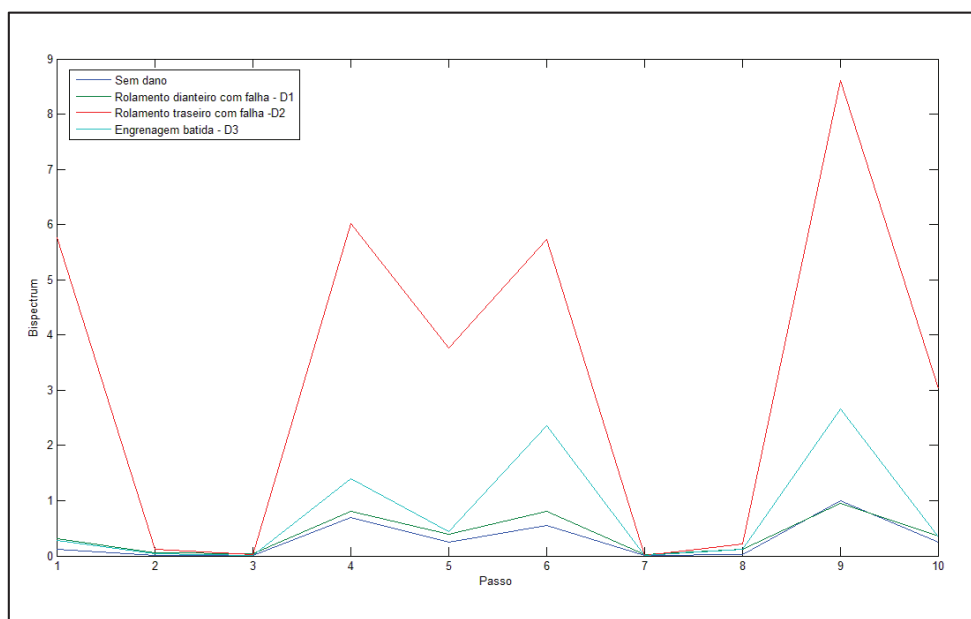
$$\text{IndB} = \sum_{k=1}^n \sum_{l=1}^n B(k,l) \quad (29)$$

$$\text{BreI} = \frac{|\text{IndB}_b - \text{IndB}_a|}{|\text{IndB}_a|} \quad (30)$$

onde IndB_b representa o somatório dos valores de biespectro de um câmbio com dano e IndB_a representa o somatório de um câmbio sem dano.

Através da aplicação do índice definido acima, foi obtido o gráfico apresentado pela figura 36.

Figura 36 – Índice via biespectro

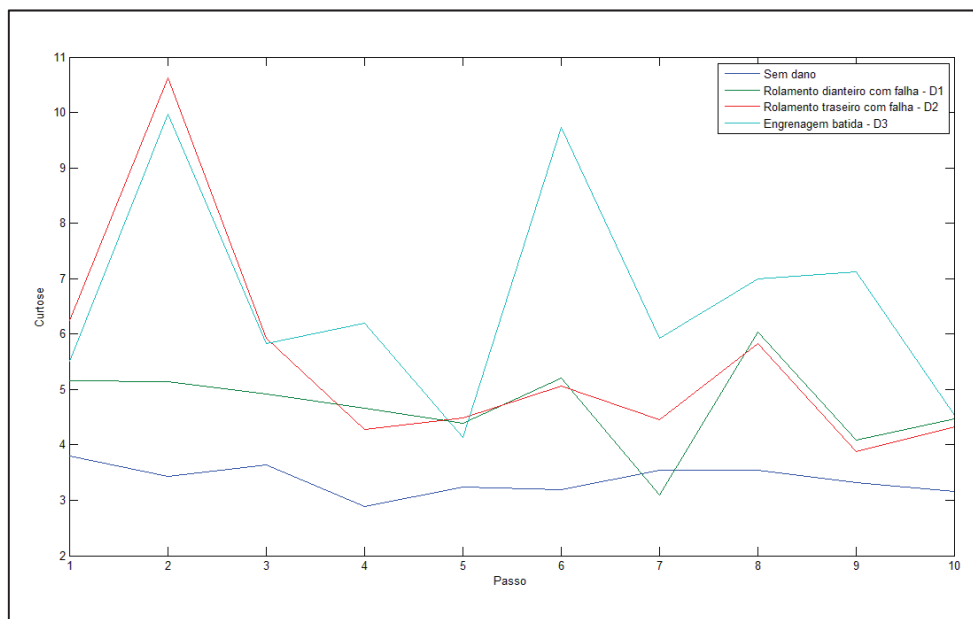


Fonte: Autor, 2015

Nota-se que em alguns passos do ciclo de teste, o índice derivado do biespectro apresentou diferenças significativas dos câmbios D2 e, especialmente, D3 quando comparados ao padrão, sem dano, como observado nos passos 4, 5, 6 e 9. Todavia, o dano reproduzido no câmbio D1 não apresentou diferenças significativas no índice quando comparado ao mesmo padrão, ao longo de todo o ciclo de teste.

Da mesma forma, realizou-se a análise dos sinais via curtose. O resultado foi representado pela figura 37.

Figura 37 – Curtose



Fonte: Autor, 2015

Na análise da curtose pode-se notar uma variação maior dos valores obtidos nos câmbios D1, D2 e D3 ao longo de todo o ciclo de teste, se comparado aos resultados obtidos pelo índice biespectral. Os passos 2, 6 e 8 apresentaram uma variação significativamente maior da curtose para as caixas com danos quando comparadas à referência. Contudo, de modo análogo à análise via biespectro, o câmbio D1 foi o que menos se distanciou dos resultados apresentados pela referência.

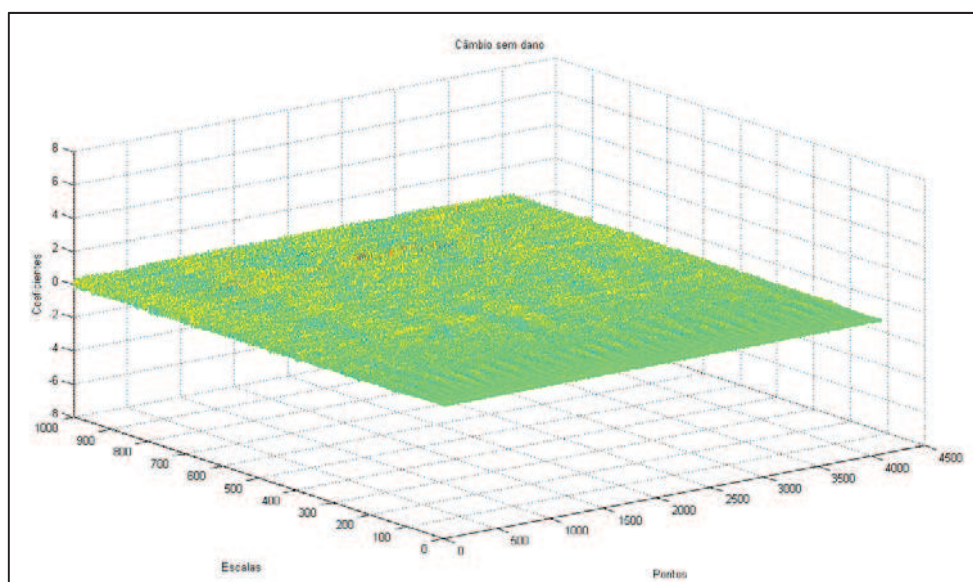
Aplicou-se a transformada Wavelet no sinal, utilizando como Wavelet mãe tipo Morlet, representada pela figura 38, abaixo. Os câmbios sem dano, D1, D2 e D3 tem o sinal sinal após a transformada Wavelet representados pelas figuras 39 a 42, respectivamente.

Figura 38 – Wavelet mãe Morlet

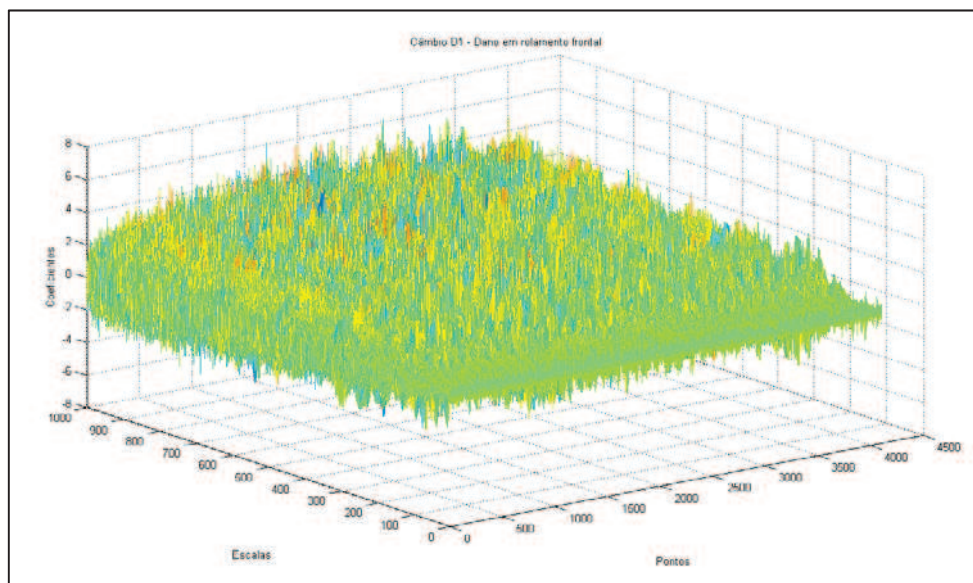


Fonte: Reda Taha *et al.*, 2006

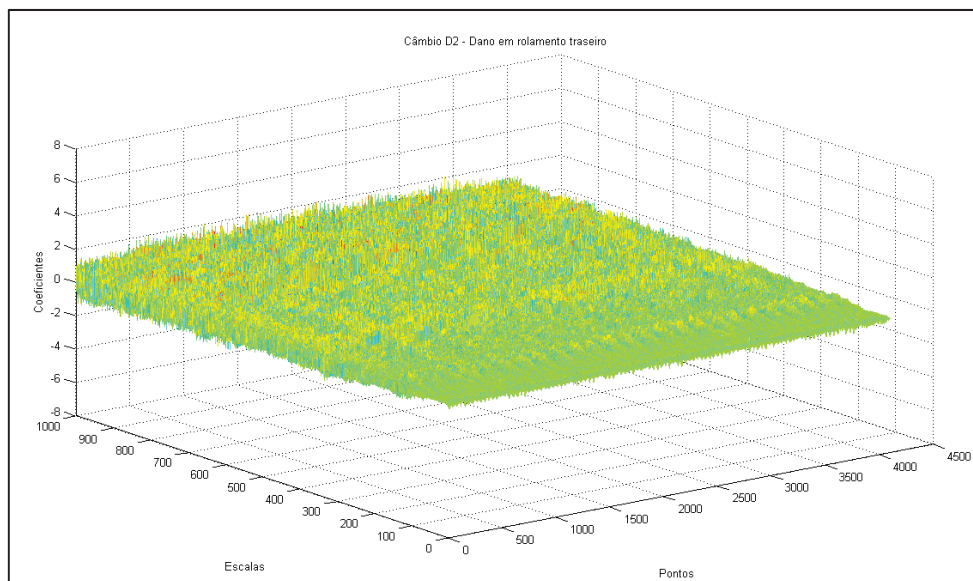
Figura 39 – Transformada Wavelet – Câmbio sem dano



Fonte: Autor, 2015

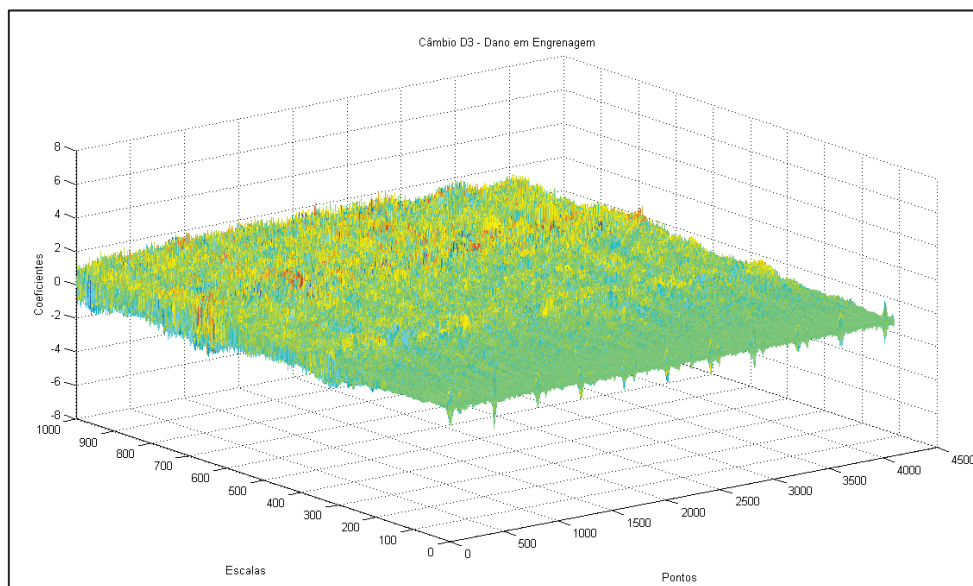
Figura 40 – Transformada Wavelet – Câmbio D1

Fonte: Autor, 2015

Figura 41 – Transformada Wavelet – Câmbio D2

Fonte: Autor, 2015

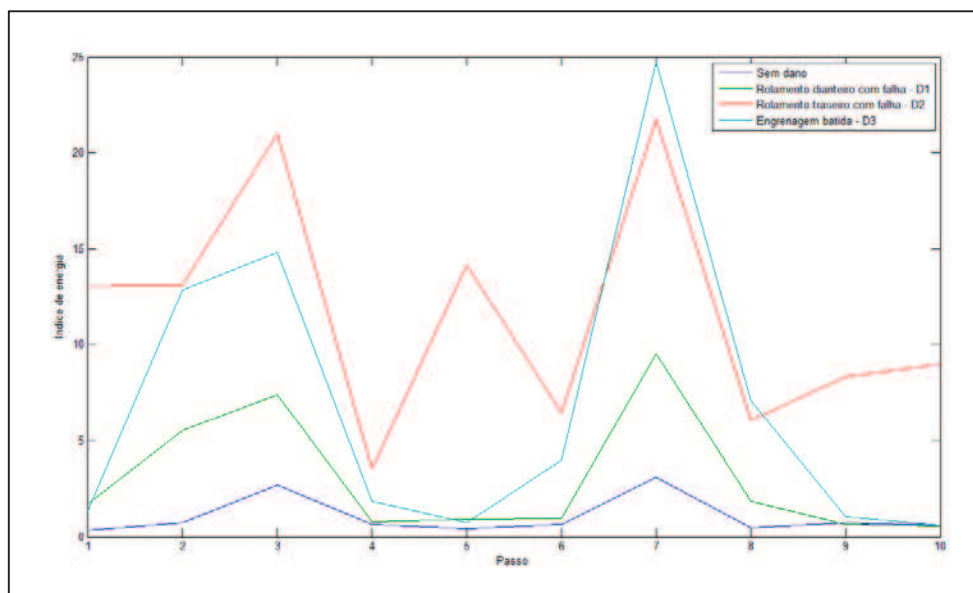
Figura 42 – Transformada Wavelet – Câmbio D3



Fonte: Autor, 2015

Ainda utilizando-se o sinal no domínio do tempo, um parâmetro relacionado à energia do sinal, obtido através da transformada Wavelet, foi utilizado, como demonstrado pela figura 43.

Figura 43 – Índice de energia



Fonte: Autor, 2014

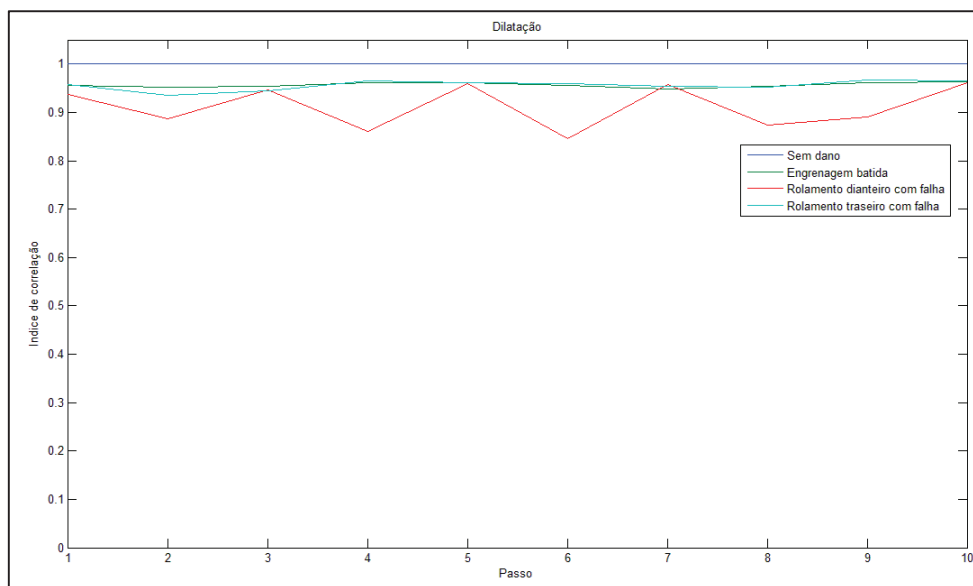
Na análise via índice de energia, nota-se que em diversos passos os câmbios com danos apresentaram índices de energia significativamente maiores do que o câmbio referência (especialmente, passos 3 e 7). É

interessante notar que, de modo análogo às análises já apresentadas, o câmbio D1 foi o que menos se distanciou da referência.

A seguir, apresentam-se análises desenvolvidas através de operações relacionadas à morfologia matemática. Aplicou-se cada uma das quatro operações básicas de morfologia matemática (erosão, dilatação, abertura e fechamento, como definido pelas equações (20) a (23), respectivamente, utilizando-se elemento estruturante *double dot* (modelo $\{1\ 0\ 1\}$) com variação escalar de zero à 100. Seguiu-se então com a extração do índice de correlação, definido em (28). Para as análises via morfologia é importante lembrar que quanto maior o índice obtido, maior o grau de similaridade desse sinal com o câmbio padrão.

A figura 44 apresenta o índice de correlação relacionado à operação de dilatação.

Figura 44 – Índice de correlação - Dilatação

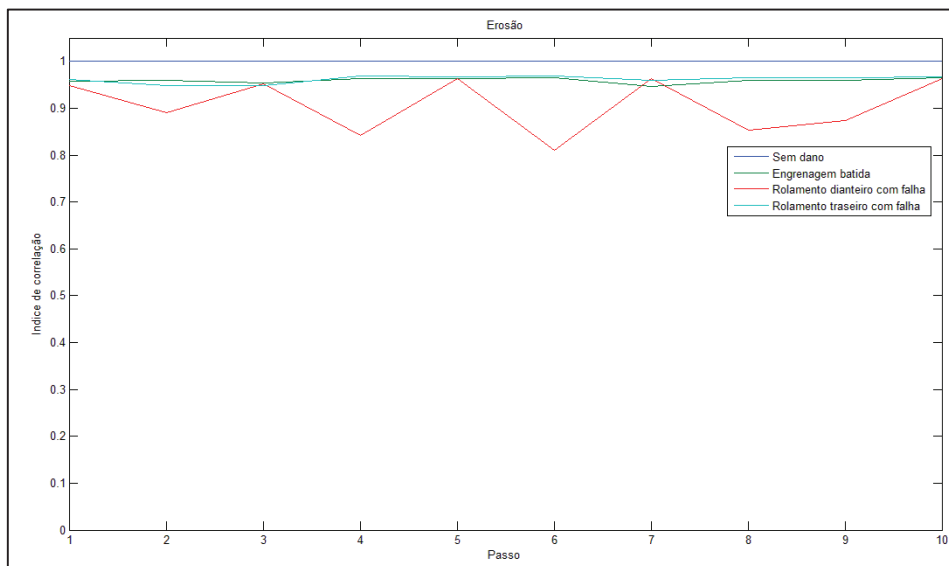


Fonte: Autor, 2015

Para essa operação, nota-se que a diferença entre os valores obtidos nos câmbios D1, D2 e D3 são muito próximos ao câmbio de referência. Todos os passos demonstraram que o nível de similaridade entre câmbios danificados e aprovados ficaram maiores que 85%, mantendo-se com frequência acima do limite de 90% de similaridade.

Após a dilatação, apresenta-se o gráfico relacionado à operação de erosão, na figura 45.

Figura 45 – Índice de correlação - Erosão

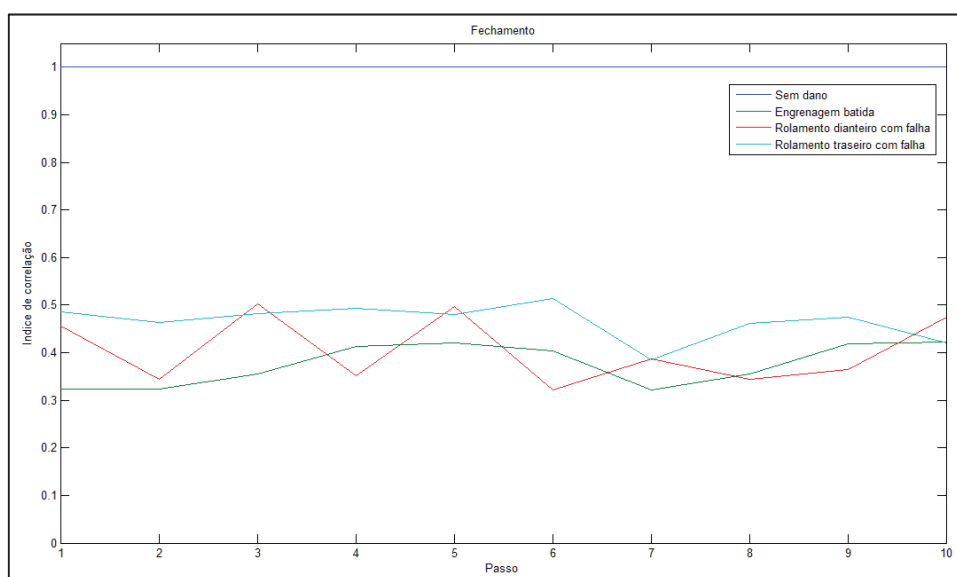


Fonte: Autor, 2015

De maneira similar aos resultados obtidos via operação de dilatação, os resultados via erosão morfológica apresentaram índice de correlação de câmbios com dano superiores a 90% na maioria dos passos do ciclo de teste.

A figura 46 apresenta os índices de correlação para a operação de fechamento morfológico.

Figura 46 – Índice de correlação - Fechamento

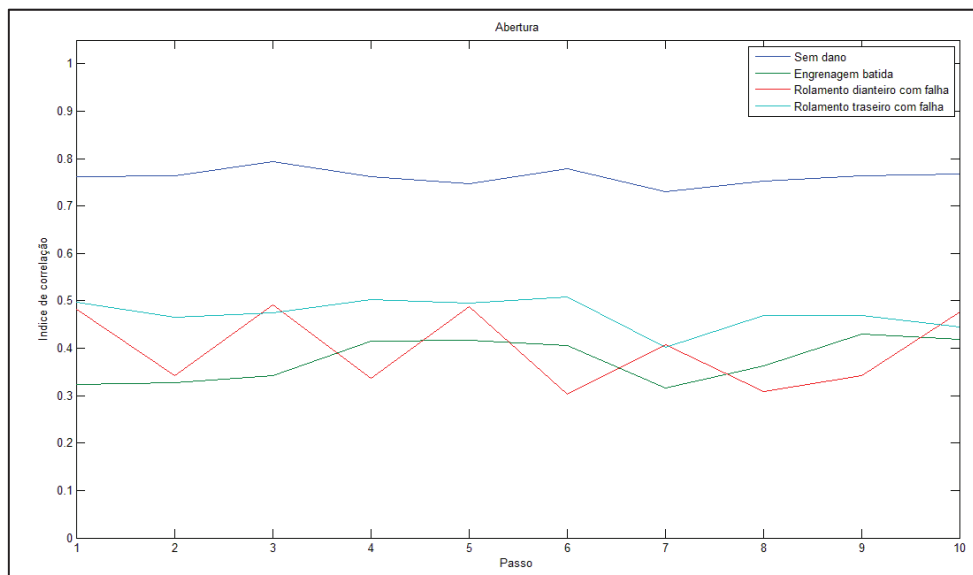


Fonte: Autor, 2015

Para esse operador morfológico, nota-se uma diferença mais significativa entre o câmbio de referência e os câmbios com dano. Todos os passos apresentaram índices de correlação menores ou iguais a 50% para D1, D2 e D3. Nota-se que para alguns passos específicos, os índices de correlação apresentar uma diferença ainda mais acentuada, como no passo 7 em que os valores não passam de 40%, demonstrando a baixa similaridade desses sinais com a referência.

Por fim, a mesma análise foi realizada utilizando-se a abertura morfológica, demonstrado na figura 47.

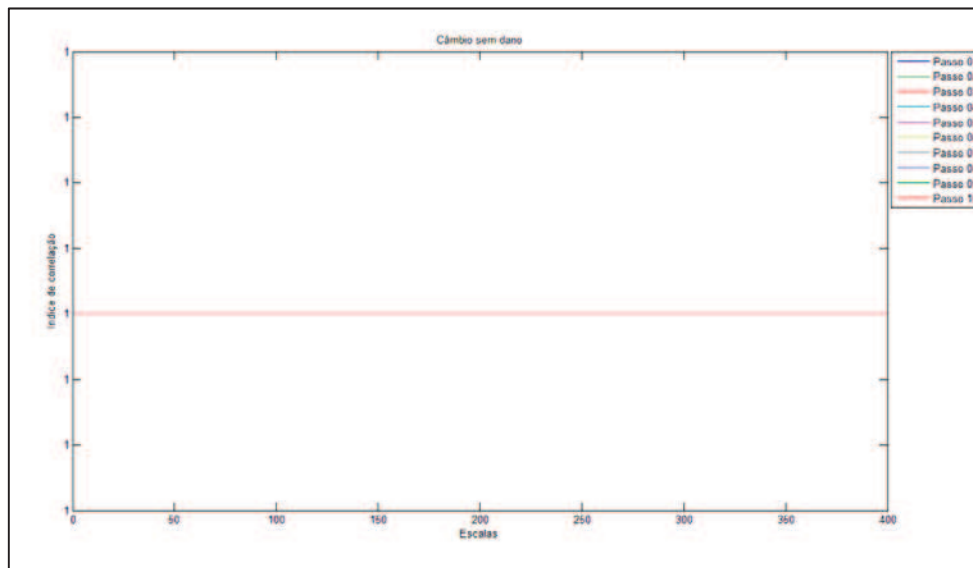
Figura 47 – Índice de correlação - Abertura



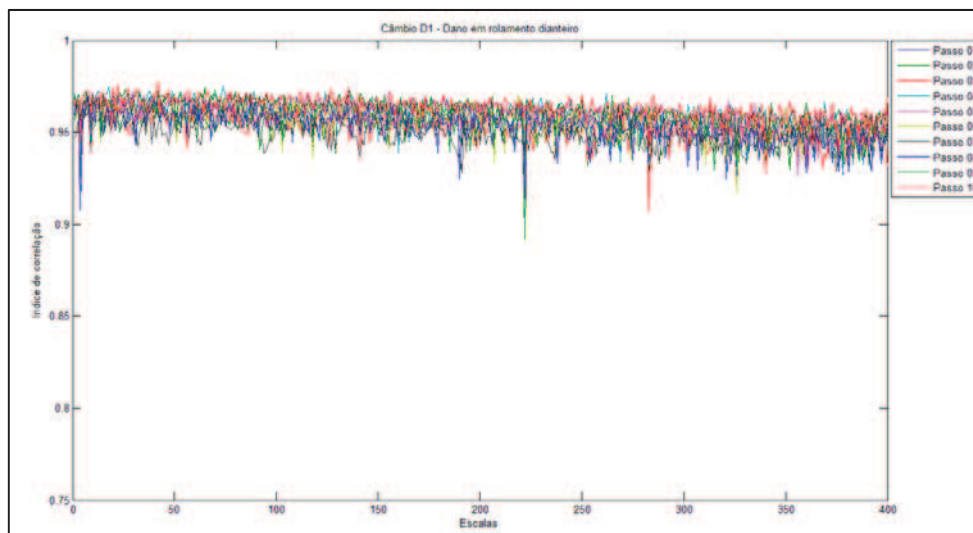
Fonte: Autor, 2015

De maneira análoga ao fechamento morfológico, nota-se uma diferença significativa entre o câmbio de referência e os demais. Da mesma forma que na análise anterior, é possível perceber que alguns passos de teste apresentam um potencial ainda maior de evidenciação de dano em câmbios, como no caso do sétimo passo.

Por fim, fez-se uma avaliação dos coeficientes de correlação utilizando a dilatação morfológica, aumentando-se progressivamente a escala dos elementos estruturantes utilizados (modelo “*double dot*”), partindo de 1 e chegando a 400, para os câmbios sem dano, D1, D2 e D3. O resultado pode ser observado nas figuras 48 a 51.

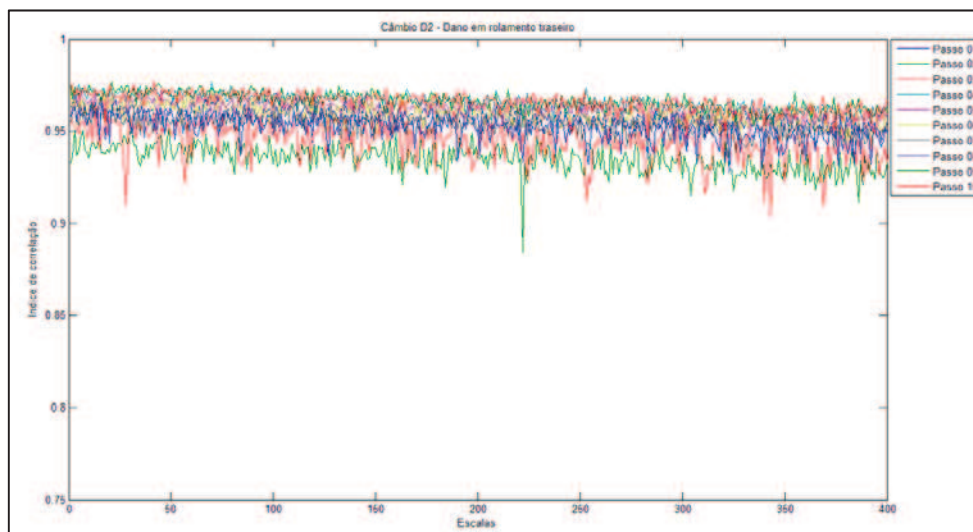
Figura 48 – Análise multiescalar por passo – Câmbio sem dano

Fonte: Autor, 2015

Figura 49 – Análise multiescalar por passo – Câmbio D1

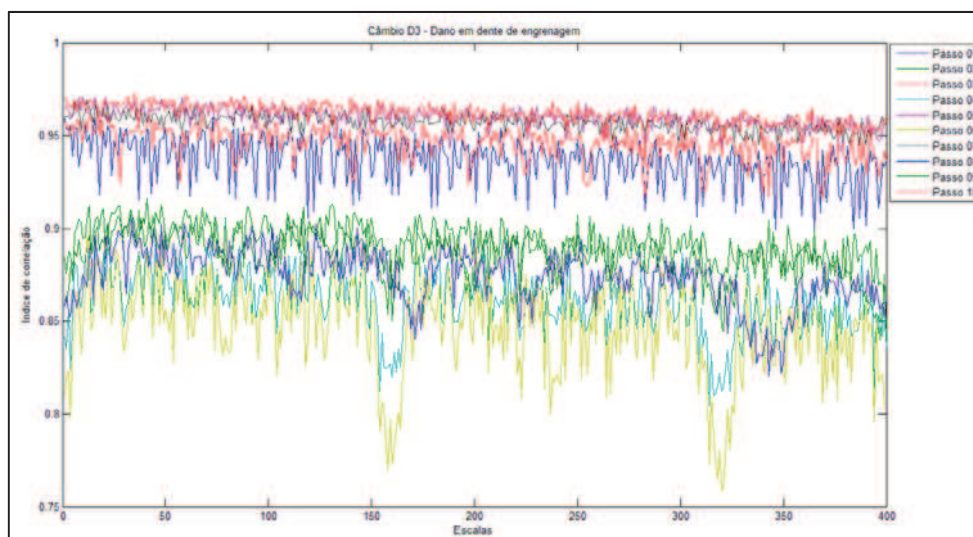
Fonte: Autor, 2015

Figura 50 – Análise multiescalar por passo – Câmbio D2



Fonte: Autor, 2015

Figura 51 – Análise multiescalar por passo – Câmbio D3



Fonte: Autor, 2015

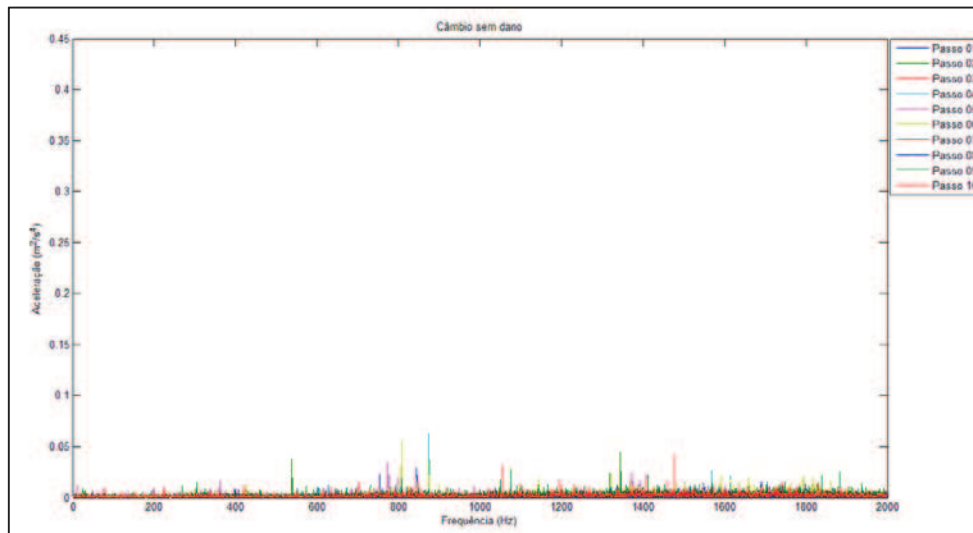
Naturalmente, a correlação da caixa sem dano apresenta-se a 100%, portanto, todas as escalas apresentam valores iguais a 1. Os demais câmbios apresentam níveis altos de índice de correlação (acima de 85% na grande maioria dos casos), demonstrando que a operação de dilatação multiescalar não explicita características de danos nos câmbios testados.

8.2 DOMÍNIO DA FREQUÊNCIA

De modo análogo ao realizado no domínio do tempo, uma análise do sinal puro no domínio da frequência foi realizada. Nas figuras 52 a 55, pode-se

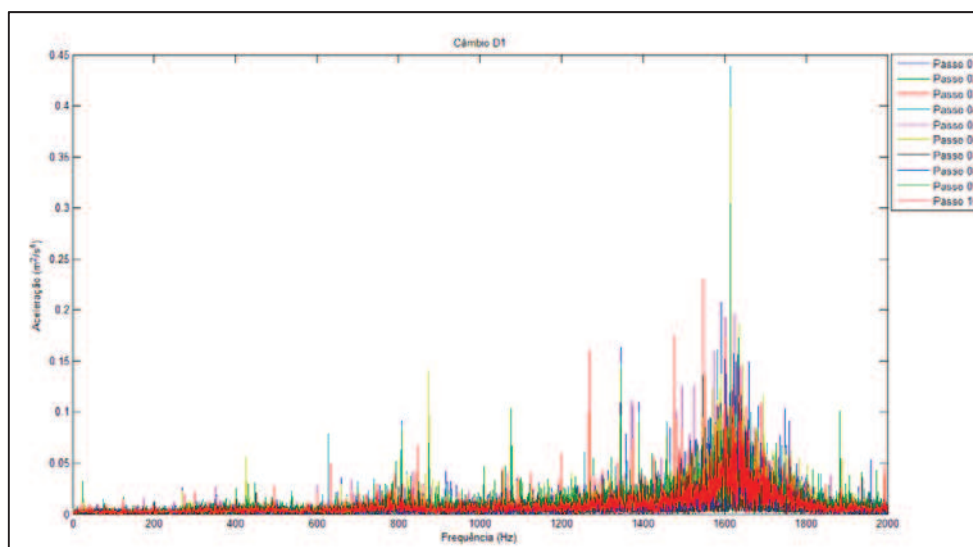
observar o sinal nesse domínio dos câmbios sem dano, D1, D2 e D3, respectivamente em todos os dez passos do ciclo de teste.

Figura 52 – Domínio da frequência – Câmbio sem dano



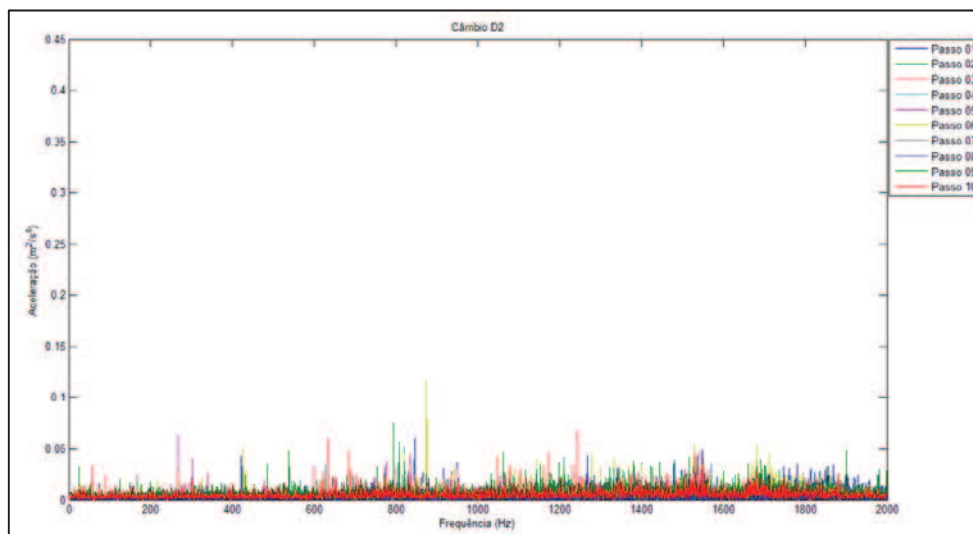
Fonte: Autor, 2015

Figura 53 – Domínio da frequência – Câmbio D1



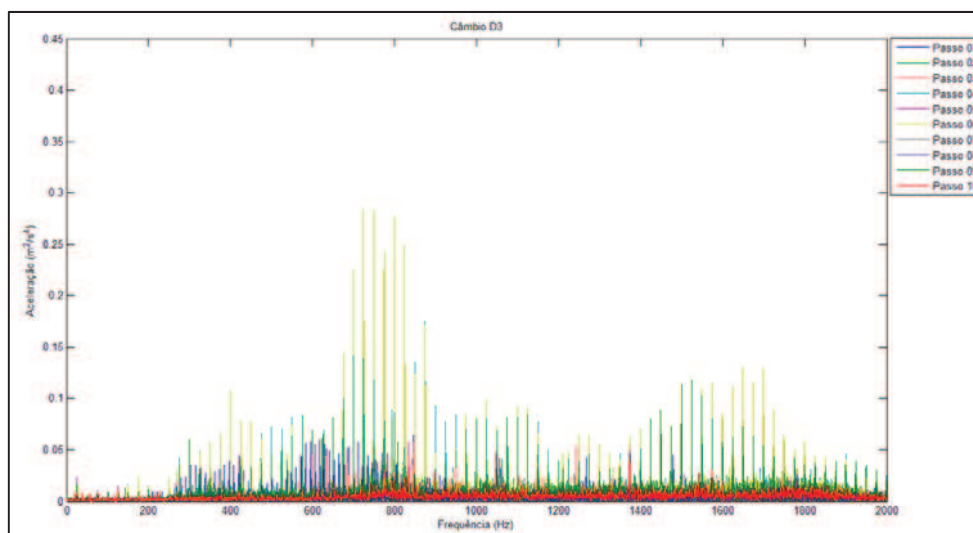
Fonte: Autor, 2015

Figura 54 – Domínio da frequência – Câmbio D2



Fonte: Autor, 2015

Figura 55 – Domínio da frequência – Câmbio D3



Fonte: Autor, 2015

Em uma análise prévia dos espectros de frequência, nota-se uma significativa diferença na intensidade entre os sinais. Os câmbios danificados apresentam níveis de energia bem mais altos que os apresentados pelo câmbio sem dano em todos os passos do ciclo de teste, seguindo o que já foi observado nas análises realizadas no domínio do tempo.

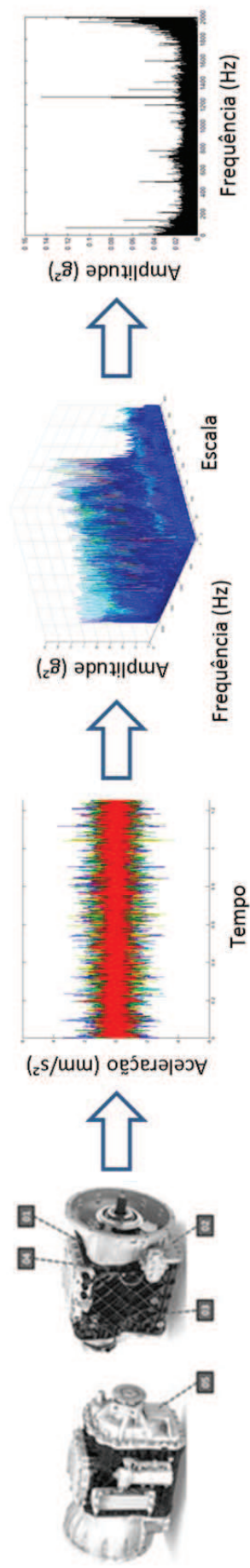
As técnicas de análises de sinal no domínio do tempo apresentadas até então se restringiram à identificação ou não da presença de dano nos câmbios avaliados, sem a capacidade de destacar quais componentes especificamente estão danificados. Para um sistema automatizado de identificação de danos, a

habilidade de apontar qual é o componente que apresenta problema é de extrema importância, pois facilita o trabalho do operador da área de reparos.

Desenvolveu-se, portanto, no domínio da frequência, uma técnica que visa identificar as frequências características correlacionadas aos danos introduzidos nos câmbios D1, D2 e D3.

O método desenvolvido combina morfologia matemática multiescalar utilizando elementos estruturantes tipo *double dot* e o domínio da frequência, seguindo uma sequência pré-definida de operações, como representado de maneira esquemática no fluxograma da figura 56.

Figura 56 – Fluxograma do método de diagnóstico de dano



1. Bancada de testes

2. Sinal – domínio do tempo

3. Sinal - Morfologia

4. Identificação das frequências características de dano

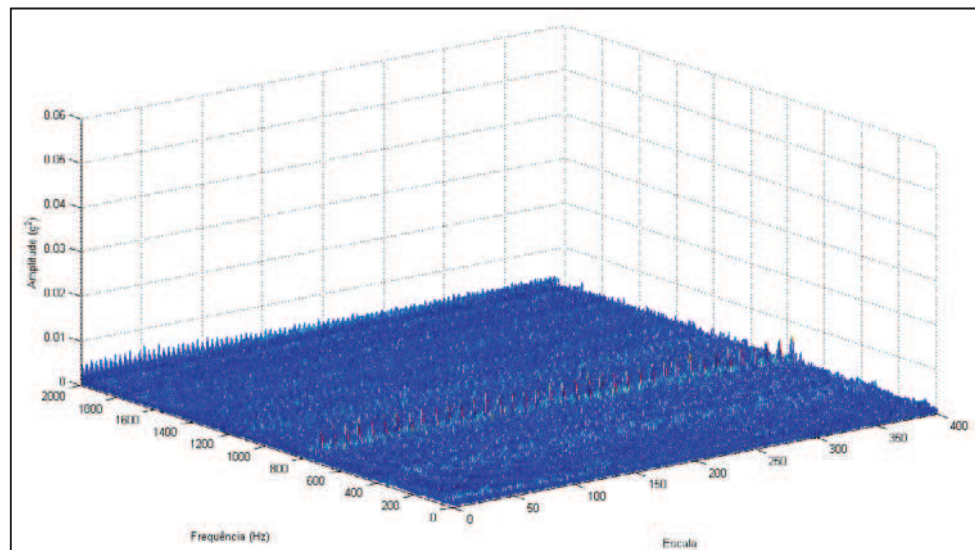
Desse modo, o processo de avaliação segue os seguintes passos:

1. Medição dos sinais de aceleração nos pontos definidos anteriormente durante um ciclo de testes completo;
2. Obtenção dos sinais de aceleração no domínio do tempo;
3. Os sinais de aceleração dos câmbios passam pela análise multiescalar variando-se o tamanho do elemento estruturante escolhido de 1 a 400, aplicando-se a operação morfológica de fechamento;
4. Os níveis de energia no domínio da frequência são avaliados, identificando-se frequências características de falha com níveis destacados, dependendo do tipo de dano existente no câmbio (capa de rolamento riscado e engrenagem com dente batido).

O método proposto de análise e identificação de falha foi aplicado em todos os passos dos câmbios D1, D2 e D3, a fim de se determinar quais os passos do ciclo de teste apresentaram os melhores resultados quanto à identificação das frequências características de falha. Identificou-se que alguns passos apresentam resultados mais expressivos que outros. Dos dez passos do ciclo de teste padrão, os passos 7, 3 e 6 apresentaram melhores resultados para identificação das frequências características de falha para os câmbios D1, D2 e D3 respectivamente. Assim, estes serão os passos que terão seus resultados apresentados e discutidos em maior detalhe. Os demais resultados obtidos nos outros passos estão disponíveis no Anexo A desse trabalho.

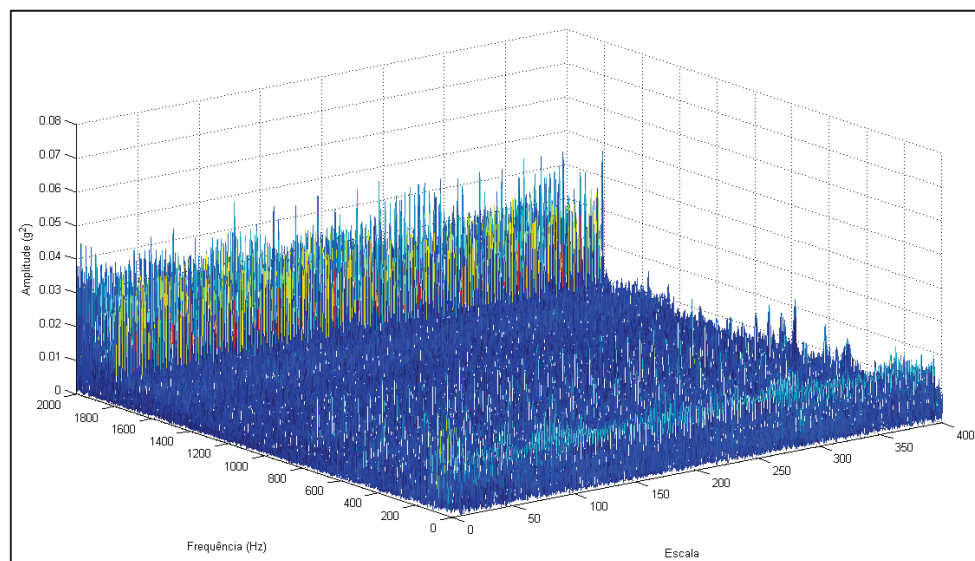
As figuras 57 e 58 apresentam os resultados de análise morfológica multiescalar no sétimo passo dos câmbios sem dano e D1, respectivamente. Nota-se uma diferença significativa na ordem de grandeza dos níveis de amplitude das duas situações. Nesse caso, o câmbio com dano apresenta uma amplitude cerca de dez vezes mais alta que o câmbio sem dano.

Figura 57 – Análise morfológica multiescalar – Passo 07 do câmbio sem dano



Fonte: Autor, 2015

Figura 58 – Análise morfológica multiescalar – Passo 7 do câmbio D1



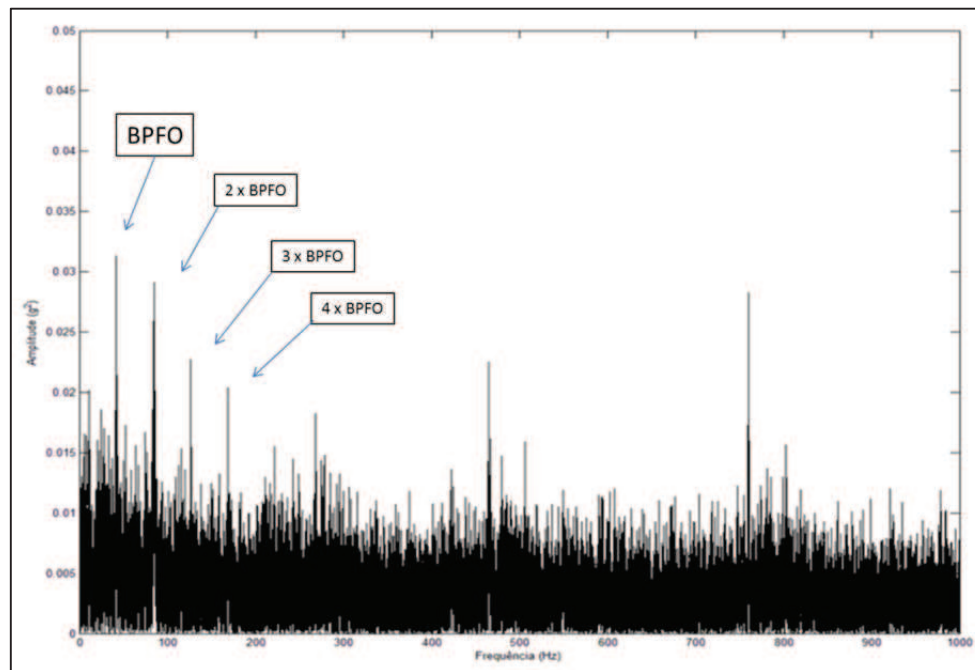
Fonte: Autor, 2015

A figura 59 apresenta o resultado dessa análise no câmbio D1 submetido ao sétimo passo. Esse câmbio teve dano introduzido na capa externa de rolamento, o que excita uma frequência específica denominada BPFO (do inglês *Ball Pass Frequency Outer ring* ou frequência de excitação do elemento rolante na pista externa de rolamento), que pode ser determinada como

$$\text{BPFO} = \frac{Z \cdot f_r}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right) \quad (31)$$

onde Z é o número de elementos rolantes, f_r é a frequência de rotação do eixo, d é o diâmetro do elemento rolante, D é o diâmetro primitivo do rolamento e α é o ângulo de contato do rolamento com a sua pista externa.

Figura 59 – Espectro de frequência do câmbio D1 – passo 07

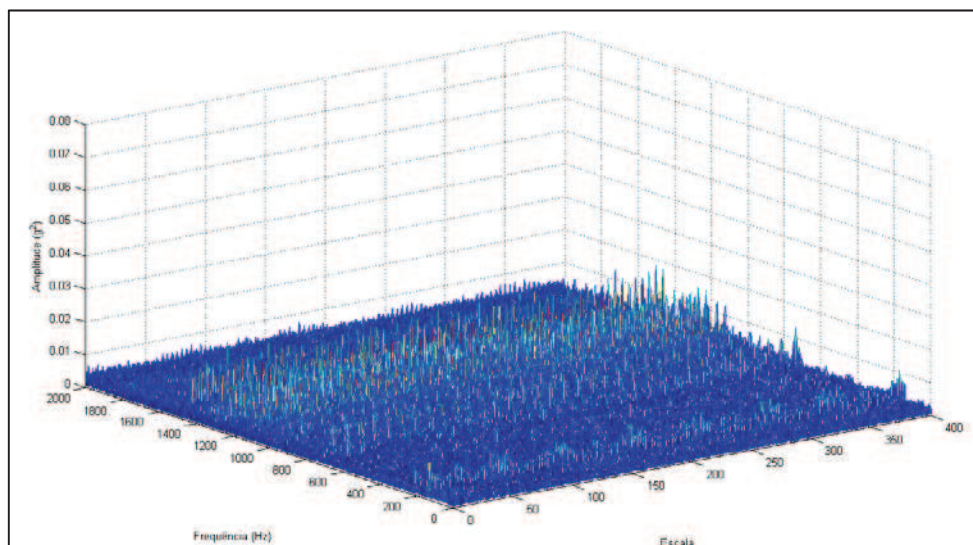


Fonte: Autor, 2015

Nota-se que a BPFO nesse passo (41,74 Hz e seus múltiplos) apresenta-se com altos picos, indicando altos níveis de energia concentrada devido ao dano presente na capa de rolamento.

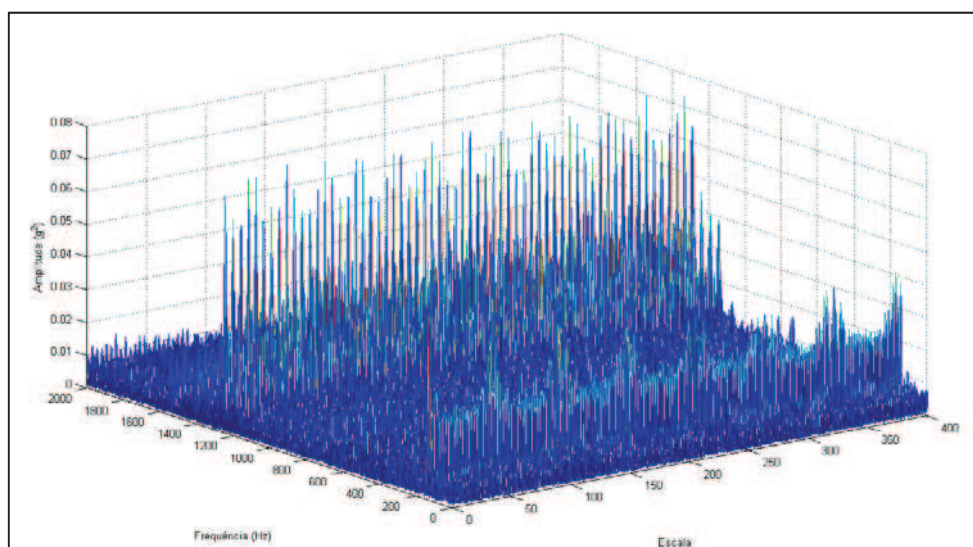
A mesma análise foi desenvolvida para o câmbio D2. Apresentam-se os resultados obtidos via morfologia matemática nas figuras 60 e 61. De maneira análoga à análise do câmbio D1, também é possível notar uma diferença significativa na amplitude dos dois sinais. O câmbio sem dano apresenta amplitude cerca de quatro vezes menor quando comparado aos resultados apresentados pelo câmbio D2.

Figura 60 – Análise morfológica multiescalar – Passo 3 do câmbio sem dano



Fonte: Autor, 2015

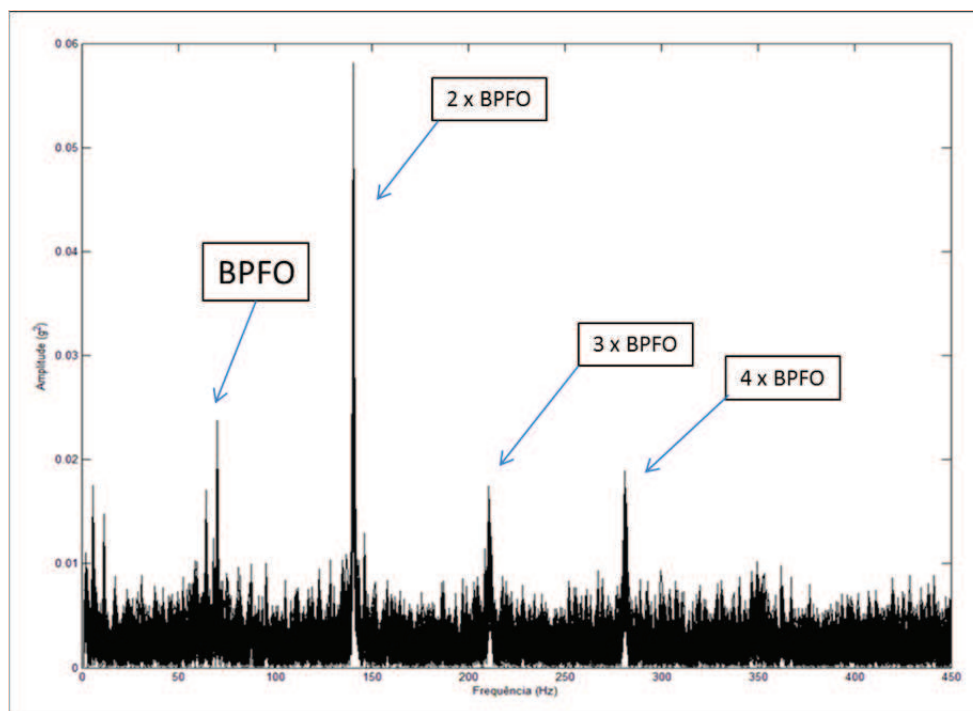
Figura 61 – Análise morfológica multiescalar – Passo 3 do câmbio D2



Fonte: Autor, 2015

Da mesma forma, o terceiro passo do ciclo de teste do câmbio D2 altos níveis de concentração de energia em torno de BPFO (69,75 Hz e seus múltiplos), indicando a presença do dano na pista externa de rolamento, como pode ser observado na figura 62, abaixo.

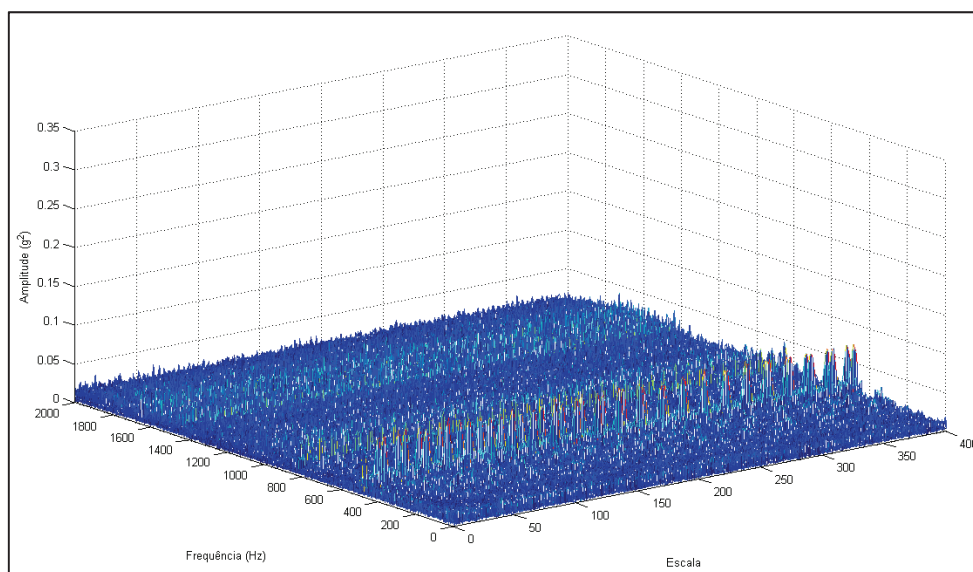
Figura 62 – Espectro de frequência do câmbio D2 – passo 03



Fonte: Autor, 2015

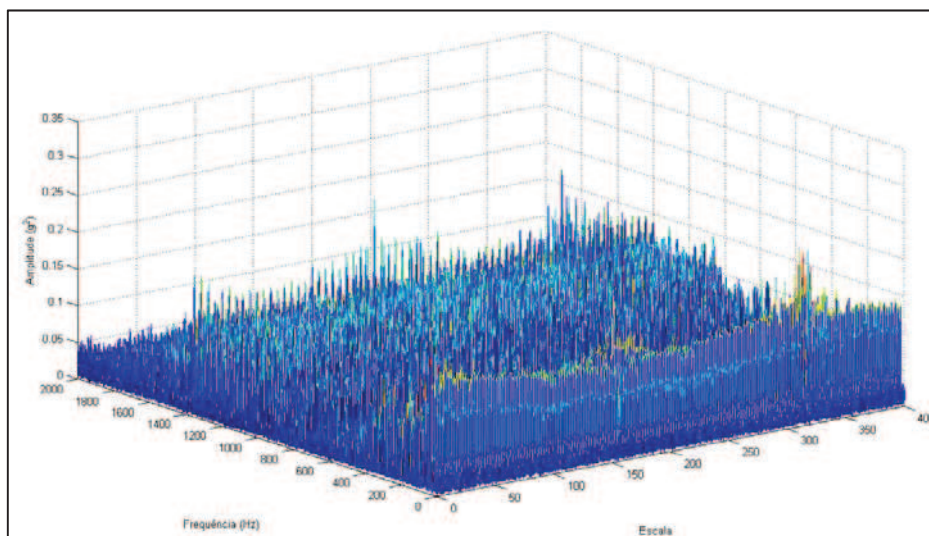
Por fim, apresenta-se a análise morfológica do sexto passo dos câmbios sem dano e D3. A análise morfológica, apresentada pelas figuras 63 e 64, demonstra que os níveis de amplitude do câmbio D3 é cerca de três vezes maior que a do câmbio sem dano.

Figura 63 – Análise morfológica multiescalar – Passo 6 do câmbio sem dano



Fonte: Autor, 2015

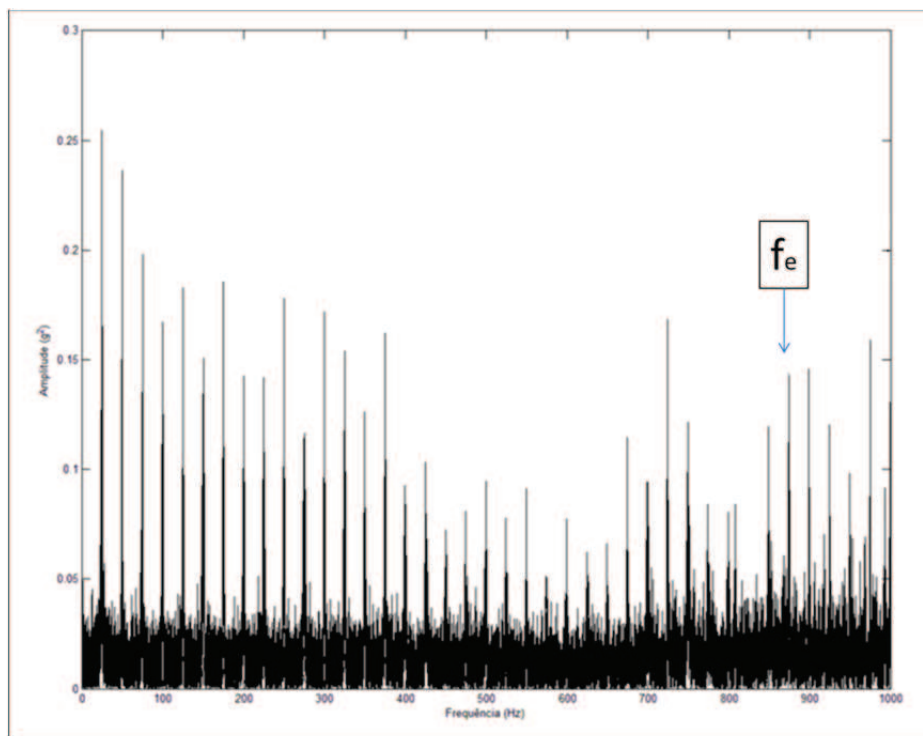
Figura 64 – Análise morfológica multiescalar – Passo 6 do câmbio D3



Fonte: Autor, 2015

O câmbio D3 tem o seu espectro de frequência no sexto passo representado pela figura 65. A frequência de engrenamento, resultado do produto entre o número de dentes da engrenagem e a frequência do seu eixo, é de 875 Hz e está destacada na figura, acusando o dano no câmbio, bem como subharmônicas ao longo de todo espectro de frequência.

Figura 65 - Espectro de frequência do câmbio D3 – passo 06



Fonte: Autor, 2015

9. CONCLUSÕES

Nesse trabalho, câmbios automatizados utilizados em caminhões e ônibus do segmento pesados tiveram seus padrões de vibração monitorados e analisados. 10 câmbios aprovados pelos métodos atualmente disponíveis na fábrica compuseram um grupo de controle e foi base para o desenvolvimento de um sinal de câmbio aprovado equivalente. De maneira similar, outros três câmbios com danos conhecidos e controlados foram monitorados e, via técnicas de tratamento de sinal nos domínios do tempo e da frequência, tiveram seus sinais de vibração analisados.

As técnicas utilizadas no domínio do tempo (índice via biespectro, curtose, índice de energia via transformada Wavelet e operações desenvolvidas via morfologia matemática multiescalar com elemento estruturante tipo *double dot*) demonstraram ser possível identificar características específicas que acusam a presença ou não de dano nos câmbios testados.

Os índices obtidos via biespectro, curtose e wavelet apresentaram comportamento adequado, gerando valores mais altos do que os obtidos no câmbio de referência. De maneira similar, as análises via morfologia matemática demonstraram diferenças significativas entre o câmbio de referência e os demais. Nota-se, que os valores da referência ficaram mais altos que os demais. Esse resultado é esperado, haja vista que o índice de análise é um coeficiente de correlação do câmbio analisado contra uma referência aprovada. Desse modo, valores mais altos do índice representam câmbios em condições melhores, se comparados à referência. Observa-se também que os índices obtidos via morfologia matemática apresentaram uma maior estabilidade nos resultados, se comparados aos demais índices estudados e aplicados no domínio do tempo.

Ainda no domínio do tempo, foi possível identificar que alguns passos específicos do ciclo de teste apresentaram potenciais maiores de identificação de dano. Diante disso, observa-se uma possível redução do ciclo de testes,

removendo-se passos “redundantes” ou menos expressivos no que tange a identificação de danos nos câmbios.

As análises via domínio da frequência através do método proposto pelo trabalho apresentou bons resultados na identificação das frequências características dos diferentes tipos de dano nos câmbios. De modo análogo às análises no domínio do tempo, alguns passos do ciclo de teste apresentaram potencial maior de identificação das frequências características de falha. Do mesmo modo, essa constatação abre possibilidades para uma redução no tempo total de teste, refletindo em um aumento significativo da produtividade da bancada de testes.

Todos os câmbios foram medidos em cinco canais posicionados em regiões distintas do produto, de forma a monitorar o seu comportamento nas três direções, x , y e z , simultaneamente. Observou-se que os efeitos apresentados em uma direção eram também observados nas demais direções, ainda que em menor intensidade. Esse resultado já era esperado e demonstra que alguns modos de vibração possuem direções preferenciais de propagação, afetando em menor grau as demais direções.

Todos os parâmetros analisados serão utilizados como referência para o desenvolvimento de um sistema dedicado à análise e detecção de falhas em câmbios na linha de produção do produto testado nesse trabalho.

Sugere-se para trabalhos futuros:

1. Estudo de outros modos de falha (e.g. dano em elementos rolantes e em pistas internas de rolamento);
2. Estudo do efeito de diferentes geometrias de elementos estruturantes na análise morfológica e seus impactos quanto estabilidade e acurácia na identificação dos câmbios danificados;
3. Análise dos efeitos de um novo ciclo de teste em que o regime estacionário seja substituído por um regime transiente, com acelerações e frenagens ao longo do teste;
4. Análise do efeito da combinação de diferentes tipos de dano no mesmo câmbio;

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BELLOMO, P., DE VITO, C., LANG, C. H., SCAMARDI, L.. **In depth study of vehicle powertrains to identify causes of loose components rattle in transmissions**, ARTIGO SAE 2002 -01-0702, 2002

CAMPOS, V. F.. – **TQC – Controle da qualidade total (no estilo japonês)**. 8 ed. Belo Horizonte: Desenvolvimento Gerencial, 230p, 1999

CASELLA, G., BERGER, R. L. – **Inferência estatística** - tradução da 2ª edição norte-americana. Centage Learning, ISBN13: 9788522108947, ISBN10: 8522108943. Página 72, 2010

CHEN, Q., CHEN, Z., SUN, W. *et al.* – **A new structuring element for multi-scale morphology analysis and its application in rolling element bearing fault diagnosis**. Journal of Vibration and Control, 2013

CHEN, Z., GAO, N., SUN, W. *et al.* – **A signal based triangular structuring element for mathematical morphology analysis and its application in rolling element bearing fault diagnosis**. Shock and Vibration, p. 1-16, 2014

CHUNG, C. H. *et al.* – **Gear noise reduction through transmission error control and gear blank dynamic tuning**. In: SAE NOISE AND VIBRATION CONFERENCE & EXPOSITION, Traverse City. 1999-01-1766, 1999.

COLLIS, W. B; WHITE, P. R., HAMMOND, J. K – **Higher-order spectra: The Bispectrum and Trispectrum**. Mechanical Systems and Signal Processing 12, p. 375-394, 1998.

COMBET, F., GELMAN, L. – **Optimal filtering of gear signals for early damage detection based on the spectral kurtosis**. Mechanical System and Signal Processing 23, p.652-668, 2009

DALPIAZ, G., RIVOLA, A., RUBINI, R. – **Gear fault monitoring: Comparison of vibration analysis techniques**. Dipartimento di Ingegneria delle Costruzioni Meccaniche, Nucleari, Aeronautiche e di Metallurgia – University of Bologna, 1996

DAUBECHIES, I. – **Orthonormal Bases of Compactly Supported Wavelets**, Communications on Pure and Applied Mathematics, v.41, p. 909-996, November, 1988

DONG, G., CHEN, J., ZHAO, F. – **A frequency-shifted bispectrum for rolling element bearing diagnosis**. Journal of Sound and Vibration 339, p. 396-418, 2015

DONG, Y. B., LIAO, M. F., ZHANG, X. L., *et al.* – **Faults diagnosis of rolling element bearings based on modified morphological method**. Mechanical Systems and Signal Processing 25: 1276-1286, 2011

FACKRELL, J. W. A., WHITE, P. R., HAMMOND, J. K., PINNINGTON, R. J. – **The interpretation of the bispectra of vibration signals – I. Theory**. Mechanical Systems and Signal Processing, 9, p. 257-266, 1995

FACKRELL, J. W. A., WHITE, P. R., HAMMOND, J. K., PINNINGTON, R. J. – **The interpretation of the bispectra of vibration signals – II. Experimental Results and Applications**. Mechanical Systems and Signal Processing, 9, 1995, p. 267-274

FAN, X., ZUO, M. J. – **Gearbox fault detection using Hilbert and wavelet packet transform**. Mechanical System and Signal Processing 20, p. 966-982, 2006

GERGES, S. N. Y.. – **Diagnóstico de defeitos em rolamentos por medição de vibrações**. In: CONGRESSO NACIONAL DE INGENIERIA MECANICA, VII, Valdivia, 1996

GERGES, S. N. Y. – **Ruído: Fundamentos e controle**, Editora NR, 2ª edição, Florianópolis – SC, Brasil, 2000

GONZALEZ, R. C., WOODS, R. E. – **Digital Image Processing**, Addison-Wesley, Publishing Company, 1992

GRAPS, A. – **An introduction to Wavelets**, IEEE Computational Science and Engineering, v. 2, n. 2, 1995

GUOJI, S., MCLAUGHLIN, S., YONGCHENG, X., WHITE, P. – **Theoretical and experimental analysis of bispectrum of vibration signals for fault diagnosis of gears**, Mechanical System and Signal Processing 43, p.76-89, 2014.

HAN, L. J., ZHANG, L. J., YANG, J. H. – **Method for EEG feature extraction based on morphological pattern spectrum**, IEEE International Conference on Signal Acquisition and Processing, p.68-72, 2009.

HAO, R., CHU, F. – **Morphological undecimated wavelet decomposition for fault diagnosis of rolling element bearings**. Journal of Sound and Vibration 320, p. 1164-1177, 2009.

HOU, S., LI, Y., WANG, Z. – **A resonance demodulation method based on harmonic wavelet transform for rolling bearing fault diagnosis**. Structure Health Monitoring 9 (4) p. 297-312, 2010.

KIM, T. C., SINGH, R. – **Dynamic interactions between loaded and unloaded gear pairs under rattle conditions**, ARTIGO SAE 2001-01-1553, 2001

LI, C., LIANG, M., ZHANG, Y., *et al.* – **Multiscale autocorrelation via morphological wavelet slices for rolling element bearing fault diagnosis**. Mechanical Systems and Signal Processing 31:428-446, 2012

LI, H., XIAO, D. – **Fault diagnosis using pattern classification based on one-dimensional adaptive rank-order morphological filter**. Journal of Process Control 22, p.436-449, 2012

Manual Técnico Online – Koyo. **Estruturas e tipos de rolamento**. Disponível em <<http://www.koyo.com.br/pdf/tecnica.pdf>>. Acessado em 22 de julho de 2014.

Manual Técnico Online – NTN Americas. **Bearing Frequencies**. Disponível em <<http://www.ntnamericas.com/en/website/documents/brochures-and-literature/tech-sheets-and-supplements/frequencies.pdf>>. Acessado em 22 de julho de 2014

Manual Volvo de Concessionárias. Acessado em 20 de janeiro de 2015

MARAGOS, P. – **Pattern spectrum and multiscale shape recognition**. IEEE Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence 11(7): 701-716, 1989.

MAZZO, N. – **Engrenagens Cilíndricas: da concepção à fabricação**. São Paulo. Editora Edgar Blücher, 2013

McFADDEN, P. D., SMITH, J. D. – **Vibration Monitoring of roller element bearing by the high-frequency resonance technique – a review**. *Tribology International* 17(1): 3-10, 1984

MESQUITA, A. L. A., SANTIAGO, D. F. A., BEZERRA, R. A., MIRANDA, U. A., DIAS JR, M., PEDERIVA, R. – **Detecção de falhas em rolamentos usando transformadas tempo-frequência – comparação com análise de envelope**. In: MECÂNICA COMPUTACIONAL VOL. XXI, Santa-fé Paraná – Argentina, p 1938-1954, 2002

MOHAMMED, O. D., RANTATALO, M., AIDANPÄÄ, J., KUMAR, U. – **Vibration signal analysis for gear fault diagnosis with various crack progression scenarios**. Mechanical Systems and Signal Processing 41 p176-195, 2013

MONTERO, F. H. E., MEDINA, O. C.. – **The application of bispectrum on diagnosis of rolling element bearings: A theoretical approach**. Mechanical System Signal Processing 22. p. 588-596 2008

NIKIAS, C. L., RAGHUVeer, M. R. – **Bispectrum Estimation: A digital signal processing framework**. Proceedings of the IEEE, vol. 75, no 7, p. 869-891, 1987

NIKOLAOU N.G., ANTONIADIS, I.A. – **Application of morphological operators as envelope extractors for impulsive-type periodic signals**. Mechanical Systems and Signal Processing 17: 1147-1162, 2003

NIKOLAOU N.G., ANTONIADIS, I.A. – **Demodulation of vibration signals generated by defects in rolling element bearings using complex shifted Morlet wavelets**. Mechanical Systems and Signal Processing 16(4): 677-694, 2002

NIKOLAOU N.G., ANTONIADIS, I.A. – **Rolling element bearing fault diagnosis using wavelet packets**. Ndt & E International 35.3: 197-205, 2002

RAJ, A. S., MURALI, N. – **Early classification of bearing faults using morphological operators and fuzzy inference**. IEEE Transactions on Industrial Electronics 60(2) p.567-574, 2013

RANDAL R. B. – **A new method of modeling gear faults**. Journal of mechanical design, ASME, v.104 p259-267, 1982

REDA TAHA, M, M., NOURELDIN, A., LUCERO, J. L., BACA, T. J. – **Wavelet Transformation for Structural Health Monitoring: A Compendium of Uses and Features**, Structural Health Monitoring 5, p257-295, 2006

RIVOLA, A., WHITE, P. R. – **Bispectral analysis of the bilinear oscillator with application to the detection of fatigue cracks**. Journal of sound and vibration 216, p. 889-910, 1998

SAWALHI, N., RANDAL, R. B., ENDO, H. – **The enhancement of fault detection and diagnosis in rolling element bearings using minimum entropy deconvolution combined with spectral kurtosis**. Mechanical System Signal Processing 21: 2616-2633, 2007

SERRA, J. – **Image analysis and Mathematical Morphology**. New York: Academic Press. 1982

SERRA, J. – **Introduction do Mathematical Morphology**. Computer vision, graphics and image processing 35. pp 283-305. 1986

SHI, D.,F., BAO, M., QU, L.,S. – **Application of wavelet envelope analysis to rolling bearing diagnosis**. China Mechanical Engineering 11(12): 1382-1385, 2000

SHU, H.C., WANG, J., CHEN, X.Y. – **Multiscale morphology analysis of dynamic power quality disturbances**. Proceedings of the Chinese Society for Electrical Engineering (CSEE) 24(4): 63-67, 2004

SIGL J. C., CHAMOUN, N. G. – **An introduction to bispectral analysis for the electroencephalogram**. Journal of clinical monitoring, Vol 10, No 6, 1994, p. 392-404

SOEIRO, N. S. – **Uma metodologia de modelagem vibro-acústica de caixa de engrenagem de uso veicular**. Tese de doutorado, UFSC, Florianópolis, 2000.

TSE, P., PENG, Y., YAM, R. – **Wavelet Analysis and Envelope Detection for Rolling Element Bearing Fault Diagnosis – Their effectiveness and Flexibilities**. Journal of Vibration and Acoustics, 123(3), 303-310, 2001.

VINCENZO, N., GIUSEPPE, Q., ANIELLO, F. – **The detection of gear noise computed by integrating the fourier and wavelet methods**. WSEAS Transaction on Signal Processing 4 (3) p. 60-67, 2008.

WANG J, XU, G.H., ZHANG, Q. *et al.* – **Application of improved morphological filter to the extraction of impulsive attenuation signals**. Mechanical Systems and Signal Processing 23: 236-245, 2009

WANG, L., WANG C. – **Early fault diagnosis of the rolling bearing using wavelet transformation**. Chinese journal of applied mechanics 16(2), 95-99 1999

WANG, W. J., MCFADDEN, P. D. – **Application of wavelets to gearbox vibration signals for fault detection**. Journal of Sound and Vibration 192 (5) p. 927-939, 1996.

WITTENSTEIN North America. – **Engineering Glossary**. Disponível em <<http://www.wittenstein-us.com/tech-support/engineering-glossary/#B>>. Acesso em: 23 de julho de 2014

YU X.T., LU, W.X., CHU, F.L. – **Fault diagnostics based on pattern spectrum entropy and proximal support vector machine**. Key Engineering Materials 413 414: 607-612, 2009

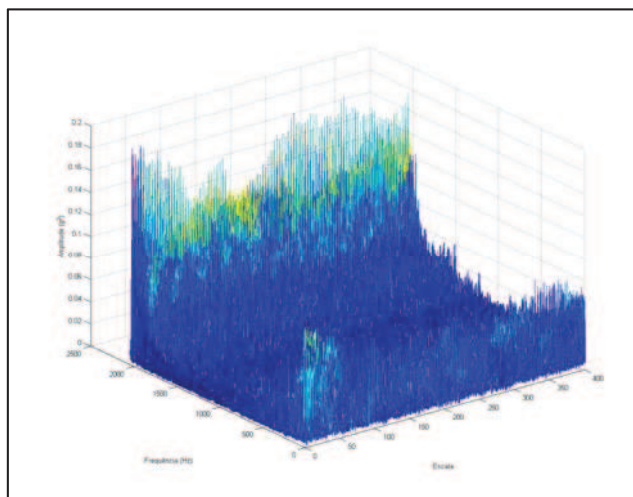
ZHANG, L.J., XU, J.W., YANG, J.H., *et al.* – **Multiscale morphology analysis and its application to fault diagnosis**. Mechanical Systems and Signal Processing 22: 597-610, 2008

ANEXO A

O Anexo A apresenta os resultados obtidos via método de morfologia matemática multiescalar descrito na sessão 8.2.

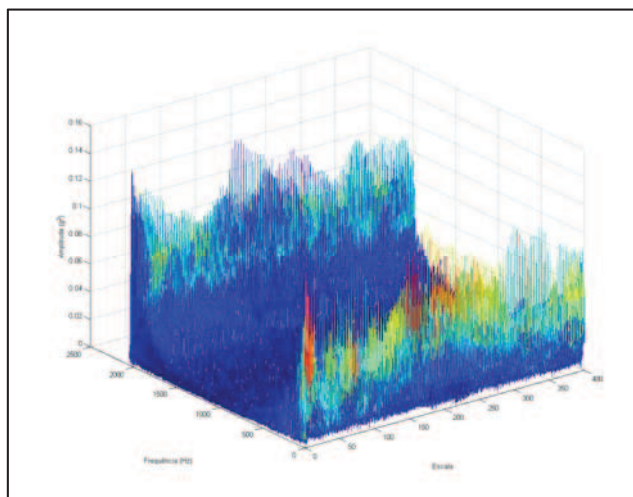
As figuras 66 a 85 apresentam os resultados obtidos em todos os passos do câmbio D1.

Figura 66 – Análise morfológica multiescalar – Passo 1 do câmbio D1



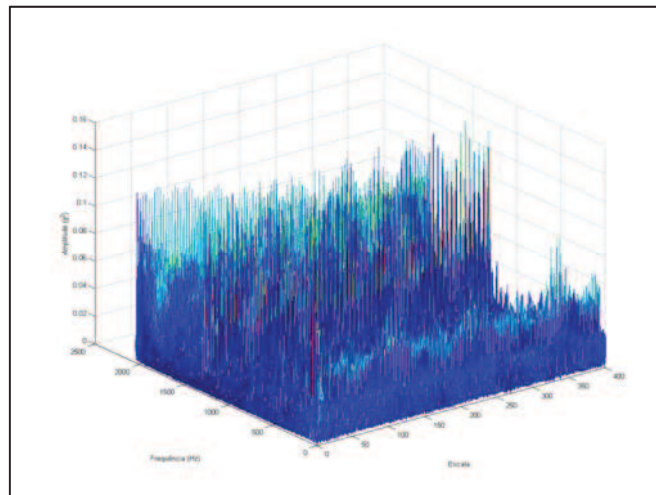
Fonte: Autor, 2015

Figura 67 – Análise morfológica multiescalar – Passo 2 do câmbio D1



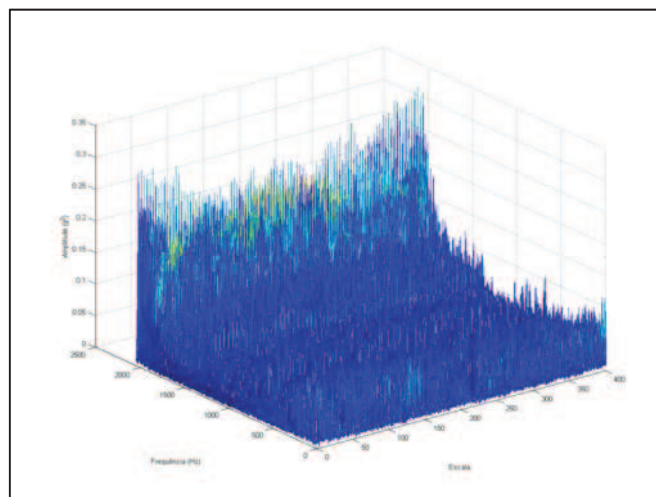
Fonte: Autor, 2015

Figura 68 – Análise morfológica multiescalar – Passo 3 do câmbio D1



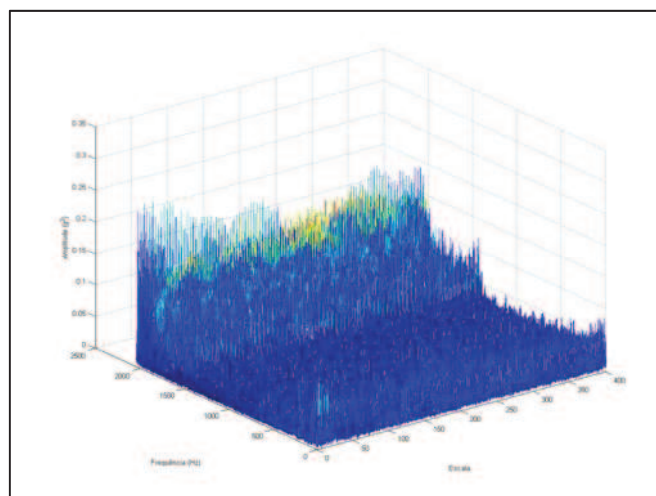
Fonte: Autor, 2015

Figura 69 – Análise morfológica multiescalar – Passo 4 do câmbio D1



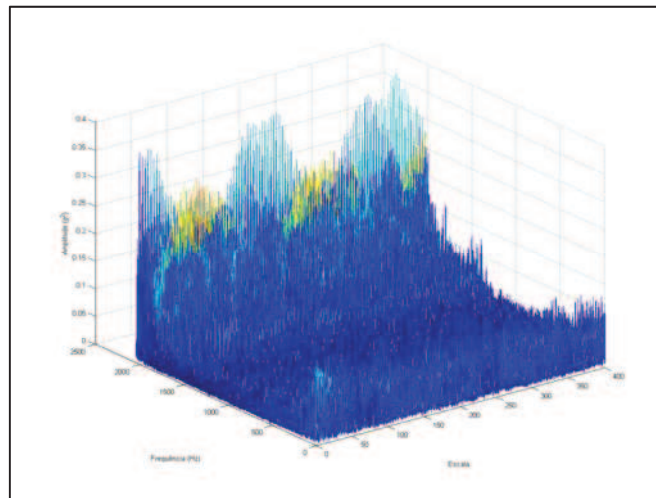
Fonte: Autor, 2015

Figura 70 – Análise morfológica multiescalar – Passo 5 do câmbio D1



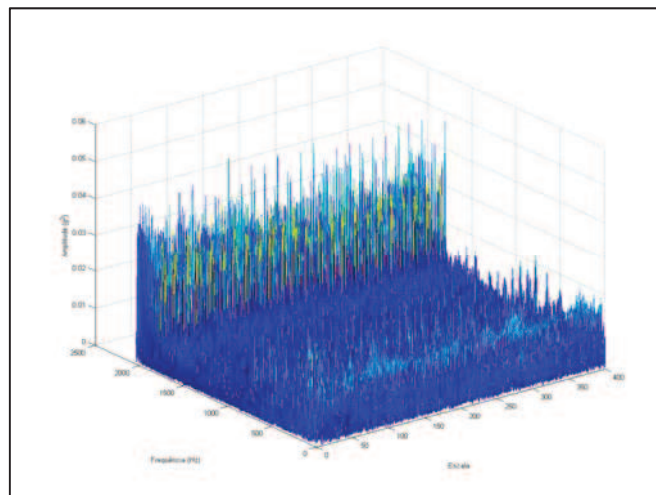
Fonte: Autor, 2015

Figura 71 – Análise morfológica multiescalar – Passo 6 do câmbio D1



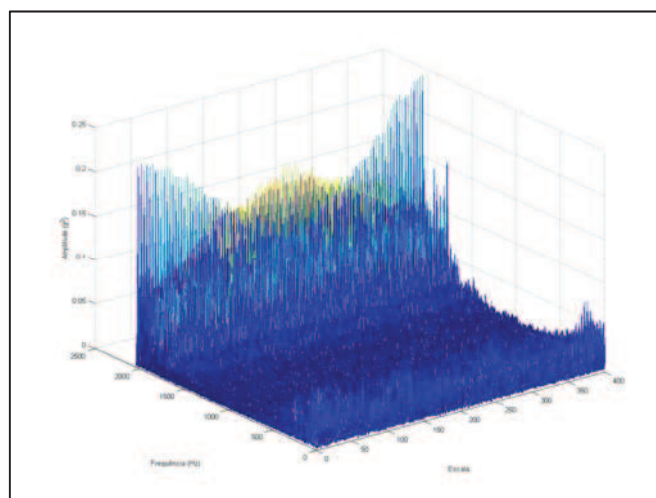
Fonte: Autor, 2015

Figura 72 – Análise morfológica multiescalar – Passo 7 do câmbio D1



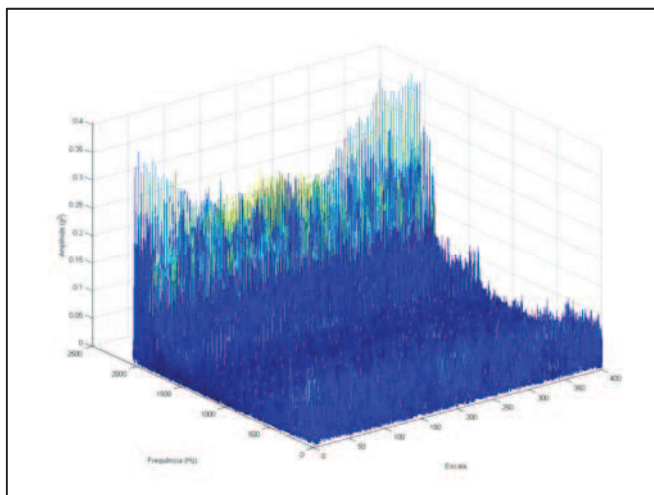
Fonte: Autor, 2015

Figura 73 – Análise morfológica multiescalar – Passo 8 do câmbio D1



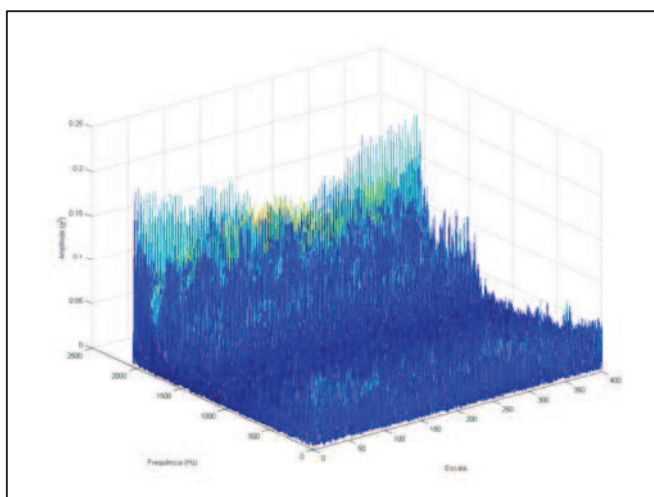
Fonte: Autor, 2015

Figura 74 – Análise morfológica multiescalar – Passo 9 do câmbio D1



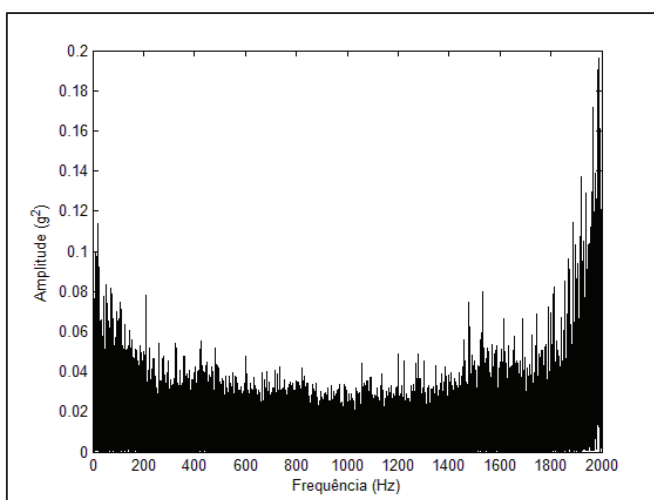
Fonte: Autor, 2015

Figura 75 – Análise morfológica multiescalar – Passo 10 do câmbio D1

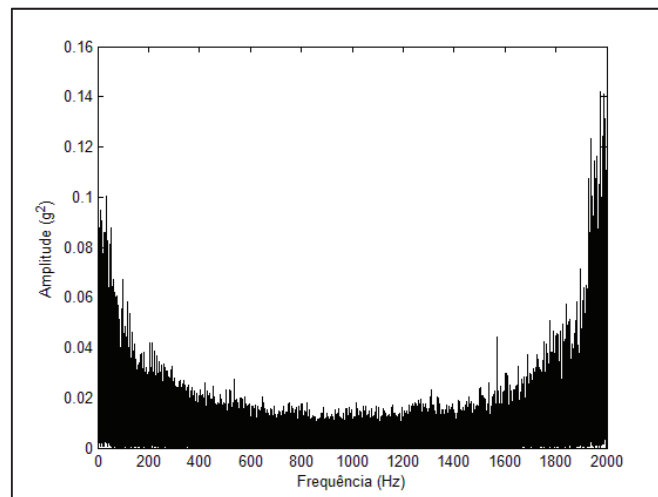


Fonte: Autor, 2015

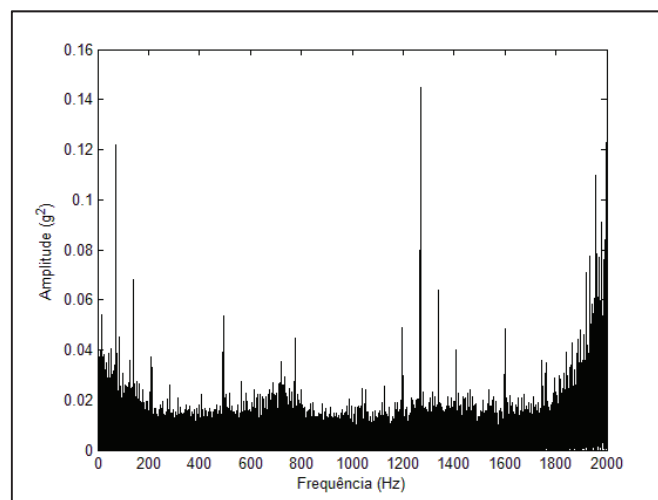
Figura 76 – Espectro de frequência do câmbio D1 – passo 01



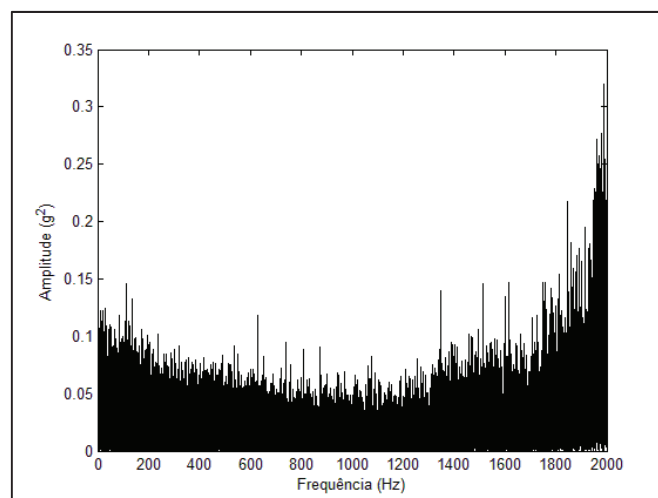
Fonte: Autor, 2015

Figura 77 – Espectro de frequência do câmbio D1 – passo 02

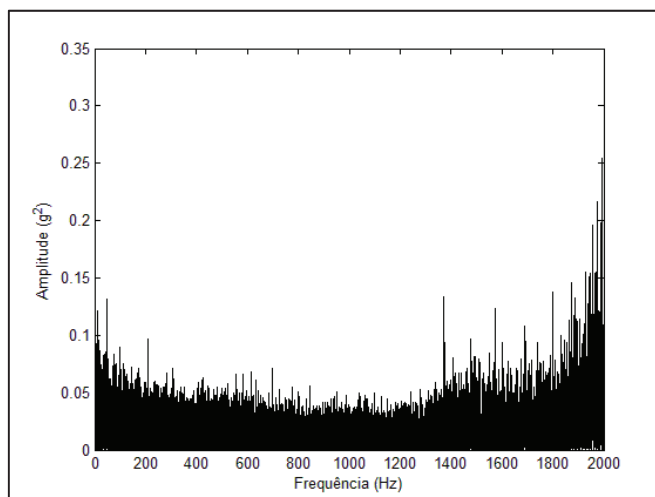
Fonte: Autor, 2015

Figura 78 – Espectro de frequência do câmbio D1 – passo 03

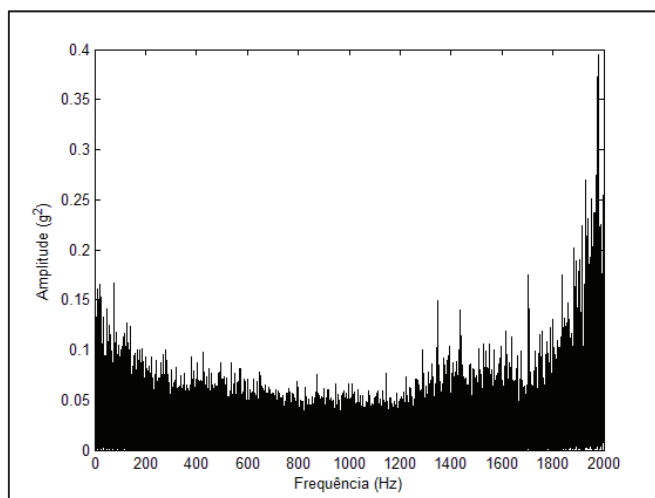
Fonte: Autor, 2015

Figura 79 – Espectro de frequência do câmbio D1 – passo 04

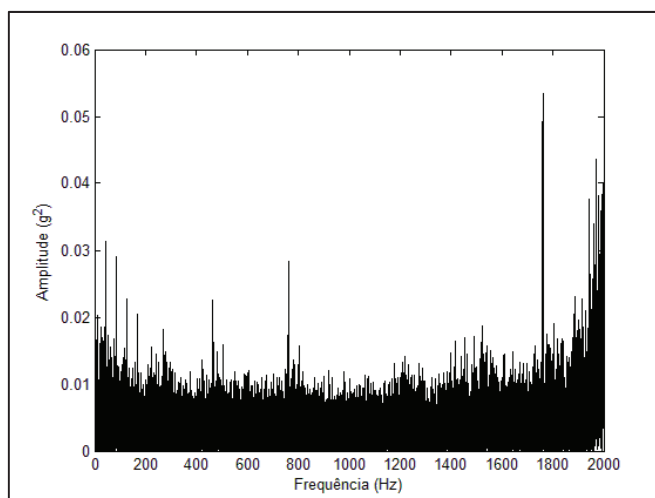
Fonte: Autor, 2015

Figura 80 – Espectro de frequência do câmbio D1 – passo 05

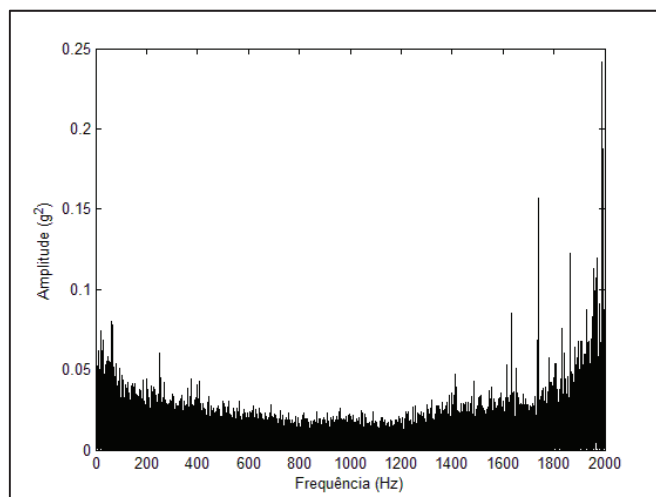
Fonte: Autor, 2015

Figura 81 – Espectro de frequência do câmbio D1 – passo 06

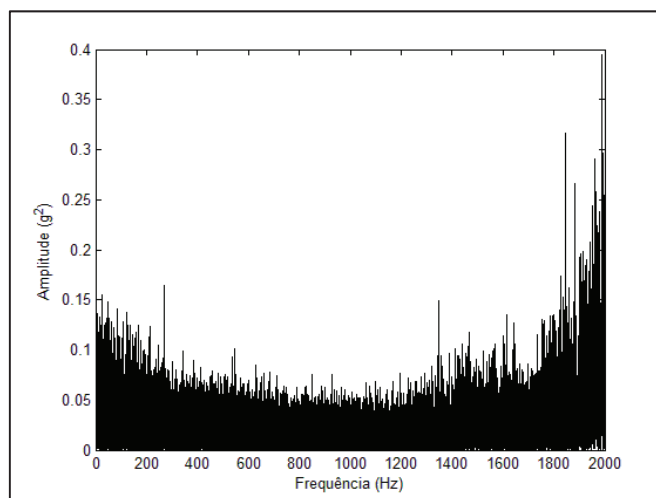
Fonte: Autor, 2015

Figura 82 – Espectro de frequência do câmbio D1 – passo 07

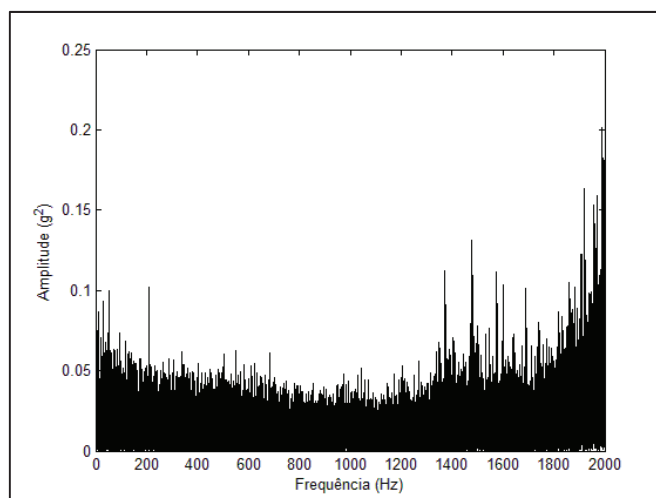
Fonte: Autor, 2015

Figura 83 – Espectro de frequência do câmbio D1 – passo 08

Fonte: Autor, 2015

Figura 84 – Espectro de frequência do câmbio D1 – passo 09

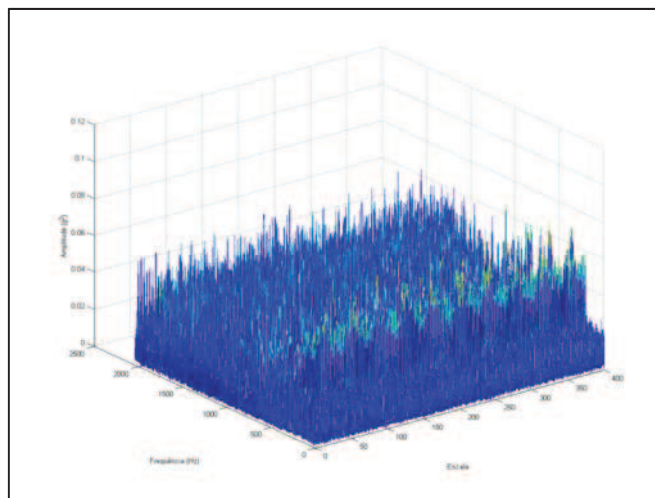
Fonte: Autor, 2015

Figura 85 – Espectro de frequência do câmbio D1 – passo 10

Fonte: Autor, 2015

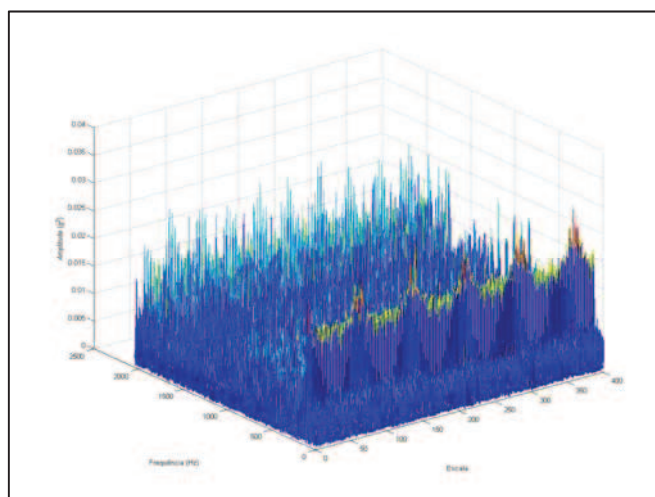
As figuras 86 a 105 apresentam os resultados obtidos em todos os passos do câmbio D2.

Figura 86 – Análise morfológica multiescalar – Passo 1 do câmbio D2



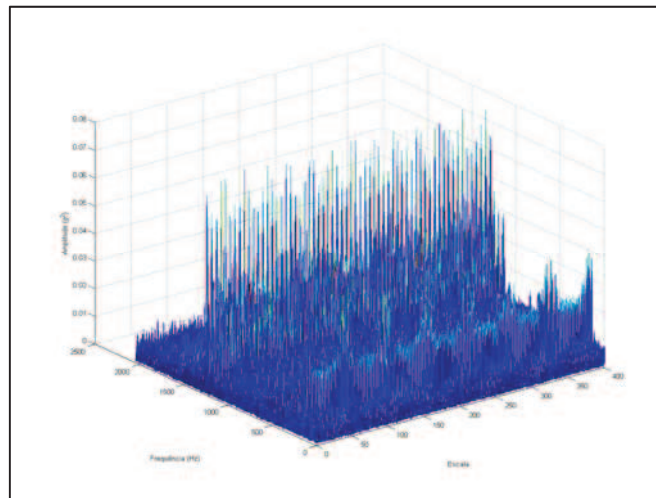
Fonte: Autor, 2015

Figura 87 – Análise morfológica multiescalar – Passo 2 do câmbio D2



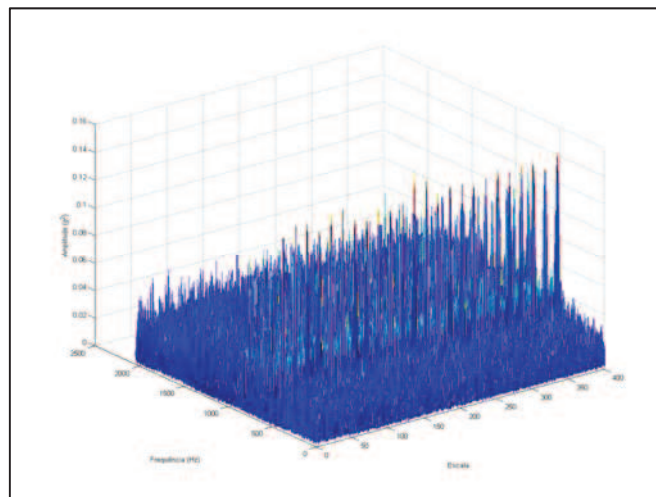
Fonte: Autor, 2015

Figura 88 – Análise morfológica multiescalar – Passo 3 do câmbio D2



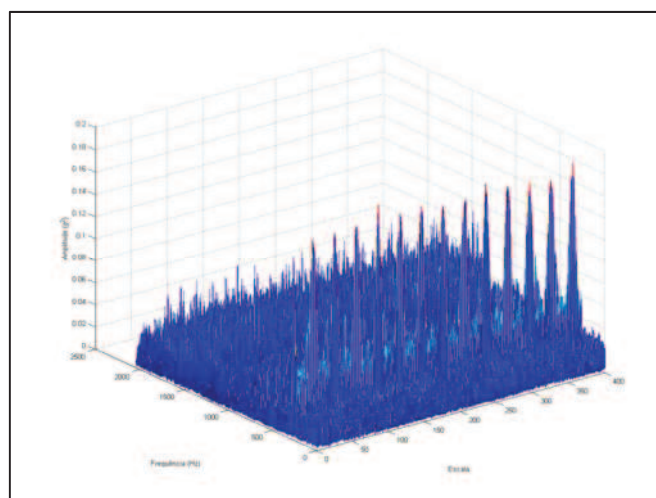
Fonte: Autor, 2015

Figura 89 – Análise morfológica multiescalar – Passo 4 do câmbio D2



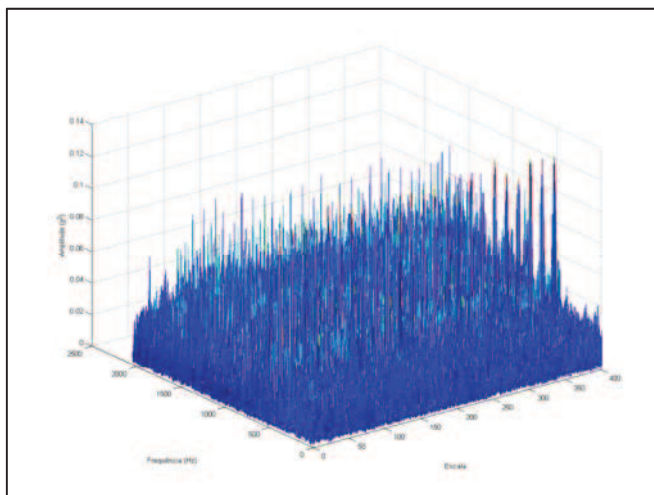
Fonte: Autor, 2015

Figura 90 – Análise morfológica multiescalar – Passo 5 do câmbio D2



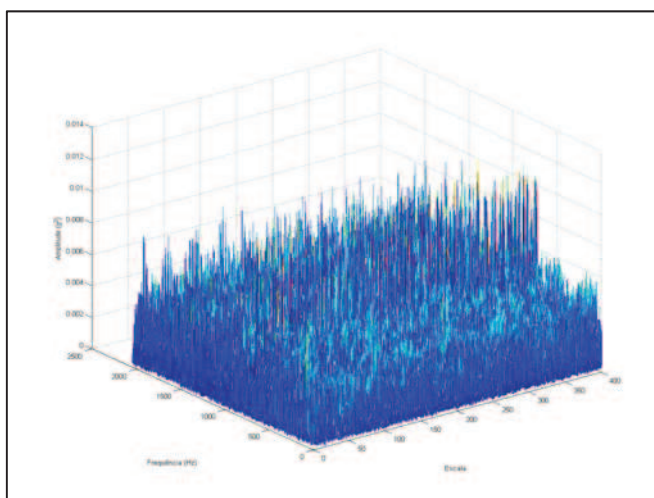
Fonte: Autor, 2015

Figura 91 – Análise morfológica multiescalar – Passo 6 do câmbio D2



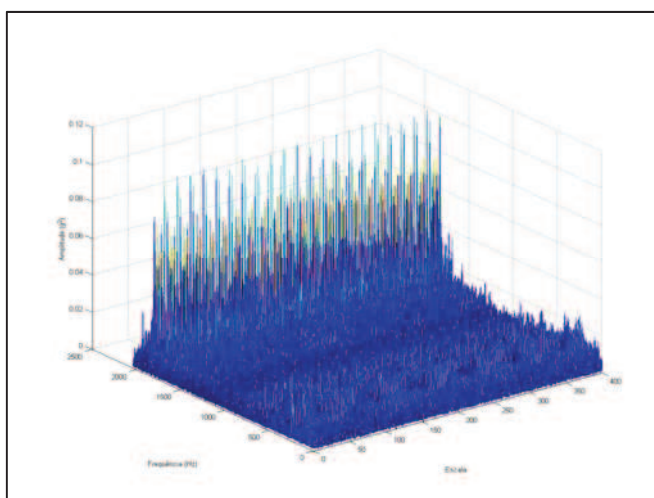
Fonte: Autor, 2015

Figura 92 – Análise morfológica multiescalar – Passo 7 do câmbio D2



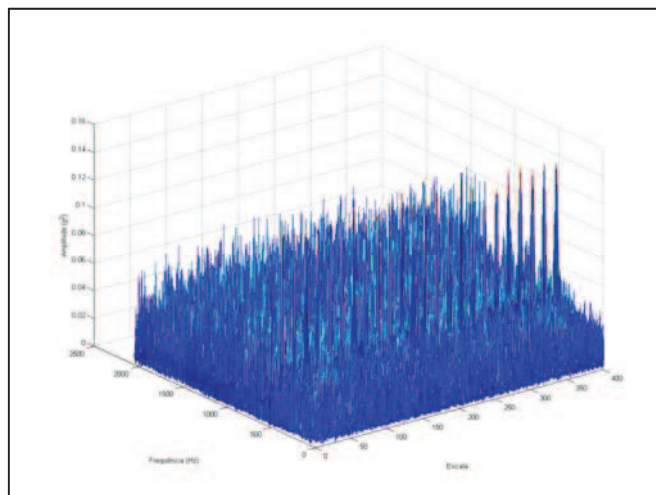
Fonte: Autor, 2015

Figura 93 – Análise morfológica multiescalar – Passo 8 do câmbio D2



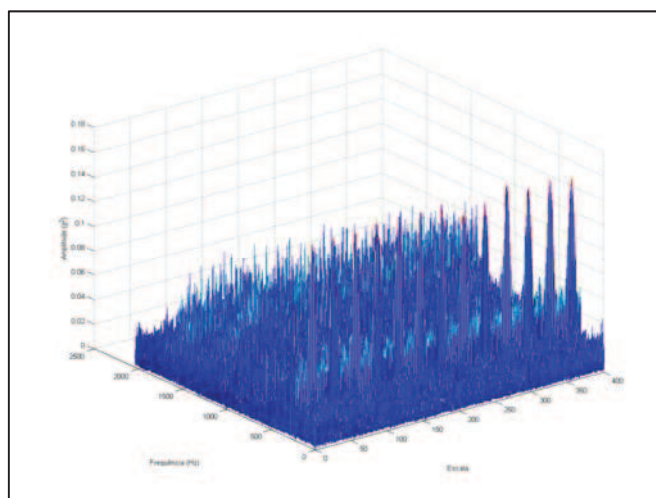
Fonte: Autor, 2015

Figura 94 – Análise morfológica multiescalar – Passo 9 do câmbio D2



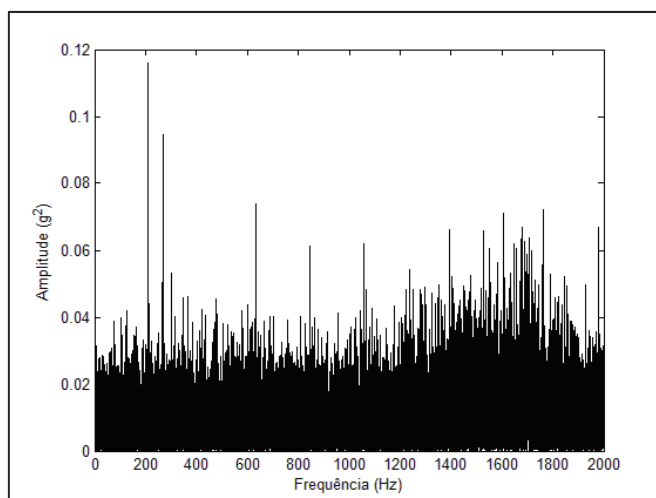
Fonte: Autor, 2015

Figura 95 – Análise morfológica multiescalar – Passo 10 do câmbio D2

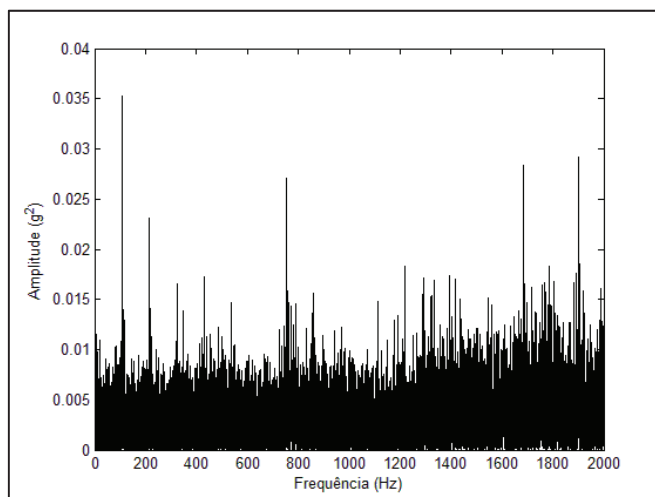


Fonte: Autor, 2015

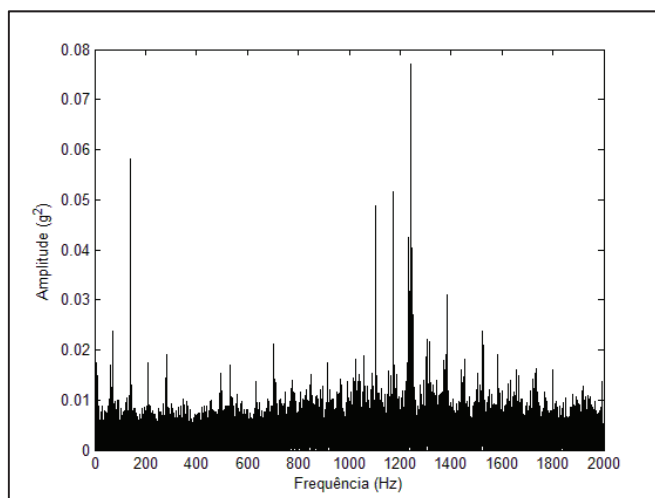
Figura 96 – Espectro de frequência do câmbio D2 – passo 1



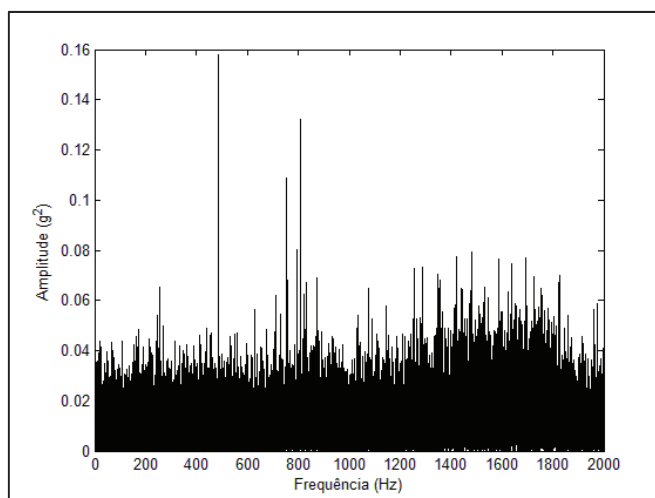
Fonte: Autor, 2015

Figura 97 – Espectro de frequência do câmbio D2 – passo 2

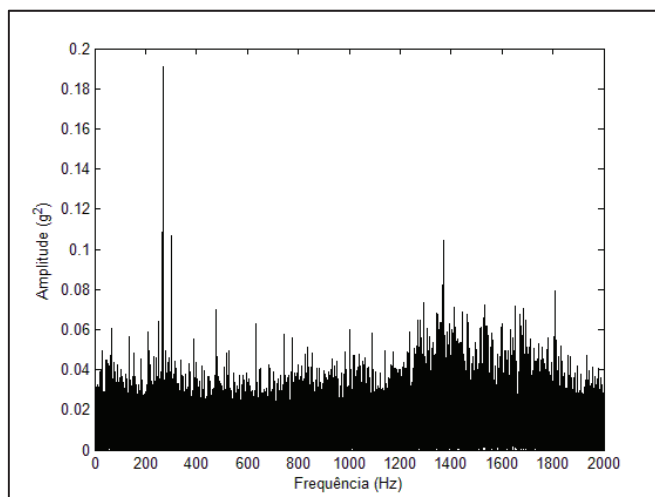
Fonte: Autor, 2015

Figura 98 – Espectro de frequência do câmbio D2 – passo 3

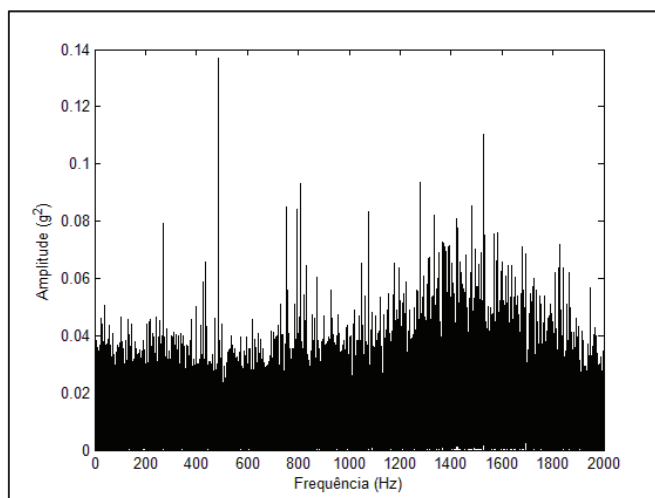
Fonte: Autor, 2015

Figura 99 – Espectro de frequência do câmbio D2 – passo 4

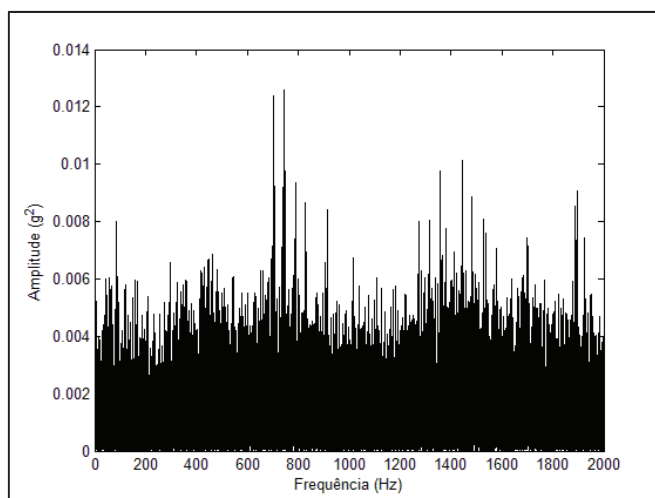
Fonte: Autor, 2015

Figura 100 – Espectro de frequência do câmbio D2 – passo 5

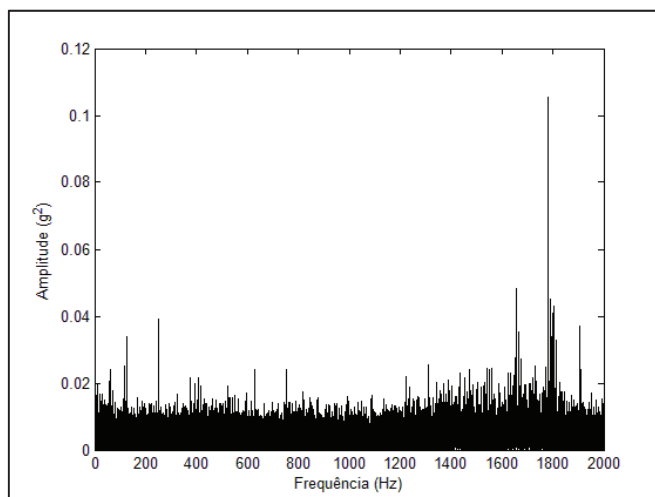
Fonte: Autor, 2015

Figura 101 – Espectro de frequência do câmbio D2 – passo 6

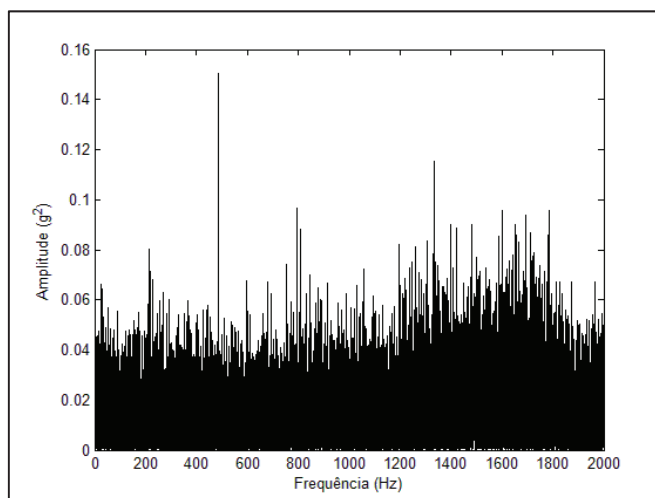
Fonte: Autor, 2015

Figura 102 – Espectro de frequência do câmbio D2 – passo 7

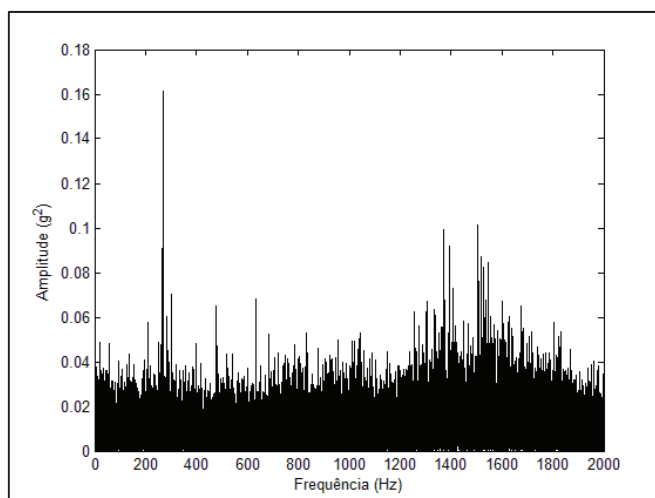
Fonte: Autor, 2015

Figura 103 – Espectro de frequência do câmbio D2 – passo 8

Fonte: Autor, 2015

Figura 104 – Espectro de frequência do câmbio D2 – passo 9

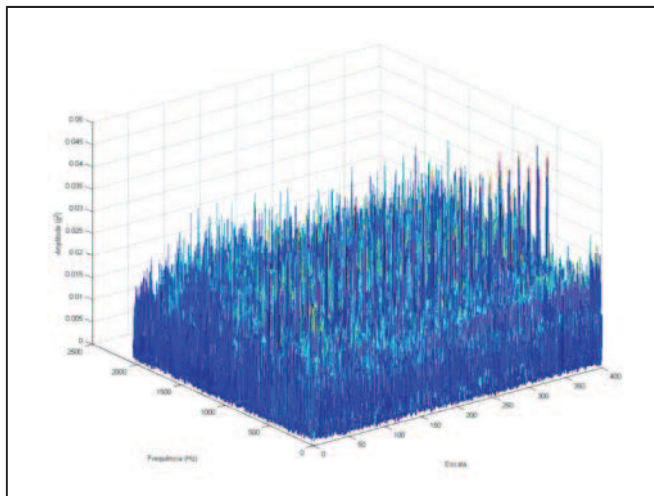
Fonte: Autor, 2015

Figura 105 – Espectro de frequência do câmbio D2 – passo 10

Fonte: Autor, 2015

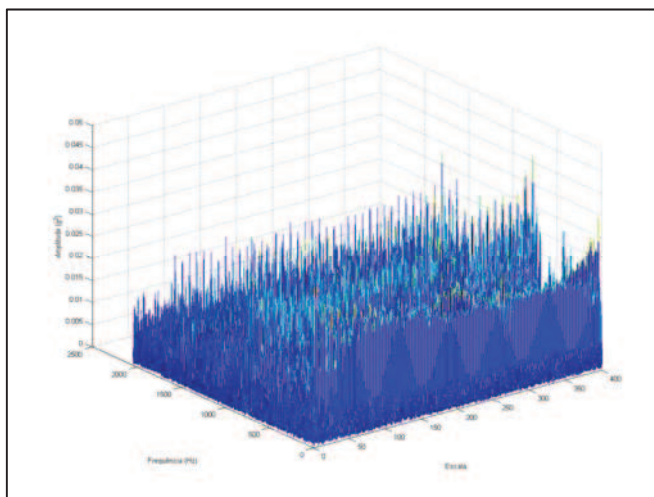
Por fim, as figuras 106 a 125 apresentam os resultados obtidos em todos os passos do câmbio D3.

Figura 106 – Análise morfológica multiescalar – Passo 1 do câmbio D3



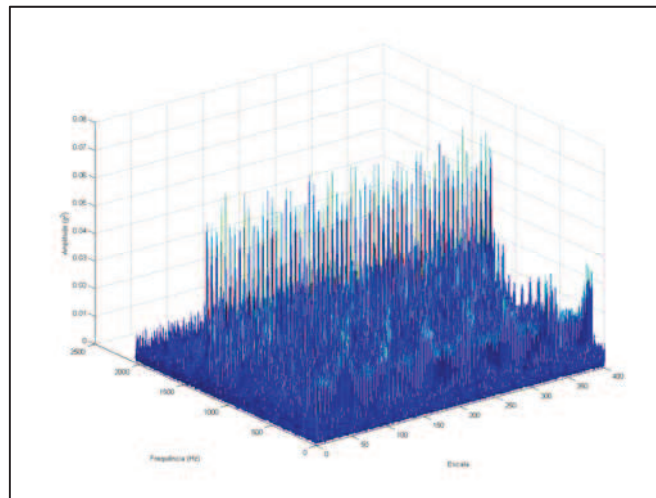
Fonte: Autor, 2015

Figura 107 – Análise morfológica multiescalar – Passo 2 do câmbio D3



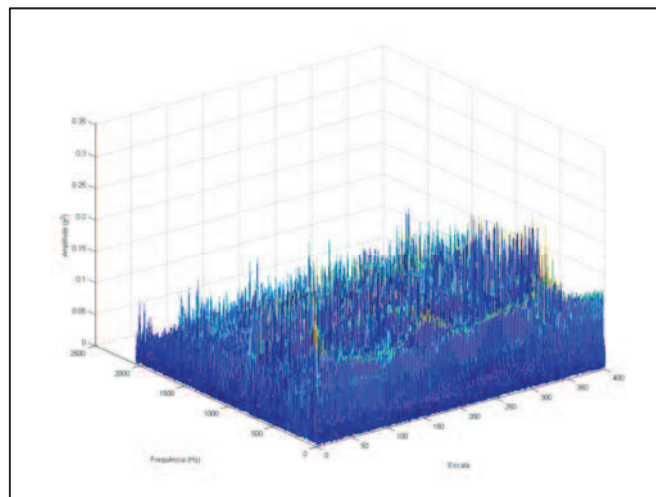
Fonte: Autor, 2015

Figura 108 – Análise morfológica multiescalar – Passo 3 do câmbio D3



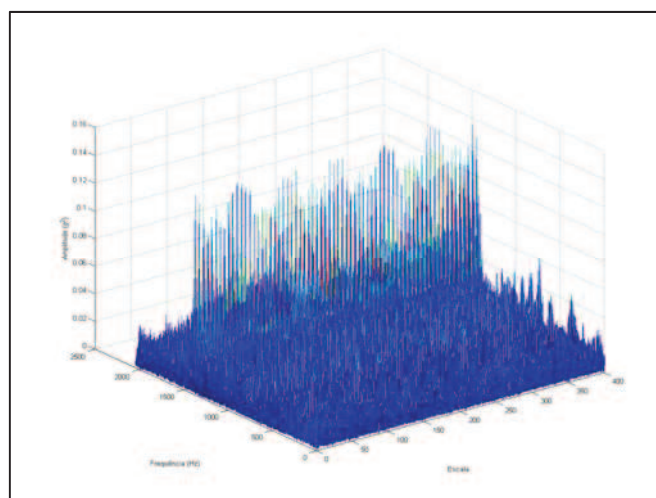
Fonte: Autor, 2015

Figura 109 – Análise morfológica multiescalar – Passo 4 do câmbio D3



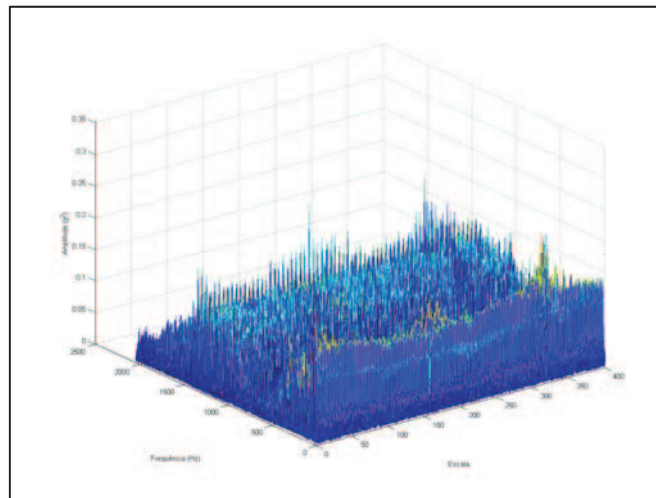
Fonte: Autor, 2015

Figura 110 – Análise morfológica multiescalar – Passo 5 do câmbio D3



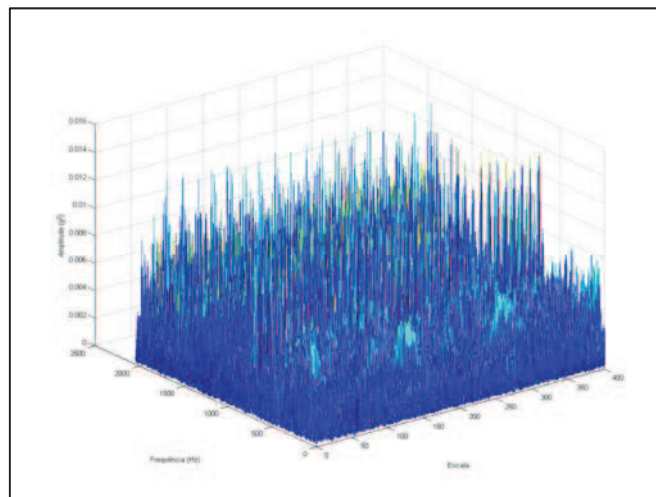
Fonte: Autor, 2015

Figura 111 – Análise morfológica multiescalar – Passo 6 do câmbio D3



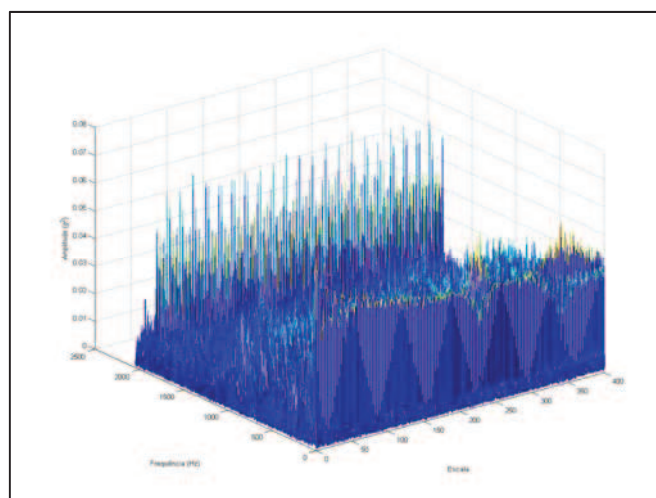
Fonte: Autor, 2015

Figura 112 – Análise morfológica multiescalar – Passo 7 do câmbio D3



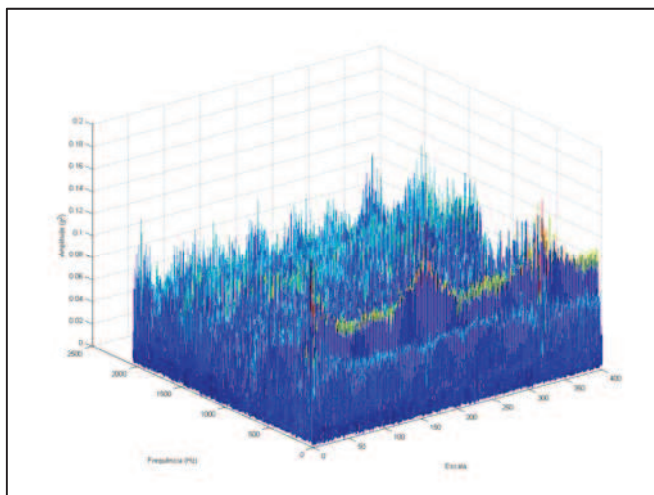
Fonte: Autor, 2015

Figura 113 – Análise morfológica multiescalar – Passo 8 do câmbio D3



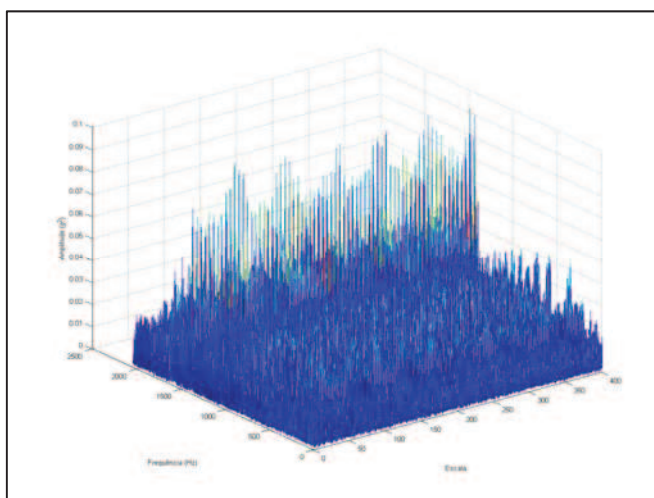
Fonte: Autor, 2015

Figura 114 – Análise morfológica multiescalar – Passo 9 do câmbio D3



Fonte: Autor, 2015

Figura 115 – Análise morfológica multiescalar – Passo 10 do câmbio D3



Fonte: Autor, 2015

Figura 116 – Espectro de frequência do câmbio D3 – passo 1

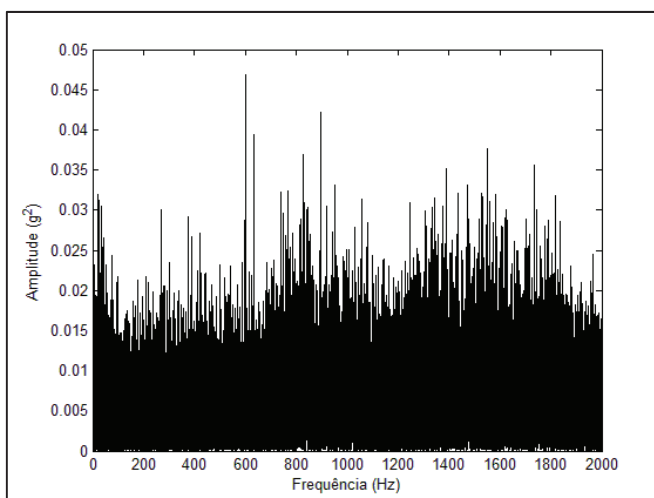
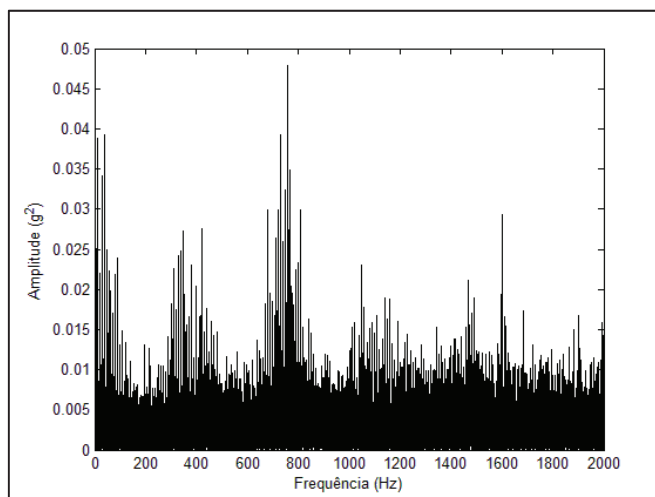
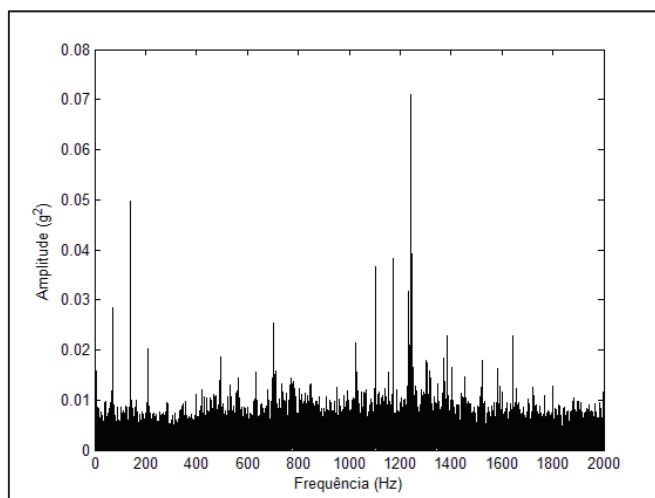
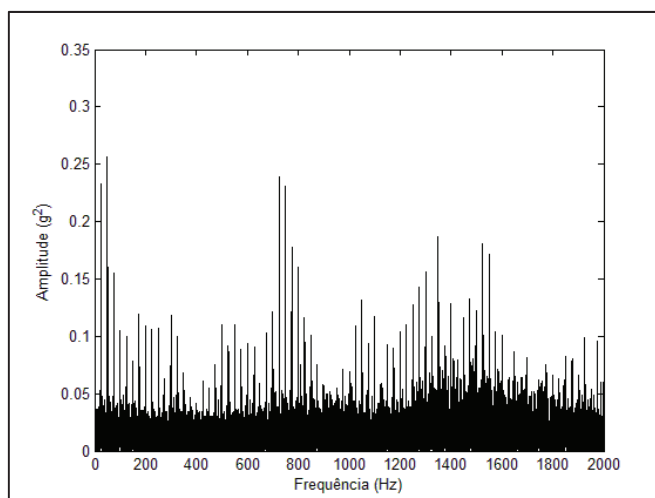


Figura 117 – Espectro de frequência do câmbio D3 – passo 2

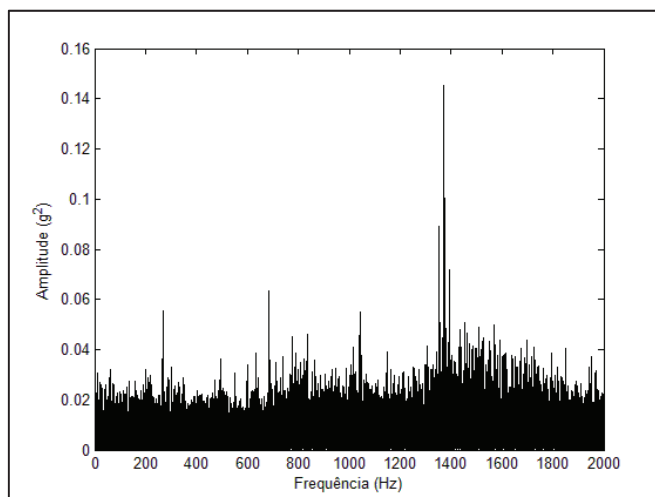
Fonte: Autor, 2015

Figura 118 – Espectro de frequência do câmbio D3 – passo 3

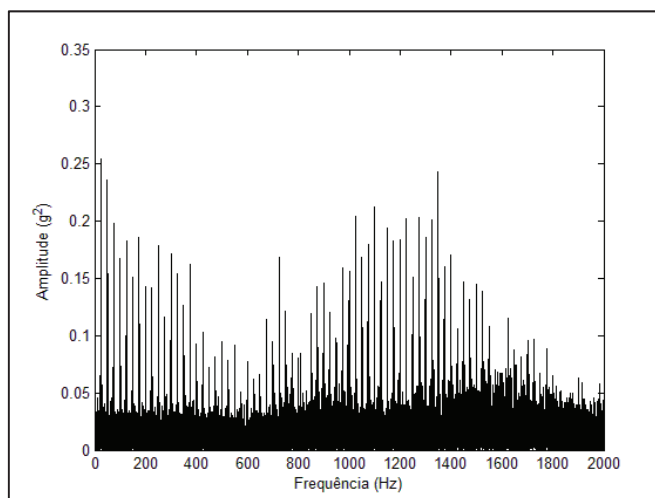
Fonte: Autor, 2015

Figura 119 – Espectro de frequência do câmbio D3 – passo 4

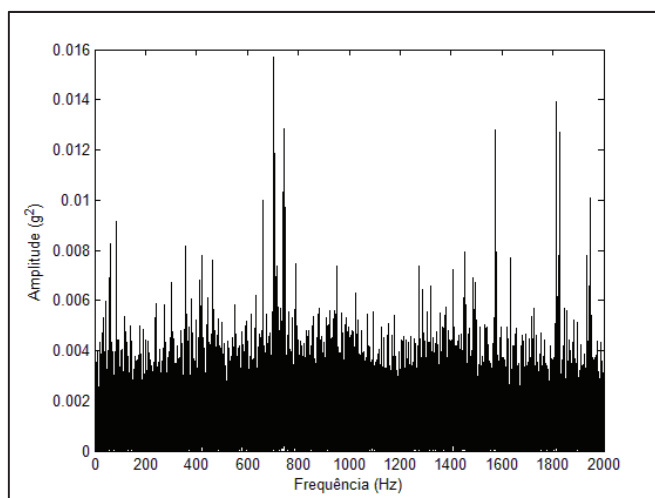
Fonte: Autor, 2015

Figura 120 – Espectro de frequência do câmbio D3 – passo 5

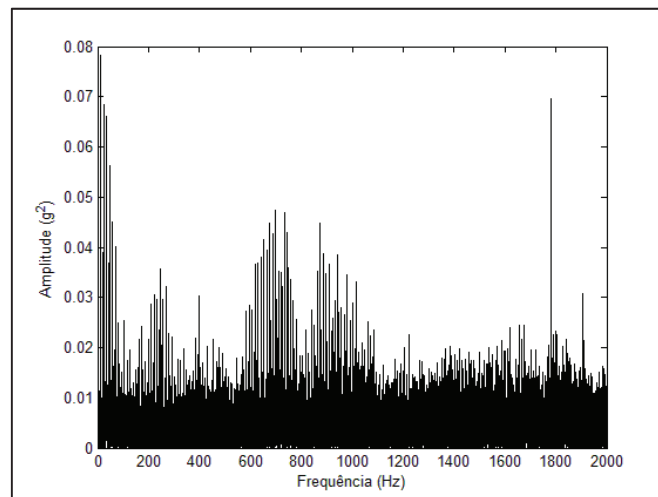
Fonte: Autor, 2015

Figura 121 – Espectro de frequência do câmbio D3 – passo 6

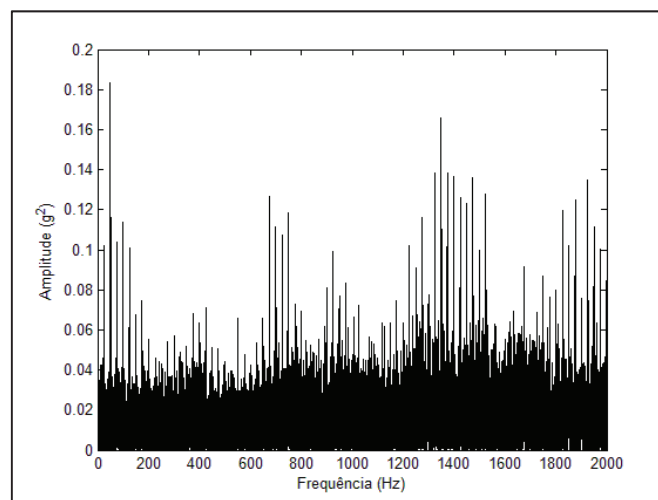
Fonte: Autor, 2015

Figura 122 – Espectro de frequência do câmbio D3 – passo 7

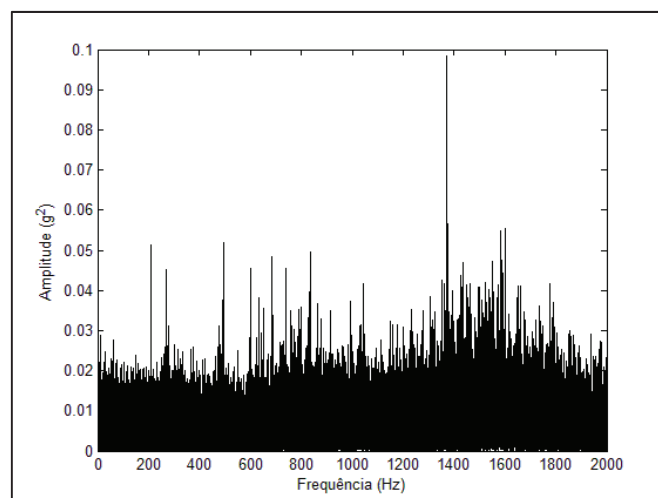
Fonte: Autor, 2015

Figura 123 – Espectro de frequência do câmbio D3 – passo 8

Fonte: Autor, 2015

Figura 124 – Espectro de frequência do câmbio D3 – passo 9

Fonte: Autor, 2015

Figura 125 – Espectro de frequência do câmbio D3 – passo 10

Fonte: Autor, 2015

ANEXO B

O anexo B apresenta o artigo “*Quality control of automotive gearbox based on vibration signal analysis*”, resultante desse trabalho e publicado no “*International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering Vol:9, No:6, 2015*”. O arquivo original do artigo está disponível para download no seguinte endereço eletrônico:

<http://waset.org/publications/10001469/quality-control-of-automotive-gearbox-based-on-vibration-signal-analysis>

ANEXO C

O anexo C apresenta detalhes técnicos do modelo de acelerômetro utilizado nesse trabalho.

Model 4610 Accelerometer



MEMS Accelerometer
DC Response, Ultra-Stable
Advanced Temp Compensation
Signal Conditioned Output
5,000g Over-Range Protection

The **Model 4610** is an ultra-stable MEMS accelerometer ideal for static and dynamic applications. The accelerometer offers integral temperature compensation with dynamic range from ± 2 to $\pm 200g$. The model 4610 incorporates a gas damped MEMS element with mechanical overload stops that provide shock protection to 5,000g. The accelerometer has an operating temperature range of -55°C to $+125^{\circ}\text{C}$.

FEATURES

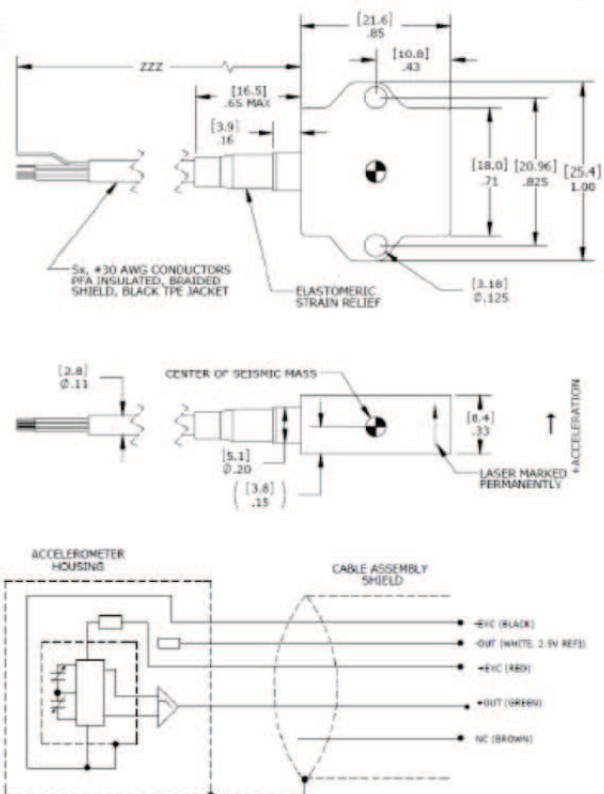
- $\pm 2g$ to $\pm 200g$ Dynamic Range
- 5000g Shock Protection
- -55°C to $+125^{\circ}\text{C}$ Operating Range
- 8 to 36Vdc Excitation Voltage
- Gas Damping, DC Response
- Integral Cable
- Temperature Compensated

APPLICATIONS

- Low Frequency Monitoring
- Transportation
- Test & Instrumentation
- Machine Control
- Road Vehicle Testing



dimensions



Model 4610 Accelerometer

performance specifications

All values are typical at +24°C, 80Hz and 12Vdc excitation unless otherwise stated. Measurement Specialties reserves the right to update and change these specifications without notice. Standard product parameters are described in PSC-1004 for Plug & Play DC Accelerometers.

Parameters								Notes
DYNAMIC								
Range (g)	±2	±5	±10	±20	±50	±100	±200	
Sensitivity (mV/g)	1000	400	200	100	40	20	10	
Frequency Response (Hz)	0-250	0-700	0-1000	0-1000	0-1000	0-1000	0-1000	±5% ¹
Natural Frequency (Hz)	700	800	1000	1500	4000	6000	8000	
Non-Linearity (%FSO)	±0.5	±0.5	±0.5	±0.5	±0.5	±0.5	±0.5	
Transverse Sensitivity (%)	<3	<3	<3	<3	<3	<3	<3	<1 Typical
Damping Ratio	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	
Shock Limit (g)	5000	5000	5000	5000	5000	5000	5000	
Residual Noise (µV RMS)	600	750	800	1200	800	800	800	Passband
Spectral Noise (µg/√Hz)	38	71	126	379	632	1265	2530	Passband
ELECTRICAL								
Zero Acceleration Output (mV)	±50							Differential
Excitation Voltage (Vdc)	8 to 36							
Excitation Current (mA)	<5							
Bias Voltage (Vdc)	2.5							
Output Resistance (Ω)	<100							
Full Scale Output Voltage (V)	±2							
Insulation Resistance (MΩ)	>100							@100Vdc
Turn On Time (msec)	<100							
Ground Isolation	Isolated from Mounting Surface							
ENVIRONMENTAL								
Thermal Zero Shift (%FSO/°C)	±0.004							Typical
Thermal Sensitivity Shift (%/°C)	±0.010							Typical
Operating Temperature (°C)	-55 to 125							
Storage Temperature (°C)	-55 to 125							
Housing (Active Element & Electronics)	Hermetic Solder Seal							
Humidity (Housing)	Epoxy Seal, IP65							
PHYSICAL								
Case Material	Anodized Aluminum							
Cable	5x #30 AWG Conductors PFA Insulated Leads, Braided Shield, TPE Jacket							
Weight (grams)	6 (cable not included)							
Mounting	2x #4 or M3 Screws							
Mounting Torque	6 lb-in (0.7 N-m)							
Calibration supplied:	CS-FREQ-0100	NIST Traceable Amplitude Calibration from 20Hz to ±5% Frequency Response Limit ¹						
Supplied accessories:	AC-A02285	2x #4-40 (7/16 length) Socket Head Cap Screw and Washer						
Optional accessories:	AC-D02669 121	Triaxial Mounting Block 3-Channel Precision Low Noise DC Amplifier						

The information in this sheet has been carefully reviewed and is believed to be accurate; however, no responsibility is assumed for inaccuracies. Furthermore, this information does not convey to the purchaser of such devices any license under the patent rights to the manufacturer. Measurement Specialties, Inc. reserves the right to make changes without further notice to any product herein. Measurement Specialties, Inc. makes no warranty, representation or guarantee regarding the suitability of its product for any particular purpose, nor does Measurement Specialties, Inc. assume any liability arising out of the application or use of any product or circuit and specifically disclaims any and all liability, including without limitation consequential or incidental damages. Typical parameters can and do vary in different applications. All operating parameters must be validated for each customer application by customer's technical experts. Measurement Specialties, Inc. does not convey any license under its patent rights nor the rights of others.