



UNIVERSIDADE FEDERAL DO AMAZONAS
FACULDADE DE TECNOLOGIA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA



MYRNA SILVA E SILVA

Diagnóstico de falhas em máquinas elétricas rotativas por meio de técnicas de Análise Modal Operacional

Manaus

2023

MYRNA SILVA E SILVA

Diagnóstico de falhas em máquinas elétricas rotativas por meio de técnicas de Análise Modal Operacional

Versão Corrigida

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Faculdade de Tecnologia da Universidade Federal do Amazonas como parte dos requisitos necessários para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Danilo de Santana Chui

Manaus

2023

Ficha Catalográfica

Ficha catalográfica elaborada automaticamente de acordo com os dados fornecidos pelo(a) autor(a).

S586d Silva, Myrna Silva e
Diagnóstico de falhas em máquinas elétricas rotativas por meio de técnicas de Análise Modal Operacional / Myrna Silva e Silva . 2023
99 f.: il. color; 31 cm.

Orientador: Danilo de Santana Chui
TCC de Graduação (Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Amazonas.

1. Análise de Vibração de Motores. 2. Manutenção Preditiva de Motores. 3. Análise modal operacional. 4. Método no Domínio do Tempo de Ibrahim. 5. Algoritmo do Decremento Aleatório. I. Chui, Danilo de Santana. II. Universidade Federal do Amazonas III. Título



Ministério da Educação
Universidade Federal do Amazonas
Departamento de Engenharia Mecânica

DECISÃO DA BANCA EXAMINADORA DE TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO (TCC)

A **BANCA EXAMINADORA DE TCC**, nomeada pela Portaria nº 069/2023-FT/UFAM (1496767), em reuniões realizadas em 16 de maio de 2023, após a sessão de apresentação oral perante a Faculdade de Tecnologia/UFAM, e em 23 de maio de 2023, após a entrega da versão final escrita do TCC, conforme Resolução nº 02/2013 do Colegiado do Curso de Engenharia Mecânica, **APROVOU**, por unanimidade, o TCC da aluna **MYRNA SILVA E SILVA**, com o título "**DIAGNÓSTICO DE FALHAS EM MÁQUINAS ELÉTRICAS ROTATIVAS POR MEIO DE TÉCNICAS DE ANÁLISE MODAL OPERACIONAL**".

Prof. Dr. Danilo de Santana Chui
Orientador (DEMEC/UFAM)

Prof. Dr. Gustavo Cunha da Silva Neto
Membro (DEMEC/UFAM)

Prof. Paulo Roberto Oliveira Martins
Membro (DEMEC/UFAM)

Em Manaus, 20 de julho de 2023.



Documento assinado eletronicamente por **Danilo de Santana Chui, Professor do Magistério Superior**, em 20/07/2023, às 14:29, conforme horário oficial de Manaus, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Paulo Roberto Oliveira Martins, Professor do Magistério Superior**, em 20/07/2023, às 14:33, conforme horário oficial de Manaus, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Gustavo Cunha da Silva Neto, Professor do Magistério Superior**, em 20/07/2023, às 20:29, conforme horário oficial de Manaus, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site https://sei.ufam.edu.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **1607376** e o código CRC **EC18C9EF**.

Av. Octávio Hamilton Botelho Mourão - Bairro Coroadó 1 Campus Universitário Senador Arthur Virgílio Filho, Setor Norte - Telefone: (92) 3305-1181
CEP 69080-900, Manaus/AM, demecft@ufam.edu.br

AGRADECIMENTOS

À minha família por ser a força que me move todos os dias.

À minha mãe, Myrtes, por sempre acreditar em mim e me apoiar incondicionalmente em toda essa jornada.

Aos amigos que a UFAM me proporcionou, em especial a Hanna e Daniel, não foi fácil, mas conseguimos.

Ao Miguel por ser a razão de eu continuar quando não consigo encontrar motivos por mim mesma.

À Lynna por sempre ser companheira até o último segundo, obrigada por tudo.

À Escola Sesc de Ensino Médio por me fazer acreditar que era possível.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Danilo Chui, pela excelente orientação e confiança depositada em mim para realização deste trabalho.

À Universidade Federal do Amazonas, por possibilitar a realização deste curso.

A todos que contribuíram direta ou indiretamente para realização deste trabalho.

“At least I’m trying...”

(Taylor Swift)

RESUMO

SILVA, Myrna Silva **Diagnóstico de falhas em máquinas elétricas rotativas por meio de técnicas de Análise Modal Operacional. 2023. 98f.** Trabalho de Conclusão de Curso (Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Amazonas, Manaus, 2023.

O interesse em sistemas de monitoramento e detecção de falhas de máquinas rotativas tem se tornado escopo de diversos estudos devido a ampla aplicabilidade desse tipo de maquinário na indústria e a busca em promover condições operacionais mais seguras e eficientes. O aprimoramento para análise preditiva de falhas desses equipamentos impacta em bônus financeiro e operacional de forma que a vida útil do maquinário seja otimizada. Pesquisas no âmbito da manutenção e confiabilidade abordam a utilização de análise de vibração dos motores para predição de defeitos mecânicos tais como desbalanceamento, desalinhamento, falha em componentes entre outros. A metodologia abordada pelo presente trabalho propõe uma alternativa de análise preditiva baseada em modelos identificados através dos dados de vibração com o intuito de prevenir tais falhas mecânicas. Dessa forma, técnicas de Análise Modal Operacional tal qual Método no Domínio do Tempo de Ibrahim (ITDM) associado ao algoritmo do Decremento Aleatório (RD) são utilizadas para descrever diferentes condições de operação das máquinas. A partir da identificação dos modelos é possível a classificação do estado da máquina propiciando a atuação de forma preditiva às possíveis falhas.

Palavras-chave: Análise de Vibração de Motores. Manutenção Preditiva de Motores. Análise modal operacional. Método no Domínio do Tempo de Ibrahim. Algoritmo do Decremento Aleatório.

ABSTRACT

SILVA, Myrna Silva **Diagnosis of faults in rotating electrical machines through Operational Modal Analysis techniques. 2023. 98p.** Undergraduate thesis (Mechanical Engineering) - Federal University of Amazonas, Manaus, 2023.

The interest in systems for monitoring and detecting faults in rotating machines has become the scope of several studies due to the wide applicability of this type of machinery in industry and the quest to promote safer and more efficient operating conditions. The improvement for predictive analysis of failures of this equipment impacts on financial and operational bonuses so that the useful life of the machinery is optimized. Research in the field of maintenance and reliability addresses the use of engine vibration analysis to predict mechanical defects such as imbalance, misalignment, component failure, among others. The methodology addressed by this work proposes an alternative of predictive analysis based on models identified through vibration data in order to predict such mechanical failures. Thus, Modal Operational Analysis techniques such as Ibrahim's Time Domain Method (ITDM) associated with the Random Decrement (RD) algorithm are used to describe different operating conditions of the machines. From the identification of the models, it is possible to classify the state of the machine, providing a predictive action to possible failures.

Keywords: Motor Vibration Analysis. Predictive Maintenance of Engines. Operational modal analysis. Ibrahim's Time Domain Method. Random Decrement Algorithm.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

1	Relação Curva PF.	24
2	Mancal de Deslizamento.	26
3	Mancal de Rolamento.	27
4	Defeitos de Rolamento: a) Desalinhamento Horizontal e Vertical b) Defeito na Pista Externa c) Defeito na Pista Interna d) Defeito na Esfera.	28
5	Metodologias Teórica e Experimental de análise de vibrações.	31
6	Sistema amortecido com 2 Graus de Liberdade.	32
7	Decremento Aleatório.	41
8	Bancada Experimental.	45
9	Fluxograma geral da metodologia proposta.	47
10	Fluxograma RD.	48
11	Fluxograma ITDM.	49
12	Fluxo de Treinamento.	51
13	Fluxo de Treinamento.	52
14	Dado 1 (1740 rpm): Experimento e RD aplicado para o modo 3.	58
15	Regra para Frequência Natural [Dado 1 (1740 rpm)].	59
16	Regra para Coeficiente Natural [Dado 1 (1740 rpm)].	60
17	Resultado Estado 1 (1740 rpm): Frequência Natural e Coeficiente de Amortecimento.	62
18	Resultado Dado 1(1740 rpm) – Estado 1: Modos de Vibração [MAC].	62
19	Resultado Dado 2 (1800 rpm) – Estado 2: Frequência Natural e Coeficiente de Amortecimento.	64
20	Resultado Dado 2 (1800 rpm) – Estado 2: Modos de Vibração [MAC].	64

21	Resultado Dado 3 (1860 rpm) – Estado 3: Frequência Natural e Coeficiente de Amortecimento.	66
22	Resultado Dado 3 (1860 rpm) – Estado 3: Modos de Vibração [MAC].	66
23	Dado 1 (1740 rpm): Resultado das Frequências Naturais [Hz] - Parte 1.	83
24	Dado 1 (1740 rpm): Resultado das Frequências Naturais [Hz] - Parte 2.	84
25	Dado 1 (1740 rpm): Resultado das Frequências Naturais [Hz] - Parte 3.	85
26	Dado 1 (1740 rpm): Resultado dos Coeficientes de Amortecimento - Parte 1.	86
27	Dado 1 (1740 rpm): Resultado dos Coeficientes de Amortecimento - Parte 2.	87
28	Dado 1 (1740 rpm): Resultado dos Coeficientes de Amortecimento - Parte 3.	88
29	Dado 1 (1740 rpm): MAC - Parte 1.	89
30	Dado 1 (1740 rpm): MAC - Parte 2.	90
31	Dado 1 (1740 rpm): MAC - Parte 3.	91
32	Dado 1 (1740 rpm): MAC - Parte 4.	92
33	Dado 1 (1740 rpm): MAC - Parte 5.	93
34	Dado 1 (1740 rpm): MAC - Parte 6.	94

LISTA DE TABELAS

1	Especificação do Motor e Componentes do Experimento.	45
2	Faixa de Frequência Natural.	50
3	Faixa de Coeficiente de Amortecimento.	50
4	Identificação do Modelo - Analítico.	56
5	Identificação do Modelo - Experimental (RD e ITDM).	56
6	Resultado RD - Condição Crítica.	56
7	Parâmetros do Estado 1 - Dado 1 (1740 rpm).	61
8	Parâmetro do Estado 2 – Dado 2 (1800 rpm).	63
9	Parâmetro do Estado 3 – Dado 3 (1860 rpm).	65
10	Erros do tipo II.	68
11	Poder de Teste (P).	68
12	Identificação do tipo de falha por Parâmetro.	68
13	Grupos de Classificação: Frequência Natural [Dado 1 (1740rpm)]. . .	69
14	Grupos de Classificação: Coeficiente Amortecimento [Dado 1 (1740rpm)].	70
15	Grupos de Classificação: Modo de Vibrar [Dado 1 (1740rpm)].	70
16	Consolidação da Identificação [Dado 1 (1740rpm)].	71
17	Grupos de Classificação: Frequência Natural [Dado 2 (1800rpm)]. . .	72
18	Grupos de Classificação: Coeficiente Amortecimento [Dado 2 (1800rpm)].	73
19	Consolidação da Identificação [Dado 2 (1800rpm)].	74
20	Grupos de Classificação: Frequência Natural [Dado 3 (1800rpm)]. . .	75
21	Grupos de Classificação: Coeficiente Amortecimento [Dado 3 (1860rpm)].	76

22	Consolidação da Identificação [Dado 3 (1860rpm)].	77
23	Eficiência do Algoritmo RD - Dado 1 (1740 rpm).	96
24	Eficiência do Algoritmo RD - Dado 2 (1800 rpm).	97
25	Eficiência do Algoritmo RD - Dado 3 (1860 rpm).	98
26	Compilação dos Resultados RD.	99

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABVT	Alinhamento-Equilíbrio Vibração (<i>Alignment Balance Vibration Trainer</i>)
ANN	Rede Neural Artificial (<i>Artificial Neural Network</i>)
CE	Método do Exponencial Complexo (<i>Complex Exponential Method</i>)
CPM	Ciclo por minuto
CSV	Valores separados por vírgulas (<i>Comma-separated-values</i>)
CWT	Transformada Contínua de Wavelet (<i>Continuous Wavelet Transform</i>)
DFT	Transformada Discreta de Fourier (<i>Discrete Fourier Transform</i>)
ERA	Algoritmo de Realização do Autosistema (<i>Eigensystem Realization Algorithm</i>)
FFT	Transformada Rápida de Fourier (<i>Fast Fourier Transform</i>)
GDL	Grau de Liberdade
ITDM	Método no Domínio do Tempo de Ibrahim (<i>Ibrahim Time Domain Method</i>)
LSCE	Método Exponencial Complexo de Mínimos Quadrados (<i>Least-Squares Complex Exponential</i>)
MAC	Critério de Garantial Modal (<i>Modal Assurance Criterion</i>)
MFS	Simulador de Falha de Maquinário (<i>Machinery Fault Simulator</i>)
MIMO	Múltiplas Entradas e Múltiplas Saídas (<i>Multiple Input Multiple Output</i>)
MISO	Múltiplas Entradas e Única saída (<i>Multiple Input Single Output</i>)
OMA	Análise Modal Operacional (<i>Operational Modal Analysis</i>)
PF	Período de Falha
PRCE	Método Exponencial Complexo Polireferencial (<i>Poly-Referential Complex Exponential Method</i>)
RCM	Manutenção Centrada em Confiabilidade (<i>Reliability Centered Maintenance</i>)

RD	Decremento Aleatório (<i>Random Decrement</i>)
RE	Rolamento Externo
RI	Rolamento Interno
SIMO	Única entrada e Múltiplas saídas (<i>Single Input Multiple Output</i>)
SISO	Única entrada e Única saída (<i>Single Input Single Output</i>)
SMT	Laboratório de Sinais, Multimídia e Telecomunicações
UFAM	Universidade Federal do Amazonas
UFRJ	Universidade Federal do Rio de Janeiro

LISTA DE SÍMBOLOS

Δt	Intervalo de tempo
λ	autovalor complexo
Λ	Matriz de elementos exponenciais dos autovalores
μ_h	Média da resposta aleatória
ω_n	Frequência Natural
ω_d	Frequência Amortecida
$\bar{\Psi}$	Autovetor com deslocamento Δt
\bar{X}	Matriz de resposta do sistema com deslocamento de Δt
Ψ	Autovetor
σ_h	Desvio Padrão da resposta aleatória
τ_{max}	Váriavel temporal do algoritmo RD
φ_r	Vetor do modo de vibrar identificado
φ_s	Vetor do modo de vibrar referência
ζ	Fator de amortecimento
A	Nível de desencadeamento do algoritmo RD
A_S	Matriz do sistema
c_1	Coefficiente de amortecimento do corpo 1
c_2	Coefficiente de amortecimento do corpo 2
$d_h(\tau)$	Função RD Estimada
$h(t)$	Resposta Geral
$h_n(\tau)$	Trecho de $h(t)$
k_1	Coefficiente de rigidez do corpo 1
k_1	Coefficiente de rigidez do corpo 2

- M_1 Massa do componente 1
- M_1 Massa do componente 2
- X Matriz resposta do sistema
- u Modo de vibrar

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	18
1.1	Objetivos	20
1.1.1	Objetivo Geral	20
1.1.2	Objetivos Específicos	20
2	REVISÃO DA LITERATURA	22
2.1	Considerações sobre Manutenções	23
2.2	Elementos Rolantes	25
2.2.1	Mancais	25
2.2.2	Defeitos de Rolamento	27
2.2.3	Técnicas no Domínio da Frequência	28
2.2.4	Técnicas no Domínio do Tempo	29
2.3	Análise de Sistemas Vibratórios	30
2.3.1	Solução Analítica	31
2.3.1.1	Sistema amortecido - 2 GDL	32
2.3.2	Solução Experimental	34
2.3.2.1	Métodos de identificação no domínio da frequência	35
2.3.2.2	Métodos de identificação no domínio do tempo	36
2.4	Método de Ibrahim no Domínio do Tempo	37
2.5	Decremento Aleatório	40
2.6	Critério de Garantia Modal (MAC)	42
3	MATERIAIS E MÉTODOS	43
3.1	Base de Dados	43

3.2	Processamento de Dados	45
3.3	Aplicação dos Métodos	47
3.4	Tratamento dos Dados	50
3.4.1	Fluxo de Treinamento do Classificador	51
3.4.2	Fluxo de Validação do Classificador	52
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	55
4.1	Validação do código de ITDM	55
4.2	Resultado RD	56
4.3	Resultado do Treinamento e Validação do Classificador	59
4.4	Exemplo de Identificação	61
4.4.1	Dado 1 (1740 rpm)	61
4.4.2	Dado 2 (1800 rpm)	63
4.4.3	Dado 3 (1860 rpm)	65
4.5	Resultados das Avaliações	67
4.5.1	Dado 1 (1740 rpm)	69
4.5.2	Dado 2 (1800 rpm)	72
4.5.3	Dado 3 (1860 rpm)	75
5	CONCLUSÕES	78
	Referências	80
	Apêndice A	83
A.1	Resultado ITDM	83
A.2	Resultado RD	95

1 INTRODUÇÃO

O fenômeno de vibração pode ser observado em diversas aplicações desde os primórdios da Humanidade, inicialmente na produção de sons a partir de apitos, tambores, com desenvolvimento posterior de instrumentos musicais mais complexos, até os dias atuais com aplicações diversas nas Engenharias.

Segundo Inman e Singh (1994), na Engenharia Mecânica, as vibrações são principalmente utilizadas para realização de manutenções preditivas de máquinas, análise de integridade estrutural, dimensionamento dinâmico ótimo, análise da saúde estrutural e detecção de danos de diferentes setores industriais como aeroespacial, de petróleo e gás, civil, mecânicos em diversos dispositivos com o objetivo de medir, controlar ou introduzir níveis de vibrações em um sistema.

As vibrações mecânicas são comuns nos equipamentos industriais, sendo até algo inerente a certos sistemas, como é o caso dos motores. Uma vibração atípica, por exemplo, é um defeito causado por alguma condição da máquina que pode reduzir a vida útil do equipamento. Outros problemas podem ser acarretados por vibrações anormais como o afrouxamento de parafusos, falha nas vedações, ruídos, aumento de temperatura nos acoplamentos, entre outros.

Pode-se destacar como processo inicial do estudo de vibrações a modelagem da dinâmica do sistema, pois a partir das respostas obtidas torna-se possível propor soluções que visam reduzir níveis indesejados de vibrações ou inserir níveis necessários para a aplicação (SILVA; MAIA, 1997).

A modelagem da dinâmica do sistema pode ser realizada de forma teórica ou experimental. Em ambos os casos o objetivo é extrair as propriedades que governam o fenômeno de vibração, que são as frequências naturais, fatores de amortecimento e modos de vibração (FREITAS, 2008).

Apesar da complexidade de identificar as propriedades modais de um sistema me-

cânico real por meio da abordagem teórica é importante estudá-la em sistemas mecânicos simples para compreender sobre os parâmetros modais, além de fornecer a base teórica necessária para o estudo do fenômeno de vibração.

Em geral, os sistemas mecânicos são complexos e a abordagem teórica acaba não sendo a forma mais atrativa para solução dos problemas, o que levou ao desenvolvimento de diversos métodos experimentais, dentre eles o Método de Ibrahim no Domínio do Tempo apresentada por Ibrahim (1973) que será abordado neste trabalho.

Essa caracterização da estrutura dinâmica é obtida por meio da Análise Modal Operacional, em inglês, *Operational Modal Analysis* (OMA), que utiliza as medições de resposta da estrutura em condições de operação sujeitas a excitações externas para identificar características modais. A principal vantagem seria a realização de ensaios experimentais sem interferência da operação normal da estrutura, sendo possível ser caracterizada de forma paralela. Outra vantagem seria a obtenção das características dinâmicas do sistema por completo, não apenas alguns componentes, representando mais fielmente o sistema analisado.

Em contrapartida, uma das limitações do seu uso, segundo Araújo (2015), seria as incertezas contidas nos dados, advindas de fontes externas, variações contidas no processo. Por isso, para que seja possível sua aplicação é necessária que essa incerteza dinâmica seja removida e os dados de entradas estejam isento dessas variações, dessa forma outras ferramentas são aplicadas para eliminação dessas variações, no caso do presente trabalho foi utilizado a técnica do Decremento Aleatório, em inglês *Random Decrement* (RD), apresentado por Cole Jr (1971) para esse fim.

Nesse contexto, o presente trabalho procura trazer a identificação da dinâmica de uma bancada de simulação de defeitos em máquinas rotativas, em inglês *Machinery Fault Simulator* (MFS), por meio da aplicação da Análise Modal Operacional. Para aplicação do método utilizou-se a base de dados pública disponibilizado por Ribeiro (2021), contendo defeitos mecânicos de máquinas rotativas elétricas com condições distintas de falha como: desalinhamento, desbalanceamento e defeitos em componentes como o mancal de rolamento.

Sendo assim, propõe-se a identificação desses defeitos utilizando técnicas de Análise Modal Operacional por meio do método de Ibrahim no Domínio do Tempo, de forma que se tenha a identificação de defeitos por meio da análise da vibração do maquinário através dos parâmetros modais. A metodologia do presente trabalho objetiva

a implementação de um algoritmo com a técnica de RD e ITDM para identificação dos parâmetros modais de cada condição. Para assim, realizar a implementação de uma rotina para treinamento e classificação dos modelos identificados. Para então realizar a validação da técnica com base nos parâmetros estabelecidos na rotina de treinamento, identificando os defeitos por meio da comparação dos parâmetros modais.

O trabalho está organizado da seguinte maneira: após a presente Introdução, o capítulo 2 traz revisão da literatura primeiramente com algumas considerações sobre as noções de manutenção de equipamentos, em sequência uma breve apresentação sobre um dos principais elementos que compõem as máquinas rotativas, a saber, mancais. A seguir são apresentados os principais defeitos desses componentes, além das técnicas de detecção.

Ainda nesse capítulo têm-se a análise de sistemas vibratórios, contando com as técnicas de identificação de modelos tanto de forma analítica quanto experimental, fazendo um apanhado sobre as diferentes sistemáticas de modelagem. Em seguida, é apresentado uma revisão teórica geral sobre os métodos utilizados no trabalho: método de Ibrahim no Domínio do Tempo, Decremento Aleatório e Critério de Garantia Modal.

O capítulo 3 descreve a metodologia abordada no trabalho, bem como informação sobre a base de dados e tratamento dos dados. No capítulo 4, têm-se as comparações do modelo identificado com os dados obtidos por meio do treinamento do classificador, para, assim, realizar a validação do sistema. Por fim, no capítulo 5, têm-se as conclusões do trabalho, juntamente com sugestões para trabalhos futuros.

1.1 Objetivos

1.1.1 Objetivo Geral

Identificar defeitos em componentes de rolamento utilizando técnica de Análise Modal Operacional de Método de Ibrahim no Domínio do Tempo;

1.1.2 Objetivos Específicos

Este trabalho tem alguns objetivos específicos, tais como:

- Implementar algoritmo da metodologia RD e ITDM em Matlab para identificação dos modelos;
- Implementar rotina para treinamento de classificação dos modelos identificados;
- Validar técnica com base em parâmetros pré estabelecidos;
- Identificar os defeitos por meio da comparação dos parâmetros modais;

2 REVISÃO DA LITERATURA

Este capítulo segue a seguinte estrutura: primeiramente, é realizada uma contextualização sobre os processos de manutenção de máquinas e a importância de cada configuração seja ela corretiva, preventiva ou preditiva. Em seguida, um breve resumo sobre os elementos que compõe máquinas rotativas, os tipos de mancais existentes além da descrição da composição dos mancais rolantes, objeto de estudo deste trabalho.

A seção 2.2 conta com apresentação dos principais defeitos dos rolamentos e as técnicas utilizadas para sua detecção seja avaliação no domínio do tempo ou da frequência. Posteriormente são apresentados diferentes óticas das sistemáticas de modelagem, partindo da análise teórica ou experimental. Tendo como objetivo o entendimento da abordagem adotada no trabalho, com métodos de identificação de modelos no domínio da frequência e do tempo.

É realizado uma breve descrição do método utilizado no desenvolvimento do tema, Método de Ibrahim no Domínio do Tempo, que é empregado para a obtenção dos modelos. Em seguida, a descrição de outro método usado, Decremento Aleatório, em inglês *Random Decrement* (RD), que tem o objetivo de fazer um tratamento preliminar dos dados e fornecer informações adequadas para aplicação do Método de Ibrahim no Domínio no Tempo (ITDM) utilizado para identificação dos parâmetros modais.

Por fim, é apresentado o Critério de Garantia Modal, em inglês *Modal Assurance Criterion* (MAC), método utilizado para comparação de um dos parâmetros identificados pelo ITDM. Sendo o modo de vibração utilizado para identificação da condição de operação após a identificação do modelo, por meio da comparação da informação com o classificador.

2.1 Considerações sobre Manutenções

A prática tradicional de manutenção é categorizada em três tipos: manutenção preventiva, preditiva e corretiva. A manutenção corretiva ocorre de forma mais reativa, atua na correção de falha ou redução do desempenho, não necessariamente classificada como manutenção de emergência. Kardec e Nascif (2009) apontam como manutenção corretiva não só quando há ocorrência de falha, mas também quando o equipamento apresenta redução da sua eficiência. Estas podem ser planejadas ou não planejadas.

Este tipo de manutenção é aplicado a máquinas que não geram grandes prejuízos e não promovem riscos quando falham. O objetivo é devolver ao funcionamento o equipamento, e para isso, deve ser realizada de forma rápida e eficaz.

A manutenção preventiva atua de forma a reduzir ou evitar a falha. Em alguns setores é imperativo a utilização dessa prática, justamente, pelo risco intrínseco da atividade como é o caso do setor da aviação, por exemplo. Por atuar de forma mais preventiva, esse tipo de manutenção se baseia na adoção de planos por indicação dos fabricantes, além de considerar a influência das condições ambientais e operacionais (HOLANDA, 2016).

Essa metodologia geralmente é adotada em sistemas complexos e/ou de operação contínua, como é o caso das siderúrgicas, petroquímicas, etc. Tem como vantagem a previsibilidade do seu planejamento para execução, além do consumo de materiais sobressalentes de forma controlada. No entanto, essa metodologia está sujeita a falha humana pela possibilidade de contaminações introduzidas no sistema durante o processo de manutenção, outro ponto seriam os danos originados das paradas do maquinário e retorno do seu funcionamento entre outras (NETO et al., 2019).

Por fim, há a política de manutenção preditiva definida por Kardec e Nascif (2009) como realizada com base em modificação de parâmetro de condição ou desempenho atendendo a uma sistemática. Ao contrário da manutenção preventiva, essa metodologia permite a operação contínua do equipamento pelo maior tempo possível, por possibilitar a avaliação das instalações e sistemas operacionais em funcionamento.

De forma mais sintetizada, a manutenção preditiva permite a preparação prévia do serviço por meio da predição das condições dos equipamentos. Assim, é possível decidir quando realizar o procedimento, sendo na verdade uma manutenção corretiva planejada. (NBR, 1994). Para que seja aplicável é preciso o atendimento a algumas

condições básicas:

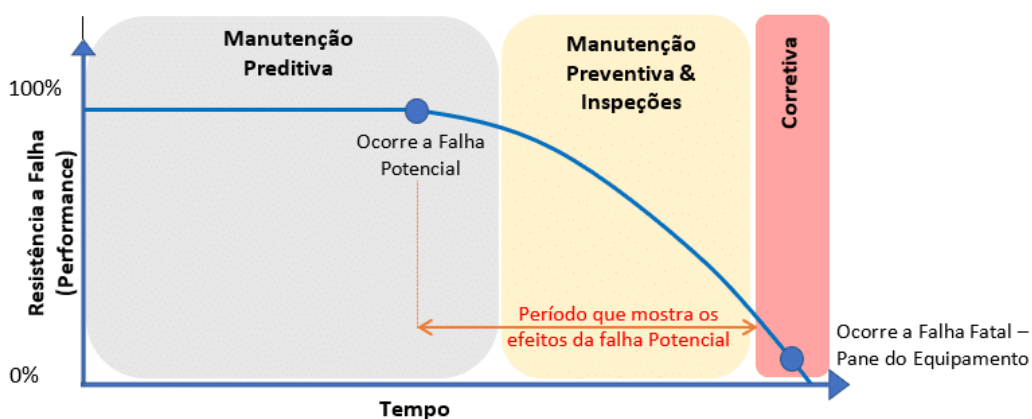
- O equipamento deve possibilitar monitoramento ou medição;
- O equipamento deve exercer função que justifique o alto custo da implantação;
- Deve ser possível a implantação de um programa de acompanhamento, análise e diagnóstico de forma sistematizada;

A desvantagem desse método é o alto custo envolvido pela necessidade de acompanhamento regular do equipamento, além da necessidade de mão-de-obra qualificada responsável pela análise e diagnóstico (KARDEC; NASCIF, 2009).

As principais técnicas de manutenção preditiva segundo Gonçalves (2012) são: termografia, avaliação por meio do acompanhamento de temperatura e imagens térmicas, ultrassom, avaliação das ondas sonoras por meio de peças e/ou equipamentos, além do uso de avaliação da vibração dos componentes alvo de estudo do presente trabalho.

O plano de manutenção utiliza uma ferramenta chamada Curva Período de Falha (PF), definida de acordo com padrões RCM (*Reliability Centered Maintenance*). Trata-se de um gráfico que apresenta a relação entre desempenho de um equipamento e seu tempo de operação. Tem como objetivo o levantamento do intervalo PF, ou seja, período entre a falha potencial e falha funcional conforme apresentado na figura 1.

Figura 1: Relação Curva PF.



Fonte: Abecom (2021)

O ponto de falha potencial é caracterizado por indicar os primeiros sinais de mau funcionamento de equipamento, geralmente não perceptível a olho nu como alterações

no modo de vibrar, alteração nos níveis de temperatura entre outras características. No entanto, essas manifestações são notáveis para as técnicas de manutenção preditiva, com o acompanhamento desses parâmetros nas máquinas.

O intervalo da curva PF até o ponto de falha funcional é identificado e corrigido por meio das manutenções preventivas ou inspeções. Nessa fase a percepção de falha do equipamento é mais visível apresentando folgas no equipamento, presença de danos auxiliares, ou seja, prejudicando o funcionamento de outros equipamentos.

Por fim, o último ponto apresentado na figura 1, o ponto de falha fatal é caracterizado pela perda de funcionalidade da máquina, quando o maquinário para. Para este ponto a manutenção corretiva atua de forma a retomar a funcionalidade do equipamento.

2.2 Elementos Rolantes

A análise de vibração é a abordagem mais utilizada para detecção de danos em componentes rotativos e sua premissa é de que a ocorrência de um defeito resulta em modificações no sistema vibratório. As máquinas emitem vibrações que mantêm constância na frequência e quando há algum tipo de deterioração é possível perceber uma mudança da distribuição de energia vibratória (GONÇALVES, 2012). Diversas falhas podem ser detectadas por meio da avaliação vibratória dentre elas:

- Desgaste Prematuro dos Componentes;
- Desalinhamento;
- Desbalanceamento;
- Desgastes em componentes de rolamento como gaiola, esfera ou pista;
- Folgas estruturais;
- Falha de Lubrificação

2.2.1 Mancais

Os mancais são elementos de máquinas cuja função é receber cargas radiais, axiais e suas combinações auxiliando a rotação dos objetos, suportando o eixo que gira dentro

do maquinário. Suas principais funções consistem em reduzir o atrito e tornar a rotação mais suave, resultando na redução do consumo de energia. Outra função está ligada a proteção da parte que suporta a rotação, mantendo a posição correta para o eixo rotativo. Segundo Budynas e Nisbeth (2016) existem dois tipos principais de mancais: de deslizamento (buchas e hidrodinâmico), de rolamento (esferas, rolos, agulhas etc).

Para mancais de deslizamento são empregados buchas e suportes. Utilizado em máquinas pesadas e equipamentos de baixa rotação, eles estão sujeitos às forças de atrito que surgem em decorrência da rotação do eixo que exerce carga sobre a bucha. Suas principais vantagens são sua simples montagem, fácil adaptação às circunstâncias e diversidade nos formatos.

Entretanto, essa construção apresenta como desvantagem a produção de alta temperatura durante o funcionamento, necessidade de constante manutenção no sistema de lubrificação, bem como perda de rendimento devido ao atrito.

Figura 2: Mancal de Deslizamento.

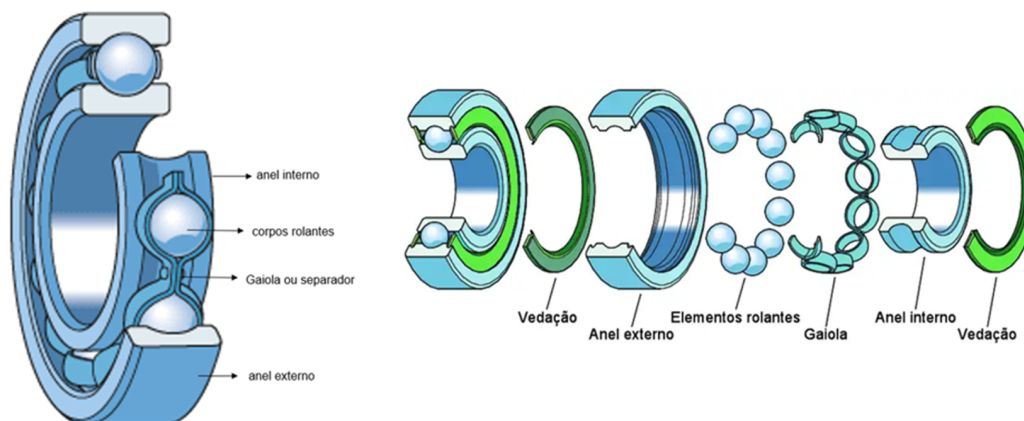


Fonte: Ronaldo (2020)

Outro tipo de mancal bastante utilizado na indústria é o mancal de rolamento de esferas. Esse tipo de componente conta com pequenas bolas de metal que estão localizadas entre dois anéis de metal que são conhecidos como pistas. As bolas também são mantidas em posição usando um conjunto chamado gaiola.

Como o atrito de deslizamento é muito alto em comparação ao de rolamento de esferas, há menos perda de energia. As pistas internas e as esferas são livres para girar e as pistas externas são estacionárias. O eixo é encaixado dentro das pistas internas e as pistas externas são fixadas a uma estrutura (GONÇALVES, 2012).

Figura 3: Mancal de Rolamento.



Fonte: Ronaldo (2020)

A vantagem desse método consiste no menor atrito de partida, lubrificação facilitada, além da possibilidade de padronização. Da mesma forma apresentam algumas desvantagens como a sensibilidade a choques, alto custo de fabricação e a ocupação de maior espaço radial (BUDYNAS; NISBETH, 2016).

Há diversos tipos de rolamento disponíveis no mercado dividido em duas categorias: radiais (carga aplicada perpendicular ao eixo) e axiais (carga aplicada na mesma direção que o eixo). Dentre essas categorias há uma subdivisão relacionada ao tipo de elemento rolante, os mais comuns são: esferas, agulhas, rolos cilíndricos e cônicos.

2.2.2 Defeitos de Rolamento

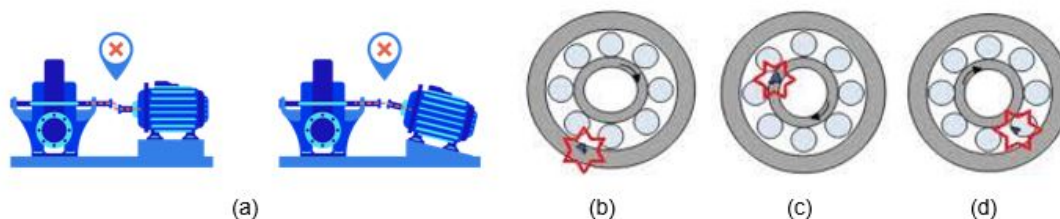
Os defeitos de rolamento podem ocorrer tanto nos elementos rolantes quanto nas pistas. De acordo com Budynas e Nisbeth (2016) os defeitos normalmente se iniciam com pequenas falhas de porosidade nos elementos rolantes, posteriormente gerando trincas, poros e *pits* devido a fadiga do material. Os defeitos de rugosidade, ondulação e desalinhamentos estão relacionadas a erros de fabricação ou por ação do desgaste abrasivo.

Bezerra (2004) apontou em seu estudo que uma das causas de falha prematura é a lubrificação inadequada, quando a escassez desse item permite o contato entre os componentes comprometendo sua integridade. Rolamentos apresentando corpos estranhos entre o anel e o assento, podem apresentar defeitos por conta do desalinhamento.

Quando a superfície com defeito se choca com outra superfície é produzido impulsos que podem auxiliar na identificação do defeito, pois ocorre de forma periódica

e por meio destas é possível identificar a localização do defeito. Por isso, alguns elementos apresentam frequências características de falhas, como por exemplo a Gaiola (NEPOMUCENO, 2014).

Figura 4: Defeitos de Rolamento: a) Desalinhamento Horizontal e Vertical b) Defeito na Pista Externa c) Defeito na Pista Interna d) Defeito na Esfera.



Fonte: Ronaldo (2020)

A partir da análise cinemática dos elementos, pode-se obter uma relação entre a frequência característica da gaiola, frequência da pista externa e dimensionais do mancal. Da mesma forma é possível obter frequência característica de defeito na Pista Interna e na Esfera.

O acompanhamento periódico dos equipamentos promove uma revisão mais assertiva. Geralmente, esses dados são coletados por meio de acelerômetros e são analisados por duas principais vertentes: no domínio da Frequência e no domínio do Tempo.

2.2.3 Técnicas no Domínio da Frequência

Por conter diversas fontes de vibração, os equipamentos quando medidos em conjunto podem produzir padrões complicados de formas de onda. Assim, para divisão desses dados complexos é necessário a utilização de tratamento como por exemplo a Transformada Discreta de Fourier, em inglês *Discrete Fourier Transform* (DFT). Este método é responsável por converter a informação adquirida no domínio do tempo em dados no domínio da frequência (HOLANDA, 2016). O algoritmo de Transformada Rápida de Fourier, em inglês *Fast Fourier Transform* (FFT), é utilizado como uma alternativa por possuir maior velocidade na tratativa da informação.

Bezerra (2004) traz a técnica de Envelope como outro exemplo de técnica que utiliza sinais no domínio da Frequência, por meio de um processo de demodulação em amplitudes é capaz de fornecer características sobre a presença e localização de um defeito. A técnica consiste em extrair as frequências características do sinal de vibração

identificando não só a ocorrência da falha em si, mas também a possível localização e fonte. A detecção ocorre por meio da observação do espectro do envelope, a presença de novos picos que não esperados por não serem múltiplos da rotação é a primeira indicação de algum problema no elemento rolante. Quanto maior a energia sobre a região da frequência apontada, mais acentuado é o defeito, podendo até ser possível a identificação do tipo de defeito (NETO et al., 2019).

A técnica de Envelope apresenta algumas limitações quando há desalinhamento dos elementos rolantes, que podem acarretar em flutuações nas frequências de defeito. Outra questão levantada pelos autores McFadden e Smith (1985) se refere à faixa de frequência de aplicação da técnica, isso porque o sinal do defeito na esfera do rolamento é modulado pela frequência da gaiola.

Há também o método da energia residual, esse se baseia na comparação na condição de dois rolamentos um saudável e outro com defeito. Após a aquisição dos tipos de sinais é calculado a densidade espectral de ambos e a partir do módulo da diferença das duas densidades é obtido o valor da energia residual (BORGES et al., 2018).

Wang, Golnaraghi e Ismail (2004) apresentam técnicas que utilizam Transformada Contínua de Wavelet, em inglês *Continous Wavelet Transform* (CWT), uma transformada integral linear utilizada para identificação de características de sinais não estacionários, possibilitando verificar as variações em certas bandas e frequências.

2.2.4 Técnicas no Domínio do Tempo

Segundo Bezerra (2004) há diversos métodos de detecção de falha no domínio do tempo relacionado a parâmetros estatísticos, além do acompanhamento do nível RMS e fator de crista, sendo esse último mais eficiente na detecção de falhas no seu estágio inicial. Sua aplicabilidade tem maior sucesso na detecção de falhas em rolamentos.

Adriano (2020) apresenta em seu estudo um método para prever a condição do rolamento a partir da medição da sua vibração. Baseado no parâmetro estatístico curtose, que permanece constante para um rolamento não danificado independentemente da carga e velocidade empregada, foi realizado a detecção de condições anormais de operação por meio da avaliação dos parâmetros estatísticos. Em seu trabalho o autor compara o diagnóstico de falha de motores de indução obtidos nos domínios de Fourier e do tempo, através da análise espectral.

De forma similar, o estudo de Sikora (2016) faz análise do sinal de vibração do mancal estatisticamente buscando filtrar o ruído Gaussiano contido no sinal bruto de vibração. Os resultados dos experimentos mostram que o sinal de vibração pode ser significativamente melhorado pela aplicação do método proposto. Além disso, o método proposto é utilizado para analisar sinais acústicos reais de um mancal com falhas na pista interna e na pista externa, respectivamente. Os valores dos atributos são determinados de acordo com o grau da falha. Os resultados confirmam que os períodos entre os transitórios, que representam as características de falha do rolamento, podem ser detectados com sucesso.

No domínio do tempo, têm-se também o trabalho de Samanta e Al-Balushi (2003) que apresenta um procedimento para diagnóstico de falhas em mancais de rolamento através de rede neural artificial, em inglês *Artificial Neural Network* (ANN). As características dos sinais de vibração no domínio do tempo da máquina rotativa com rolamentos normais e defeituosos foram usadas como entradas para a ANN que consiste em camadas de entrada, ocultas e de saída.

As características são obtidas a partir do processamento dos segmentos de sinal usando um pré-processamento simples. A camada de entrada consiste em cinco nós, um para raiz (quadrada) da média dos quadrados, variância, assimetria, curtose e sexto momento central normalizado dos sinais de vibração no domínio do tempo. A rede neural artificial é treinada usando o algoritmo de retropropagação, em inglês *Backpropagation*, com um subconjunto dos dados experimentais para condições de máquina conhecidas. Os efeitos de algumas técnicas de pré-processamento como filtragem passa-alta, passa-faixa, detecção de envelope (demodulação) e transformada *wavelet* dos sinais de vibração, antes da extração de características, também são apresentados no estudo. O procedimento proposto requer apenas algumas características extraídas dos dados de vibração medidos diretamente ou com pré-processamento simples. O número reduzido de entradas leva a um treinamento mais rápido, exigindo muito menos iterações.

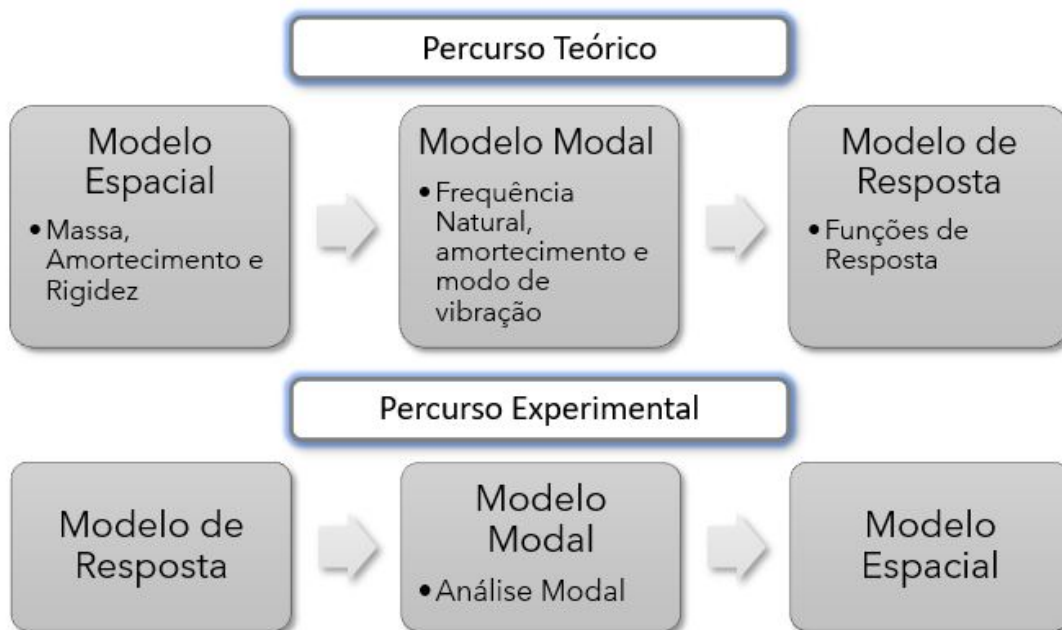
2.3 Análise de Sistemas Vibratórios

Antes de apresentar as abordagens analítica e experimental é importante compreender os aspectos que diferenciam a aplicação de cada uma. A abordagem teórica exige o conhecimento prévio do modelo estrutural (matrizes de inércia, rigidez e amorteci-

mento) do sistema em estudo, podendo ser uma máquina, uma ponte, um edifício etc. Conhecendo o modelo estrutural é possível descrever matematicamente as equações que governam a dinâmica do sistema e resolvê-las analiticamente, obtendo as propriedades modais (frequências naturais, fatores de amortecimento e modos de vibrar). Porém, definir o modelo estrutural em um sistema real é uma atividade complexa e a abordagem experimental surge como uma solução alternativa.

A abordagem experimental segue um procedimento inverso ao teórico: a dinâmica do sistema é obtida por meio de medições experimentais e, a partir dos dados medidos, determinam-se as propriedades modais. As metodologias teórica e experimental são representadas na figura 5 (PAZIANI, 2002).

Figura 5: Metodologias Teórica e Experimental de análise de vibrações.



Fonte: Adaptado de Paziani (2002)

2.3.1 Solução Analítica

O processo para a construção de um projeto de sistemas se inicia com a sua modelagem. Para processos analíticos é necessário o estabelecimento dos requisitos. Essa informação é obtida com base no sistema físico que se deseja modelar, de forma que uma equação diferencial possa escrever a relação entre a entrada e saída do sistema. A partir da representação do esquema é possível obter um modelo matemático, que

podem ser funções no domínio da frequência ou equações de estado no domínio do tempo.

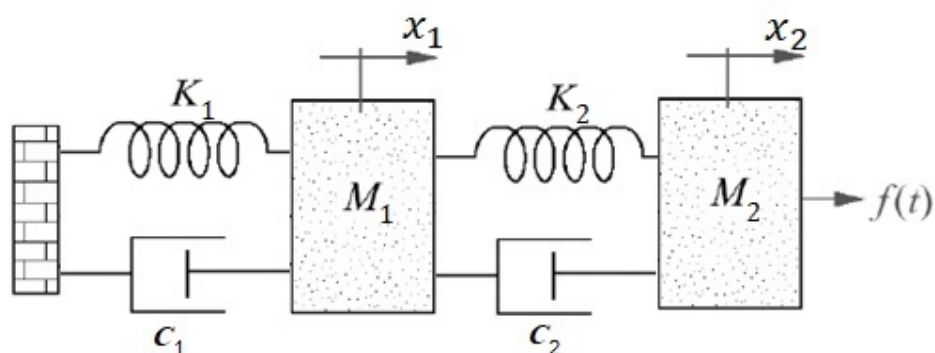
Segundo Nise e Silva (2013) o uso da técnica do domínio da frequência, que seria uma abordagem clássica, é baseada na conversão da função que descreve o sistema em uma função de transferência. De forma que se substitua uma equação diferencial por uma algébrica, o que simplifica a modelagem e fornece rapidamente informações referentes aos efeitos da variação dos parâmetros no sistema. No entanto, essa forma de descrever o problema apresenta uma desvantagem que seria a aplicabilidade limitada voltada apenas ao uso de sistemas invariantes no tempo ou sistemas semelhantes, além da sua inviabilidade para utilização da abordagem via funções de transferências por se tratarem de sistemas MIMO.

Já o domínio do tempo também abrange a mesma classe de sistemas modelados pela frequência, contudo a sua metodologia não é intuitiva. A sintetização das equações é feita por meio da representação no espaço de estados. Essa forma de dispor as informações permite que seja realizada uma simulação computacional e assim observar a resposta do sistema.

2.3.1.1 Sistema amortecido - 2 GDL

Com o objetivo de compreender a resolução de problemas analíticos um sistema amortecido com 2 graus de liberdade é apresentado na figura 6.

Figura 6: Sistema amortecido com 2 Graus de Liberdade.



Fonte: Nise e Silva (2013)

A partir da aplicação da 2ª Lei de Newton é obtido o somatório de forças aplicado nas massas M_1 e M_2 , determinam-se as equações que descrevem a dinâmica do sistema:

$$M_1\ddot{x}_1 + (c_1 + c_2)\dot{x}_1 - c_2\dot{x}_2 + (k_1 + k_2)x_1 - k_2x_2 = 0 \quad (2.1)$$

$$M_2\ddot{x}_2 - c_2\dot{x}_1 + c_2\dot{x}_2 - k_2x_1 + k_2x_2 = 0 \quad (2.2)$$

representando matricialmente:

$$\begin{bmatrix} M_1 & 0 \\ 0 & M_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = 0 \quad (2.3)$$

para um sistema amortecido, a dinâmica do sistema tem como resposta o formato: $x(t) = \mathbf{u}e^{\lambda t} = \mathbf{u}e^{(-\zeta\omega_n \mp j\omega_d)t}$. Onde, λ é um número complexo:

\mathbf{u} = modo de vibrar

ζ = fator de amortecimento

ω_n = frequência natural

ω_d = frequência amortecida

derivando $x(t) = \mathbf{u}e^{\lambda t}$, obtêm-se $\dot{x}(t) = \lambda\mathbf{u}e^{\lambda t}$ e $\ddot{x}(t) = \lambda^2\mathbf{u}e^{\lambda t}$ e substituindo na equação (2.3), obtêm-se:

$$(\lambda^2\mathbf{M} + \mathbf{C}\lambda + \mathbf{K})\mathbf{u}e^{\lambda t} = 0 \quad (2.4)$$

cuja equação característica é:

$$\begin{aligned} & M_1M_2\lambda^4 + \\ & + [M_2(c_1 + c_2) - M_1c_2]\lambda^3 + \\ & + [M_1k_2 - c_2(c_1 + c_2) + M_2(k_1 + k_2) - c_2]\lambda^2 + \\ & + [k_2(c_1 + c_2) - c_2(k_1 + k_2) - 2c_2k_2]\lambda + \\ & + [k_2(k_1 + k_2 - k_2^2)] = 0 \end{aligned} \quad (2.5)$$

Resolvendo a equação (2.5), obtêm-se valores complexos para λ a partir dos quais é possível determinar as frequências naturais e fatores de amortecimento. Para determinar os modos de vibrar, aplicam-se os valores de λ na equação (2.4). É importante destacar que os modos de vibrar encontrados fazem parte dos números complexos e não possuem interpretação física. Porém, é possível determinar para este problema modos de vibrar reais partindo para uma outra forma de solução.

Soluções com modos de vibrações reais são encontradas a partir do processo de desacoplamento do sistema. Sistemas desacoplados são aqueles cujos graus de liberdade possuem movimentos independentes entre si. Para o exemplo da figura 6 (p. 32), desacoplar o sistema fisicamente significa desconectar os elementos de rigidez e amortecimento que unem as massas M_1 e M_2 , dessa forma, o movimento de cada massa não gera movimento na massa adjacente.

Entretanto, para solução de problemas de vibrações o processo de desacoplamento é apenas virtual, realizado a partir de transformações lineares que alteram o sistema de coordenadas. Inicialmente o sistema está descrito em função da coordenada x , mas ao longo do processo de desacoplamento será descrito em função de duas novas coordenadas, aqui denotadas como q e r . Apesar da interpretação física do sistema de coordenadas descrito em função de x ser conhecida, os novos sistemas de coordenadas são interessantes pela simplificação matemática dos cálculos e suas interpretações físicas não são abordadas.

Como o objetivo final é desacoplar o sistema e matematicamente significa diagonalizar as matrizes de amortecimento e rigidez, o problema de diagonalização será abordado como um problema de autovalor simétrico.

De acordo com Inman e Singh (1994), existem diferentes formas de relacionar a solução do problema de vibração com o problema algébrico de autovalores, mas a abordagem mais produtiva é relacionar o problema de vibração com o problema de autovalores simétrico devido as propriedades especiais de matrizes simétricas.

2.3.2 Solução Experimental

O enfoque das soluções experimentais são, como mencionado anteriormente, voltadas ao uso de dados obtidos por meio de experimento, de forma que esses resultem em medidas de entradas e saídas durante a evolução do sistema para que essa informação sejam usadas para determinar o modelo do sistema. Para que seja possível obter as propriedades modais (frequências naturais, fatores de amortecimento e modos de vibrar) as entradas desse sistema podem ser dados no domínio do tempo ou da frequência.

Esse processo de determinação do modelo matemático a partir de medidas obtidas pelo experimento é chamado de Teoria de Identificação de Sistemas segundo Inman e

Singh (1994), e está relacionado a resolução de problemas inversos, ou seja, a determinação das matrizes de massa $[M]$, amortecimento $[C]$ e rigidez $[K]$, é obtida através das grandezas medidas. Esse campo de estudo é denominado Análise Modal Experimental e para uso de tal ferramenta é exigido um conhecimento de uma série de áreas como instrumentação, responsável pela conversão de movimentos mecânicos em sinais, análise de vibração entre outros.

Grande parte dos métodos de análise modal não permite que os parâmetros físicos das matrizes, como a matriz de massa, por exemplo, sejam obtidos, mas é possível determinar as frequências naturais e fatores de amortecimento e os modos de vibrar. A determinação dos parâmetros modais é feita por meio dos métodos de identificação modal que diferem entre si por meio do tipo de entrada e saída e do tipo de processamento matemático que cada um realiza (SILVA; MAIA, 1997).

O domínio em que se encontram os dados é o primeiro aspecto a ser considerado, podendo ser no domínio do tempo e da frequência. Aqueles modelos que identificam os modelos espaciais (matrizes de massa, amortecimento e rigidez) são classificados como métodos diretos e são menos comuns. Já os métodos indiretos são aqueles que identificam os parâmetros globais (frequência natural, fatores de amortecimento e modos de vibrar).

Outra divisão proposta por Silva e Maia (1997) está voltada quanto aos graus de liberdade de cada modelo, no domínio da frequência é possível encontrar métodos de análise de um grau de liberdade e múltiplos graus, ao passo em que no domínio do tempo há apenas métodos de múltiplo graus de liberdade. A classificação quanto a quantidade de entradas e saídas também é feita, há métodos com múltiplas entradas e múltiplas saídas (MIMO), múltiplas entradas e única saída (MISO) apesar de serem incomuns, única entrada e única saída (SISO) e única entrada e múltiplas saídas (SIMO).

2.3.2.1 Métodos de identificação no domínio da frequência

Os métodos no domínio da frequência são os mais comumente utilizados, por conta da simplificação da análise matemática que ocorre por meio da conversão das equações diferenciais em equações algébricas. Essa mudança para a frequência promove um entendimento mais qualitativo dos dados facilitando a visualização de alguns padrões.

No entanto, alguns problemas também surgem com a conversão dos dados. Pro-

blemas de *leakage*, por exemplo, que é o fenômeno conhecido como vazamento ocorre quando o sinal não é medido em um intervalo de tempo periódico ocasionando uma leitura inapropriada de sinal. Além de alta densidade espectral que também resulta em um problema da leitura dos dados que compromete a modelagem do sistema, por conta do truncamento das informações.

O método mais simples é o *Peak Amplitude*, que a partir da observação direta dos picos dos gráficos da magnitude são obtidos a frequências naturais e fatores de amortecimento. Já os modos de vibrar são resultados das razões das amplitudes em vários pontos dos dados, esse é um método rápido para adquirir a modelagem matemática do sistema. Outro método é a *Quadrature Response* que localiza as frequências naturais nos pontos em que a parte real é zero, isto é uma diferença de fase de 90° entre a excitação e a resposta do sistema (PAZIANI, 2002).

O método *Maximim Quadrature Component* é semelhante ao *Quadrature Response* no entanto as frequências naturais ocorrem na parte imaginária da resposta sendo essa um máximo ou mínimo e o componente é defasado em 90° da excitação de entrada. Para aplicações em que há baixos níveis de amortecimento e modos reais, o método Kennedy - Pancu é utilizado (SILVA; MAIA, 1997). A representação de parte real e imaginária da resposta é utilizada pelo método através do plano complexo. Em cada valor de frequência natural a curva se aproxima de um círculo, o ponto de taxa de variação do comprimento do arco é onde a frequência atinge um valor máximo. O aprimoramento desse método é conhecido como *Circle Fitting* (SILVA; MAIA, 1997).

2.3.2.2 Métodos de identificação no domínio do tempo

Os métodos no domínio do tempo são utilizados cada vez mais devido às limitações dos métodos de domínio da frequência. Eles conseguem com mais facilidade identificar frequências naturais próximas ou repetidas. O primeiro método a ganhar notoriedade foi método de domínio do tempo por Ibrahim em 1973 baseado nas equações de estado de um sistema dinâmico que será abordado na seção 2.4.

Outro método seria o Complexo Exponencial, em inglês *The Complex Exponential Method* (CE), que parte do princípio de obter as informações de frequência e amortecimento de forma localizada. É utilizado apenas um ponto de medida para o cálculo desses parâmetros, ou seja, sua aplicabilidade é mais pontual. Posteriormente foi proposto uma mudança no método para que uma aplicação global fosse possível.

Esse seria o método Exponencial Complexo de Mínimos Quadrados, em inglês *The Least-Squares Complex Exponential Method* (LSCE), que permitiria o processamento de várias funções de resposta ao impulso obtidas por excitação em um ponto, podendo inferir informações sobre outros pontos.

O método Exponencial Complexo Polireferencial, inglês *The Polyreference Complex Exponential method* (PRCE), atende múltiplas entradas e saídas (MIMO) requerendo vários pontos de resposta e de excitação sobre a estrutura analisada. Esse método calcula os parâmetros em dois passos, primeiro as frequências naturais e fatores de amortecimento por meio das funções, na segunda etapa é feito o cálculo dos coeficientes modais. Segundo Silva e Maia (1997) a desvantagem desse método é a alta sensibilidade a não-linearidades.

O Algoritmo de Realização do Autosistema, em inglês *Eigensystem Realisation Algorithm* (ERA), amplamente utilizado no campo de engenharia civil para o monitoramento da saúde estrutural, modela o sistema usando o domínio tempo com sistemas do tipo MIMO. Trata-se de um algoritmo que identifica os parâmetros modais e identifica modelos de sistemas dinâmicos a partir de dados obtidos por meio de ensaios.

2.4 Método de Ibrahim no Domínio do Tempo

O método utilizado para obtenção dos modelos matemáticos do presente trabalho é o Método de Ibrahim no Domínio do Tempo, em inglês *Ibrahim Time Domain Method* (ITDM), esse é um dos primeiros métodos que utilizam dados no domínio do tempo. Este modelo foi primeiramente formulado para atender a sistemas única entrada e múltiplas saídas, em inglês *single-input and multiple-output* (SIMO), requerendo conhecimento das respostas do sistema de aceleração, velocidade e deslocamento (IBRAHIM, 1973). A aquisição dessas informações geralmente é de difícil acesso. O acelerômetro, por exemplo, um dos instrumentos mais empregados para obtenção dos dados, apesar de fornecer informação sobre as acelerações necessita de conhecimento de velocidades e deslocamentos iniciais para compor o restante dos valores finais por meio de integração numérica.

Dessa forma, Ibrahim (1977) trouxe outra versão capaz de identificar os parâmetros modais a partir de um conjunto de dados medidos de resposta livre em uma única análise. Por meio do processamento das respostas de entrada de uma só vez. Conside-

rando um sistema de N graus de liberdade, a resposta livre da estrutura num ponto i no tempo t_j é dado pelo somatório das respostas para cada modo:

$$x_i(t_j) = \sum_{k=1}^{2N} \Psi_{ik} e^{\lambda_k t_j} \quad (2.6)$$

em que Ψ_k é o autovetor correspondente a λ_k , que é o k -ésimo autovalor complexo. Expandindo, têm-se:

$$x_i(t_j) = \psi_{i1} e^{\lambda_1 t_j} + \psi_{i2} e^{\lambda_2 t_j} + \dots + \psi_{i,2N} e^{\lambda_{2N} t_j} \quad (2.7)$$

considerando que os pontos i correspondem a q pontos na estrutura que foram extraídas as medidas da resposta livre, e que se tenha medido por L cada instante de tempo t_j , Ibrahim (1999) traz essa equação de forma expandida em matrizes:

$$\begin{bmatrix} x_1(t_1) & x_1(t_2) & \cdots & x_1(t_L) \\ x_2(t_1) & x_2(t_2) & \cdots & x_2(t_L) \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ x_q(t_1) & x_q(t_2) & \cdots & x_q(t_L) \end{bmatrix}_{q \times L} = \begin{bmatrix} \psi_{11} & \psi_{12} & \cdots & \psi_{1,2N} \\ \psi_{21} & \psi_{22} & \cdots & \psi_{2,2N} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \psi_{q,1} & \psi_{q,2} & \cdots & \psi_{q,2N} \end{bmatrix}_{q \times 2N} \times \begin{bmatrix} e^{\lambda_1 t_1} & e^{\lambda_1 t_2} & \cdots & e^{\lambda_1 t_L} \\ e^{\lambda_2 t_1} & e^{\lambda_2 t_2} & \cdots & e^{\lambda_2 t_L} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ e^{\lambda_{2N} t_1} & e^{\lambda_{2N} t_2} & \cdots & e^{\lambda_{2N} t_L} \end{bmatrix}_{2N \times L} \quad (2.8)$$

que pode ser escrito como:

$$[\mathbf{X}]_{(q \times L)} = [\Psi]_{(q \times 2N)} \times [\Lambda]_{(2N \times L)} \quad (2.9)$$

onde:

$[\mathbf{X}]$ é a matriz de resposta do sistema, obtida de forma experimental;

$[\Psi]$ é a matriz de autovetores;

$[\Lambda]$ é a matriz de elementos exponenciais dos autovalores do sistema;

de forma que tanto a matriz $[\Psi]$ quanto a $[\Lambda]$ são desconhecidas no sistema. Considerando um conjunto de dados obtidos com o mesmo número de elementos q deslocando um intervalo de tempo Δt :

$$x_i(t_j + \Delta t) = \sum_{k=1}^{2N} \Psi_{ik} e^{\lambda_k (t_j + \Delta t)} \quad (2.10)$$

ou

$$x_i(t_j + \Delta t) = \sum_{k=1}^{2N} \Psi_{ik} e^{\lambda_k t_j} e^{\lambda_k \Delta t} \quad (2.11)$$

o deslocamento no tempo Δt é representado por:

$$\bar{\Psi}_{ik} = \Psi_{ik} e^{\lambda_k \Delta t} \quad (2.12)$$

reescrevendo

$$\bar{x}_i(t_j) = x_i(t_j + \Delta t) \quad (2.13)$$

$$\bar{x}_i(t_j) = \sum_{k=1}^{2N} \bar{\Psi}_{ik} e^{\lambda_k t_j} \quad (2.14)$$

de forma similar a equação (2.9) é obtida a forma matricial da equação (2.13):

$$[\bar{\mathbf{X}}]_{(qxL)} = [\bar{\Psi}]_{(qx2N)} \times [\mathbf{\Lambda}]_{(2NxL)} \quad (2.15)$$

A matriz $[\mathbf{\Lambda}]$ nas equações (2.15) e (2.9) são as mesmas. Se o número de estações de medidas q for menor que $2N$ o sistema é sobredeterminado e não possível de identificar. Caso tamanho de q seja igual $2N$ as matrizes $[\Psi]$ e $[\bar{\Psi}]$ são quadradas e a equação (2.12) pode ser reescrita:

$$[A_S][\Psi] = [\bar{\Psi}] \quad (2.16)$$

Nesse caso A_S teria solução única, desde que a multiplicidade algébrica dos autovalores seja igual a geométrica dos autovetores. Multiplicando a equação (2.9) por A_S , têm-se:

$$[A_S]_{qxq}[X]_{(qxL)} = [A_S]_{qxq}[\Psi]_{(qx2N)}[\mathbf{\Lambda}]_{(2NxL)} \quad (2.17)$$

substituindo 2.16 em 2.17:

$$[A_S]_{(qxq)}[X]_{(qxL)} = [\bar{\Psi}]_{(qx2N)}[\mathbf{\Lambda}]_{2NxL} \quad (2.18)$$

substituindo a equação (2.15) na equação (2.18)

$$[A_S]_{(q \times q)} [X]_{(q \times L)} = [\bar{X}]_{(q \times L)} \quad (2.19)$$

Como $[X]$ e $[\bar{X}]$ são conhecidas é possível determinar A_S . Caso q seja maior $2N$ as matrizes $[\Psi]$ e $[\bar{\Psi}]$ serão retangulares e para obter A_S é necessário multiplicar $[X]^T$ a equação (2.19):

$$[A_S] = [\bar{X}][X]^T ([X][X]^T)^{-1} \quad (2.20)$$

para reduzir a polarização na solução dos mínimos quadrados, obtém-se outra solução para A_S , multiplicando (2.19) por $[\bar{X}]^T$:

$$[A_S] = [\bar{X}][\bar{X}]^T ([X][\bar{X}]^T)^{-1} \quad (2.21)$$

como há duas soluções para A_S a combinação das duas compõe o valor de A_S , então:

$$[A_S] = \frac{1}{2} [([\bar{X}][X]^T)([X][X]^T)^{-1} + ([\bar{X}][\bar{X}]^T)([X][\bar{X}]^T)^{-1}] \quad (2.22)$$

a partir da equação (2.12) e (2.16):

$$[A_S]\psi_k = \psi_k e^{\lambda_k \Delta T} \quad (2.23)$$

A equação (2.23) é um problema de autovalores e autovetores. Se $[A_S]$ é de ordem q , terá q autovalores e autovetores. Se $q > 2N$, haverá modos não reais (modos computacionais). A partir destes autovalores, pode-se calcular as frequências naturais e os fatores de amortecimento.

2.5 Decremento Aleatório

A solução da equação diferencial geral depende de condições iniciais de deslocamento e velocidade, além da resposta à excitação particular. Considerando o princípio da superposição a resposta geral de um sistema é composto pela parte forçada e livre. O uso do método de ITDM requer que os dados utilizados apresentem apenas respostas livres, para assim poder identificar os parâmetros modais (SILVA, 2019).

Portanto, técnicas para obtenção dessas respostas são necessárias, no caso o método de Decremento Aleatório, em inglês *Random Decrement* (RD). Proposto por Cole

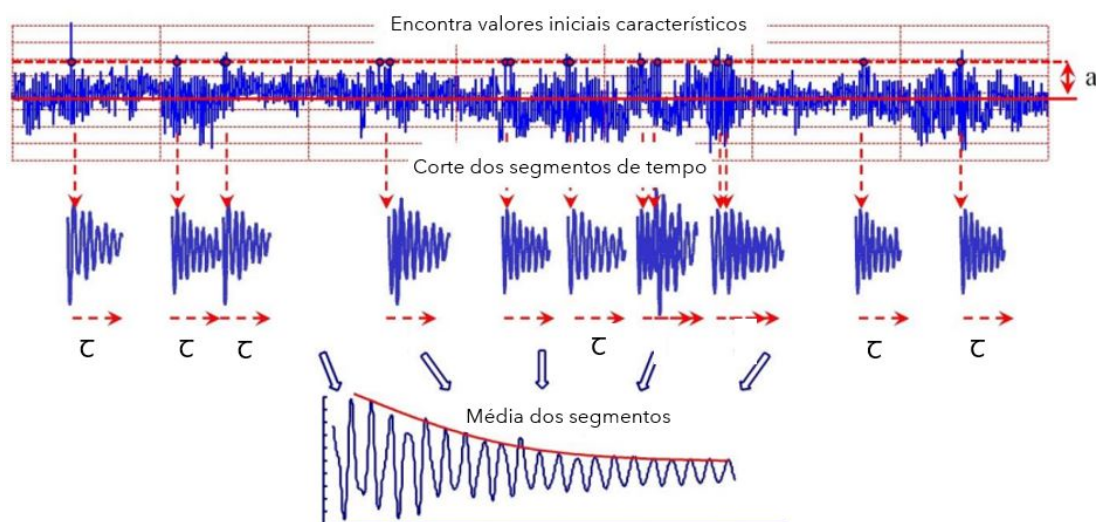
Jr (1971), o princípio do método se baseia em realizar média de trechos com a mesma amplitude inicial para que a parte aleatória se torne nula, isso por que o método considera que toda resposta aleatória de um sistema é composto por uma parte aleatória com suposta média nula.

Para isso, é fixado um deslocamento inicial $x(t) = a$ que funciona como trigger point. Conforme há encontro desse nível estabelecido com algum ponto da resposta geral $h(t)$ é definido um trecho $h_n(\tau)$. Ao passo em que o número de segmentos aumenta a parte aleatória se reduzira à média e se tornará desprezível. Assim, é feita uma média de cada segmentos de tempo identificados obtendo a função de decaimento aleatório (TREIGUER et al., 1981):

$$d_h(\tau) = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (h(t_n + \tau)) \quad (2.24)$$

Sendo N o número de trechos retirados da resposta geral, a equação (2.24) é função de decaimento aleatório estimada. Conforme a figura 7, são retirados os dados da função geral, obtendo assim uma resposta livre.

Figura 7: Decremento Aleatório.



Fonte: Adaptado de Berlin (2014)

o valor estipulado para a obedece a seguinte regra para definição:

$$a = \mu_h + \sqrt{2}\sigma_h \quad (2.25)$$

Onde μ_h é média da equação geral da resposta $h(t)$ e σ_h é o desvio padrão dessa média. Conforme há um maior número de amostras (trechos) para realizar a média mais estaticamente aceitável vai ser a função obtida, ou seja, esse método requer que seja possível obter diversos trechos para realizar boa média, assim é requerido uma grande quantidade de dados.

2.6 Critério de Garantia Modal (MAC)

O Critério de Garantia Modal, em inglês *Modal Assurance Criterion* (MAC), é um indicador estatístico que é mais sensível a grandes diferenças nas formas de modo e relativamente insensível a pequenas diferenças. O MAC considera apenas formas modais, o que significa que uma comparação de frequência separada deve ser usada em conjunto com os valores MAC para determinar os pares de modos correlacionados (PASTOR; BINDA; HARČARIK, 2012).

É limitado entre 0 e 1, com 1 indicando formas de modo totalmente consistentes. Só pode indicar consistência e não indica validade ou ortogonalidade. Um valor próximo de 0 indica que os modos não são consistentes. É usado para determinar a similaridade de dois modos de vibrar, se os modos são idênticos o MAC vai retornar valores próximos de 1.

O valor MAC entre dois modos é essencialmente o produto escalar normalizado do vetor modal complexo em cada nó comum (ou seja, pontos), definido pela equação (2.26):

$$MAC = \frac{|(\varphi)_r^T(\varphi)_s|}{[(\varphi)_r^T(\varphi)_r][(\varphi)_s^T(\varphi)_s]} \quad (2.26)$$

Em que φ_r é o vetor do modo de vibrar que se deseja comparar e φ_s é o vetor do modo de vibração que vai ser utilizado como referência. Neste trabalho essa ferramenta será utilizada como um meio de identificação das condições de operação do maquinário.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

A partir dos diversos métodos disponíveis na literatura para obtenção de modelos que descrevem um determinado comportamento de um sistema vibratório, propõe-se a identificação do sistema pelo domínio do tempo, especificamente, pelo método de Ibrahim no Domínio do Tempo conforme apresentado na seção 2.4.

Para isso, é necessário que o conjunto de dados utilizados estejam livres de respostas particulares, ou seja, condições forçadas, para que seja possível a identificação dos parâmetros modais. Dessa forma, o algoritmo de Decremento Aleatório (RD) foi utilizado para a filtragem dessa informação conforme descrito na seção 2.5.

Com o intuito de avaliar o desempenho dos métodos descritos para identificação de modelos de máquinas rotativas, utilizou-se um conjunto de dados em condições normais de operação e em diferentes falhas para avaliação da possibilidade de detecção e classificação dos modelos.

Dessa forma a metodologia do trabalho se resume em:

1. Processar os dados separando um conjunto utilizado para o sistema classificatório e outro para diagnóstico servindo como validação;
2. Aplicar o algoritmo de Decremento Aleatório e método de Ibrahim no domínio do tempo;
3. Comparar os modelos identificados do conjunto classificatório e validação;

3.1 Base de Dados

Os dados de vibração utilizados para aplicação dos métodos descritos foram obtidos por meio de um banco de dados públicos. A escolha foi pautada nos seguintes critérios:

- Quantidade e frequência na coleta dos dados;
- Confiabilidade dos dados;
- Dados no domínio do tempo;

Sendo assim, a base de dados disponibilizado pelo Laboratório de Sinais, Multimídia e Telecomunicações (SMT) da Universidade Federal do Rio de Janeiro (UFRJ) na Machinery Fault Database (RIBEIRO, 2021) foi escolhido por conter 1951 arquivos composto por sinais de vibração multivariadas no domínio do tempo, adquiridos por sensores em um Simulador de Falha de Maquinário, em inglês *Machinery Fault Simulator* (MFS), da empresa SpectraQuest, Treinador de Vibração de Equilíbrio de Alinhamento, em inglês *Alignment Balance Vibration Trainer* (ABVT).

O conjunto de dados dispõe de seis diferentes estados simulados: (1) função normal, (2) falha de desbalanceamento, (3) falhas de desalinhamento horizontal e (4) vertical e (5) falhas de rolamento interno e (6) externo. Cada arquivo foi gerado a uma taxa de amostragem de 50 kHz durante 5s, totalizando 250.000 amostras.

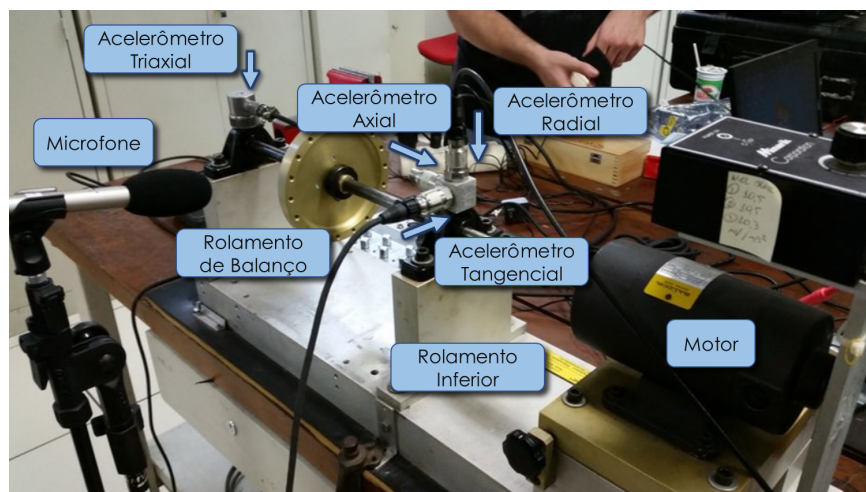
Para a aquisição de dados foram utilizados três sensores industriais IMI, acelerômetros modelos 601A01 nas direções radial, axial e tangencial com sensibilidade ($\pm 20\%$) $100mV$ por g ($10,2mV$ por m/s^2), alcance de frequência ($\pm 3dB$) $16 - 600000$ CPM ($0,27 - 10.000Hz$) e faixa de medição de $\pm 50g$ ($\pm 490 m/s^2$).

Um acelerômetro triaxial da IMI Sensors, Modelo 604B31, retornando dados nas direções radial, axial e tangencial de sensibilidade ($\pm 20\%$) $100mV$ por g ($10,2mV$ por m/s^2), alcance de frequência ($\pm 3dB$) $30 - 300000$ CPM ($0,5 - 5.000Hz$) e faixa de medição $\pm 50g$ ($\pm 490 m/s^2$).

Cada medição corresponde a 8 medidas individuais diferentes dispostas em arquivos no formato CSV dados separados por vírgula, em inglês *comma-separated-values*, de forma que a primeira coluna corresponda ao sinal do tacômetro, as colunas 2 a 4 do acelerômetro do rolamento inferior (RI) nas direções axial, tangencial e radial, respectivamente. As colunas 5 a 7 são correspondentes ao acelerômetro de rolamento de balanço, ou rolamento exterior (RE), nas direções axial, tangencial e radial e a coluna 8 sendo o sinal de áudio do microfone.

A configuração do experimento usada para produção do banco de dados MaFaulDa (RIBEIRO, 2021) foi a representada pela imagem 8, as especificações do motor e dos componentes estão representados na tabela 1.

Figura 8: Bancada Experimental.



Fonte: Adaptado de Marins et al. (2018)

Tabela 1: Especificação do Motor e Componentes do Experimento.

Especificação	Valor	Unidade
Potência do Motor	1/4	CV DC
Rotação	700-3.600	rpm
Peso	22	kg
Diâmetro do Eixo	16	mm
Comprimento do Eixo	520	mm
Rotor	15240	mm
Distância dos Rolamentos	390	mm
Número de Esferas	8	-
Diâmetro das Esferas	7,145	mm
Diâmetro da Gaiola	29,98	mm

Fonte: Adaptado de Ribeiro (2021)

3.2 Processamento de Dados

Uma única condição de medição do banco de dados representa 5 segundos de captura de informação com 250 mil pontos medidos. Dessa forma, para separação de dados de treinamento e validação foi estabelecido a relação de 70% sendo de treinamento, que corresponde a 3,5s e 175 mil pontos de medição, e 30% a parte para validação da identificação do modelo. Essa proporção é recomendada para aprendizado de máquina, em inglês *Machine Learning*, conforme apresentado por Escovedo (2021) que utiliza estratégia *Train-test-split*, ou seja, separação dos dados para treinamento e outra para teste.

Posteriormente é necessário que seja realizado outra classificação, os dados são

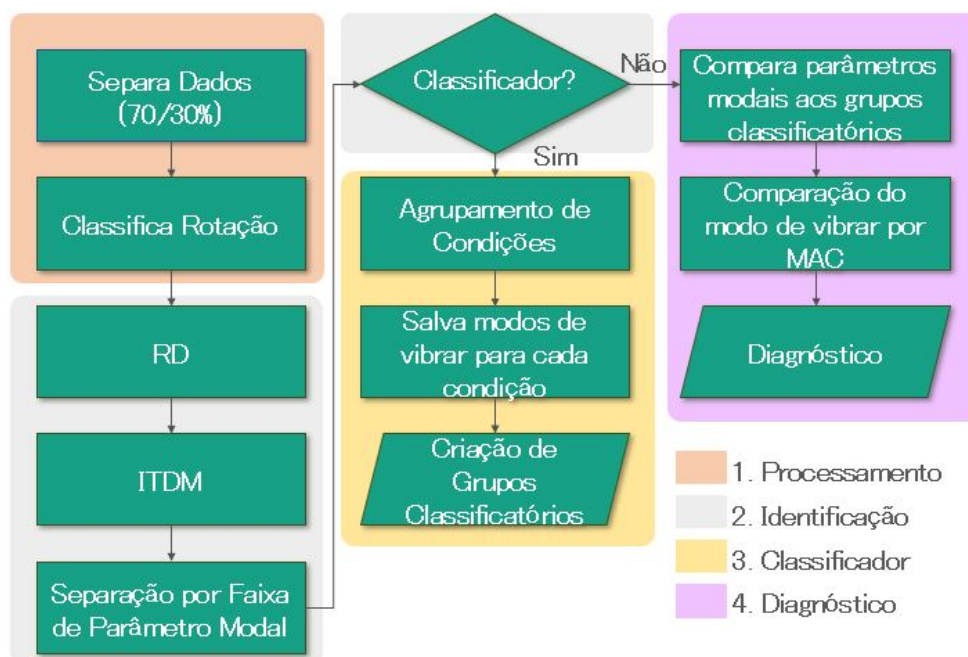
agrupados por faixa de operação do rotor. Nesse trabalho foram utilizados os intervalos de 1740 a 1860 rpm divididos em três conjuntos: Dado 1 (1740 rpm), Dado 2 (1800 rpm) e Dado 3 (1860 rpm), essa informação é obtida por meio da primeira coluna do arquivo CSV. Esse conjunto de dados foi selecionado considerando a aplicabilidade do motor utilizado na bancada, por ser de baixa rotação seu uso é voltado a amaciadores, picadores e moedores de carne, cuja faixa de operação é entre 1700 a 1800 rpm (MOTORES, 2021).

Dentre as condições de operação disponibilizadas pela base de dados serão utilizadas nesse trabalho: (1) Normal, (2, 3, 4) Desbalanceamento 6g, 20g, 35g, (5, 6, 7) Desalinhamento Horizontal 0,5 *mm*, 1,0 *mm*, 2,0 *mm*, (8, 9) Falha no Rolamento Externo (RE) Pista Externa 6g, 35g, (10, 11) Falha no RE Gaiola 6g, 35g, (12, 13) Falha no RE Esfera 6g, 35g, (14, 15) Falha no Rolamento Interno (RI) Pista Externa 6g, 35g, (16, 17) Falha no RI Gaiola 6g, 35g, (18, 19) Falha no RI Esfera 6g, 35g. Totalizando 19 condições para classificação.

3.3 Aplicação dos Métodos

A metodologia proposta a fim de se obter a identificação dos modelos e diagnóstico de falha do maquinário pode ser dividida em quatro partes ilustrada na figura 9.

Figura 9: Fluxograma geral da metodologia proposta.



Fonte: Autora

Processamento : compreende na separação dos dados de forma que 70% seja destinado ao treinamento do classificador e 30% para sua validação, seguido da classificação da rotação do maquinário;

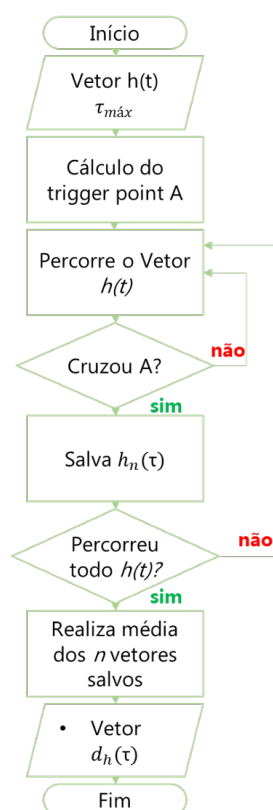
Identificação : utiliza os dados selecionados para identificação dos parâmetros modais por meio da aplicação dos códigos de RD e ITDM, contendo nesta parte a divisão do código para classificador ou diagnóstico;

Classificador : realiza treinamento do classificador, salvando padrões de parâmetros modais relacionando seus valores às condições, agrupando as que possuem parâmetros modais próximos;

Diagnóstico : compara os parâmetros modais da condição que se deseja identificar com os parâmetros encontrados no classificador, para o modo de vibrar a comparação é realizada por meio do MAC.

Os métodos de identificação dos modelos são utilizados após a separação dos dados. Para identificação do sistema foram utilizados os dados referentes a aceleração correspondente às colunas 2 a 7 do conjunto de dados, resultando em um sistema de 6 graus de liberdade. O código construído realiza a aplicação do método de decremento aleatório, responsável pela retirada das respostas particulares embutidas nos dados, resultando em respostas livres. Procedimento realizado conforme descrito na seção 2.5, conforme esquema da figura 10.

Figura 10: Fluxograma RD.

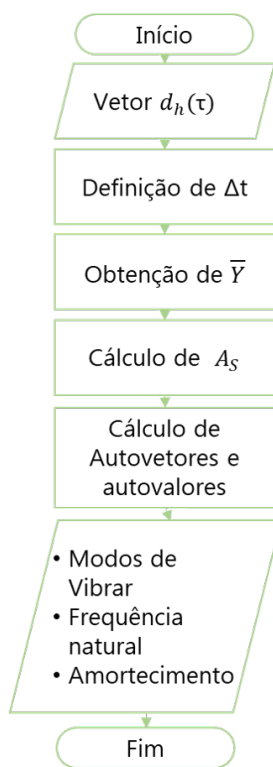


Fonte: Autora

Posteriormente à obtenção desses dados contendo respostas livres, é possível a aplicação do Método de Ibrahim no Domínio do Tempo conforme descrito na seção 2.4. Para a identificação dos modelos foi desenvolvido o código para aplicação do ITDM contando com a lógica da figura 11.

Após a aplicação do método de identificação são obtidas as informações de frequência natural, coeficiente de amortecimento e modos de vibrar para cada condição de operação.

Figura 11: Fluxograma ITDM.



Fonte: Autora

3.4 Tratamento dos Dados

Por possuir grande variedade de condições a serem detectadas, foi necessário separar as frequências naturais e amortecimentos por faixa de valores. Essas faixas foram definidas considerando os valores máximo e mínimo obtido de cada conjunto, bem como desvio padrão para definição do quantitativo dos grupos. Para frequência natural foi utilizado a faixa representada na tabela 2.

Tabela 2: Faixa de Frequência Natural.

Faixa de Frequência	
B	01 ~13 Hz
C	13,1 ~26 Hz
D	26,1 ~39 Hz
E	39,1 ~52 Hz
F	52,1 ~65 Hz
G	65,1 ~78 Hz

Tendo como valor mínimo 5 Hz e máximo 72 Hz, com desvio padrão de 13 Hz. Da mesma forma para o coeficiente de amortecimento conforme mostrado na tabela 3. O valor mínimo encontrado foi de 0,002 e máximo de 1,63 com desvio padrão de 0,375.

Tabela 3: Faixa de Coeficiente de Amortecimento.

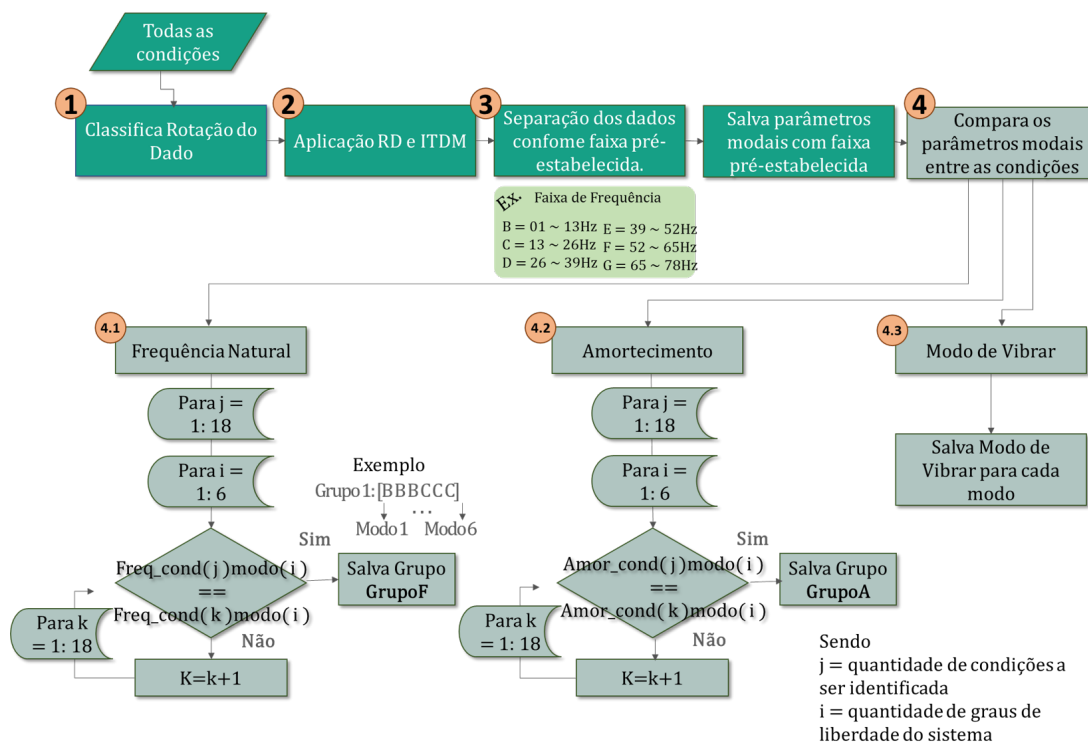
Faixa de Amortecimento	
A	0 ~0,375Hz
B	0,376 ~0,75 Hz
C	0,751 ~1,125 Hz
D	1,125 ~1,7Hz

O conjunto de dados separados para treinamento são utilizados para o estabelecimento das regras de identificação das falhas. Para cada conjunto de dados separados por faixa de rotação é criado um conjunto de regras de forma que sejam gravadas todas as condições de operação descrita na seção 3.2, agrupando as condições de frequência e amortecimento que estão com a mesma faixa entre si. Para os modos de vibração são salvos os vetores correspondentes a cada condição de operação, para posteriormente servir como base para ser comparado com o dado que se deseja identificar no processo de validação.

3.4.1 Fluxo de Treinamento do Classificador

O fluxo de treinamento do classificador segue a lógica representada pela figura 12.

Figura 12: Fluxo de Treinamento.



Fonte: Autora

1. Separação dos dados para comparação das condições na mesma rotação, para cada rotação é criado uma regra, ou seja, um banco de dados informando posteriormente as faixas de operação dos parâmetros modais que são considerados normais ou defeituosos.
2. Aplicação dos códigos de Decremento Aleatório (RD) e Método de Ibrahim no Domínio do Tempo (ITDM) para identificação dos parâmetros modais de cada condição: Frequência Natural, Coeficiente de Amortecimento e Modo de Vibrar.
3. Agrupa as informações de frequência natural e amortecimento por faixa, conforme descrito na seção 3.4.
4. Para cada parâmetro modal é criada a identificação do padrão de cada condição de operação.

4.1 Frequência Natural: compara os valores de cada modo entre as condições para formar grupos que tenham faixa de frequência iguais para todos os modos, resultando no **Grupo F**.

4.2 Coeficiente de Amortecimento: compara os valores de cada modo entre as condições para formar grupos que tenham faixa de amortecimento iguais para todos os modos, resultando no **Grupo A**.

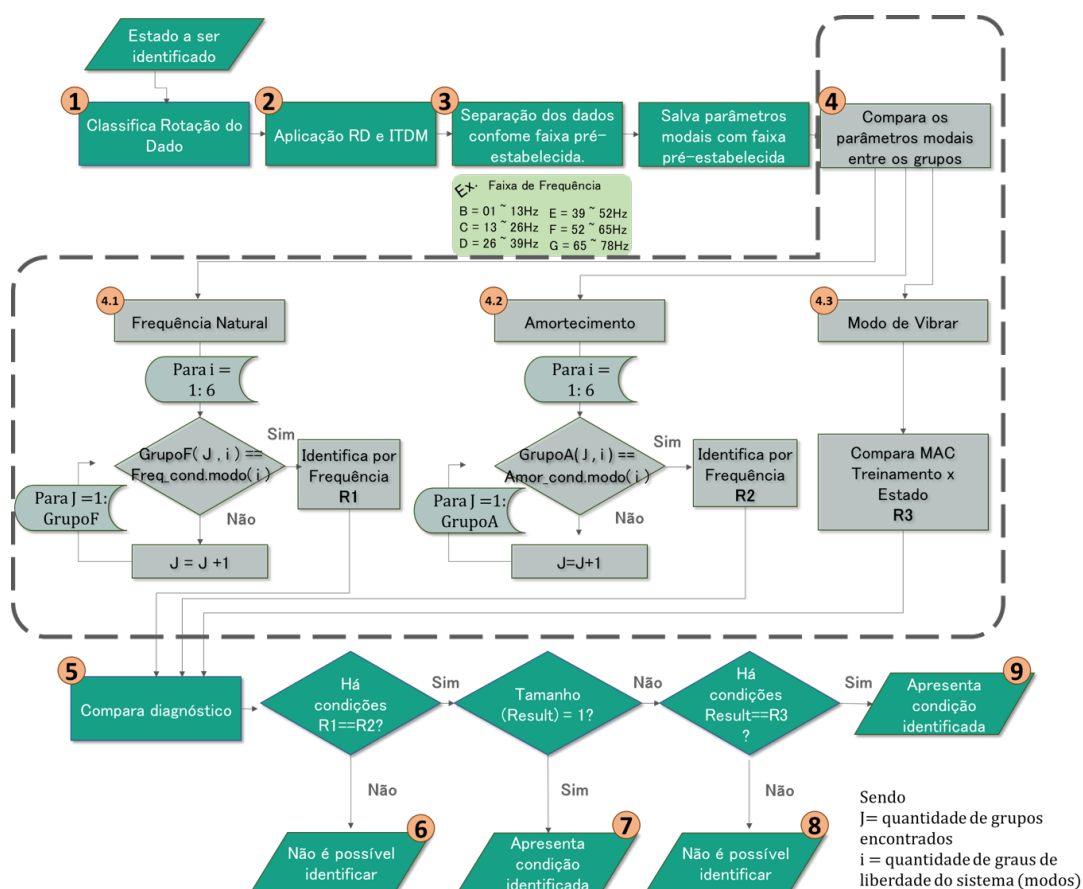
4.3 Modo de Vibrar: Salva os modos de vibração relacionado a cada condição.

Com a base de informação construída no treinamento do classificador é realizada a validação.

3.4.2 Fluxo de Validação do Classificador

O fluxo de validação do classificador segue a lógica representada pela figura 13.

Figura 13: Fluxo de Treinamento.



Fonte: Autora

1. Separação dos dados para comparação das condições na mesma rotação identificação de qual regra seguir e quais dados tem que ser comparado.
2. Aplicação dos códigos de Decremento Aleatório (RD) e Método de Ibrahim no Domínio do Tempo (ITDM) para identificação dos parâmetros modais de cada condição: Frequência Natural, Coeficiente de Amortecimento e Modo de Vibrar.
3. Agrupa as informações de frequência natural e amortecimento por faixa, conforme descrito na seção 3.4.
4. Nessa seção é feita a comparação dos parâmetros modais com os grupos identificados no treinamento.
 - 4.1 Frequência Natural: é comparado a todos os grupos criados dentro do **Grupo F** e identifica o grupo de condição a que se refere o estado que se deseja identificar, resultado em **R1**.
 - 4.2 Coeficiente de Amortecimento: é comparado a todos os grupos criados dentro do **Grupo A** e identifica o grupo de condição a que se refere o estado que se deseja identificar, resultado em **R2**.
 - 4.3 Modo de Vibrar: Compara pelo método MAC o modo de vibrar a todas as condições salvas no treinamento, caso esteja entre 0,95 e 1 para todos os modos é formado um grupo de condições que correspondem ao estado que se deseja identificar, resultando em **R3**
5. Comparação entre os diagnósticos obtidos para cada parâmetro modal.
6. Resultado da primeira comparação entre frequência natural e amortecimento, caso não haja identificação de nenhuma condição em comum nas duas classificações é emitido a mensagem de que não é possível identificar.
7. Caso seja encontrado condições em comum e resultarem em apenas uma condição é possível identificar e apresentar a identificação da condição.
8. Caso o resultante da comparação das condições identificadas pela frequência e amortecimento quando comparada as condições identificadas pelo modo de vibrar não apresenta condições de interseção é obtido o diagnóstico de que não é possível identificar

9. Para o caso em que o resultante e o modo de vibrar **R3** apresentem apenas uma única condição em comum é realizado a identificação e apresentado a condição.

Após o diagnóstico das condições obtidas por meio da classificação de informação contida nos processos de treinamento e validação, foi realizada uma análise detalhada dos resultados que serão apresentados no capítulo seguinte.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

O algoritmo de RD e ITDM foi aplicado à base de dados em Ribeiro (2021) e os resultados serão discutidos no presente capítulo. Este está dividido em cinco seções: Primeiro é realizado a validação do algoritmo de ITDM por meio da comparação dos resultados do algoritmo com um sistema analítico simples com valores de Frequência Natural e Coeficiente de Amortecimento conhecidos. Em seguida é apresentado o resultado crítico obtido do algoritmo do Decremento Aleatório. Na terceira parte é possível observar o resultado dos dados de treinamento, com exemplo de como a regra criada para a definição dos defeitos e como é feita a aplicabilidade dos dados para validação. Em sequência, para cada dado de rotação do maquinário é apresentado um exemplo de identificação realizada pelo algoritmo. Por fim, a quinta seção apresenta os índices de sucesso de identificação dos parâmetros, sobre a existência do defeito e da possibilidade da sua classificação.

4.1 Validação do código de ITDM

Para validação do código desenvolvido para os métodos de identificação foi utilizado um modelo com resolução analítica com 2 graus de liberdade, conforme apresentado na subseção 2.3.1.1 (p. 32). Os dados de modelo espacial foram considerados conforme exemplo disponível em Nise e Silva (2013) de forma que a massa M_1 e M_2 seja 1 kg, coeficiente de amortecimento c_1 e c_2 seja 0,9 N s/m e 1,2 N s/m respectivamente, e a constante de rigidez k_1 k_2 seja 200 N/m e 300 N/m, respectivamente. Analiticamente os resultados correspondentes a frequência natural e ao coeficiente de amortecimento são mostradas na tabela 4.

A partir do sistema analítico foi gerada uma resposta ao sistema, simulando por 10 segundos a uma taxa de aquisição de 100 Hz e considerando a condição inicial $x_i = [1 \ 1 \ 0 \ 0]'$, para que essa resposta seja aplicada aos códigos desenvolvidos para

Tabela 4: Identificação do Modelo - Analítico.

Modo de Vibriar	Frequência Natural [Hz]	Coefficiente de Amortecimento [-]
Modo 1	1,460	0,020
Modo 2	4,260	0,055

Fonte: Autora

a identificação do modelo, primeiro de Decremento Aleatório em seguida o ITDM. O resultado obtido foi representado na tabela 5.

Tabela 5: Identificação do Modelo - Experimental (RD e ITDM).

Modo de Vibriar	Frequência Natural [Hz]	Coefficiente de Amortecimento [-]
Modo 1	1,457	0,021
Modo 2	4,262	0,055

Fonte: Autora

Dessa forma, foi possível verificar a viabilidade da utilização dos códigos desenvolvidos para identificação dos modelos.

4.2 Resultado RD

A aplicação do método de Decremento Aleatório se fez necessária para retirada das entradas particulares embutidas nos dados. Para apresentação dos resultados foi utilizado de forma amostral uma condição do dado 1 (1740 rpm). O comprimento de τ_{max} foi definido como 1,5 vezes a frequência de rotação do dado. A eficiência do uso desses dados é definida pelo número de seguimentos do dado original que foram utilizados para construção do conjunto de dado RD, para o exemplo selecionado obteve-se conforme tabela 6.

Tabela 6: Resultado RD - Condição Crítica.

Modo de Vibriar	N	Eficiência (%)
Modo 1	34	43,03
Modo 2	38	48,10
Modo 3	55	69,62
Modo 4	40	50,63
Modo 5	40	50,63
Modo 6	49	57,72

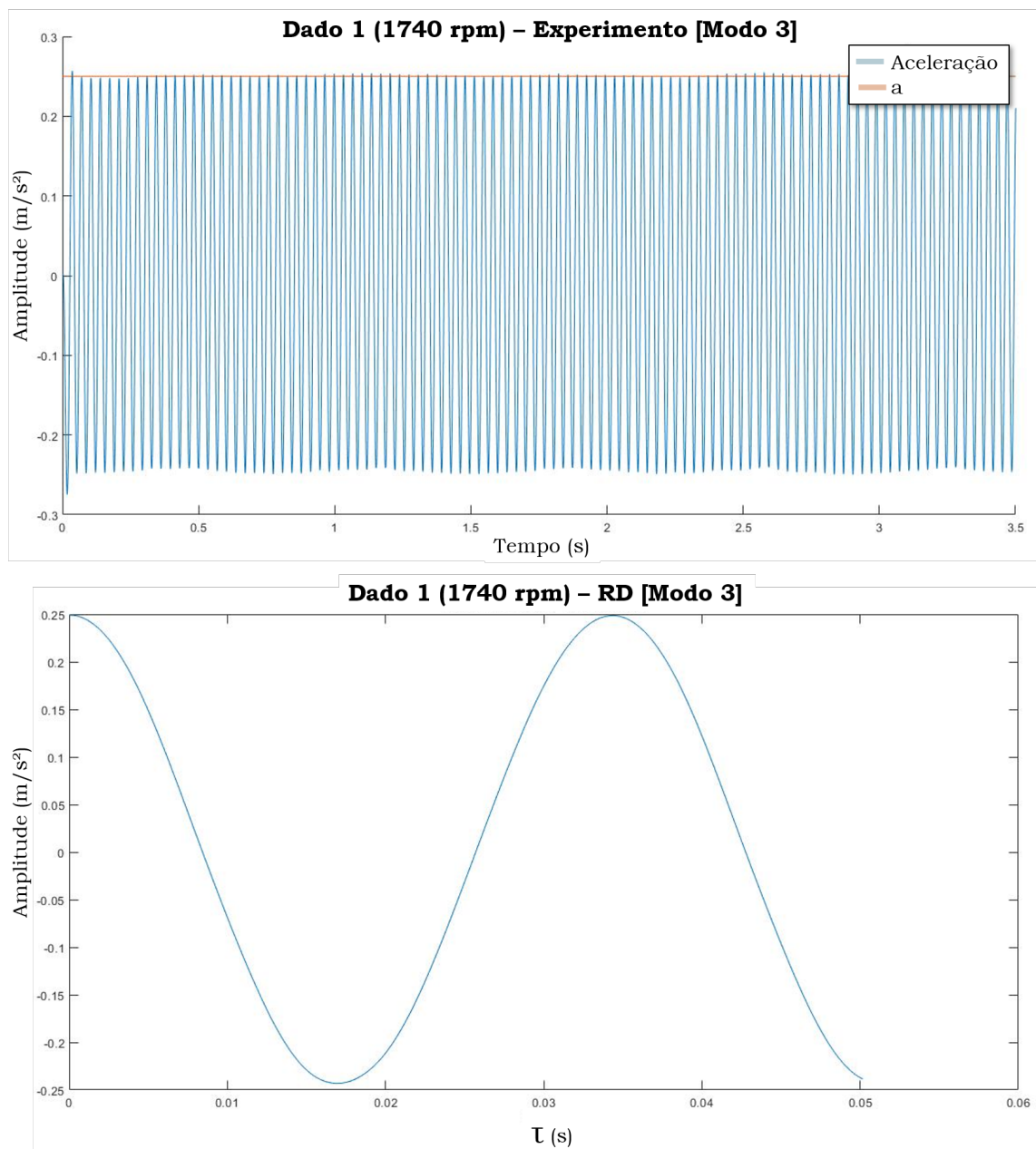
Fonte: Autora

Para o modo 3 de vibração do exemplo temos como trigger a o valor de 0,25, τ_{max} de 0,05 resultando em figura 14.

A eficiência da aplicação do método RD é obtida pela quantidade de trechos do dado original que foram utilizados nesse novo vetor, ou seja, o quanto de informação foi mantida nesse processamento de dado. A condição mais crítica de eficiência mostrou-se na rotação de dado 1 (1740 rpm) para falha na Esfera do Rolamento Interno com carga de 6g (RI Esfera [6g]) com 43,03% de aproveitamento dos dados. Da mesma forma, para as outras rotações a condição mais crítica apresentaram-se para falha na Gaiola do Rolamento Interno com carga 6g para dado 2 (1800 rpm) com 46,51% e como falha de Desalinhamento Horizontal de 0,5mm para dado 3 (1860 rpm) com 43,77%.

Demais resultados para diferentes condições de operação e diferentes faixas de rotação no Apêndice A.2.

Figura 14: Dado 1 (1740 rpm): Experimento e RD aplicado para o modo 3.



Fonte: Autora

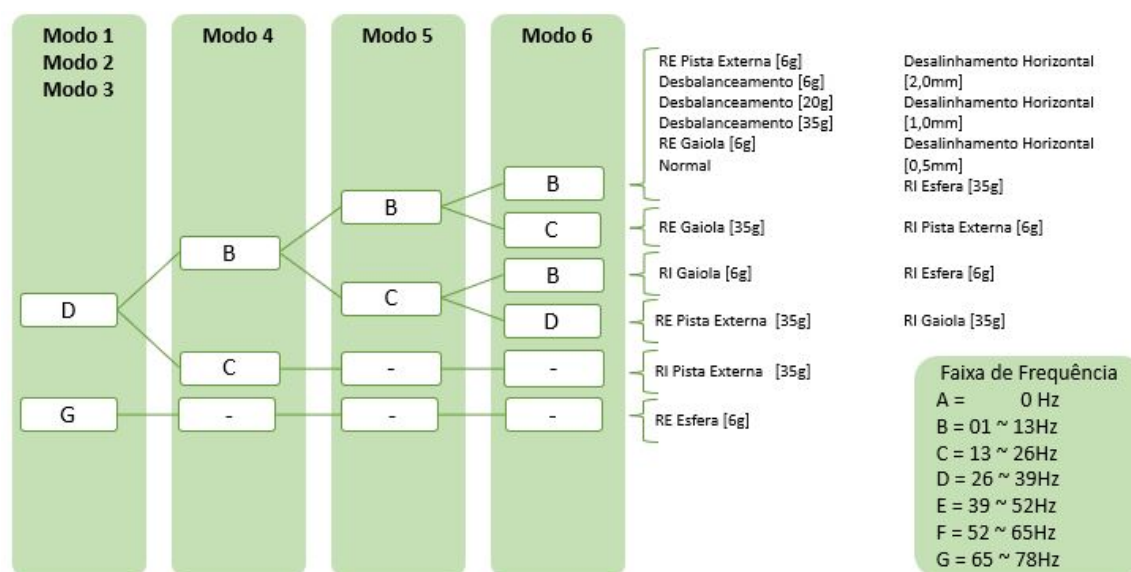
4.3 Resultado do Treinamento e Validação do Classificador

O treinamento do classificador serve para a criação de uma base referencial das falhas, a validação da identificação é feita por meio da comparação da frequência natural, coeficiente de amortecimento e modos de vibração com essa base.

A primeira classificação é feita por meio da identificação da frequência natural, são formados grupos de condições de operação de acordo com a faixa de frequência natural conforme a tabela 2, para cada rotação da máquina é feito um conjunto de regra para os modos que apresentam os valores da mesma faixa.

O código gera a classificação por meio do agrupamento dos dados similares. No dado 1 (1740 rpm), por exemplo, para frequência natural foi possível observar 6 grupos de classificação conforme figura 15.

Figura 15: Regra para Frequência Natural [Dado 1 (1740 rpm)].

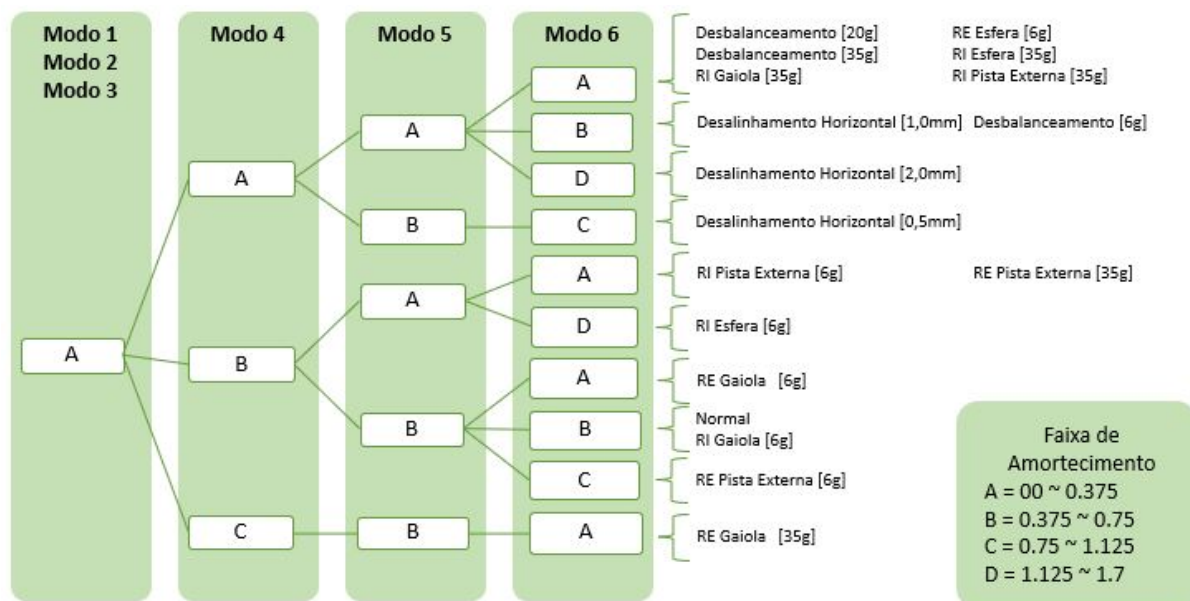


Fonte: Autora

A figura 15 apresenta os grupos da faixa de frequência que cada modo de vibração representa. Para cada modo é criado um agrupamento por faixas similares, gerando uma série de identificação para cada modo com as características de cada defeito.

De forma similar é feito o agrupamento para o coeficiente de amortecimento conforme tabela 3. Também para o dado 1 (1740 rpm) foi possível observar 10 classificações, por se tratar de uma propriedade sensível a vibração do sistema, conforme figura 16.

Figura 16: Regra para Coeficiente Natural [Dado 1 (1740 rpm)].



Fonte: Autora

Já para última avaliação são salvos para cada condição de operação os modos de vibração para cada grau de liberdade do sistema, para posteriormente realizar a comparação com o que se deseja identificar. Os modos de vibração são comparados por meio de MAC e uma margem de aproximação foi adotada, para valores entre 0,95 e 1,00 é assumido como possível identificação.

A validação dos dados é feita por meio do sucesso da identificação da operação, o estado a ser avaliado é comparado com a base de dados correspondente a rotação da máquina e para cada avaliação é feito o confrontamento da informação com os parâmetros e caso haja coincidência nas identificações é feita a validação.

Para identificação de forma mais rápida por possuir um percentual de falha menor, o início da comparação pode-se dar por meio da avaliação do modo de vibrar do estado que se deseja identificar. Sendo os outros parâmetros modais como frequência natural e amortecimento utilizados em sequência para confirmação da identificação.

4.4 Exemplo de Identificação

4.4.1 Dado 1 (1740 rpm)

Para validação da identificação dos processos foi utilizado arbitrariamente um estado de cada rotação do maquinário, para o dado 1 foi selecionado o defeito na Esfera do Rolamento Interno com massa de 6g (RI Esfera [6g]). Para essa condição, a frequência natural, coeficiente de amortecimento e modos de vibrar obtidas conforme tabela 7.

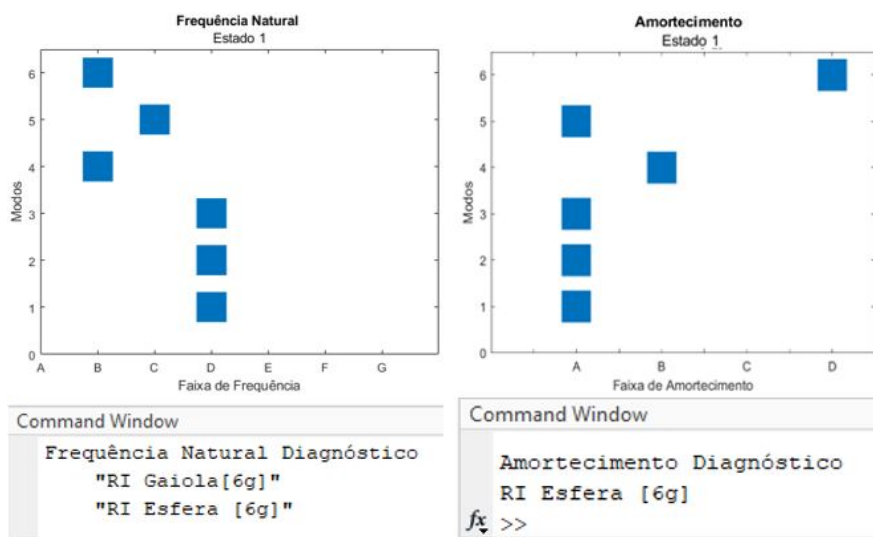
Tabela 7: Parâmetros do Estado 1 - Dado 1 (1740 rpm).

Modo	Freq. Natural	Amorteciment.	Modo Vibrar
1A	34,52 Hz	0,038	-8,39 ± 216i
1V	28,76 Hz	0,004	0,77 ± 180,7i
1H	29,55 Hz	0,002	-0,49 ± -185,7i
2A	07,58 Hz	0,500	-23,97 ± 41,1i
2V	21,76 Hz	0,100	-14,03 ± 136,1i
2H	06,44 Hz	1,600	-117,98 ± 13,8i

Fonte: Autora

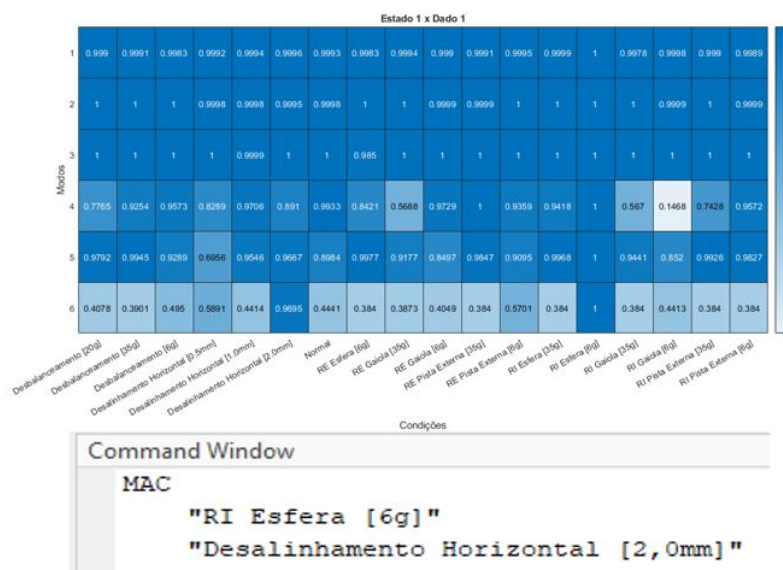
Para frequência natural o método identificou a possibilidade de ser um mancal com defeito no rolamento interno gaiola de 6g ou rolamento interno na esfera de 6g. Por meio do coeficiente de amortecimento foi identificado como defeito no rolamento interno na esfera de 6g, já o modo de vibrar sinalizou a possibilidade de ser Rolamento Interno de Esfera 6g e Desalinhamento Horizontal de 2,0 mm. Dessa forma a única condição que se manteve constante em todas as avaliações foi RI Esfera [6g], e essa foi a condição apontada pela validação do classificador sendo efetiva na identificação.

Figura 17: Resultado Estado 1 (1740 rpm): Frequência Natural e Coeficiente de Amortecimento.



Fonte: Autora

Figura 18: Resultado Dado 1(1740 rpm) – Estado 1: Modos de Vibração [MAC].



Fonte: Autora

4.4.2 Dado 2 (1800 rpm)

Neste exemplo para a rotação de 1800 rpm, procurou-se identificar o defeito de Desbalanceamento com carga de 20g. O procedimento ocorreu conforme o discutido nas seções anteriores. A frequência natural, coeficiente de amortecimento e modos de vibrar encontrados conforme tabela 8.

Tabela 8: Parâmetro do Estado 2 – Dado 2 (1800 rpm).

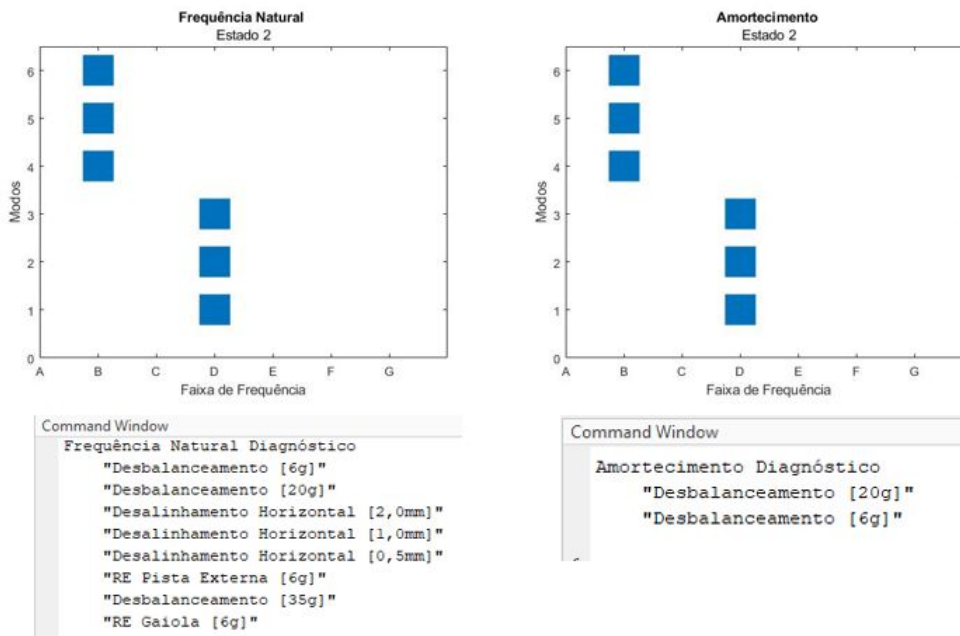
Modo	Freq. Natural	Amorteciment.	Modo Vibrar
1A	29,29 Hz	0,033	$-6,18 \pm 183,97i$
1V	30,10 Hz	0,002	$-0,43 \pm 189,10i$
1H	29,96 Hz	0,008	$-1,6 \pm 188,20i$
2A	02,98 Hz	0,170	$-3,28 \pm 18,45i$
2V	05,97 Hz	0,302	$-11,34 \pm 35,80i$
2H	02,81 Hz	0,214	$-3,80 \pm 17,30i$

Fonte: Autora

Através da avaliação da frequência natural foram identificados oito defeitos sendo eles: Desbalanceamento [6g], [20g] e [35g], Desalinhamento Horizontal [0,5mm], [1,0mm] e [2,0mm], na Pista Externa e Gaiola do Rolamento Externo com 6g de carga. Já o coeficiente de amortecimento identificou 2: Desbalanceamento [6g] e [20g].

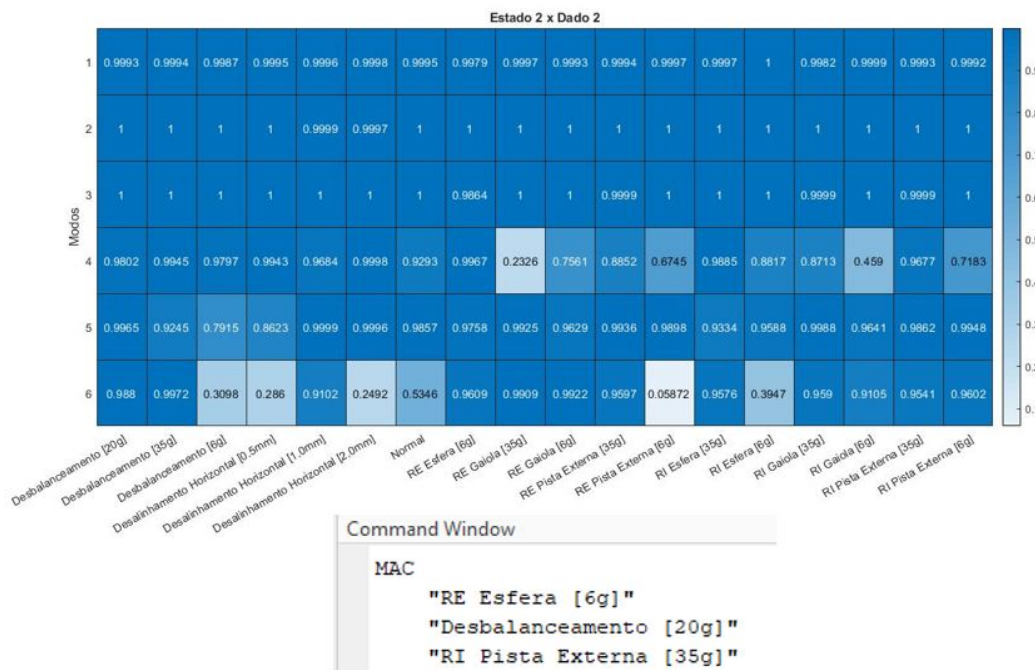
Por meio do modo de vibração foram identificados 3: na Esfera do Rolamento externo com carga 6g, Desbalanceamento de 20g, e Pista Externa do Rolamento Interno com carga de 35g. Dentre os apontados o que se manteve constante em todas as avaliações foi o Desbalanceamento 20g, obtendo sucesso da identificação da falha.

Figura 19: Resultado Dado 2 (1800 rpm) – Estado 2: Frequência Natural e Coeficiente de Amortecimento.



Fonte: Autora

Figura 20: Resultado Dado 2 (1800 rpm) – Estado 2: Modos de Vibração [MAC].



Fonte: Autora

4.4.3 Dado 3 (1860 rpm)

Para rotação de 1860 rpm, procurou-se, neste exemplo, a condição Normal de operação. O procedimento ocorreu conforme o discutido nas seções anteriores. A frequência natural, coeficiente de amortecimento e modos de vibrar encontrados conforme tabela 9.

Tabela 9: Parâmetro do Estado 3 – Dado 3 (1860 rpm).

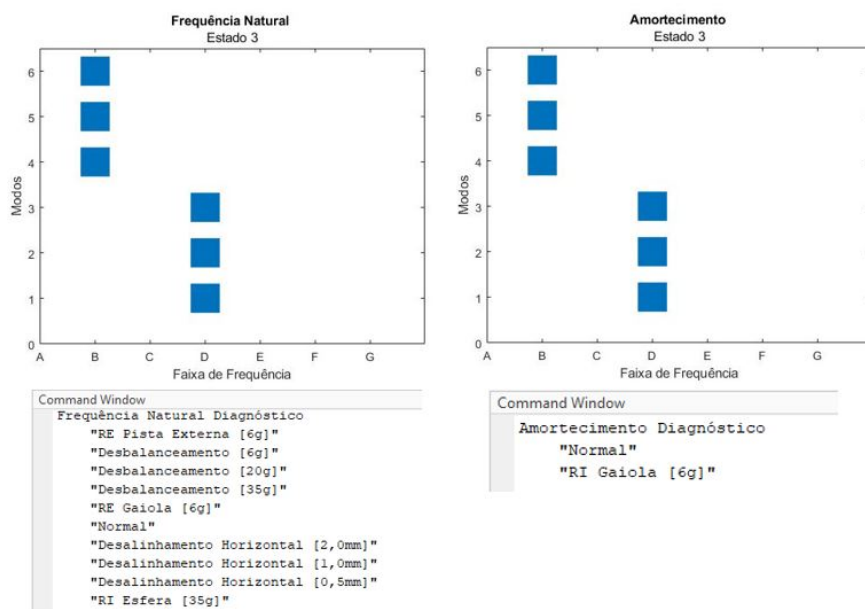
Modo	Freq. Natural	Amorteciment.	Modo Vibrar
1A	29,97 Hz	0,010	$-2,3 \pm 188,37i$
1V	29,35 Hz	0,009	$-1,7 \pm 184,40i$
1H	29,29 Hz	0,004	$-0,75 \pm 184,20i$
2A	04,23 Hz	0,430	$-11,46 \pm 24,00i$
2V	12,49 Hz	0,410	$-32,52 \pm 71,46i$
2H	01,49 Hz	0,510	$4,78 \pm 8,08i$

Fonte: Autora

Através da avaliação da frequência natural foram identificados dez defeitos sendo eles: Desbalanceamento [6g], [20g] e [35g], Desalinhamento Horizontal [0,5mm], [1,0mm] e [2,0mm], na Pista Externa e Gaiola do Rolamento Externo com 6g de carga, Normal e Esfera na Pista Interna com carga 35g. Já o coeficiente de amortecimento identificou 2: Normal e Gaiola no Rolamento Interno com carga de 6g.

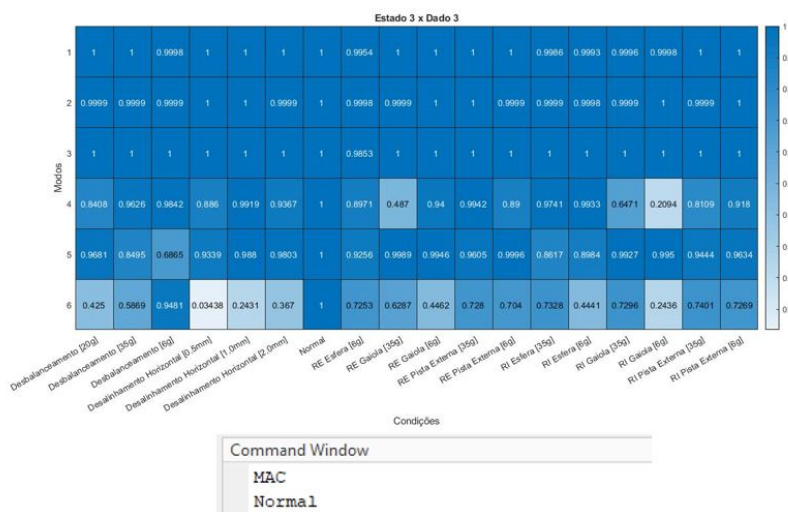
Por meio do modo de vibração foi identificado apenas 1: Normal. Dentre os apontados o que se manteve constante em todas as avaliações foi a condição Normal, obtendo sucesso da identificação da operação.

Figura 21: Resultado Dado 3 (1860 rpm) – Estado 3: Frequência Natural e Coeficiente de Amortecimento.



Fonte: Autora

Figura 22: Resultado Dado 3 (1860 rpm) – Estado 3: Modos de Vibração [MAC].



Fonte: Autora

4.5 Resultados das Avaliações

Os testes para avaliação das condições são baseados na hipótese se há ou não falha nos mancais, dessa forma dois tipos de erros podem ocorrer:

- Erro I (α): Quando o método identifica estado possuindo uma falha, mas na verdade ele está em condição normal de funcionamento (Falso Positivo);
- Erro II (β): Quando o método identifica estado sendo normal, mas na verdade ele possui algum tipo de falha (Falso Negativo);

Esses erros estão relacionados ao tamanho da amostra. Embora os erros do tipo I causem paradas desnecessárias nas máquinas, onerando custos desnecessários, para o caso específico de manutenção preventiva os erros do tipo II são os que apresentam maior risco de operação. Pois ele não aponta anomalia no processo quando na verdade há, para cada avaliação entre frequência natural, amortecimento e modo de vibrar, há diferentes probabilidades de ocorrência desse tipo de erro.

O Poder de Teste é a probabilidade de detecção de falha de acordo com cada parâmetro. Ou seja, se há defeito ou não, dessa forma para cada rotação do maquinário foi encontrada informação (BARLETTA; PREVIDELLI, 2017).

Para avaliação da Frequência Natural observou-se um poder de teste na faixa de 47,1% a 88,2%, sendo o Dado 2 (1800 rpm) com maior possibilidade de acerto e o Dado 1 (1750 rpm) o mais crítico. Já para avaliação do Coeficiente de Amortecimento observou-se possibilidade de erro mais baixa com valores entre 94,1% a 100%, sendo o Dado 1 (1750 rpm) mais crítico e os outros dados sem possibilidade de confusão dos resultados.

Notou-se que conforme houve o aumento de rotação dos experimentos maior é a possibilidade de acerto se há condição de falha ou não. De forma similar para a avaliação base o modo de vibração identificado pelo ITDM, o parâmetro apresentou poder de teste de 100%.

Outro indicador pertinente de avaliação é a probabilidade de identificação do tipo de falha especificamente, ou seja, o defeito não ser confundido com outro. Para cada rotação foi definido o percentual de identificação do tipo de falha.

Nota-se que alguns parâmetros apresentam um poder de teste reduzido para a iden-

Tabela 10: Erros do tipo II.

Parâmetros	Dado 1	Dado 2	Dado 3
	[1740 rpm]	[1800 rpm]	[1860 rpm]
Frequência Natural	52,9%	11,8%	47,1%
Coefficiente de Amortecimento	5,9%	0%	0%
Modo de Vibrar (MAC)	0%	0%	0%

Fonte: Autora

Tabela 11: Poder de Teste (P).

Parâmetros	Dado 1	Dado 2	Dado 3
	[1740 rpm]	[1800 rpm]	[1860 rpm]
Frequência Natural	47,1%	88,2%	52,9%
Coefficiente de Amortecimento	94,1%	100%	100%
Modo de Vibrar (MAC)	100%	100%	100%

Fonte: Autora

tificação do tipo de falha. Para frequência natural os valores estão na faixa de 11,1% a 27,8% com Dado 1 (1740 rpm) como condição mais crítica de identificação, ao passo em que para o coeficiente de amortecimento a faixa encontrada foi de 27,8% a 44,4%, enquanto o modo de vibrar apresentou de 83,33% a 100% de possibilidade de acerto do tipo de falha, único dado que proporciona esse tipo de confusão é o Dado 1 (1740 rpm).

Tabela 12: Identificação do tipo de falha por Parâmetro.

Parâmetros	Dado 1	Dado 2	Dado 3
	[1740 rpm]	[1800 rpm]	[1860 rpm]
Frequência Natural	11,1%	16,7%	27,8%
Coefficiente de Amortecimento	33,3%	27,8%	44,4%
Modo de Vibrar (MAC)	83,33%	100%	100%

Fonte: Autora

Para cada rotação a probabilidade de acerto da condição de operação (se há falha ou que tipo de falha se trata) é discutida em cada seção, considerando cada parâmetro modal, bem como a combinação dos resultados que cada um fornece.

4.5.1 Dado 1 (1740 rpm)

Por meio da frequência natural pode-se notar a classificação das 18 condições de operação divididas em 6 grupos, dessa forma alguns defeitos podem ser confundidos entre si. Bem como é possível notar a possibilidade de ocorrência do erro do tipo II apresentado na tabela 10 responsável por indicar uma operação normal no maquinário quando na verdade há falha.

Dessa forma, para frequência natural as condições que podem ser confundidas foram representadas na tabela 13. Nota-se que para o erro do tipo II foram encontradas 9 falhas das 17 que poderiam ser classificadas como normais, e apenas 2 condições das 18 foram identificadas somente com esse método.

Tabela 13: Grupos de Classificação: Frequência Natural [Dado 1 (1740rpm)].

Grupo	Condição
1	RI Pista Externa [35g]
2	RE Esfera [6g]
3	RE Pista Externa [35g] RI Gaiola[35g]
4	RE Gaiola [35g] RI Pista Externa [6g]
5	RI Gaiola[6g] RI Esfera [6g]
6	RE Pista Externa [6g]
	Desbalanceamento [6g]
	Desbalanceamento [20g]
	Desbalanceamento [35g]
	RE Gaiola [6g]
	Normal
	Desalinhamento Horizontal [2,0mm]
	Desalinhamento Horizontal [1,0mm]
Desalinhamento Horizontal [0,5mm]	
	RI Esfera [35g]

Fonte: Autora

Para avaliação do coeficiente de amortecimento, foram encontrados 10 grupos de classificação, neste caso das 17 falhas uma delas pode ser classificada como normal e 6 das 18 condições podem ser identificadas somente com o método. Os grupos encontrados foram apresentados na tabela 14.

Já o modo de vibrar apresentou possibilidade de confundir apenas 3 condições,

Tabela 14: Grupos de Classificação: Coeficiente Amortecimento [Dado 1 (1740rpm)].

Grupo	Condição
1	RE Gaiola [6g]
2	RE Gaiola [35g]
3	RE Pista Externa [6g]
4	Desalinhamento Horizontal [0,5mm]
5	RI Esfera [6g]
6	Desalinhamento Horizontal [2,0mm]
7	Normal RI Gaiola [6g]
8	RI Pista Externa [6g] RE Pista Externa [35g]
9	Desalinhamento Horizontal [1,0mm] Desbalanceamento [6g]
10	Desbalanceamento [20g]
	Desbalanceamento [35g]
	RE Esfera [6g]
	RI Esfera [35g]
	RI Gaiola [35g]
	RI Pista Externa [35g]

Fonte: Autora

sendo nenhuma confundida como condição normal. A tabela 15 mostra as condições que são confundidas.

Tabela 15: Grupos de Classificação: Modo de Vibrar [Dado 1 (1740rpm)].

Grupo	Condição
1	Desbalanceamento [35g]
	RE Esfera [6g]
	RI Esfera [35g]

Fonte: Autora

O método consiste em avaliar as informações para cada parâmetro e a eficiência na detecção das condições confrontando o diagnóstico, caso pelo menos uma presente 100% de eficiência é possível detectar com segurança, desde que essa informação possa ser encontrada nos demais parâmetros também.

Assim, consolidando os dados na tabela 16 é possível notar que o desbalanceamento 35g e RI esfera 35g são condições que podem ser confundidas entre si mesmo considerando todos os parâmetros modais. Em contrapartida 16 das 18 condições podem ser detectadas com pelo menos um parâmetro modal.

Tabela 16: Consolidação da Identificação [Dado 1 (1740rpm)].

Condição	Frequência Natural	Amortecimento	Modo de Vibrar	Identifica?
Desalinhamento Horizontal [0,5mm]	10%	100%	100%	SIM
Desalinhamento Horizontal [1,0mm]	10%	50%	100%	SIM
Desalinhamento Horizontal [2,0mm]	10%	100%	100%	SIM
Desbalanceamento [20g]	10%	17%	100%	SIM
Desbalanceamento [35g]	10%	17%	33%	NÃO
Desbalanceamento [6g]	10%	50%	100%	SIM
Normal	10%	50%	100%	SIM
RE Esfera [6g]	100%	17%	33%	SIM
RE Gaiola [35g]	50%	100%	100%	SIM
RE Gaiola [6g]	10%	100%	100%	SIM
RE Pista Externa [35g]	50%	50%	100%	SIM
RE Pista Externa [6g]	10%	100%	100%	SIM
RI Esfera [35g]	10%	17%	33%	NÃO
RI Esfera [6g]	50%	100%	100%	SIM
RI Gaiola [35g]	50%	17%	100%	SIM
RI Gaiola [6g]	50%	50%	100%	SIM
RI Pista Externa [35g]	100%	17%	100%	SIM
RI Pista Externa [6g]	50%	50%	100%	SIM

Fonte: Autora

4.5.2 Dado 2 (1800 rpm)

Para a frequência natural as 18 condições foram agrupadas em 7 partes, dentre as 17 condições de falha 2 delas podem ser identificadas como normal e conforme apresentado na tabela 17, 4 condições são identificadas somente por meio desse parâmetro modal.

Tabela 17: Grupos de Classificação: Frequência Natural [Dado 2 (1800rpm)].

Grupo	Condição
1	RI Gaiola [35g]
2	RI Esfera [35g]
3	RI Pista Externa [35g]
4	RE Esfera [6g]
5	RI Esfera [6g]
	RI Gaiola [6g]
6	Normal
	RE Gaiola[35g]
	RI Pista Externa [6g]
7	RE Pista Externa [35g]
	Desbalanceamento [6g]
	Desbalanceamento [20g]
	Desalinhamento Horizontal [2,0mm]
	Desalinhamento Horizontal [1,0mm]
	Desalinhamento Horizontal [0,5mm]
	RE Pista Externa [6g]
Desbalanceamento [35g]	
	RE Gaiola [6g]

Fonte: Autora

Enquanto que para o coeficiente de amortecimento nota-se que 6 condições foram identificadas somente por esse parâmetro, e dentre as 17 condições de falha nenhuma pode ser confundida com a normal. A tabela 18 apresenta o agrupamento em 9 partes realizado pela classificação.

Já para o modo de vibrar nenhuma condição foi confundida com a normal e cada grupo corresponde a uma condição específica. Assim, consolidando os dados na tabela 19 é possível notar que não há condições que podem ser confundidas entre si considerando todos os parâmetros modais.

Tabela 18: Grupos de Classificação: Coeficiente Amortecimento [Dado 2 (1800rpm)].

Grupo	Condição
1	RE Pista Externa [6g]
2	Desalinhamento Horizontal [0,5mm]
3	Desalinhamento Horizontal [1,0mm]
4	Desalinhamento Horizontal [2,0mm]
5	Normal
6	RI Esfera [6g]
7	Desbalanceamento [20g] Desbalanceamento [6g]
8	RI Esfera [35g] RE Pista Externa [35g]
10	RE Esfera [6g] Desbalanceamento [35g] RI Pista Externa [6g] RI Pista Externa [35g] RI Gaiola [35g] RI Gaiola [6g] RE Gaiola [35g] RE Gaiola [6g]

Fonte: Autora

Tabela 19: Consolidação da Identificação [Dado 2 (1800rpm)].

Condição	Frequência Natural	Amortecimento	Modo de Vibrar	Identifica?
Desalinhamento Horizontal [0,5mm]	13%	100%	100%	SIM
Desalinhamento Horizontal [1,0mm]	13%	100%	100%	SIM
Desalinhamento Horizontal [2,0mm]	13%	100%	100%	SIM
Desbalanceamento [20g]	13%	50%	100%	SIM
Desbalanceamento [35g]	13%	13%	100%	SIM
Desbalanceamento [6g]	13%	50%	100%	SIM
Normal	33%	100%	100%	SIM
RE Esfera [6g]	100%	13%	100%	SIM
RE Gaiola [35g]	33%	13%	100%	SIM
RE Gaiola [6g]	13%	13%	100%	SIM
RE Pista Externa [35g]	33%	50%	100%	SIM
RE Pista Externa [6g]	13%	100%	100%	SIM
RI Esfera [35g]	100%	50%	100%	SIM
RI Esfera [6g]	33%	100%	100%	SIM
RI Gaiola [35g]	100%	13%	100%	SIM
RI Gaiola [6g]	33%	13%	100%	SIM
RI Pista Externa [35g]	100%	13%	100%	SIM
RI Pista Externa [6g]	33%	13%	100%	SIM

Fonte: Autora

4.5.3 Dado 3 (1860 rpm)

Para a frequência natural as 18 condições foram divididas em 8 grupos, dentre as 17 condições de falha 8 delas podem ser identificadas como normal e conforme apresentado na tabela 20, 5 condições são identificadas somente por meio desse parâmetro modal.

Tabela 20: Grupos de Classificação: Frequência Natural [Dado 3 (1800rpm)].

Grupo	Condição
1	RI Esfera 6g
2	RI Pista Externa 35g
3	RE Esfera 6g
4	RI Esfera 35g
5	Desbalanceamento 35g
6	RE Pista Externa 35g RE Gaiola 35g
7	RI Pista Externa 6g RI Gaiola 35g
10	Desalinhamento Horizontal 1,0mm Desalinhamento Horizontal 0,5mm Desalinhamento Horizontal 2,0mm Desbalanceamento 6g Desbalanceamento 20g Normal RE Gaiola 6g RE Pista Externa 6g RI Gaiola 6g

Fonte: Autora

Enquanto que para o coeficiente de amortecimento nota-se que 9 condições foram identificadas somente por esse parâmetro, e dentre as 17 condições de falha nenhuma pode ser confundida com a normal. A tabela 21 apresenta o agrupamento em 9 partes realizado pela classificação.

Já para o modo de vibrar nenhuma condição foi confundida com a normal e cada grupo corresponde a uma condição específica. Assim, consolidando os dados na tabela 22 é possível notar que não há condições que podem ser confundidas entre si considerando todos os parâmetros modais.

Tabela 21: Grupos de Classificação: Coeficiente Amortecimento [Dado 3 (1860rpm)].

Grupo	Condição
1	Normal
2	Desalinhamento Horizontal 2,0mm
3	Desalinhamento Horizontal 1,0mm
4	RI Esfera 6g
5	RE Esfera 6g
6	RE Pista Externa 6g
7	Desbalanceamento 6g
8	RI Gaiola 6g
9	RI Pista Externa 6g
10	Desbalanceamento 20g Desalinhamento Horizontal 0,5mm
	RE Gaiola 6g
11	RE Gaiola 35g RI Esfera 35g
	Desbalanceamento 35g
12	RE Pista Externa 35g RI Gaiola 35g RI Pista Externa 35g

Fonte: Autora

Tabela 22: Consolidação da Identificação [Dado 3 (1860rpm)].

Condição	Frequência Natural	Amortecimento	Modo de Vibrar	Identifica?
Desalinhamento Horizontal [0,5mm]	11%	50%	100%	SIM
Desalinhamento Horizontal [1,0mm]	11%	100%	100%	SIM
Desalinhamento Horizontal [2,0mm]	11%	100%	100%	SIM
Desbalanceamento [20g]	11%	50%	100%	SIM
Desbalanceamento [35g]	100%	25%	100%	SIM
Desbalanceamento [6g]	11%	100%	100%	SIM
Normal	11%	100%	100%	SIM
RE Esfera [6g]	100%	100%	100%	SIM
RE Gaiola [35g]	50%	33%	100%	SIM
RE Gaiola [6g]	11%	33%	100%	SIM
RE Pista Externa [35g]	50%	25%	100%	SIM
RE Pista Externa [6g]	11%	100%	100%	SIM
RI Esfera [35g]	100%	33%	100%	SIM
RI Esfera [6g]	100%	100%	100%	SIM
RI Gaiola [35g]	50%	25%	100%	SIM
RI Gaiola [6g]	11%	100%	100%	SIM
RI Pista Externa [35g]	100%	25%	100%	SIM
RI Pista Externa [6g]	50%	100%	100%	SIM

Fonte: Autora

5 CONCLUSÕES

Neste trabalho foram realizadas aplicações do método no domínio do tempo Ibrahim (ITDM) em um motor, os dados da bancada experimental foram obtidos por meio de um banco de dados público contendo 17 condições de operação de falha e uma condição normal de funcionamento. A identificação dos modelos se mostrou eficiente conforme apresentado no capítulo 4, para aplicação do método proposto fez-se necessário a utilização de método de Decremento Aleatório (RD).

Após a identificação dos modelos propõe-se a identificação da condição de operação dos dados. Primeiramente verifica-se a possibilidade de identificar se há ou não as falhas na operação, por meio dos parâmetros modais que caracterizam a condição, no caso, Frequência Natural, Coeficiente de Amortecimento e Modo de Vibrar.

Através da avaliação da Frequência Natural nota-se a possibilidade de erro diferente para cada rotação da máquina. Da mesma forma para o Coeficiente de Amortecimento, esse processo apresenta dois tipos de erro, o tipo I como falso positivo e tipo II como falso negativo.

O resultado obtido pelo presente trabalho obteve como condição crítica de identificação sobre se há ou não uma condição de falha o Dado 1 (1740 rpm) para o parâmetro modal de frequência natural, mas com possibilidade de confirmação por meio dos outros parâmetros modais. Esse resultado é o suficiente para a identificação dos defeitos feita com sucesso juntamente com as combinações dos parâmetros, no entanto, fez-se necessário grande quantidade de dados para a identificação satisfatória.

Sobre a identificação específica da condição de operação, a única rotação que apresentou possibilidade de confundir as informações foi o dado 1 (1740 rpm). Nesse caso as condições que podem ser confundidas são duas condições de falha: Desbalanceamento por 35g e Esfera no Rolamento Interno de 35g. Para as demais rotações a

identificação das condições ocorrem de forma satisfatória.

Assim, pode-se observar a eficácia do método para identificação dos modelos, além de classificação da condição de operação, se há falha ou não, além de apresentar possibilidade de identificação do tipo de falha. Esse método mostrou-se vantajoso em comparação aos que se baseiam na frequência, como FFT por exemplo, justamente por apresentar informações sobre coeficiente de amortecimento e modo de vibrar que apresentam maiores índices de sucesso na identificação.

Com o intuito de dar prosseguimento ao estudo proposto por esse presente trabalho, faz-se algumas sugestões e considerações para trabalhos futuros:

- a) Identificação das condições de operação por outras abordagens como Lógica Fuzzy ou Redes Neurais;
- b) Unificação da identificação para diferentes rotações;
- c) Treinamento e identificação para diferentes motores e tipos de falha;

REFERÊNCIAS

- ABECOM. **O que é Manutenção Corretiva? Quais são as vantagens e desvantagens? Quando realizá-la?** 2021. Disponível em: <<https://www.abecom.com.br/manutencao-corretiva/>>.
- ADRIANO, G. C. Um estudo sobre diagnóstico de motores de indução através da análise espectral de vibrações. 2020.
- ARAÚJO, I. D. G. Análise modal operacional: Métodos de identificação baseados em funções de transmissibilidade. Universidade de São Paulo, 2015.
- BARLETTA, F.; PREVIDELLI, I. **Poder do teste e tamanho do efeito.** 2017. Disponível em: <<https://biostatistics-uem.github.io/Bio/aula9/effectsiz.html>>.
- BERLIN, B. Application of the random decrement technique for experimental determination of damping parameters of bearing structures. 2014.
- BEZERRA, R. de A. **Deteção de Falhas em Rolamentos por Análise de Vibração.** Tese (Doutorado) — UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS, 2004.
- BORGES, F. D. D. M. et al. Comparação de métodos de tratamento de sinais aplicáveis ao diagnóstico de defeitos em mancais de rolamento. Universidade Estadual do Oeste do Paraná, 2018.
- BUDYNAS, R. G.; NISBETH, J. K. **Elementos de Máquinas de Shigley-10ª Edição.** [S.l.]: McGraw Hill Brasil, 2016.
- COLE JR, H. A. **Failure detection of a space shuttle wing flutter model by random decrement.** [S.l.], 1971.
- ESCOVEDO, T. **Implementando um Modelo de Classificação no Scikit-Learn.** 2021. Disponível em: <<https://tatiánaesc.medium.com/implementando-um-modelo-de-classifica%C3%A7%C3%A3o-no-scikit-learn-6206d684b377>>.
- FREITAS, T. C. d. Identificação de parâmetros modais utilizando apenas as respostas da estrutura: identificação estocástica de subespaço e decomposição no domínio da frequência. Universidade Estadual Paulista (Unesp), 2008.
- GONÇALVES, J. F. Identificação de defeitos em rolamentos de esferas por análise de vibração utilizando transformada de hilbert. 2012.
- HOLANDA, S. M. S. **Aplicação da manutenção preditiva por análise de vibrações em equipamentos de trens urbanos com plano de manutenção proposto.** Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Pernambuco, 2016.

IBRAHIM, S. R. A time domain vibration test technique. 1973.

_____. Random decrement technique for modal identification of structures. **Journal of Spacecraft and Rockets**, v. 14, n. 11, p. 696–700, 1977.

_____. **Fundamentals of time domain modal identification**. [S.l.]: Springer, 1999. 241–250 p.

INMAN, D. J.; SINGH, R. C. **Engineering vibration**. [S.l.]: Prentice Hall Englewood Cliffs, NJ, 1994. v. 3.

KARDEC, A.; NASCIF, J. **Manutenção-função estratégica**. [S.l.]: Qualitymark Editora Ltda, 2009.

MARINS, M. A. et al. Improved similarity-based modeling for the classification of rotating-machine failures. **Journal of the Franklin Institute**, Elsevier, v. 355, n. 4, p. 1913–1930, 2018.

MCFADDEN, P.; SMITH, J. The vibration produced by multiple point defects in a rolling element bearing. **Journal of sound and vibration**, Elsevier, v. 98, n. 2, p. 263–273, 1985.

MOTORES, N. **Motor Elétrico Trifásico IP21**. 2021.

NBR, A. 5462 confiabilidade e manutenibilidade—terminologia. **Rio de Janeiro: Associação Brasileira de Normas Técnicas**, 1994.

NEPOMUCENO, L. X. **Técnicas de manutenção preditiva-vol. 1**. [S.l.]: Editora Blucher, 2014. v. 1.

NETO, J. J. d. C. et al. Identificação e classificação de defeitos em rolamentos a partir de um andrômetro. Blumenau, SC, 2019.

NISE, N. S.; SILVA, F. R. da. **Engenharia de sistemas de controle**. [S.l.]: LTC, 2013. v. 6.

PASTOR, M.; BINDA, M.; HARČARIK, T. Modal assurance criterion. **Procedia Engineering**, Elsevier, v. 48, p. 543–548, 2012.

PAZIANI, F. T. **Identificação de parâmetros modais no domínio do tempo: método ITD**. Dissertação (Mestrado) — Universidade de São Paulo, 2002.

RIBEIRO, F. **MAFAULDA - Machinery Fault Database Online**. 2021. Disponível em: <https://www02.smt.ufrj.br/~offshore/mfs/page_01.html>.

RONALDO. **Elementos de Máquinas**. 2020. Disponível em: <<https://edisciplinas.usp.br/course/view.php?id=78996>>.

SAMANTA, B.; AL-BALUSHI, K. Artificial neural network based fault diagnostics of rolling element bearings using time-domain features. **Mechanical systems and signal processing**, Elsevier, v. 17, n. 2, p. 317–328, 2003.

SIKORA, E. A. Detection of bearing damage by statistic vibration analysis. In: IOP PUBLISHING. **IOP Conference Series: Materials Science and Engineering**. [S.l.], 2016. v. 124, n. 1, p. 012167.

SILVA, J. M. M. e; MAIA, N. M. **Theoretical and Experimental Modal Analysis**. [S.l.]: Research Studies Press, 1997. v. 1.

SILVA, R. P. d. **Aplicação de técnicas de análise modal operacional na identificação da dinâmica de imagens de chamas visando a caracterização do processo de combustão**. Dissertação (Mestrado) — Universidade de São Paulo, 2019.

TREIGUER, J. M. et al. **Desenvolvimento teórico e investigação experimental da função decaimento aleatório**. Dissertação (Mestrado), 1981.

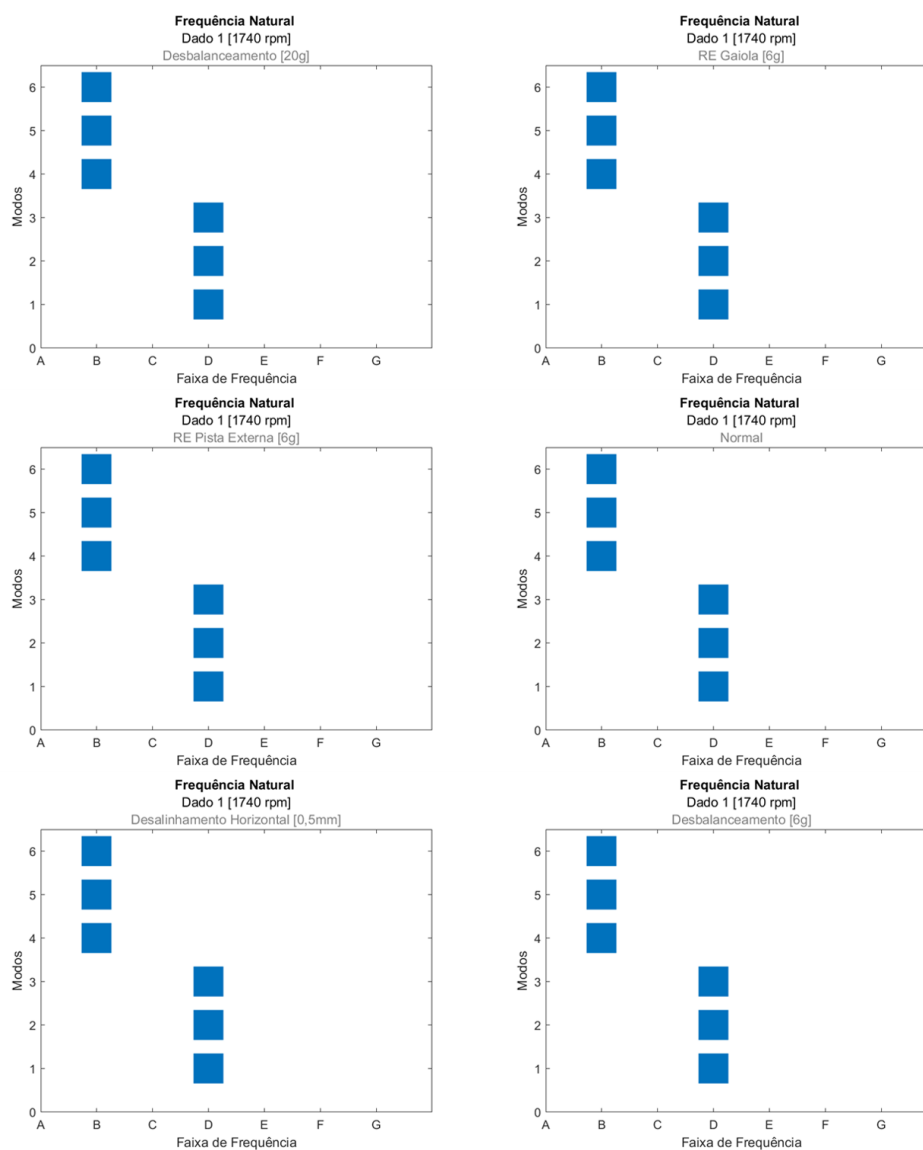
WANG, W.; GOLNARAGHI, F.; ISMAIL, F. Condition monitoring of multistage printing presses. **Journal of Sound and Vibration**, Elsevier, v. 270, n. 4-5, p. 755–766, 2004.

APÊNDICE A

A.1 Resultado ITDM

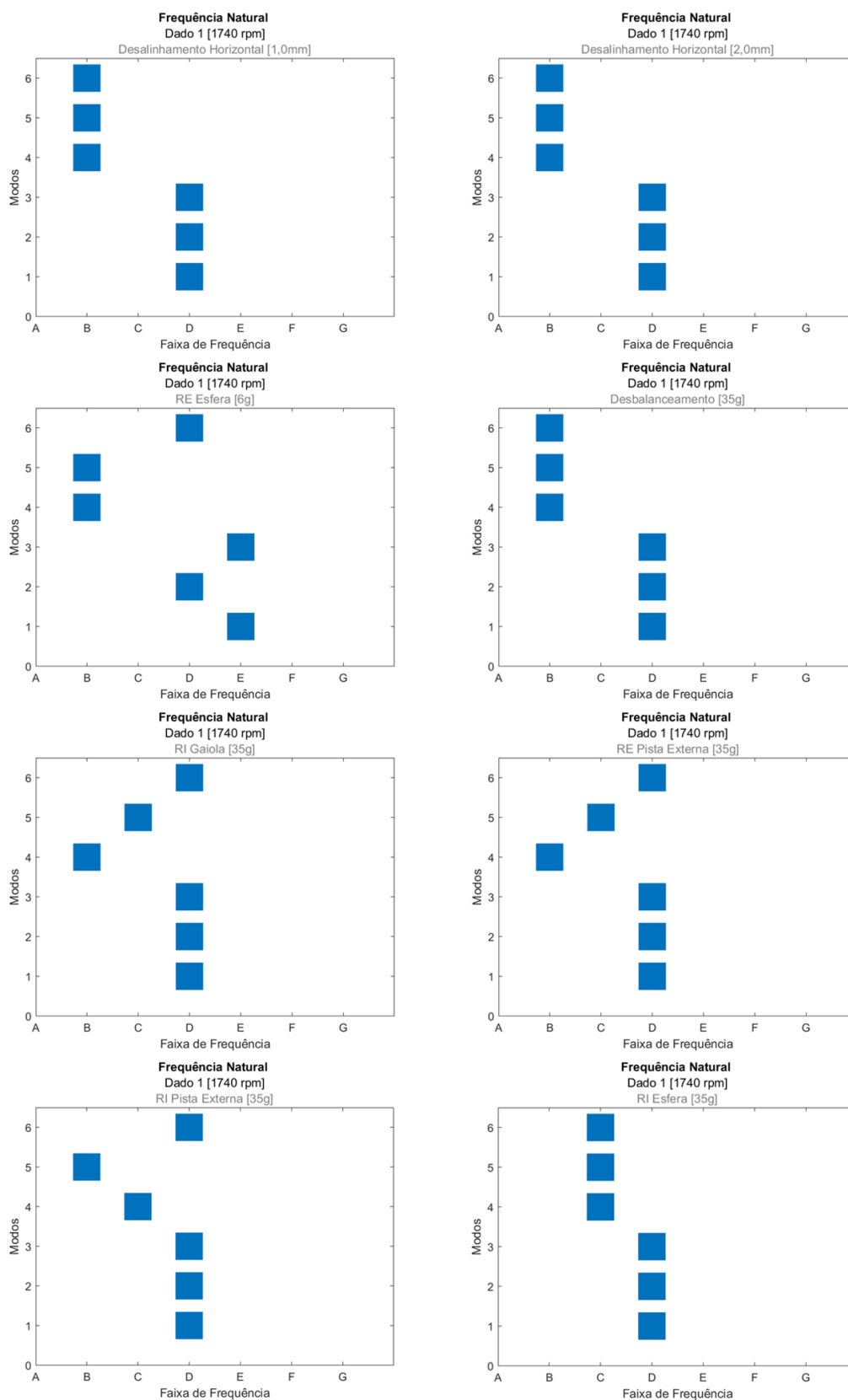
Nesta seção é apresentado o resultado da aplicação do Método de Ibrahim no Domínio do Tempo (ITDM).

Figura 23: Dado 1 (1740 rpm): Resultado das Frequências Naturais [Hz] - Parte 1.



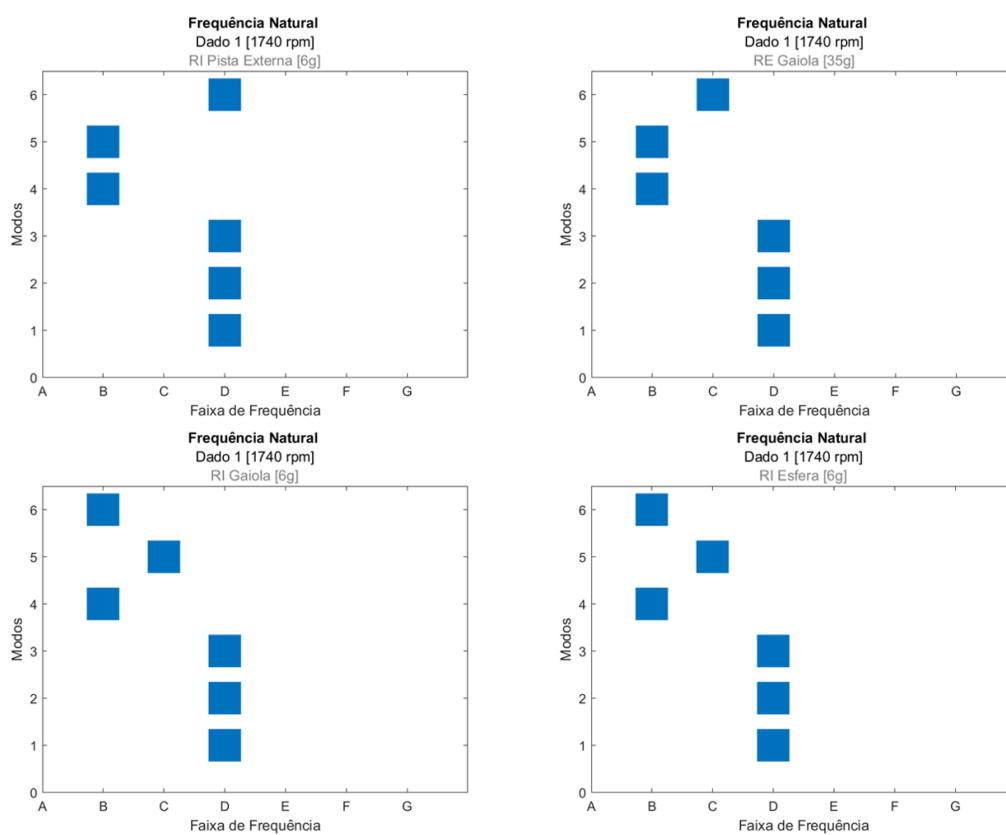
Fonte: Autora

Figura 24: Dado 1 (1740 rpm): Resultado das Frequências Naturais [Hz] - Parte 2.



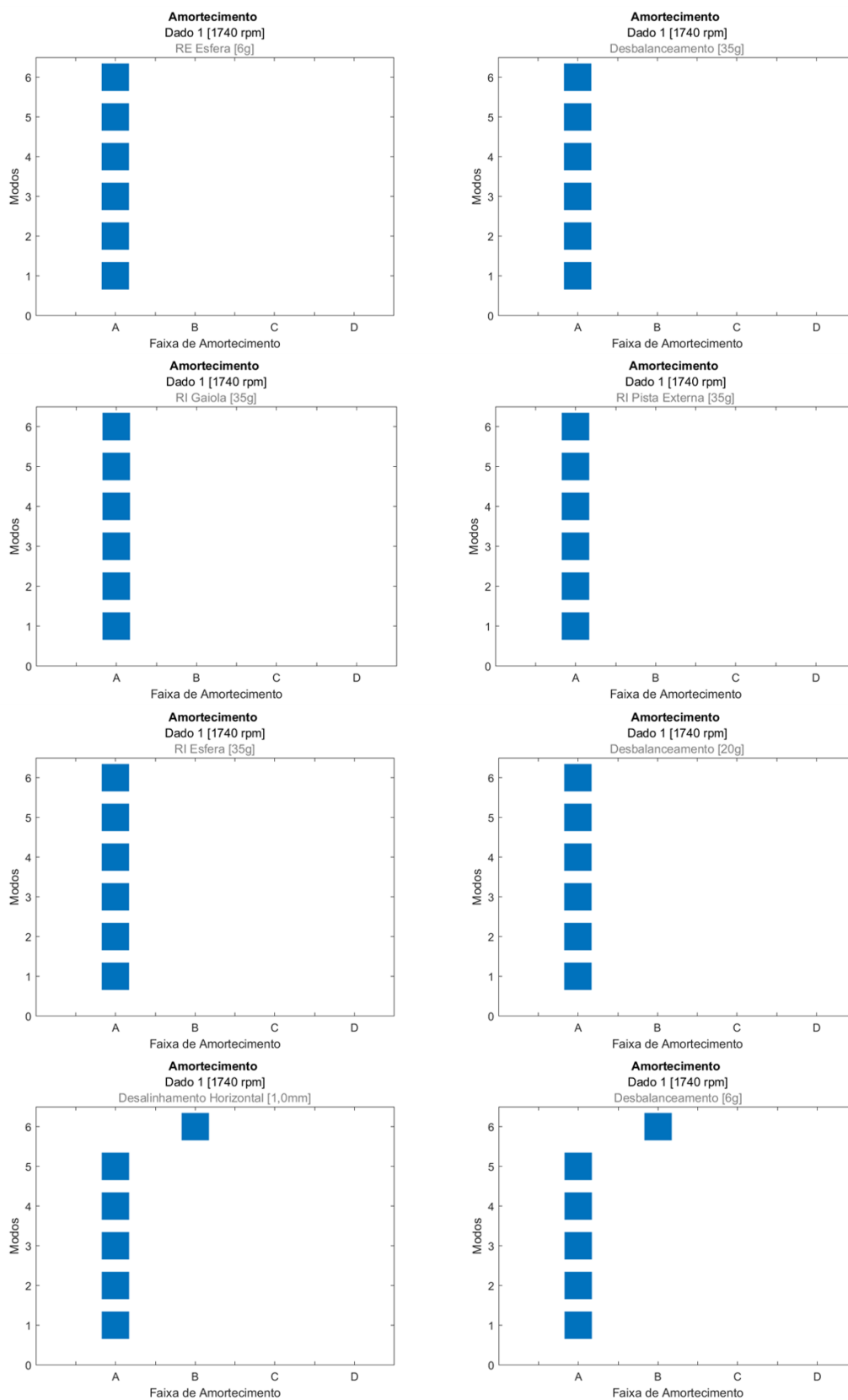
Fonte: Autora

Figura 25: Dado 1 (1740 rpm): Resultado das Frequências Naturais [Hz] - Parte 3.



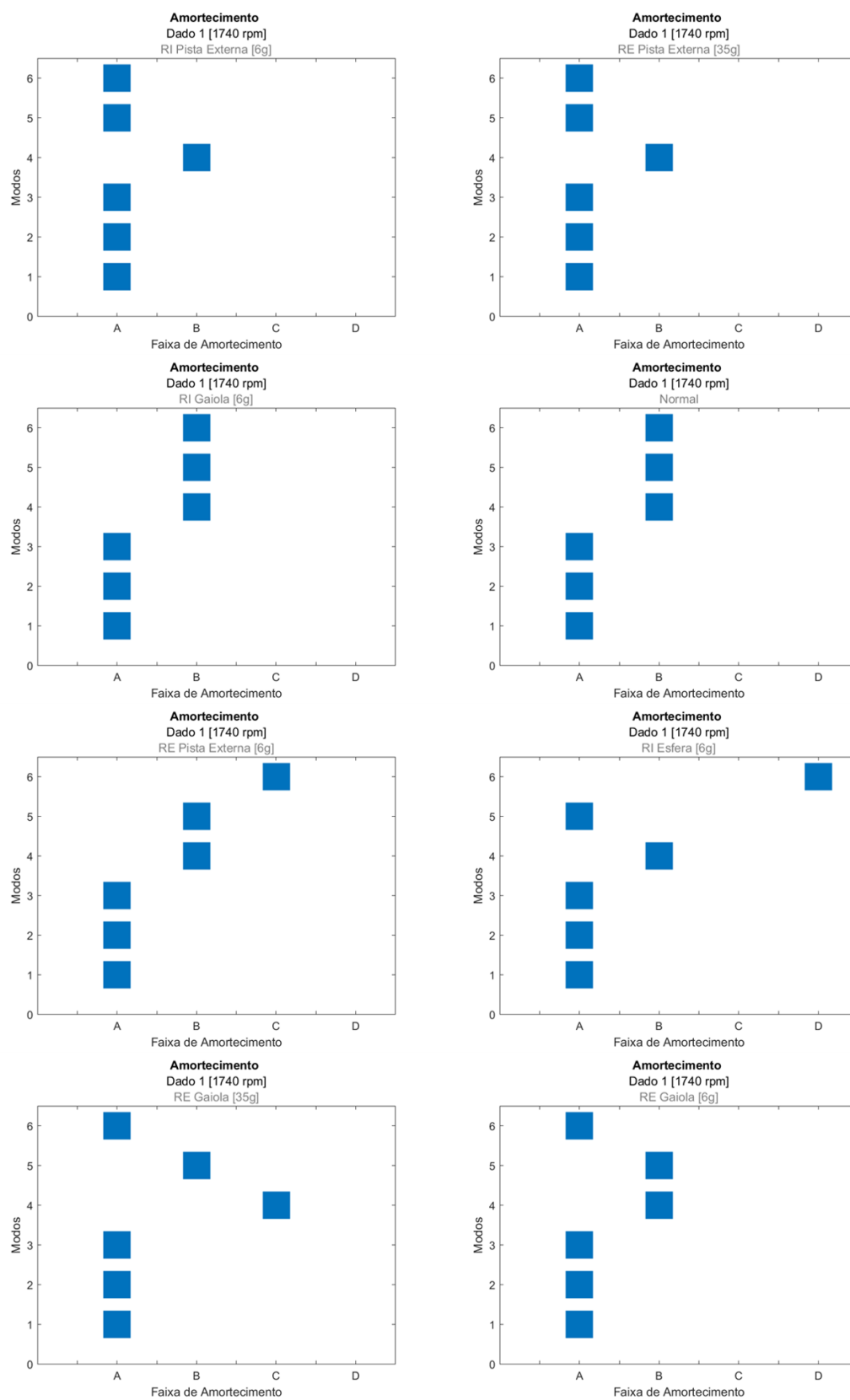
Fonte: Autora

Figura 26: Dado 1 (1740 rpm): Resultado dos Coeficientes de Amortecimento - Parte 1.



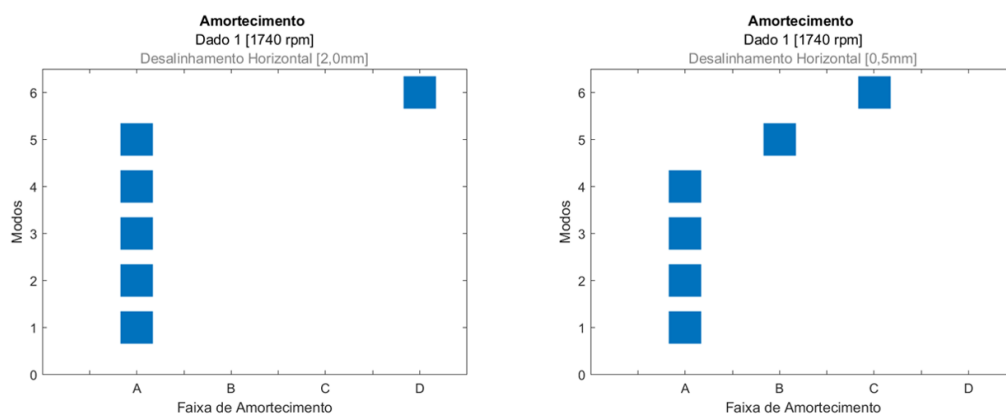
Fonte: Autora

Figura 27: Dado 1 (1740 rpm): Resultado dos Coeficientes de Amortecimento - Parte 2.



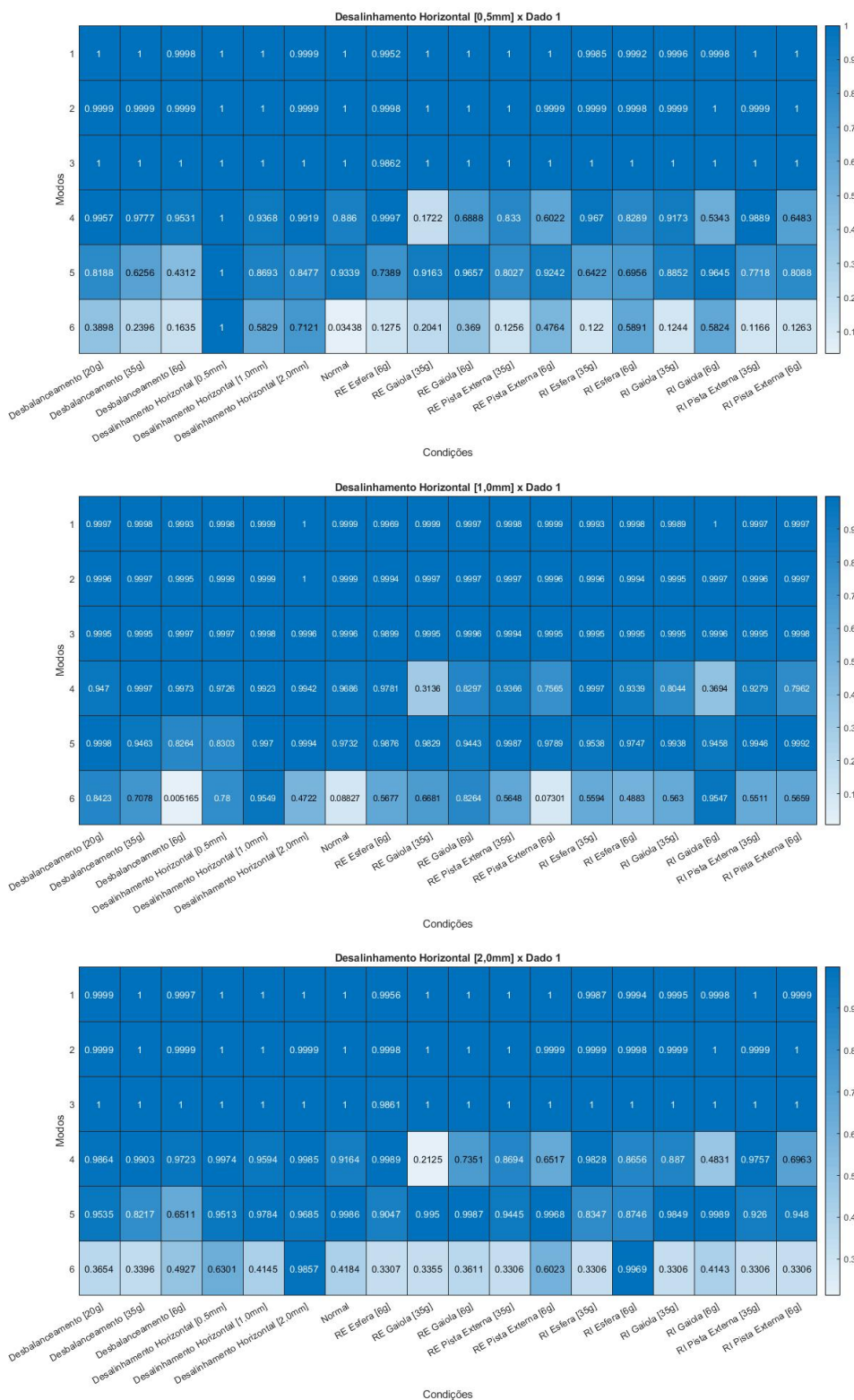
Fonte: Autora

Figura 28: Dado 1 (1740 rpm): Resultado dos Coeficientes de Amortecimento - Parte 3.



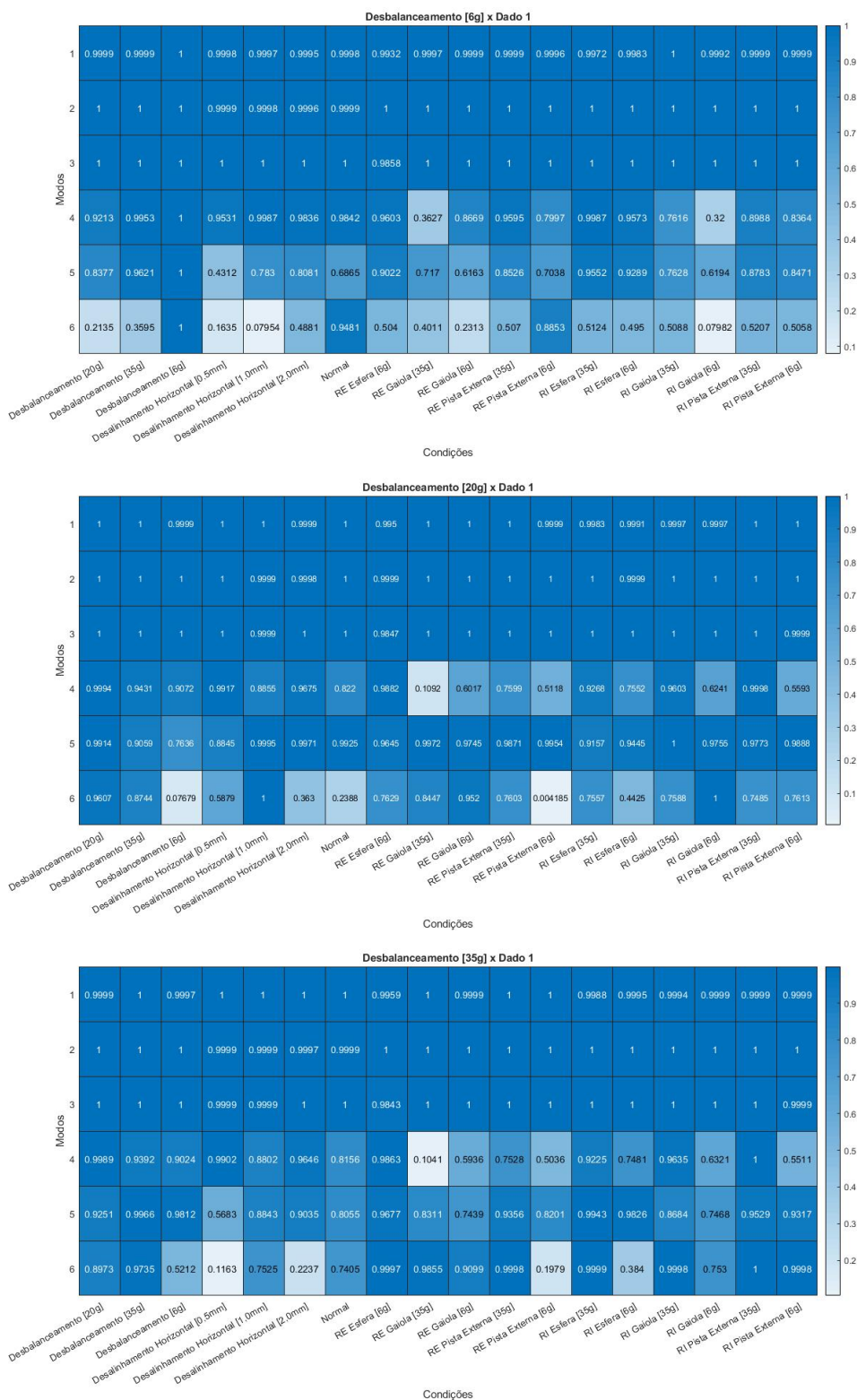
Fonte: Autora

Figura 29: Dado 1 (1740 rpm): MAC - Parte 1.



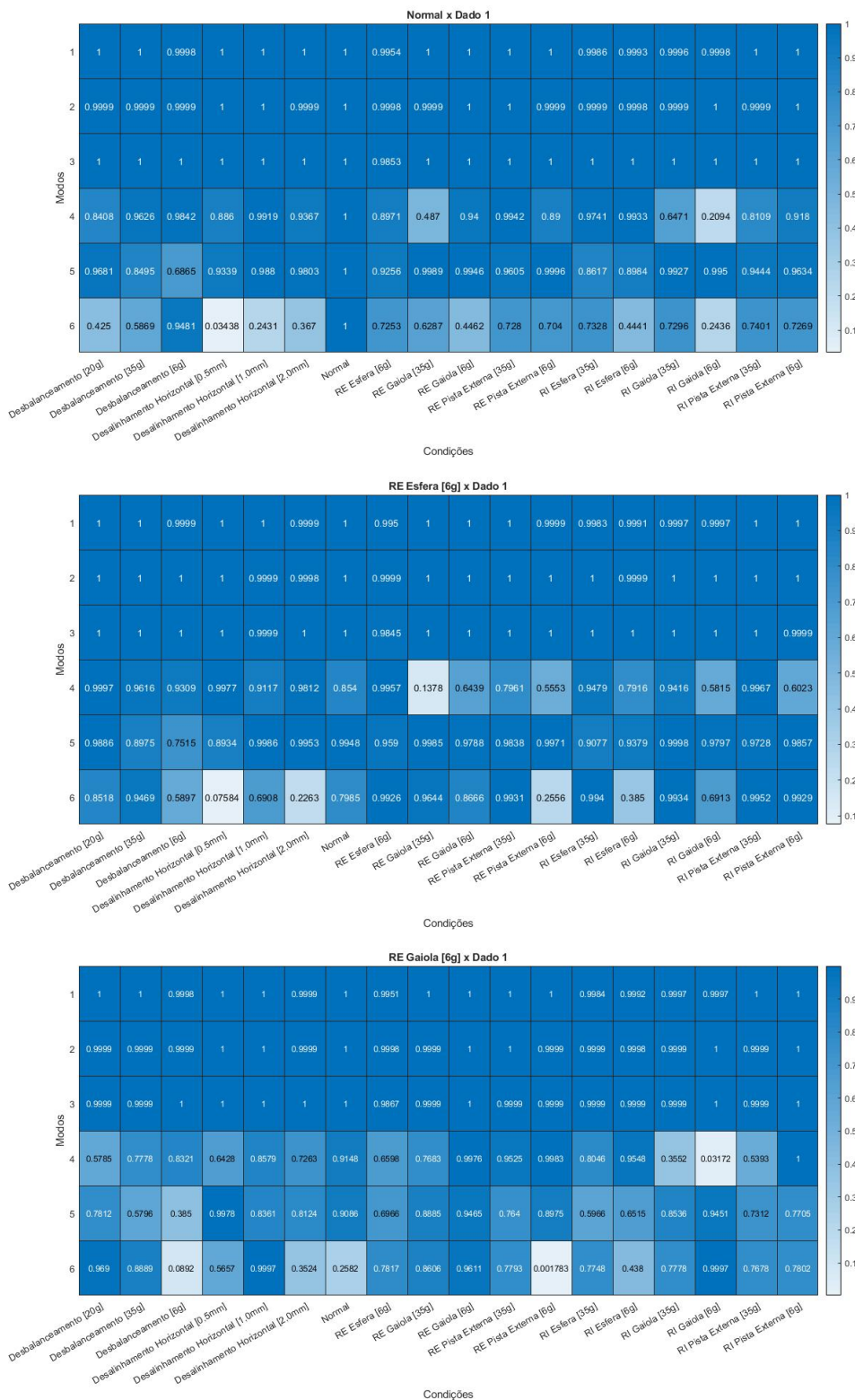
Fonte: Autora

Figura 30: Dado 1 (1740 rpm): MAC - Parte 2.



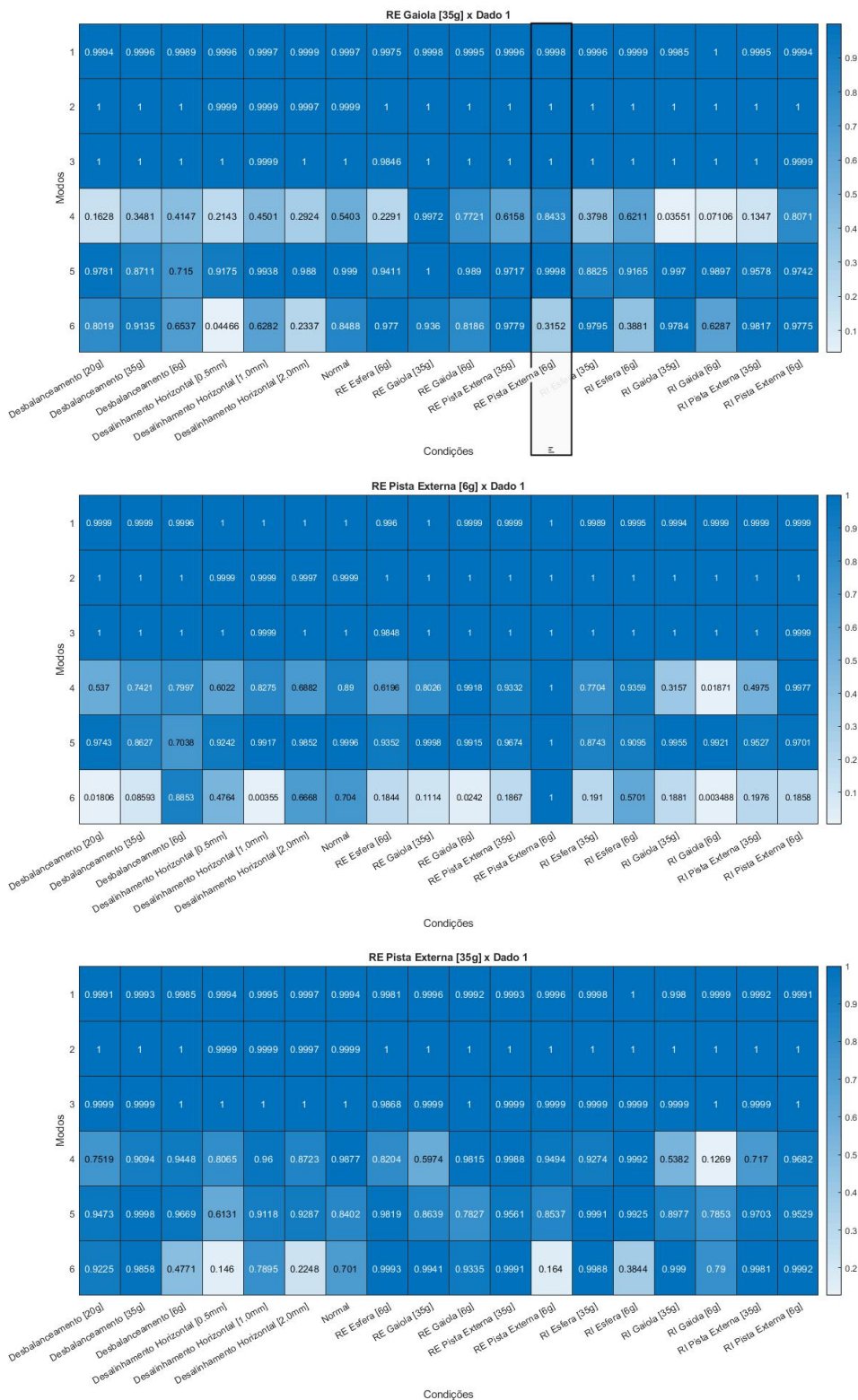
Fonte: Autora

Figura 31: Dado 1 (1740 rpm): MAC - Parte 3.



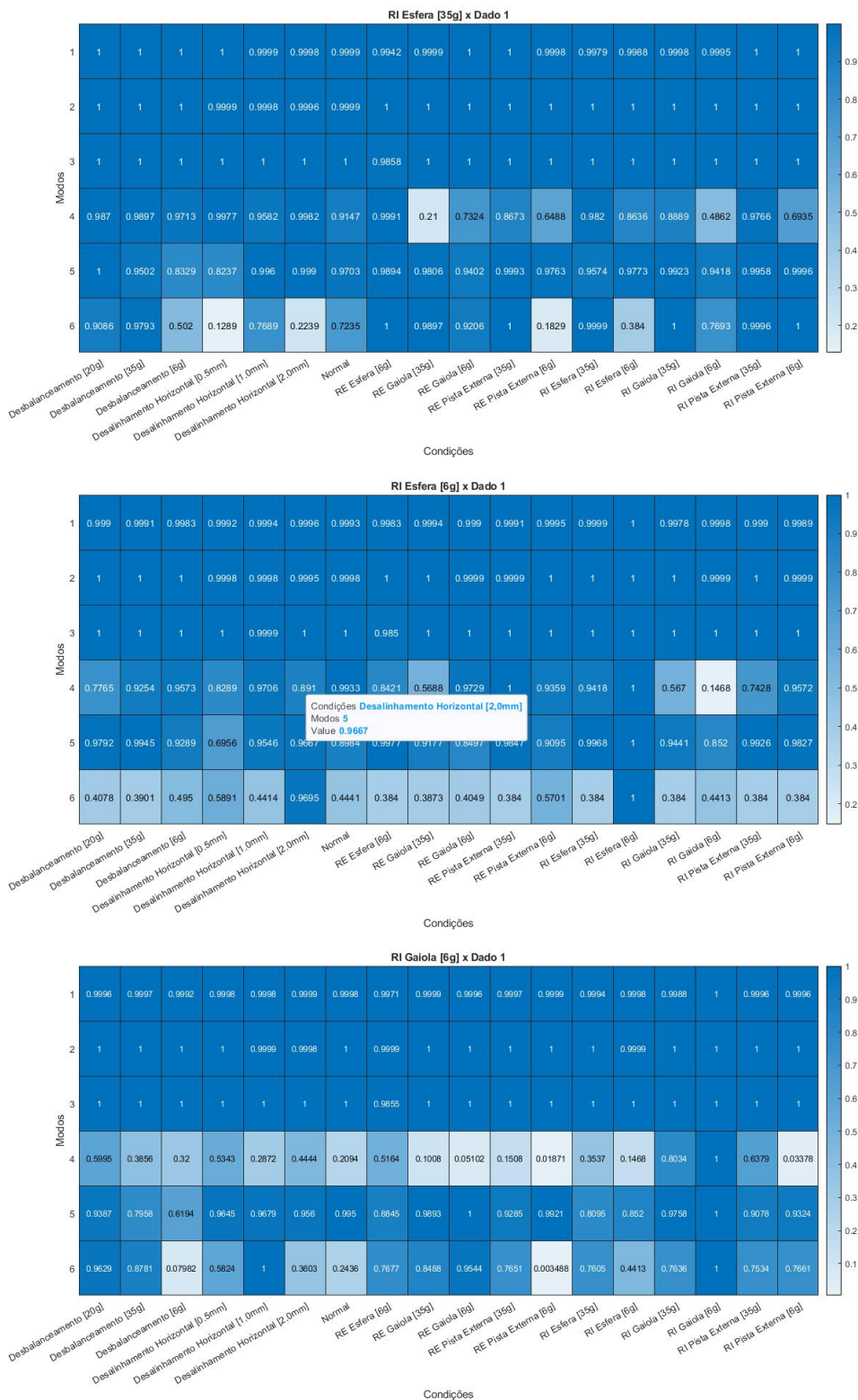
Fonte: Autora

Figura 32: Dado 1 (1740 rpm): MAC - Parte 4.



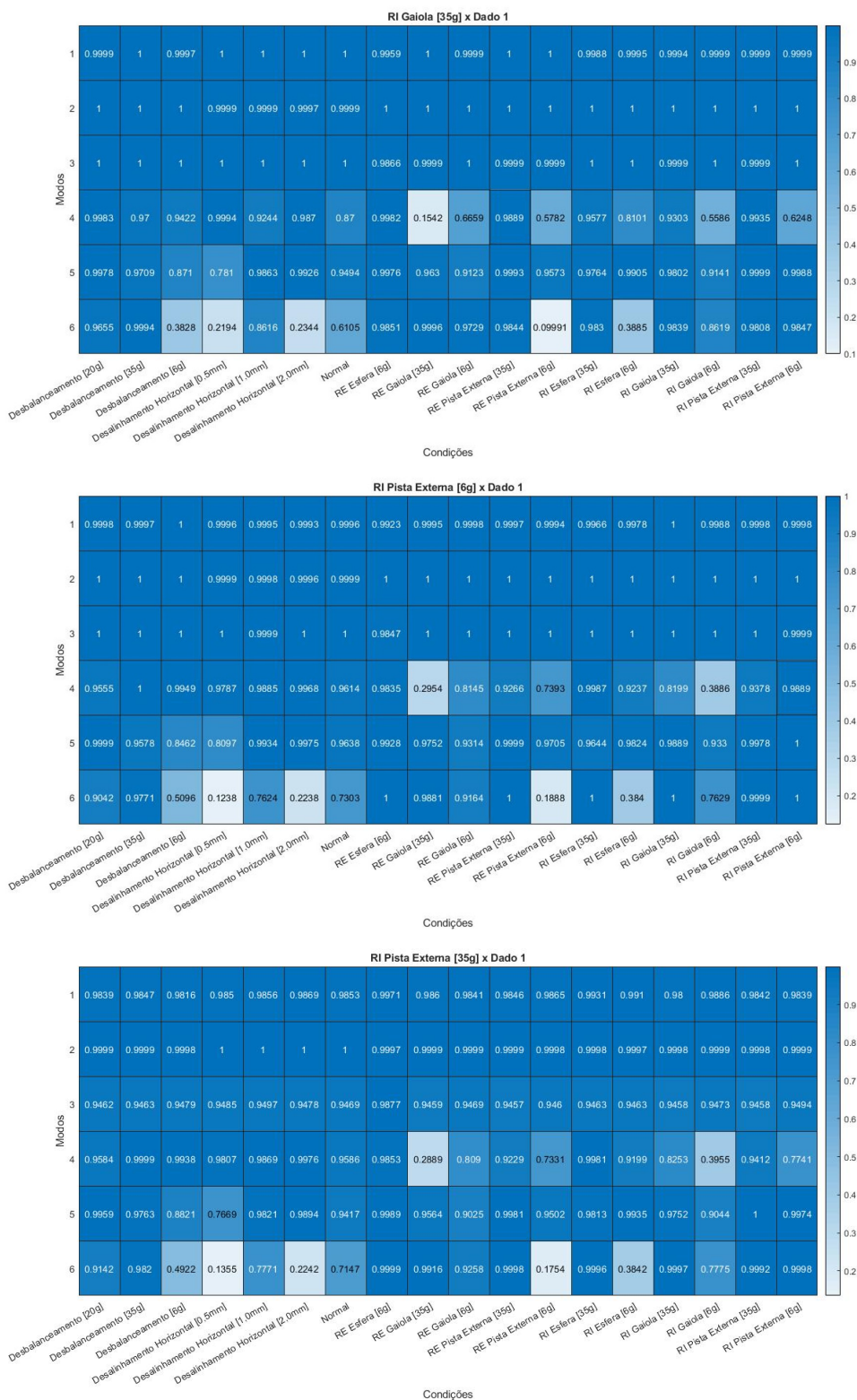
Fonte: Autora

Figura 33: Dado 1 (1740 rpm): MAC - Parte 5.



Fonte: Autora

Figura 34: Dado 1 (1740 rpm): MAC - Parte 6.



Fonte: Autora

A.2 Resultado RD

Nesta seção é apresentado o resultado da aplicação do Decremento Aleatório (RD) para cada condição de operação, para cada grau de liberdade (modo) e para cada rotação da máquina. A tabela 26 reúne as condições mais críticas e ótimas de cada rotação.

Tabela 23: Eficiência do Algoritmo RD - Dado 1 (1740 rpm).

Condição	Dado 1 [1740 rpm]					
	MODO 1 (%)	MODO 2 (%)	MODO 3 (%)	MODO 4 (%)	MODO 5 (%)	MODO 6 (%)
Normal	85.69	96.90	81.98	51.78	77.39	92.70
Desbalanceamento [6g]	73.56	87.28	52.29	96.52	98.30	64.21
Desbalanceamento [20g]	50.06	95.91	77.74	53.52	95.47	64.55
Desbalanceamento [35g]	97.43	56.08	69.85	96.71	94.65	92.40
Desalinhamento Horizontal [0,5mm]	70.45	64.48	72.72	53.08	53.05	47.05
Desalinhamento Horizontal [1,0mm]	58.11	86.77	95.04	92.08	50.24	52.65
Desalinhamento Horizontal [2,0mm]	68.64	86.99	74.29	49.87	88.13	56.68
RE Esfera [6g]	79.05	45.14	60.70	59.40	56.41	58.69
RE Gaiola [35g]	71.16	55.97	77.00	79.70	72.69	51.61
RE Gaiola [6g]	69.29	62.16	59.88	95.35	49.72	69.04
RE Pista Externa [35g]	91.42	63.92	85.59	64.41	61.57	77.89
RE Pista Externa [6g]	92.89	57.92	87.77	45.88	45.26	49.07
RI Esfera [35g]	84.68	56.70	45.39	60.13	77.77	78.74
RI Esfera [6g]	43.03	48.1	69.62	50.63	50.63	57.72
RI Gaiola [35g]	52.46	49.13	57.03	71.43	58.76	75.17
RI Gaiola [6g]	68.68	74.77	74.93	65.42	72.83	62.48
RI Pista Externa [35g]	50.75	64.12	84.81	70.47	66.48	83.83
RI Pista Externa [6g]	53.25	49.70	79.01	68.21	81.83	78.55

Fonte: Autora

Tabela 24: Eficiência do Algoritmo RD - Dado 2 (1800 rpm).

Condição	Dado 2 [1800 rpm]					
	MODO 1 (%)	MODO 2 (%)	MODO 3 (%)	MODO 4 (%)	MODO 5 (%)	MODO 6 (%)
Normal	47.94	53.49	48.53	50.41	52.03	53.94
Desbalanceamento [6g]	61.89	96.47	84.92	89.15	60.38	87.18
Desbalanceamento [20g]	53.83	57.84	53.96	82.29	67.01	83.79
Desbalanceamento [35g]	73.38	66.90	49.06	57.15	85.37	73.45
Desalinamento Horizontal [0,5mm]	58.28	96.16	78.38	47.38	83.12	82.75
Desalinamento Horizontal [1,0mm]	58.25	60.07	49.64	79.41	65.65	60.51
Desalinamento Horizontal [2,0mm]	95.92	51.74	83.10	84.52	95.51	95.50
RE Esfera [6g]	94.59	58.87	78.21	92.79	69.37	47.21
RE Gaiola [35g]	87.81	53.96	83.35	74.31	96.18	93.93
RE Gaiola [6g]	54.67	59.95	71.56	54.33	86.02	93.03
RE Pista Externa [35g]	75.26	92.41	92.32	85.71	79.75	80.73
RE Pista Externa [6g]	86.32	68.69	62.25	77.95	77.96	63.46
RI Esfera [35g]	75.48	91.62	49.07	73.23	53.86	57.29
RI Esfera [6g]	91.14	62.15	59.91	98.67	67.73	91.50
RI Gaiola [35g]	95.56	48.47	86.74	57.88	71.77	93.71
RI Gaiola [6g]	84.51	67.54	59.91	73.97	49.02	46.51
RI Pista Externa [35g]	78.21	79.45	87.59	72.24	60.66	71.91
RI Pista Externa [6g]	75.85	61.38	80.23	97.69	54.36	57.12

Tabela 25: Eficiência do Algoritmo RD - Dado 3 (1860 rpm).

Condição	Dado 3 [1860 rpm]					
	MODO 1	MODO 2	MODO 3	MODO 4	MODO 5	MODO 6
	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)
Normal	86.0	76.6	96.9	98.4	49.6	58.4
Desbalanceamento [6g]	95.5	64.9	76.1	44.4	53.6	55.6
Desbalanceamento [20g]	86.1	97.9	71.1	74.4	50.6	79.2
Desbalanceamento [35g]	58.4	60.4	53.2	68.3	84.5	56.0
Desalinhamento Horizontal [0,5mm]	74.3	43.8	79.6	75.1	84.4	51.3
Desalinhamento Horizontal [1,0mm]	62.6	58.3	56.2	70.3	78.8	50.3
Desalinhamento Horizontal [2,0mm]	92.9	47.3	46.7	96.7	79.8	60.8
RE Esfera [6g]	77.7	76.4	64.1	86.4	46.2	60.7
RE Gaiola [35g]	96.2	50.7	72.4	89.7	65.8	72.2
RE Gaiola [6g]	47.2	90.1	85.5	55.6	56.1	56.2
RE Pista Externa [35g]	61.0	75.6	94.9	88.2	78.4	51.9
RE Pista Externa [6g]	69.7	86.5	76.7	76.6	97.6	84.1
RI Esfera [35g]	66.7	86.5	76.0	53.1	60.2	93.4
RI Esfera [6g]	46.8	96.0	89.7	94.2	81.8	46.7
RI Gaiola [35g]	64.4	52.7	75.3	56.4	59.9	79.5
RI Gaiola [6g]	98.0	55.1	76.8	68.1	64.2	47.5
RI Pista Externa [35g]	45.2	80.1	97.4	56.5	77.2	64.0
RI Pista Externa [6g]	52.6	98.2	63.8	92.7	84.3	94.3

Fonte: Autora

Tabela 26: Compilação dos Resultados RD.

Condições Críticas (Mínimo)		
Dado 1 (1740 rpm)	43.03%	RI Esfera [6g]
Dado 2 (1800 rpm)	46.51%	RI Gaiola [6g]
Dado 3 (1860 rpm)	43.77%	Desalinhamento Horizontal [0,5mm]
Condições Ótimas (Máximo)		
Dado 1 (1740 rpm)	98.31%	Desbalanceamento [6g]
Dado 2 (1800 rpm)	98.67%	RI Esfera [6g]
Dado 3 (1860 rpm)	98.40%	Normal

Fonte: Autora