

FABRÍCIO NASCIMENTO SFALSIN

**DIAGNÓSTICO DE DEFEITOS EM UNIDADES
GERADORAS HIDRELÉTRICAS COM BASE NA
SOLUÇÃO DE PROBLEMAS INVERSOS**



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

2025

FABRÍCIO NASCIMENTO SFALSIN

**DIAGNÓSTICO DE DEFEITOS EM UNIDADES GERADORAS
HIDRELÉTRICAS COM BASE NA SOLUÇÃO DE PROBLEMAS
INVERSOS**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para a obtenção do título de **MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**.

Área de concentração: Mecânica dos Sólidos e Vibrações.

Orientador: Prof. Dr. Aldemir Aparecido Cavallini
Junior

UBERLÂNDIA - MG

2025

Ficha Catalográfica Online do Sistema de Bibliotecas da UFU
com dados informados pelo(a) próprio(a) autor(a).

S522 Sfalsin, Fabricio Nascimento, 1997-
2025 Diagnóstico de Defeitos em Unidades Geradoras Hidrelétricas
com Base na Solução de Problemas Inversos [recurso eletrônico] /
Fabricio Nascimento Sfalsin. - 2025.

Orientador: Aldemir Aparecido Cavallini Junior.
Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Uberlândia,
Pós-graduação em Engenharia Mecânica.

Modo de acesso: Internet.

DOI <http://doi.org/10.14393/ufu.di.2025.339>

Inclui bibliografia.

Inclui ilustrações.

1. Engenharia mecânica. I. Cavallini Junior, Aldemir Aparecido ,
1983-, (Orient.). II. Universidade Federal de Uberlândia. Pós-
graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

CDU: 621

Bibliotecários responsáveis pela estrutura de acordo com o AACR2:

Gizele Cristine Nunes do Couto - CRB6/2091

Nelson Marcos Ferreira - CRB6/3074



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
Coordenação do Programa de Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica

Av. João Naves de Ávila, nº 2121, Bloco 1M, Sala 212 - Bairro Santa Mônica, Uberlândia-
MG, CEP 38400-902

Telefone: (34) 3239-4282 - www.posmecanicaufu.com.br - secposmec@mecanica.ufu.br



ATA DE DEFESA - PÓS-GRADUAÇÃO

Programa de Pós-Graduação em:	Engenharia Mecânica				
Defesa de:	Dissertação de Mestrado Acadêmico, nº 661, PPGEM				
Data:	16/07/2025	Hora de início:	08:00	Hora de encerramento:	11:10
Matrícula do Discente:	12312EMC005				
Nome do Discente:	Fabricio Nascimento Sfalsin				
Título do Trabalho:	Diagnóstico de falhas em unidades geradoras hidrelétricas utilizando algoritmo de evolução diferencial e problema inverso				
Área de concentração:	Mecânica dos Sólidos e Vibrações				
Linha de pesquisa:	Dinâmica de Sistemas Mecânicos				
Projeto de Pesquisa de vinculação:	Solução Integrada para o Diagnóstico de Defeitos, Análise Dinâmica e Monitoramento Contínuo de Unidades Geradoras Francis				

Reuniu-se por videoconferência a Banca Examinadora, designada pelo Colegiado do Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, assim composta: Dr. Ludimar Lima de Aguiar - PETROBRAS (convidado); Dr. Marcos André Duarte Martins - PETROBRAS; Prof. Dr. Valder Steffen Junior - UFU e Prof. Dr. Aldemir Aparecido Cavallini Junior - UFU; orientador do candidato.

Iniciando os trabalhos, o presidente da mesa, Dr. Aldemir Aparecido Cavallini Junior, apresentou a Comissão Examinadora e o candidato, agradeceu a presença do público, e concedeu ao Discente a palavra para a exposição do seu trabalho. A duração da apresentação do Discente e o tempo de arguição e resposta foram conforme as normas do Programa.

A seguir, o senhor presidente concedeu a palavra, pela ordem sucessivamente, aos examinadores, que passaram a arguir o candidato. Ultimada a arguição, que se desenvolveu dentro dos termos regimentais, a Banca, em sessão secreta, atribuiu o resultado final, considerando o candidato:

Aprovado.

Esta defesa faz parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre.

O competente diploma será expedido após cumprimento dos demais requisitos, conforme as normas do Programa, a legislação pertinente e a regulamentação interna da UFU.

Nada mais havendo a tratar, foram encerrados os trabalhos. Foi lavrada a presente ata que após lida e achada conforme foi assinada pela Banca Examinadora.



Documento assinado eletronicamente por **Aldemir Aparecido Cavalini Junior, Professor(a) do Magistério Superior**, em 21/07/2025, às 16:04, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Marcos André Duarte Martins, Usuário Externo**, em 21/07/2025, às 16:08, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Valder Steffen Junior, Professor(a) do Magistério Superior**, em 22/07/2025, às 11:30, conforme horário oficial de Brasília, 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://www.sei.ufu.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **6528470** e o código CRC **FFF5FE69**.

Referência: Processo nº 23117.049902/2025-07

SEI nº 6528470

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, agradeço a Deus por me conceder a vida, a saúde, a força e os dons que me foram dados.

Agradeço ao meu pai, Rildo, à minha mãe, Maria, e aos meus irmãos, Anderson e Rudiley, por todo o amor, carinho e apoio que me deram ao longo da minha caminhada. Obrigado por sempre estarem presentes ao meu lado e por serem tão presentes em todos os âmbitos da minha vida.

Aos meus amigos, por estarem sempre presentes, pelos momentos vividos juntos, pelos conselhos e por, de várias formas, me apoiarem na minha trajetória. Vocês fazem parte das minhas conquistas.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Aldemir, agradeço pela confiança em meu trabalho, pela oportunidade de participar de projetos tão importantes, pela dedicação e pelo exemplo de pessoa e profissional que o senhor é.

Agradeço a todos os colegas do LMEst que me acolheram como aluno de iniciação científica por mais de dois anos durante a graduação e, agora, como mestrando. Obrigado pelas experiências, pelos projetos desenvolvidos e pelas oportunidades que tive graças aos trabalhos de excelência realizados nesse laboratório. Em especial, gostaria de agradecer ao Leonardo e ao Roberto pela parceria e contribuição neste trabalho.

Agradeço à Universidade Federal de Uberlândia e ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, em especial aos professores e técnicos, por proporcionarem todo o aprendizado e as experiências adquiridas ao longo dessa jornada.

Por fim, gostaria de agradecer pelo suporte do INCT-EIE (Instituto Nacional de Ciência e Tecnologia de Estruturas Inteligentes em Engenharia), à CAPES (Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior), pelo apoio financeiro concedido pela PETROBRAS (Petróleo Brasileiro S/A) e pelas empresas Foz do Chapecó, Enercan, CPFL Energia, e CSC Energia através do projeto P&D PD-00642-0124/2024-ANEEL.

SFALSIN, F. N. **DIAGNÓSTICO DE DEFEITOS EM UNIDADES GERADORAS HIDRELÉTRICAS COM BASE NA SOLUÇÃO DE PROBLEMAS INVERSOS**. 2025. 82 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2025. DOI: <http://doi.org/10.14393/ufu.di.2025.339>

RESUMO

A manutenção de máquinas rotativas é um tema de grande interesse nos setores industriais, tendo como principais desafios a detecção e o diagnóstico precoce de falhas mecânicas nesses equipamentos. Nesse contexto, o campo de pesquisa dedicado ao monitoramento e diagnóstico de defeitos em equipamentos rotativos visa garantir a eficiência e a segurança operacional das instalações. Os defeitos mecânicos mais comumente observados no contexto de máquinas rotativas são o desbalanceamento mecânico, o desalinhamento e as trincas. Diversas abordagens podem ser adotadas para modelar e detectar esses danos. Neste trabalho, desenvolveu-se uma ferramenta para detecção de defeitos com base na solução de um problema inverso, que combina um modelo matemático com o algoritmo de otimização Evolução Diferencial. A abordagem baseia-se em um modelo numérico do sistema, no qual as amplitudes de vibração numéricas são comparadas com dados experimentais obtidos na máquina real. Novos cenários de falha são introduzidos no modelo matemático, gerando novas respostas vibratórias. O processo de otimização iterativo é então aplicado para minimizar a diferença entre os resultados numéricos e experimentais, até que ambas as respostas vibratórias sejam similares. Essa abordagem permite identificar e caracterizar o tipo de defeito e sua intensidade. Essa metodologia foi aplicada ao modelo numérico de uma das unidades geradoras da Usina Hidrelétrica de Foz do Chapecó. A ferramenta foi utilizada em duas etapas. A primeira etapa foi destinada à calibração da unidade, determinando o desbalanceamento residual da turbina e do gerador. Essa etapa cria um gêmeo digital da máquina, que será utilizado no processo de diagnóstico. Em seguida, com a máquina calibrada, a segunda etapa foi aplicada, na qual foram inseridos desalinhamentos e trincas no sistema, com o objetivo de validar a metodologia proposta. Os resultados obtidos com a aplicação da metodologia de diagnóstico apresentaram erros relativos inferiores a 1,36%, comprovando a viabilidade da abordagem adotada.

Palavras-chave: Diagnóstico de Defeitos, Máquinas Rotativas, Evolução Diferencial, Unidades Geradoras Hidrelétricas.

SFALSIN, F. N. **FAULT DIAGNOSIS IN HYDROELECTRIC GENERATING UNITS BASED ON INVERSE PROBLEM SOLUTION**. 2025. 82 p. Dissertation (Master's Degree in Mechanical Engineering) - Federal University of Uberlândia, Uberlândia, 2025. DOI: <http://doi.org/10.14393/ufu.di.2025.339>

ABSTRACT

The maintenance of rotating machinery is a topic of great interest in industrial sectors, with the main challenges being the early detection and diagnosis of mechanical failures in these systems. In this context, the research field dedicated to monitoring and diagnosing faults in rotating equipment aims to ensure operational efficiency and safety. The most commonly observed mechanical faults in the context of rotating machinery are mechanical unbalance, misalignment, and cracks. Various approaches can be adopted to model and detect these faults. This work developed a fault detection tool based on solving an inverse problem, which combines a mathematical model with the Differential Evolution optimization algorithm. The approach is based on a numerical model of the system, in which numerical vibration amplitudes are compared with experimental data obtained from the actual machine. New fault scenarios are introduced into the mathematical model, generating new vibratory responses. An iterative optimization process is then applied to minimize the difference between numerical and experimental results until both vibratory responses are similar. This approach enables the identification and characterization of the type and severity of the fault. The methodology was applied to the numerical model of one of the generating units of the Foz do Chapecó Hydroelectric Power Plant. The tool was used in two stages. The first stage focused on the unit's calibration, determining the residual unbalance of the turbine and the generator. This stage creates a digital twin of the machine, which is used in the diagnostic process. Then, with the machine calibrated, the second stage was applied, in which misalignments and cracks were introduced into the system to validate the proposed methodology. The results obtained with the application of the diagnostic methods showed relative errors below 1.36%, confirming the feasibility of the adopted approach.

Keywords: Fault Diagnosis, Rotating Machinery, Differential Evolution, Hydroelectric Generating Units.

LISTA DE FIGURAS

1.1	Barragem da usina hidrelétrica de Foz do Chapecó.	2
2.1	Diagrama da unidade geradora da usina de Foz do Chapecó.	9
2.2	Graus de liberdade associados a um elemento finito genérico usado na formulação. Adaptado de Sicchieri (2024).	11
2.3	Representação do elemento de disco. Adaptado de Sicchieri (2024).	13
2.4	Fluxograma do modelo termo-hidrodinâmico do mancal cilíndrico radial (GO-MES, 2024).	17
2.5	Fluxograma do modelo termo-hidrodinâmico do mancal segmentado radial (SICCHIERI, 2024).	18
3.1	Gerador de Foz do Chapecó. a) Estator; b) Rotor.	25
3.2	Comparação entre os coeficientes equivalentes das forças eletromagnéticas obtidos pelo metamodelo e pelos simulados com o FEMM (SICCHIERI, 2024). . .	27
3.3	Turbina Francis da usina de Foz do Chapecó.	28
3.4	Forças hidráulicas atuantes na turbina (SICCHIERI, 2019).	29
3.5	Mancal segmentado radial.	30
3.6	Comparação entre as forças de sustentação obtidas pelo modelo THD do mancal segmentado radial e pelo metamodelo (SICCHIERI, 2024).	32
3.7	Comparação entre os ângulos de rotação do segmento obtidos pelo modelo THD do mancal segmentado radial e pelo metamodelo (SICCHIERI, 2024).	32
3.8	Mancal segmentado axial.	34
3.9	Comparação entre as forças de sustentação obtidas pelo modelo THD do mancal segmentado axial e pelo metamodelo (SICCHIERI, 2024).	35
3.10	Mancal cilíndrico radial.	36
3.11	Comparação entre as forças na direção X obtidas pelo modelo THD do mancal cilíndrico radial e pelo metamodelo (SICCHIERI, 2024).	38

3.12	Comparação entre as forças na direção Z obtidas pelo modelo THD do mancal cilíndrico radial e pelo metamodelo (SICCHIERI, 2024).	38
3.13	Modelo de elementos finitos e posicionamento dos principais componentes da unidade geradora.	41
4.1	Fluxograma da ferramenta para calibração e diagnóstico de defeitos em máquinas rotativas.	43
4.2	Massa de desbalanceamento mecânico. Adaptado de Lalanne e Ferraris (1998).	45
4.3	Modelo de desalinhamento. Adaptado de Xia et al. (2019).	47
4.4	Representação do elemento de trinca. a) Forças e momentos aplicados; b) Detalhes da seção transversal (CAVALLINI Jr., 2013).	49
4.5	Fluxograma representativo do algoritmo de Evolução Diferencial.	51
4.6	Algoritmo para construção do vetor de limites para as variáveis de projeto.	55
4.7	Diferença entre as amplitudes de 1X dos espectros de frequência dos dados simulados e dos dados de referência.	57
4.8	Diferenças entre as amplitudes das componentes 1X, 2X e 3X nos espectros de frequência dos dados simulados e dos dados de referência.	58
5.1	Resultados da calibração. Órbitas desenvolvidas pelo rotor na posição do proxímetro MGG.	62
5.2	Resultados da calibração. Comparação entre o sinal de vibração numérico e de referência para o proxímetro MGG na direção Z. a) Domínio da frequência. b) Domínio do tempo.	63
5.3	Resultados da calibração. Comparação entre o sinal de vibração numérico e de referência para o proxímetro MGG na direção X. a) Domínio da frequência. b) Domínio do tempo.	64
5.4	Resultados da calibração. Comparação entre as órbitas 2D na posição do proxímetro MGT.	65
5.5	Resultados da calibração. Comparação entre o sinal de vibração numérico e de referência para o proxímetro MGT na direção Z. a) Domínio da frequência. b) Domínio do tempo.	66

5.6	Resultados da calibração. Comparação entre o sinal de vibração numérico e de referência para o proxímetro MGT na direção X. a) Domínio da frequência. b) Domínio do tempo.	67
5.7	Resultados do diagnóstico. Comparação entre os sinais de vibração na direção Z obtidos a partir dos defeitos de referência e dos resultantes do processo de otimização na posição do proxímetro MGG. a) Domínio da frequência. b) Domínio do tempo.	70
5.8	Resultados do diagnóstico. Comparação entre os sinais de vibração na direção X obtidos a partir dos defeitos de referência e dos resultantes do processo de otimização na posição do proxímetro MGG. a) Domínio da frequência. b) Domínio do tempo.	71
5.9	Resultados do diagnóstico. Comparação entre as órbitas 2D na posição do proxímetro MGG.	72
5.10	Resultados do diagnóstico. Comparação entre os sinais de vibração na direção Z obtidos a partir dos defeitos de referência e dos resultantes do processo de otimização na posição do proxímetro MGT. a) Domínio da frequência. b) Domínio do tempo.	73
5.11	Resultados do diagnóstico. Comparação entre os sinais de vibração na direção X obtidos a partir dos defeitos de referência e dos resultantes do processo de otimização na posição do proxímetro MGT. a) Domínio da frequência. b) Domínio do tempo.	74
5.12	Resultados do diagnóstico. Comparação entre as órbitas 2D na posição do proxímetro MGT.	75

LISTA DE TABELAS

3.1	Parâmetros geométricos do gerador.	24
3.2	Parâmetros elétricos do gerador.	25
3.3	Intervalo de projeto das variáveis de entrada do metamodelo do gerador (SICCHIERI, 2024).	26
3.4	Configuração do metamodelo do gerador e métricas de precisão (SICCHIERI, 2024).	26
3.5	Parâmetros geométricos da turbina.	27
3.6	Condições nominais de operação da turbina Francis.	28
3.7	Intervalo de projeto das variáveis de entrada do metamodelo do mancal segmentado radial (SICCHIERI, 2024).	30
3.8	Parâmetros geométricos do mancal segmentado radial.	31
3.9	Configuração do metamodelo do mancal segmentado radial e métricas de precisão (SICCHIERI, 2024).	31
3.10	Parâmetros geométricos do mancal segmentado axial.	33
3.11	Intervalo de projeto das variáveis de entrada do metamodelo do mancal segmentado axial (SICCHIERI, 2024).	34
3.12	Configuração do metamodelo do gerador e métricas de precisão (SICCHIERI, 2024).	35
3.13	Parâmetros geométricos do mancal cilíndrico radial.	36
3.14	Intervalo de projeto das variáveis de entrada do metamodelo do mancal segmentado radial (SICCHIERI, 2024).	37
3.15	Configuração do metamodelo do mancal segmentado radial e métricas de precisão (SICCHIERI, 2024).	37
3.16	Massas concentradas adicionadas ao modelo completo da unidade geradora. . .	39
3.17	Configuração de montagem dos proxímetros.	40

3.18	Posicionamento dos principais componentes no eixo da unidade geradora. . . .	40
5.1	Valores obtidos para as variáveis de projeto na calibração da UG.	61
5.2	Comparação entre valores de referência e numéricos obtidos pelo diagnóstico de defeitos.	76

LISTA DE SÍMBOLOS

Modelo do eixo e das partes girantes

\mathbf{C}	Matriz de amortecimento
\mathbf{C}_D	Matriz de efeito giroscópico do disco
\mathbf{C}_g	Matriz de efeito giroscópico
D	Centro do disco
\mathbf{F}_e	Forças eletromagnéticas
\mathbf{F}_h	Forças hidráulicas
\mathbf{F}_m	Forças de sustentação dos mancais hidrodinâmicos
\mathbf{F}_u	Forças de desbalanceamento mecânico
I_D	Momento de massa do disco para os eixos x e z
I_{Dy}	Momento polar de inércia do disco
\mathbf{K}	Matriz de rigidez
\mathbf{K}_{Dt}	Matriz do enrijecimento do disco durante o regime transiente
\mathbf{K}_F	Matriz de rigidez suplementar devido às forças aplicadas ao longo da direção axial
\mathbf{K}_{rt}	Matriz de rigidez suplementar em regime transiente
\mathbf{K}_T	Matriz de rigidez suplementar devido ao torque
L	Comprimento
\mathbf{M}	Matriz de massa

M_D	Massa do disco
\mathbf{q}	Vetor de deslocamentos
\mathbf{q}_D	Vetor de deslocamentos do disco
$R(x, y, z)$	Sistema de referência associado ao disco
$R_o(X, Y, Z)$	Sistema de referência fixo
u	Deslocamento na direção X
v	Deslocamento na direção Y
w	Deslocamento na direção Z
\mathbf{W}	Força peso
Ω	Velocidade de rotação
ϕ	Rotação na direção Y
ψ	Rotação na direção Z
θ	Rotação na direção X

Modelos termo-hidrodinâmico

a, b, c	Coeficientes da equação da viscosidade
c_p	Calor específico
h_h	Espessura do filme de óleo
\bar{h}_h	Espessura do filme de óleo adimensional
k_t	Condutividade térmica

L_B	Comprimento do mancal
p_h	Pressão hidrodinâmica dimensional
\bar{p}_h	Pressão hidrodinâmica adimensional
R	Raio do eixo
\bar{t}	Tempo adimensional
T	Temperatura
T_0	Temperatura de referência
\bar{x}	Coordenada adimensional na direção circunferencial
\bar{y}	Coordenada adimensional na direção axial
ρ	Massa específica
μ	Viscosidade dinâmica do fluido
$\bar{\mu}$	Viscosidade adimensional dinâmica do fluido
μ_0	Viscosidade na temperatura de referência

Modelo eletromagnético do gerador

A	Potencial vetor
B	Densidade de fluxo magnético
H	Intensidade de campo magnético
J	Densidade de corrente
μ_p	Permeabilidade magnética do material

Metamodelagem Kriging

$\hat{\mathbf{a}}$	Vetor de coeficientes da função polinomial
\mathbf{G}	Matriz polinomial
$g(\mathbf{x})$	Fatores da função polinomial
k	Número de variáveis de entrada
N_s	Número de amostras de treinamento
p	Número de fatores do polinômio
R	Função de correlação espacial
\mathbf{R}	Matriz de correlação
\mathbf{r}	Vetor de correlação
\mathbf{Y}	Vetor de respostas amostrais
$\hat{y}(\mathbf{x})$	Estimativa do metamodelo Kriging
$y(\mathbf{x})$	Resposta do modelo original
\mathbf{x}	Vetor de entrada
σ^2	Variância

Modelos de falhas mecânicas

C	Centro geométrico do eixo
d	Distância entre a massa de desbalanceamento e o centro geométrico
D	Diâmetro do eixo com trinca

e_1	Excentricidade do rotor antes do desalinhamento paralelo
e_2	Excentricidade do rotor depois do desalinhamento paralelo
E	Módulo de elasticidade
F_A	Força devido à deformação angular do acoplamento
F_P	Força devido à deformação paralela do acoplamento
\mathbf{F}_u	Forças de desbalanceamento mecânico
I	Momento de inércia de área
\mathbf{K}_{CE}	Matrizes de rigidez do eixo livre com trinca
k_{FM}	Matriz de rigidez do eixo engastado com trinca
L	Comprimento
m_u	Massa de desbalanceamento
O_E	Centro do eixo
T_D	Torque no rotor antes do desalinhamento
T_L	Torque no rotor depois do desalinhamento
T_u	Energia cinética da massa de desbalanceamento
α	Fase do desbalanceamento
γ	Ângulo de rotação instantâneo do rotor após o desalinhamento
φ	Ângulo de rotação instantâneo do rotor antes do desalinhamento
ϑ_γ	Parâmetro de cisalhamento

Algoritmo de Evolução Diferencial

CR	Probabilidade de cruzamento
f	Função objetivo
F	Taxa de perturbação
$u_{i,g}$	Novo candidato obtido pelo processo de mutação
$x_{i,L} \ x_{i,U}$	Limites inferiores e superiores das j -ésimas variáveis de projeto
$x_{r0,g} \ x_{r1,g} \ x_{r2,g}$	Genitores do novo candidato

Metodologia de ajuste do modelo da máquina rotativa

A_h^{ref}	Amplitude do sinal de referência na componente harmônica $h.fr$
A_h^{sim}	Amplitude do sinal simulado na componente harmônica $h.fr$
F_{obj}	Valor escalar da função objetivo
f_r	Frequência de rotação da máquina
f_s	Frequência de amostragem do sensor
h	Índice do harmônico da frequência de rota
J	Diferenças absolutas das amplitudes do sinal
n	Quantidade de harmônicos avaliados
N	Número de pontos da coletadas no tempo
Δf	Resolução de frequência
Δt	Passo de tempo

Abreviações

BAESA	Usina Hidrelétrica Barra Grande
CERAN	Companhia Energética Rio das Antas
CFD	<i>Computational Fluids Dynamics</i>
CPFL	Companhia Paulista de Força e Luz
DFT	<i>Discrete Fourier Transform</i>
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
FEMEC	Faculdade de Engenharia Mecânica
FEMM	<i>Finite Element Method Magnetics</i>
FRFs	Funções de Resposta em Frequência
IA	Inteligência Artificial
LES	<i>Large Eddy Simulation</i>
LMEst	Laboratório de Mecânica de Estruturas
MFLab	Laboratório de Mecânica dos Fluidos
MGG	Mancal guia do gerador
MGT	Mancal guia da turbina
P&D	Pesquisa e Desenvolvimento
RMS	<i>Root Mean Square</i>
SADE	Evolução Diferencial Auto-Adaptativa
SHM	<i>Structural Health Monitoring</i>

THD	Termo-hidrodinâmico
UFU	Universidade Federal de Uberlândia
UG	Unidade Geradora

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	x
LISTA DE TABELAS	xii
LISTA DE SÍMBOLOS	xiii
CAPÍTULO I - Introdução	1
1.1 Contextualização	1
1.2 Estrutura do Trabalho	6
CAPÍTULO II - Modelos dos Componentes da Unidade Geradora	8
2.1 Equação do Movimento do Rotor	10
2.2 Modelo do Eixo	11
2.3 Modelo de disco	13
2.4 Modelos dos Mancais Hidrodinâmicos	15
2.4.1 Mancal cilíndrico radial	15
2.4.2 Mancal segmentado radial	16
2.4.3 Mancal segmentado axial	17
2.5 Modelo Eletromagnético do Gerador	19
2.6 Modelo da Turbina	21
2.7 Metamodelagem Kriging	21
CAPÍTULO III - Componentes e Montagem da Unidade Geradora	24
3.1 Gerador	24
3.2 Turbina	27
3.3 Mancais	29
3.3.1 Mancal segmentado radial	29

3.3.2	Mancal segmentado-axial	33
3.3.3	Mancal cilíndrico radial	35
3.4	Massas concentradas	39
3.5	Proxímetros	39
3.6	Montagem da unidade geradora	40
CAPÍTULO IV - Metodologia de Ajuste do Modelo Numérico		42
4.1	Modelo de Desbalanceamento Mecânico	44
4.2	Modelo de Desalinhamento em Rotores	45
4.3	Modelo de Trinca em Rotores	47
4.4	Algoritmo de Evolução Diferencial	49
4.5	Dados de Referência	52
4.6	Variáveis de Projeto	53
4.7	Modelo Numérico do Sistema	54
4.7.1	Calibração	55
4.7.2	Diagnóstico de defeitos	56
4.8	Funções Objetivo	56
4.8.1	Calibração	56
4.8.2	Diagnóstico de defeitos	57
4.8.3	Formulação matemática	57
CAPÍTULO V - Resultados da Metodologia Aplicada na Unidade Geradora		60
5.1	Modelo Multifísico da Unidade Geradora	60
5.2	Calibração da Unidade Geradora	61
5.2.1	Resultados da calibração da unidade geradora	61
5.3	Diagnóstico de Defeitos	68
5.3.1	Resultados do diagnóstico de defeitos na unidade geradora	69
CAPÍTULO VI - Comentários Gerais, Conclusões e Perspectivas Futuras		77
6.1	Comentários gerais	77
6.2	Conclusões	78
6.3	Perspectivas Futuras	79

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

1.1 Contextualização

A matriz elétrica brasileira é baseada em fontes renováveis, sendo a energia hidrelétrica a componente principal do sistema. De acordo com o Plano Decenal de Expansão de Energia 2034 (EPE, 2024), o consumo de eletricidade no Brasil deverá crescer cerca de 37,7% até 2034. Nesse período, a participação das hidrelétricas terá uma redução relativa na matriz, caindo de 55,8% em 2024 para 46,7% em 2034 (EPE, 2024). Contudo, o crescimento absoluto da demanda exigirá maior eficiência e disponibilidade dos sistemas hidrelétricos existentes.

Para atender o crescente consumo de energia e o aumento da demanda atendida pelas usinas hidrelétricas, torna-se fundamental o desenvolvimento de metodologias que garantam a eficiência operacional e a confiabilidade das unidades geradoras. Nesse contexto, esta dissertação se insere no projeto de pesquisa e desenvolvimento (P&D) intitulado "Solução Integrada para o Diagnóstico de Defeitos, Análise Dinâmica e Monitoramento Contínuo de Unidades Geradoras Francis", realizado em parceria com as empresas Foz do Chapecó, CERAN, BAESA, ENERCAN, CSC Energia e CPFL Energia.

O objetivo desse projeto de P&D foi desenvolver uma ferramenta de detecção de defeitos em unidades geradoras, utilizando duas abordagens complementares. A primeira, abordada nesta dissertação, baseia-se em modelos numéricos do sistema, capazes de identificar defeitos estruturais que influenciam significativamente a resposta de vibração da máquina, como desbalanceamento mecânico, trincas e desalinhamento. A segunda técnica, não abordada neste trabalho, utiliza análises em altas frequências para detectar falhas incipientes, cuja manifestação

ainda não produz alterações significativas no comportamento dinâmico global da máquina.

Nesse contexto, desenvolveu-se neste trabalho uma metodologia para detecção e diagnóstico de defeitos em máquinas rotativas. Essa técnica baseia-se na solução de um problema inverso por meio de um método de otimização heurístico para ajuste do modelo numérico de uma das unidades geradoras (UG) da usina de Foz do Chapecó, instalada no Rio Uruguai, conforme apresentada abaixo na Fig. 1.1.



Figura 1.1: Barragem da usina hidrelétrica de Foz do Chapecó.

Essa metodologia pode diagnosticar defeitos de larga escala que afetam diretamente a resposta de vibração do sistema e são perceptíveis em vibrações de baixa-frequência, próximas à velocidade de rotação da máquina. Vários tipos de defeitos podem se manifestar durante a operação de unidades geradoras, como desbalanceamento mecânico, desalinhamento e trincas. De acordo com Muszynska (2005), o desbalanceamento mecânico é considerado o defeito mais comum em máquinas rotativas e ocorre devido à distribuição desigual de massa em torno do eixo de rotação. Segundo Scheffer e Girdhar (2004) e Muszynska (2005), o desalinhamento é tão comum quanto o desbalanceamento em máquinas rotativas e suas principais causas estão relacionadas a erros de montagem de mancais e eixos.

Diferentemente dos defeitos de desbalanceamento e desalinhamento, comumente associados a erros de fabricação ou montagem, as trincas correspondem a defeitos estruturais de caráter progressivo, que evoluem ao longo do tempo devido à fadiga do material. Segundo Mayes e Davies (1984), as trincas surgem a partir da aplicação cíclica de carregamentos sobre o eixo, os quais favorecem seu surgimento e propagação por fadiga.

No que se refere à modelagem do sistema, a unidade geradora foi representada numericamente a partir da máquina virtual proposta por Sicchieri (2024), cuja fundamentação teórica será abordada no Capítulo II. A partir desse modelo, a metodologia proposta neste trabalho se divide em duas etapas de ajuste.

Primeiramente, faz-se a calibração da máquina virtual, determinando o desbalanceamento mecânico residual do sistema, intrínseco à montagem e à construção dos elementos que compõem a unidade geradora. A calibração deve ser realizada com dados de vibração da máquina em condições saudáveis de operação. A partir da etapa de calibração, obtém-se, então, um gêmeo digital da máquina, capaz de representar dinamicamente o sistema em diferentes condições operacionais.

Em seguida, anomalias mecânicas são atribuídas ao gêmeo digital por meio de um processo iterativo, no qual os sinais de vibração da máquina são utilizados para avaliar a presença de defeitos mecânicos. Neste trabalho, a ferramenta desenvolvida é capaz de diagnosticar defeitos de desbalanceamento mecânico, desalinhamento e trincas transversais.

Essa técnica é baseada na solução de um problema inverso, no qual defeitos são numericamente adicionados ao modelo numérico da unidade geradora por meio de um processo de otimização conhecido como Evolução Diferencial (STORN; PRICE, 1997). A resposta de vibração numérica da máquina é comparada, de forma iterativa, com o sinal de vibração experimental coletado por sensores, por meio da análise das amplitudes nos harmônicos da velocidade de rotação da máquina, até que ambas apresentem valores similares.

Alguns trabalhos já publicados na literatura adotam metodologias similares de ajuste de modelos numéricos por meio de algoritmos de otimização. Moraes et al. (2014) propuseram uma metodologia de balanceamento para máquinas rotativas, com o objetivo principal de identificar a distribuição de desbalanceamento em condições lineares e não lineares do sistema. Para isso, os autores utilizaram métodos de otimização pseudoaleatórios para ajustar os parâmetros do sistema e otimizar a distribuição de massas de correção. Eles utilizaram uma função objetivo que minimiza a diferença entre as funções de resposta em frequência (FRFs) medidas e aquelas

geradas pelo modelo numérico, abordagem semelhante à adotada nesta dissertação.

CAVALLINI Jr. et al. (2016) propuseram uma metodologia de atualização de modelos de máquinas rotativas baseada no algoritmo de Evolução Diferencial Auto-Adaptativa (SADE), visando à redução do custo computacional do processo de ajuste. O algoritmo foi empregado para calibrar parâmetros do modelo de elementos finitos, como rigidez de acoplamento, amortecimento proporcional e propriedades dos mancais, a partir da minimização da diferença entre as FRFs experimentais e numéricas. A adaptação dinâmica dos parâmetros do algoritmo, como o tamanho da população e a taxa de *crossover*, foi realizada com base na taxa de convergência do processo evolutivo, permitindo maior eficiência no processo de identificação.

CAVALLINI Jr. (2013) propôs duas técnicas de monitoramento da integridade estrutural (Structural Health Monitoring - SHM) para detecção de trincas transversais incipientes em eixos horizontais de máquinas rotativas. A primeira baseia-se na identificação de efeitos não lineares introduzidos pela trinca, utilizando modelagem matemática e otimização evolutiva. A segunda destaca-se pelo uso do método da impedância mecânica, que dispensa o uso de modelos matemáticos.

Assim como a técnica de diagnóstico de trincas por impedância mecânica proposta por CAVALLINI Jr. (2013), diversas outras abordagens voltadas ao diagnóstico de defeitos em máquinas rotativas têm sido exploradas na literatura.

Liu et al. (2018) apresentaram uma revisão abrangente dos algoritmos de Inteligência Artificial (IA) para o diagnóstico de defeitos em máquinas rotativas. Os autores abordam diversos algoritmos de IA, como *k-Nearest Neighbour*, *Naive Bayes*, *Support Vector Machine*, Redes Neurais Artificiais e *Deep Learning*, apontando suas vantagens e limitações.

Brito et al. (2022) propuseram uma nova abordagem para detecção de defeitos em máquinas rotativas, focando em métodos não supervisionados devido à escassez de dados históricos rotulados na indústria. A pesquisa compara diversos algoritmos de detecção de anomalias e abordagens de explicabilidade, demonstrando a capacidade de identificar a causa raiz ou classificar o tipo de defeito mesmo sem dados de treinamento pré-rotulados.

Ainda no contexto deste trabalho, outros estudos foram desenvolvidos no Laboratório de Mecânica de Estruturas (LMEst) "José Eduardo Tannús Reis" da Faculdade de Engenharia Mecânica (FEMEC) da Universidade Federal de Uberlândia (UFU).

Riul (1988) empregou o método das diferenças finitas para solução da equação de Reynolds aplicada a mancais hidrodinâmicos do tipo cilíndrico. Com essa abordagem foi possível calcular

os coeficientes de rigidez e amortecimento do mancal, que foram posteriormente comparados com resultados experimentais obtidos por meio de três métodos experimentais utilizados para determinar os coeficientes lineares.

Em sua tese, Barbosa (2023) avaliou os efeitos da pressão de injeção de óleo no comportamento dinâmico de um mancal segmentado axial sujeito à lubrificação híbrida. Foi aplicado um modelo termo-hidrodinâmico para determinar a posição de equilíbrio das sapatas, enquanto os coeficientes de rigidez e amortecimento foram determinados pelos métodos da perturbação e da redução em frequência para diferentes condições operacionais. Essa pesquisa evidencia a dependência dos coeficientes dinâmicos em relação às condições de operação do sistema para ambos os regimes de operação.

Gomes (2024) propôs em sua tese modelos termo-hidrodinâmicos para mancais cilíndricos radiais avaliando diferentes condições de lubrificação. Esses modelos foram validados com resultados da literatura e também por meio de experimentos realizados em uma bancada experimental, a qual permitia avaliar diferentes condições de lubrificação e operação do mancal.

Por fim, nesta dissertação propôs-se o desenvolvimento de uma metodologia para calibração, detecção e diagnóstico de defeitos em máquinas rotativas. A ferramenta desenvolvida foi capaz de identificar defeitos mecânicos utilizando um modelo numérico de uma das unidades geradoras da usina de Foz do Chapecó. Embora a metodologia tenha sido desenvolvida com foco em unidades geradoras hidrelétricas, sua aplicação pode ser estendida a outras máquinas rotativas industriais, como, por exemplo, unidades geradoras eólicas.

Por meio da solução de um problema inverso e da inserção de modelos de defeitos com o auxílio de um algoritmo de otimização, é possível identificar defeitos como desbalanceamento, desalinhamento e trincas, com base na comparação dos dados numéricos de vibração do modelo com os reais coletados da máquina em operação.

Os dados utilizados para a calibração do modelo são reais, coletados diretamente da unidade geradora da usina. Já para o procedimento de diagnóstico, foram utilizados dados de referência gerados numericamente com base no modelo calibrado da usina, uma vez que a unidade opera em condições saudáveis e não possui registros reais de operação da máquina com defeitos.

Todas as etapas do processo, desde a construção do modelo numérico da unidade geradora até a configuração do procedimento de diagnóstico, são integradas em uma interface gráfica que torna as abordagens acadêmicas dessa pesquisa aplicáveis no setor industrial, tornando a ferramenta acessível e viável para aplicações reais em sistemas rotativos. Ressalta-se que a

interface é protegida por segredo industrial e por esse motivo não pôde ser apresentada neste trabalho.

Essa interface foi dividida em quatro seções. Na primeira seção o usuário consegue criar elementos que compõem a unidade geradora (gerador, turbina e mancais) e criar simulações e metamodelos para representá-los no modelo completo da máquina virtual, montado nessa mesma seção. Em seguida, o usuário tem acesso à seção de Simulação, onde pode realizar simulações do modelo completo da UG para diferentes condições de operação. As demais seções, dedicadas à calibração e ao diagnóstico de defeitos, são utilizadas para configurar e aplicar as metodologias apresentadas nesta pesquisa.

1.2 Estrutura do Trabalho

Este trabalho está organizado em seis capítulos. O capítulo atual é dedicado à introdução, na qual se apresenta a contextualização do tema abordado, as motivações que impulsionaram o desenvolvimento da pesquisa e uma breve revisão de estudos relevantes na área de diagnóstico de defeitos em máquinas rotativas. Além disso, são destacados alguns dos trabalhos realizados no Laboratório de Mecânica Estrutural (LMEst) que contribuíram diretamente para o desenvolvimento desta dissertação.

O Capítulo II apresenta uma visão geral da modelagem multifísica da unidade geradora adotada nesta dissertação, com base no modelo proposto por Sicchieri (2024). São descritos de forma simplificada os principais componentes do sistema (gerador, mancais, turbina e eixo) e como esses componentes são associados ao modelo multifísico da máquina.

O Capítulo III apresenta as principais características geométricas e operacionais dos componentes da unidade geradora da usina hidrelétrica de Foz do Chapecó, servindo como base para a construção do modelo multifísico adotado neste trabalho. Também são apresentados os resultados obtidos para esses componentes utilizando os metamodelos abordados no Capítulo II.

O Capítulo IV descreve as metodologias adotadas para a calibração do modelo e diagnóstico de defeitos, com base no modelo numérico da unidade geradora de Foz do Chapecó. Detalha-se o desenvolvimento de uma ferramenta computacional implementada em Python®, capaz de ajustar o modelo à condição saudável da máquina e, posteriormente, identificar defeitos mecânicos por meio da comparação entre respostas simuladas e reais de vibração. A metodologia se baseia na aplicação de algoritmos de otimização que, a partir de variáveis de projeto associadas a diferentes

tipos de defeitos, geram modelos alternativos para avaliação iterativa dentro do método.

Além disso, no Capítulo IV também são apresentadas as fundamentações teóricas dos defeitos mecânicos de desbalanceamento, desalinhamento e trincas, consideradas nesta dissertação. São descritos os efeitos dinâmicos associados a cada tipo de defeito, bem como a forma como esses efeitos foram representados numericamente no modelo multifísico da unidade geradora. Além disso, é abordada a técnica de otimização heurística Evolução Diferencial, utilizada na metodologia proposta neste trabalho.

O Capítulo V é dedicado à aplicação da metodologia proposta no modelo matemático da unidade geradora da Usina de Foz do Chapecó, abrangendo tanto o processo de calibração quanto os estudos de diagnóstico de defeitos. São apresentados e discutidos os resultados obtidos para a calibração do modelo e para o diagnóstico de defeitos.

O Capítulo VI encerra o trabalho com uma síntese das etapas desenvolvidas, reunindo os principais resultados alcançados, destacando as principais conclusões sobre a metodologia proposta e abordando algumas perspectivas futuras relacionadas ao tema.

CAPÍTULO II

MODELOS DOS COMPONENTES DA UNIDADE GERADORA

Este trabalho apresenta uma metodologia para detecção de defeitos em unidades geradoras hidrelétricas baseada na solução de problemas inversos. Essa abordagem necessita de um modelo matemático capaz de simular o comportamento dinâmico da unidade. Em geral, essas máquinas são compostas por quatro componentes principais: turbina, gerador, mancais hidrodinâmicos e eixos. Nesse contexto, é de grande importância a elaboração de modelos matemáticos para estudo de cada um desses componentes.

Um modelo multifísico para unidades geradoras hidrelétricas foi proposto por Sicchieri (2024), composto pelo modelo eletromagnético em elementos finitos do gerador, pelos modelos termo-hidrodinâmicos dos mancais, pelo modelo de dinâmica dos fluidos computacional (CFD) da turbina e pelo modelo elástico do eixo.

Esse modelo permite simular diversas condições operacionais, como variações de potência ativa do gerador, diferentes correntes de campo e armadura, bem como diferentes temperaturas das cubas de óleo dos mancais. A aplicação em diferentes condições é possível devido à representação das forças de sustentação dos mancais e das forças eletromagnéticas do gerador por meio de metamodelos do tipo Kriging, que possibilitam, também, considerar folgas radiais distintas entre as sapatas dos mancais, uma condição comum em unidades reais, mas pouco abordada na literatura (SICCHIERI, 2024).

A utilização de metamodelos para representar os mancais e o gerador reduz o custo computacional, viabilizando análises dinâmicas completas da unidade geradora, possibilitando aplicações avançadas como a identificação de defeitos via métodos inversos e algoritmos de otimização, conforme o proposto nesta dissertação.

No contexto deste trabalho, a metodologia de diagnóstico de defeitos foi aplicada na unidade geradora da usina de Foz do Chapecó, construída no Rio Uruguai. Essa unidade consiste de uma máquina rotativa vertical com potência nominal 225 MVA. Na Fig. 2.1 é possível observar um diagrama de projeto completo da UG, com o posicionamento de todos os principais componentes.

A unidade geradora possui um eixo dividido em quatro partes, no qual estão acoplados o gerador de polos salientes e a turbina Francis, responsável por transformar a energia cinética da água em rotação para o sistema. Essa máquina possui comprimento de 15451 mm e é suportada por três mancais hidrodinâmicos. O primeiro, posicionado acima do gerador, é um mancal segmentado radial. O segundo, um mancal segmentado axial, está posicionado abaixo do gerador e tem como principal função suportar o peso do gerador. O terceiro, um mancal cilíndrico radial, está localizado acima da turbina.

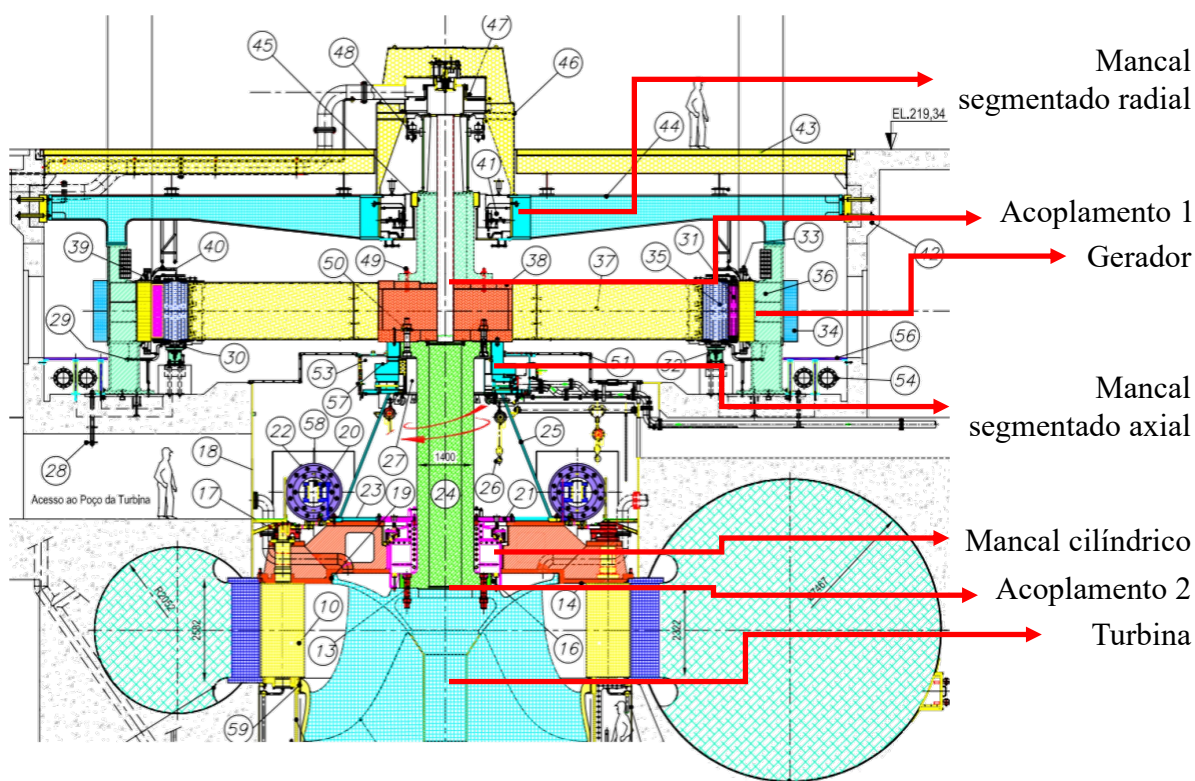


Figura 2.1: Diagrama da unidade geradora da usina de Foz do Chapecó.

Embora este trabalho utilize a unidade geradora da usina de Foz do Chapecó como estudo de caso, ressalta-se que as metodologias propostas para modelagem da máquina virtual e diagnóstico de defeitos em máquinas rotativas são aplicáveis a qualquer unidade geradora.

Dessa forma, as seções a seguir apresentam uma abordagem simplificada da modelagem

dos principais componentes de uma unidade geradora hidrelétrica. Cada componente, como o gerador, os mancais, a turbina e o eixo, será descrito com o objetivo de fornecer ao leitor uma compreensão geral da estrutura do modelo integrado. Para uma compreensão mais aprofundada, incluindo o detalhamento completo das formulações matemáticas e métodos numéricos utilizados, recomenda-se a consulta direta à tese de Sicchieri (2024).

2.1 Equação do Movimento do Rotor

A análise do comportamento dinâmico de uma unidade geradora requer uma formulação matemática que considere tanto os elementos estruturais, como eixos, discos e acoplamentos, quanto as forças atuantes no sistema. As forças atuantes no sistema são as forças de sustentação dos mancais hidrodinâmicos sobre o eixo, F_m , as forças hidráulicas que agem na turbina, F_h , as forças eletromagnéticas aplicadas sobre o gerador, F_e , e as forças de desbalanceamento, F_u . O efeito giroscópico, fenômeno característico de máquinas rotativas, também é considerado na formulação do comportamento dinâmico do sistema.

Com base em Lalanne e Ferraris (1998), Sicchieri (2024) adaptou a equação diferencial, Eq. (2.1), que descreve o comportamento dinâmico de um rotor flexível suportado por mancais hidrodinâmicos ou de rolamentos.

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + [\mathbf{C} + \Omega\mathbf{C}_g]\dot{\mathbf{q}} + [\mathbf{K} + \mathbf{K}_F + \mathbf{K}_T + \dot{\Omega}\mathbf{K}_{rt}]\mathbf{q} = \mathbf{W} + \mathbf{F}_u + \mathbf{F}_m + \mathbf{F}_h + \mathbf{F}_e \quad (2.1)$$

em que \mathbf{q} representa o vetor de deslocamentos e Ω a velocidade de rotação. \mathbf{M} é a matriz de massa, \mathbf{C} é a matriz de amortecimento, \mathbf{C}_g é a matriz do efeito giroscópico, \mathbf{K} é a matriz de rigidez, e \mathbf{K}_F representa a rigidez do sistema ao longo da direção axial do eixo, \mathbf{K}_T é a matriz de rigidez associada ao torque, e \mathbf{K}_{rt} representa o enrijecimento do sistema durante o regime transiente. Essas matrizes descrevem o comportamento das partes girantes da máquina, eixos, discos e acoplamentos, e são determinadas pelo método dos elementos finitos. O vetor de força peso, \mathbf{W} , contempla apenas as partes girantes da máquina.

As forças, apresentadas do lado direito da equação, foram determinadas por diferentes metodologias e são abordadas nas próximas seções deste capítulo. As forças hidrodinâmicas nos mancais e as forças eletromagnéticas no gerador foram representadas por meio de metamodelos do tipo Kriging, modelos substitutos capazes de representar, de forma eficiente e precisa, sistemas

de alto custo computacional.

2.2 Modelo do Eixo

Para a modelagem em elementos finitos do eixo, adotou-se a abordagem proposta por Lalanne e Ferraris (1998). O sistema de coordenadas utilizado na formulação é baseado na proposta de Friswell (2010). Essa abordagem considera um elemento finito com dois nós por elemento e seis graus de liberdade em cada nó, com três graus de translação e três graus de rotação em cada eixo, como pode ser observado na Fig. 2.2.

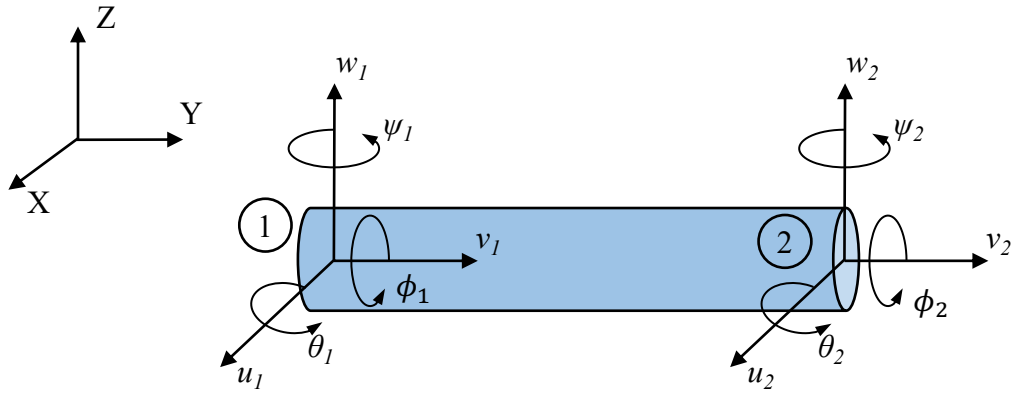


Figura 2.2: Graus de liberdade associados a um elemento finito genérico usado na formulação. Adaptado de Sicchieri (2024).

O eixo é modelado como uma viga de Timoshenko de seção transversal circular, como pode ser observado na Fig. 2.2, a partir da qual é definido o vetor de deslocamentos e rotações elementar, apresentado na Eq. (2.2):

$$\mathbf{q} = [u_1 \quad v_1 \quad w_1 \quad \theta_1 \quad \phi_1 \quad \psi_1 \quad u_2 \quad v_2 \quad w_2 \quad \theta_2 \quad \phi_2 \quad \psi_2]^T \quad (2.2)$$

na qual os graus de liberdade são descritos a partir da relação entre tensões e deslocamentos, conforme as Eqs. (2.3), (2.4), (2.5) e (2.6).

$$u = \mathbf{N}_1 \mathbf{q} \quad (2.3)$$

$$v = \mathbf{N}_2 \mathbf{q} \quad (2.4)$$

$$w = \mathbf{N}_3 \mathbf{q} \quad (2.5)$$

$$\phi = \mathbf{N}_4 \mathbf{q} \quad (2.6)$$

As matrizes elementares do sistema são obtidas a partir das energias cinéticas, potenciais e não conservativas por meio da equação de Lagrange, as quais são associadas às funções de forma, apresentadas abaixo nas Eqs. (2.7), (2.8), (2.9) e (2.10).

$$N_1 = \left\{ \frac{2z^3}{L^3} - \frac{3z^2}{L^2} + 1 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad \frac{2z^2}{L} - z - \frac{z^3}{L^2} \quad 0 \quad \frac{3z^2}{L^2} - \frac{2z^3}{L^3} \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad \frac{z^2}{L} - \frac{z^3}{L^2} \quad 0 \right\} \quad (2.7)$$

$$N_2 = \left\{ 0 \quad \frac{2z^3}{L^3} - \frac{3z^2}{L^2} + 1 \quad 0 \quad -\frac{2z^2}{L} + z + \frac{z^3}{L^2} \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad \frac{3z^2}{L^2} - \frac{2z^3}{L^3} \quad 0 \quad -\frac{z^2}{L} + \frac{z^3}{L^2} \quad 0 \quad 0 \right\} \quad (2.8)$$

$$N_3 = \left\{ 0 \quad 0 \quad 1 - \frac{z}{L} \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad \frac{z}{L} \quad 0 \quad 0 \quad 0 \right\} \quad (2.9)$$

$$N_4 = \left\{ 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 1 - \frac{z}{L} \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad \frac{z}{L} \right\} \quad (2.10)$$

A energia cinética dá origem às matrizes \mathbf{M} , \mathbf{C}_g e \mathbf{K}_{rt} . Por sua vez, as matrizes \mathbf{K} e \mathbf{K}_F , responsáveis por caracterizar a rigidez estrutural, são obtidas a partir da energia potencial associada à deformação. A matriz \mathbf{K}_T resulta da aplicação do princípio dos trabalhos virtuais, enquanto o amortecimento do sistema, \mathbf{C} , é estimado utilizando amortecimento proporcional (SICCHIERI, 2024). Após definidas, estas matrizes são aplicadas na Eq. (2.1).

2.3 Modelo de disco

O modelo de disco é utilizado para representar as características inerciais da turbina e do gerador do sistema. Esses componentes, por serem considerados rígidos, podem ser modelados a partir da energia cinética (LALANNE; FERRARIS, 1998). As forças atuantes sobre esses elementos são apresentadas nas próximas seções. Como observado na Fig. 2.3, o elemento de disco possui seis graus de liberdade, sendo três de deslocamentos (u , v e w) e três de rotação (θ , ϕ e ψ), que compõem o vetor de coordenadas generalizadas do disco, \mathbf{q}_D , apresentado na Eq. (2.11).

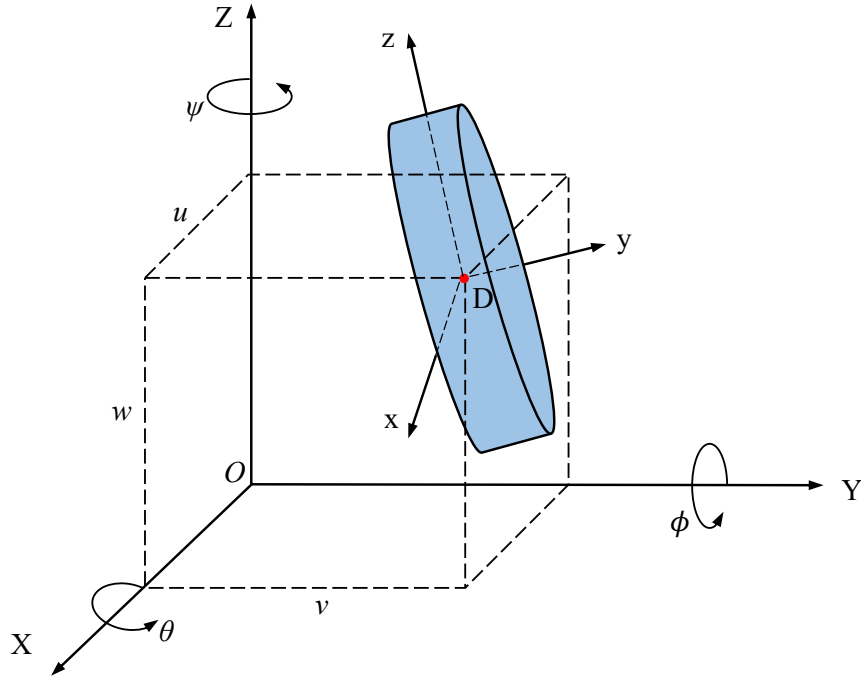


Figura 2.3: Representação do elemento de disco. Adaptado de Sicchieri (2024).

$$\mathbf{q}_D = [u \quad v \quad w \quad \theta \quad \phi \quad \psi]^T \quad (2.11)$$

O disco possui massa M_D , cujo ponto D representa o centro de massa, e dois sistemas de eixos coordenados, em que $R_o(X, Y, Z)$ representa o referencial fixo e $R(x, y, z)$ o referencial associado ao disco. A energia cinética do disco, T_D , com relação às coordenadas generalizadas, é obtida aplicando a equação de Lagrange, resultando na Eq. (2.12):

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_D}{\partial \dot{\mathbf{q}}_D} \right) - \frac{\partial T_D}{\partial \mathbf{q}_D} = \mathbf{M}_D \ddot{\mathbf{q}}_D + \Omega \mathbf{C}_D \dot{\mathbf{q}}_D + \dot{\Omega} \mathbf{K}_{Dt} \mathbf{q}_D \quad (2.12)$$

em que \mathbf{M}_D é a matriz de massa do disco, \mathbf{C}_D a matriz do efeito giroscópico e \mathbf{K}_{Dt} a matriz do enrijecimento do disco durante o regime transiente, conforme as Eqs. (2.13), (2.14) e (2.15):

$$\mathbf{M}_D = \begin{bmatrix} M_D & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M_D & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_D & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_D & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I_{Dy} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_D \end{bmatrix} \quad (2.13)$$

$$\mathbf{C}_D = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -I_{Dy} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -I_{Dy} & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (2.14)$$

$$\mathbf{K}_{Dt} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{Dy} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (2.15)$$

nas quais I_{Dy} é o momento polar de inércia do disco, I_D o momento de massa do disco para os eixos x e z , considerando um disco simétrico.

2.4 Modelos dos Mancais Hidrodinâmicos

A formulação dos mancais foi desenvolvida utilizando modelos termo-hidrodinâmicos (THD), nos quais os campos de pressão e temperatura no filme de óleo lubrificante são determinados simultaneamente pela solução acoplada das equações de Reynolds e de energia, utilizando procedimentos similares aos descritos por Nicoletti et al. (1999) e Barbosa (2018).

O modelo multifísico proposto por Sicchieri (2024) utiliza três modelos de mancais THD, sendo eles: cilíndrico radial, segmentado radial e segmentado axial. As equações do modelo são resolvidas numericamente pelo método dos volumes finitos, o que viabiliza uma discretização adequada do domínio e uma implementação computacional eficiente (MALISKA, 2017).

2.4.1 Mancal cilíndrico radial

A discretização em volumes finitos dos mancais cilíndricos radiais foi feita nas direções axial e circunferencial. A formulação dos campos de pressão e temperatura nesses mancais adota a hipótese de que essas grandezas não variam ao longo da espessura do filme de óleo (NICOLETTI et al., 1999). Essa abordagem é possível devido ao fato de que a folga radial é muito pequena em relação ao comprimento e ao diâmetro do mancal. A Eq. (2.16) apresenta a forma adimensional da equação de Reynolds aplicada, conforme o sistema de coordenadas adotado, ao mancal cilíndrico radial.

$$\left(\frac{1}{2\pi}\right)^2 \frac{\partial}{\partial \bar{x}} \left(\frac{\bar{h}_h^3}{12\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}_h}{\partial \bar{x}} \right) + \left(\frac{R}{L_B}\right)^2 \frac{\partial}{\partial \bar{y}} \left(\frac{\bar{h}_h^3}{12\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}_h}{\partial \bar{y}} \right) = \left(\frac{1}{2\pi}\right) \frac{1}{2} \frac{\partial \bar{h}_h}{\partial \bar{x}} + \frac{\partial \bar{h}_h}{\partial \bar{t}} \quad (2.16)$$

na qual \bar{x} é a direção circunferencial adimensional, \bar{h}_h a espessura do filme de óleo adimensional, μ a viscosidade dinâmica do fluido, μ_0 a viscosidade na temperatura de referência T_0 , p_h o campo de pressão, R o raio do eixo, L_B o comprimento do mancal e \bar{y} a direção axial adimensional.

Para a formulação da equação de energia, foi adotada a hipótese adiabática e a variação da viscosidade foi obtida por meio da equação de Vogel (SEETON, 2006), apresentada na Eq. (2.18). Além disso, a massa específica, ρ , a condutividade térmica, k_t , e o calor específico, c_p , foram considerados constantes em função da temperatura, conforme proposto por Santos e Nicoletti (1999) e Varela (2013). Dessa forma, a distribuição de temperatura, $T(x, y)$, é dada conforme a Eq. (2.17).

$$\begin{aligned}
& -\rho c_p h_h \frac{\partial T}{\partial t} + k_t h_h \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right) + k_t h_h \left(\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + \left[\frac{\rho c_p h_h^3}{12\mu} \frac{\partial p_h}{\partial x} - \frac{\rho c_p h_h U}{2} \right] \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\rho c_p h_h^3}{12\mu} \frac{\partial p_h}{\partial y} \frac{\partial T}{\partial y} = \\
& \frac{4}{3} \frac{\mu}{h_h} \left(\frac{\partial h_h}{\partial t} \right)^2 - p_h \frac{\partial h_h}{\partial t} - \mu \frac{(\Omega \cdot R)^2}{h_h} - \frac{h_h^3}{12\mu} \left[\left(\frac{\partial p_h}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial p_h}{\partial y} \right)^2 \right]
\end{aligned} \tag{2.17}$$

$$\mu(T) = a \exp \left(\frac{b}{T + 273,15 + c} \right) \tag{2.18}$$

na qual T representa a temperatura em graus Celsius, e os parâmetros a , b e c são obtidas na ficha técnica do óleo.

Na Fig. 2.4 é possível observar o fluxograma que sintetiza as etapas para se obterem os campos de pressão e temperatura, a posição de equilíbrio e os coeficientes dinâmicos do mancal cilíndrico radial.

Para esse mancal, as forças de sustentação resultantes foram obtidas integrando o campo de pressão ao longo da área do mancal. Essa força é representada por um metamodelo Kriging criado a partir de intervalos da posição do centro do eixo, da temperatura da cuba de óleo e da folga radial entre o eixo e o mancal.

2.4.2 Mancal segmentado radial

Os mancais segmentados radiais são compostos por segmentos pivotados dispostos circularmente, nos quais as equações que determinam os campos de pressão e temperatura do óleo são resolvidas individualmente para cada segmento. A discretização em volumes finitos das sapatas foi feita nas direções circunferencial e axial. Devido à folga radial ser muito pequena em relação ao comprimento e ao diâmetro do mancal, a formulação dos campos de pressão e temperatura adota a hipótese de que essas grandezas não variam ao longo da espessura do filme de óleo (NICOLETTI et al., 1999).

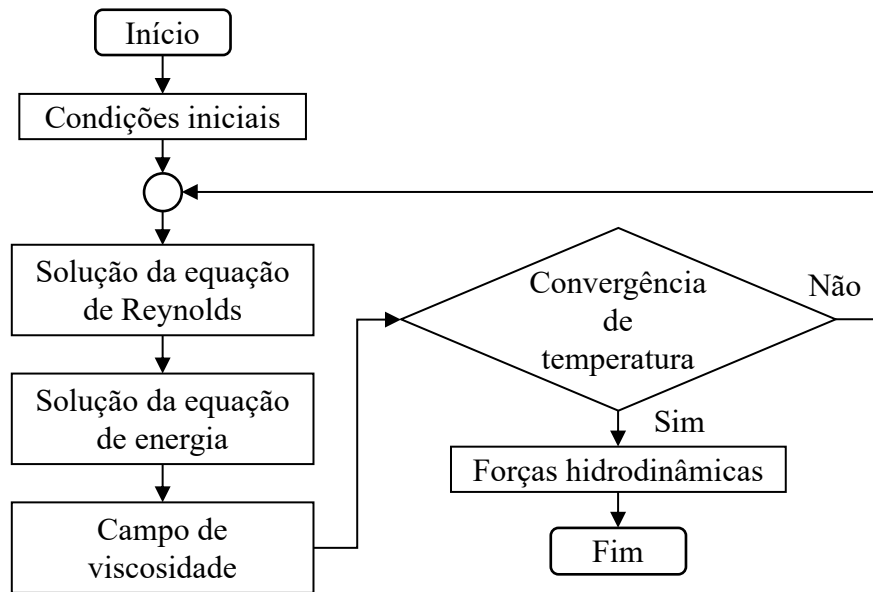


Figura 2.4: Fluxograma do modelo termo-hidrodinâmico do mancal cilíndrico radial (GOMES, 2024).

Os procedimentos para determinar a distribuição de temperatura e a viscosidade do óleo são os mesmos adotados no mancal cilíndrico radial, sendo aplicados individualmente a cada segmento. De modo semelhante, a equação de Reynolds é resolvida no sistema móvel curvilíneo de cada sapata, conforme a abordagem utilizada para mancais cilíndricos.

As forças de sustentação resultantes do mancal são obtidas por meio do somatório das forças em cada sapata, que são determinadas individualmente a partir da integração do campo de pressão ao longo da área do segmento. A Fig. 2.5 apresenta o fluxograma que sintetiza as etapas para se obterem as forças de sustentação em um mancal segmentado radial.

O metamodelo para esse mancal foi criado para representar as forças de sustentação e o ângulo de rotação de apenas uma sapata. Esse modelo substituto é aplicado aos demais segmentos por meio de uma transformação de coordenadas, permitindo inserir diferentes folgas radiais entre as sapatas de um mesmo mancal. Ele foi criado a partir da posição do centro do eixo, da temperatura da cuba de óleo e da folga radial do segmento.

2.4.3 Mancal segmentado axial

O mancal segmentado axial é composto por segmentos pivotados distribuídos circularmente, os quais possuem rotação livre, assim como os mancais segmentados radiais. De forma análoga à abordagem adotada para os mancais radiais, a equação de energia é formulada com base

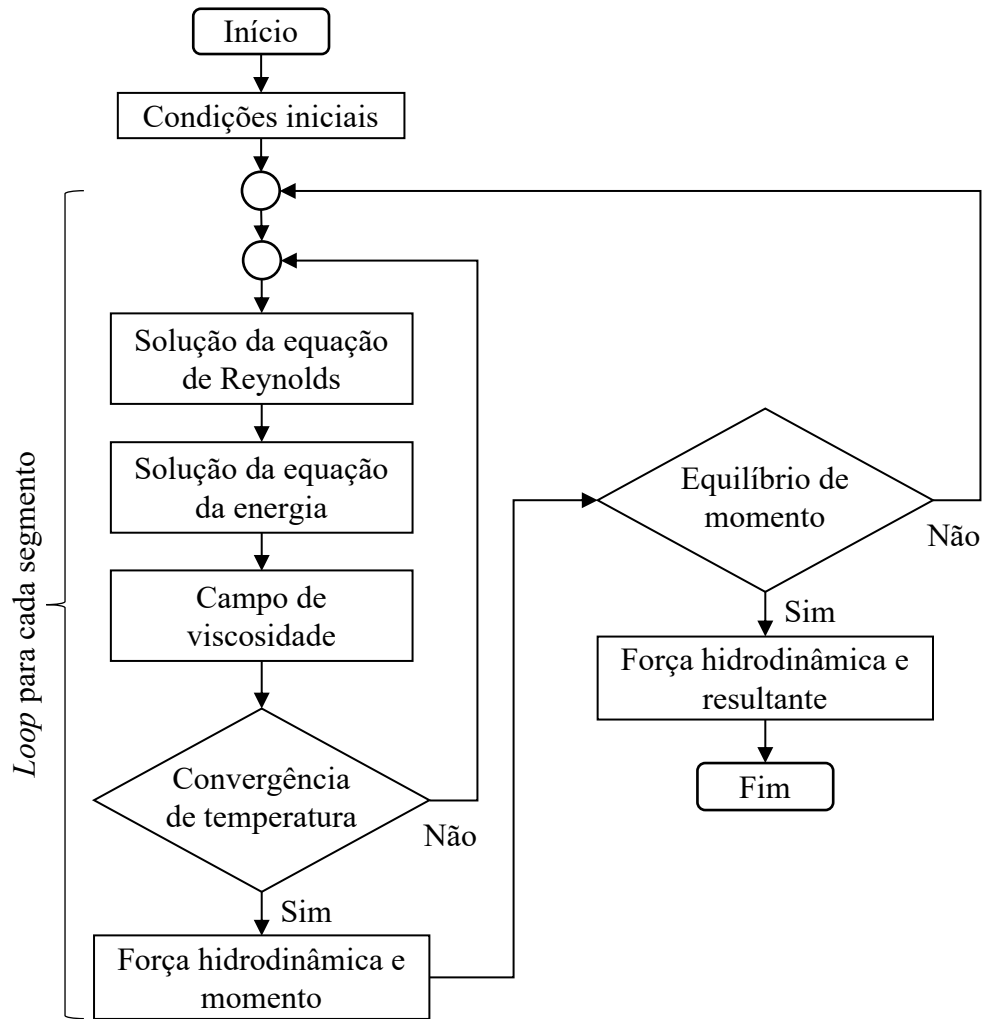


Figura 2.5: Fluxograma do modelo termo-hidrodinâmico do mancal segmentado radial (SICCHIERI, 2024).

nas mesmas hipóteses, com a diferença de que, nesse caso, a temperatura e a pressão são consideradas constantes ao longo da direção axial, e não ao longo da direção radial. Por esse motivo, a discretização em volumes finitos desses mancais foi feita nas direções radial e circumferencial.

De forma semelhante ao procedimento adotado para os mancais radiais, as equações de Reynolds e da energia foram adaptadas ao sistema de coordenadas cilíndricas do mancal segmentado axial, com o objetivo de determinar os campos de pressão e temperatura. A distribuição da viscosidade foi obtida por meio da Eq. (2.18). Os passos para obter as forças de sustentação e distribuição de temperatura no modelo THD do mancal segmentado axial são os mesmos apresentados na Fig. 2.5 para o mancal segmentado radial.

O metamodelo do mancal de escora foi construído utilizando os valores da espessura do filme de óleo na posição do pivô e os valores de temperatura da cuba de óleo. Esse metamodelo foi utilizado para representar a força de sustentação axial exercida pelo mancal.

2.5 Modelo Eletromagnético do Gerador

O gerador utilizado no gêmeo digital é um gerador trifásico composto por 80 polos salientes e 672 ranhuras. Para a construção do modelo e a solução das equações diferenciais que descrevem os fenômenos eletromagnéticos, foi utilizado o software de código aberto *Finite Element Method Magnetics* (FEMM). A formulação desses fenômenos no FEMM segue as equações clássicas de Maxwell (BASTOS, 1992).

A modelagem desse elemento no FEMM adotou uma geometria bidimensional com simetria planar. A ferramenta foi configurada para considerar um problema magnetostático a cada instante de tempo do processo de integração temporal. Por esse motivo desconsideram-se as correntes parasitas que possam surgir nos materiais condutivos. A intensidade do campo magnético, \mathbf{H} , e a densidade do fluxo magnético, \mathbf{B} , devem obedecer às Eqs. (2.19) e (2.20), sendo que \mathbf{J} representa a densidade de corrente elétrica.

$$\nabla \times \mathbf{H} = \mathbf{J} \quad (2.19)$$

$$\nabla \cdot \mathbf{B} = 0 \quad (2.20)$$

A Eq. (2.21) expressa a relação entre a intensidade do campo magnético e a densidade do fluxo magnético, na qual a permeabilidade magnética do material determina a constante de proporcionalidade, μ_p .

$$\mathbf{B} = \mu_p \mathbf{H} \quad (2.21)$$

Há casos nos quais o material é não linear. Nessas condições, a permeabilidade, μ_p , é dada

em função da densidade de fluxo magnético, conforme a Eq. (2.22).

$$\mu_p = \frac{\mathbf{B}}{\mathbf{H}(\mathbf{B})} \quad (2.22)$$

O solucionador do FEMM busca um campo que satisfaça as condições definidas pelas Eqs. (2.19), (2.20) e (2.22) por meio do potencial vetor magnético, \mathbf{A} , a partir do qual é definida a densidade de fluxo em termos do rotacional de \mathbf{A} , como apresentado na Eq. (2.23).

$$\mathbf{B} = \nabla \times \mathbf{A} \quad (2.23)$$

Essa definição da densidade de fluxo magnético sempre satisfaz a Eq. (2.20), resultando na Eq. (2.19) a partir da Eq. (2.24):

$$\nabla \times \left(\frac{1}{\mu_p(\mathbf{B})} \nabla \times \mathbf{A} \right) = \mathbf{J} \quad (2.24)$$

Essa equação pode ser reduzida para materiais isotrópicos lineares, assumindo o calibre de Coulomb, condição apresentada na Eq. (2.25), resultando na Eq. (2.26):

$$\nabla \cdot \mathbf{A} = 0 \quad (2.25)$$

$$\nabla^2 \mathbf{A} = -\mu_p \cdot \mathbf{J} \quad (2.26)$$

na qual ∇^2 representa o operador Laplaciano. A Eq. (2.26) caracteriza o chamado Problema Potencial, dado por uma equação diferencial parcial de segunda ordem. A solução dessa equação define o potencial vetor magnético, \mathbf{A} , com o qual, a partir da determinação do seu rotacional, obtêm-se a densidade de fluxo magnético através da Eq. (2.23).

Para resolver a Eq. (2.23), adotou-se o método dos elementos finitos. Como resultado, o

software permite calcular as forças eletromagnéticas resultantes e o torque associado para cada excentricidade relativa entre o rotor e o estator do gerador.

De acordo com Sicchieri (2024), os resultados das simulações indicam que as forças eletromagnéticas exibem um comportamento linear para excentricidades de até $1000\ \mu m$, valor superior à amplitude de vibração permissível sob condições nominais de operação da máquina. Devido a essa linearidade, torna-se viável representar os efeitos eletromagnéticos do gerador por meio de coeficientes de rigidez equivalentes no modelo completo do sistema. O coeficiente de rigidez equivalente obtido foi de $-317,5\ MN/m$.

Analogamente à modelagem termo-hidrodinâmica dos mancais, os coeficientes equivalentes das forças eletromagnéticas também foram representados usando metamodelos Kriging, para reduzir o custo computacional associado às simulações do modelo completo da unidade geradora e representar o modelo para diferentes condições de operação. Esse metamodelo foi construído a partir da potência ativa, da corrente de campo e da corrente de armadura do gerador.

2.6 Modelo da Turbina

A turbina da unidade geradora de Foz do Chapecó é do tipo Francis, com 13 pás, e desempenha a função de transformar a energia cinética da água em rotação do sistema. O modelo numérico da turbina consiste em uma representação das forças hidráulicas atuantes nesse elemento. Essas forças foram obtidas por meio de simulações utilizando Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD) executadas por meio do MFSim, ferramenta desenvolvida pelo Laboratório de Mecânica dos Fluidos (MFLab) da Universidade Federal de Uberlândia (UFU).

Nas simulações, as forças foram obtidas por meio da solução das equações de Navier-Stokes utilizando o método das simulações de larga escala (LES) e o método das fronteiras imersas (STIVAL et al., 2023). Mais detalhes sobre as simulações podem ser obtidos consultando os trabalhos de Stival et al. (2023) e Sicchieri (2024).

2.7 Metamodelagem Kriging

Na engenharia, simulações numéricas desempenham um papel fundamental na modelagem de diversos fenômenos físicos. No entanto, aplicações que envolvem modelos complexos de alta fidelidade apresentam um elevado custo computacional, como é o caso dos modelos utilizados para representar os componentes do gêmeo digital da unidade geradora. O acoplamento

desses modelos ao modelo dinâmico da máquina, cuja solução exige um processo de integração temporal, resultaria em tempos de processamento significativamente elevados com alta demanda computacional.

Nesse contexto, metamodelos mostram-se eficazes na aproximação de análises computacionais onerosas, possibilitando otimizações e aplicações mais rápidas no desenvolvimento de projetos de engenharia (SIMPSON et al., 2001). Entre as técnicas de metamodelagem, destaca-se o Kriging, que permite a construção de aproximações para modelos complexos a partir de um conjunto finito de amostras. Essa abordagem utiliza a interpolação estatística para prever valores desconhecidos, considerando a correlação espacial entre os pontos amostrados (KLEIJNEN, 2007).

Com base no exposto, no modelo multifísico da UG proposto por Sicchieri (2024), as forças eletromagnéticas do gerador e as forças hidrodinâmicas dos mancais foram representadas por meio de metamodelos do tipo Kriging. Essa abordagem foi adotada para viabilizar a construção de um modelo numérico da máquina capaz de representar diferentes condições operacionais.

O Kriging também permite o uso de estratégias avançadas de reamostragem, como o *Latin Hypercube Sampling* e métodos adaptativos ou sequenciais. Essas estratégias promovem uma cobertura eficiente do espaço de projeto e aumentam a acurácia do modelo com uma quantidade reduzida simulações (KLEIJNEN, 2007) (LIU; CAI; ONG, 2017).

A construção dos metamodelos Kriging envolve, inicialmente, a definição das variáveis de entrada relevantes para o sistema e a escolha da estratégia de amostragem a ser utilizada para gerar os pontos de entrada do modelo numérico. Em seguida, o modelo original é avaliado nos pontos selecionados para obter os dados de entrada e saída necessários. A partir desses dados, é construído o modelo Kriging, que interpola as saídas da simulação e estima a incerteza associada às previsões (KLEIJNEN, 2017).

Após a construção do metamodelo, é essencial realizar o ajuste paramétrico e a validação, para assegurar que o metamodelo seja capaz de reproduzir com fidelidade os resultados obtidos por meio do modelo original (SIMPSON et al., 2001).

A Eq. (2.27) descreve a formulação geral de um metamodelo Kriging, no qual a função de resposta $y(\mathbf{x})$ é composta por dois termos distintos. O primeiro, $f(\mathbf{x})$, é uma função determinística, geralmente polinomial, que expressa o comportamento médio esperado da variável de interesse. O segundo termo, $Z(\mathbf{x})$, representa um processo estocástico Gaussiano com média igual a zero e variância σ^2 , sendo responsável por modelar as flutuações aleatórias em torno

da tendência central da resposta. Ao integrar esses dois componentes, o modelo Kriging não apenas estima os valores da função nos pontos avaliados, como também fornece uma medida de incerteza associada a essas estimativas.

$$y(\mathbf{x}) = f(\mathbf{x}) + Z(\mathbf{x}) \quad (2.27)$$

Com um conjunto de amostras conhecido, contendo N_s observações do modelo original, e cada entrada composta por k variáveis, o modelo Kriging pode gerar uma estimativa $\hat{y}(\mathbf{x})$ para qualquer novo vetor de entrada \mathbf{x} . Essa previsão é feita por meio da Eq. (2.28), que combina um termo de tendência com um termo de correção baseado na correlação entre o novo ponto e os dados amostrados.

$$\hat{y}(\mathbf{x}) = g^T(\mathbf{x})\hat{\mathbf{a}} + \mathbf{r}^T(\mathbf{x})\mathbf{R}^{-1}(\mathbf{Y} - \mathbf{G}\hat{\mathbf{a}}) \quad (2.28)$$

na qual $g(\mathbf{x})$ representa a função de base para a tendência, definida por polinômios de ordem zero, um ou dois e $\hat{\mathbf{a}}$ os coeficientes de regressão ajustados, compondo a parte determinística do modelo. O vetor \mathbf{Y} contém as respostas do modelo original para os pontos amostrados, enquanto \mathbf{G} é uma matriz de dimensão $N_s \times p$, cujas linhas são dadas pela avaliação de g nas entradas amostradas, sendo p o número total de termos da função de base. A matriz \mathbf{R} , de ordem $N_s \times N_s$, representa a matriz de correlação entre os pontos amostrados, com elementos $R_{ij} = R(\boldsymbol{\theta}, \mathbf{x}^i, \mathbf{x}^j)$. O vetor $\mathbf{r}^T(\mathbf{x})$ fornece a correlação entre a nova entrada e cada uma das amostras.

CAPÍTULO III

COMPONENTES E MONTAGEM DA UNIDADE GERADORA

Neste capítulo, são apresentadas as características geométricas e operacionais dos componentes e a montagem da unidade geradora de Foz do Chapecó. Essas características são utilizadas para criar o modelo numérico da unidade, apresentado no Capítulo II, que será utilizado para validação das técnicas de calibração e diagnóstico propostas neste trabalho. Também são apresentados os resultados obtidos por Sicchieri (2024) para os metamodelos dos mancais e do gerador. Algumas fotos e diagramas de projeto dos componentes da usina, apresentados a seguir, foram disponibilizados pela empresa Foz do Chapecó.

3.1 Gerador

Os geradores utilizados na usina de Foz do Chapecó são geradores síncronos com 80 polos salientes e 672 ranhuras. O enrolamento do estator é do tipo imbricado de três fases. Os parâmetros geométricos e elétricos desse componente são apresentados abaixo, nas Tabs. 3.1 e 3.2, respectivamente. Na Fig. 3.1 é possível observar o estator e o rotor do gerador.

Tabela 3.1: Parâmetros geométricos do gerador.

Parâmetros	Valores
Diâmetro externo do rotor	14463 <i>mm</i>
Diâmetro externo do estator	15124 <i>mm</i>
Diâmetro interno do estator	14500 <i>mm</i>
Comprimento do gerador	1250 <i>mm</i>
Entreferro	18,5 <i>mm</i>

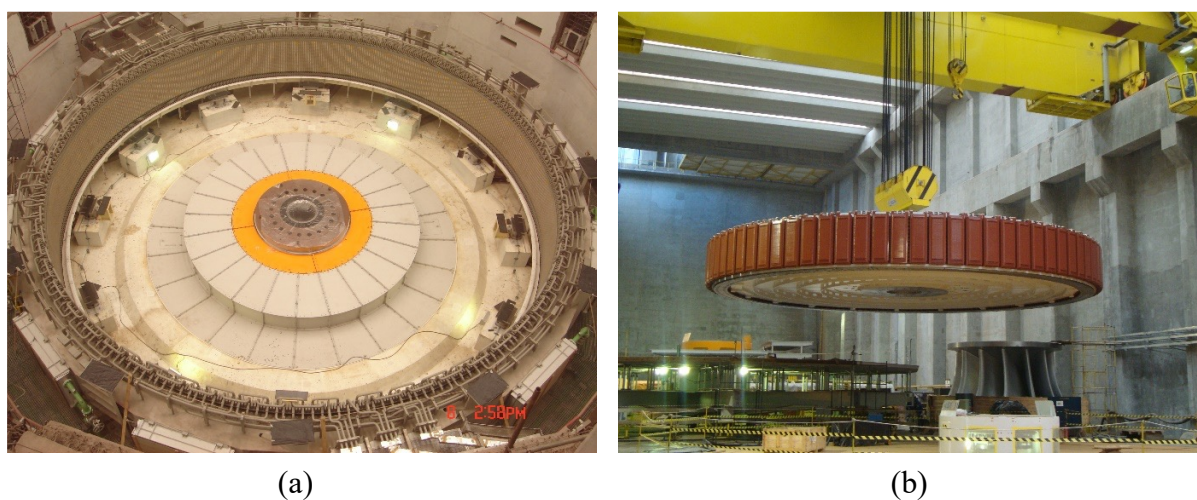


Figura 3.1: Gerador de Foz do Chapecó. a) Estator; b) Rotor.

Tabela 3.2: Parâmetros elétricos do gerador.

Parâmetros	Valores
Potência nominal	225000 kVA
Corrente nominal [RMS]	9413 A
Corrente de excitação	2537 A
Frequência elétrica	60 Hz
Número de fase	3
Número de polos	80
Número de ranhuras	672
Barramentos por ranhura	2
Velocidade de rotação	90 RPM
Tipo do estator	Imbricado

As propriedades de inércia do gerador são representadas no modelo multifísico da unidade geradora por elementos de disco e massas concentradas, com $m = 4,8 \cdot 10^5 \text{ kg}$, $I = 1,9 \cdot 10^7 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ e $I_p = 3,8 \cdot 10^7 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$. As forças eletromagnéticas são representadas por meio de coeficientes de rigidez equivalentes, definidos por seu metamodelo de acordo com as condições operacionais da máquina.

O metamodelo do gerador foi construído com base nos parâmetros apresentados acima e nos limites operacionais da máquina, determinando os intervalos para suas entradas (corrente de campo, corrente de armadura e potência ativa do gerador), que estão listados na Tab. 3.3. A partir desses intervalos foram geradas as amostras que foram utilizadas para construção e validação do metamodelo do tipo Kriging.

Tabela 3.3: Intervalo de projeto das variáveis de entrada do metamodelo do gerador (SICCHIERI, 2024).

Parâmetros	Intervalo
Corrente de armadura	[5000; 9400] A
Corrente de campo	[1600; 2630] A
Potência ativa	[115; 220] MW

O metamodelo obtido apresenta as características listadas na Tab. 3.4 para descrever a variável de saída do modelo substituto. Observa-se que, considerando a magnitude do coeficiente de rigidez equivalente do gerador, de $317,5 \text{ MN}/m$, apresentado no Capítulo II, as métricas de erros apresentaram valores pequenos.

Tabela 3.4: Configuração do metamodelo do gerador e métricas de precisão (SICCHIERI, 2024).

Var. de saída	Fun. polinomial	Fun. de correlação	RMSE	ERRO_{max}
Coeficiente de rigidez	Primeira ordem	Gaussiana	2805 kN/m	5723 kN/m

A Fig. 3.2 apresenta a comparação entre os resultados obtidos por meio do modelo numérico, solucionados por meio do FEMM, e os resultados obtidos pelo metamodelo Kriging. Com essa figura, é possível validar a representatividade do metamodelo devido à proximidade entre os resultados das duas abordagens.

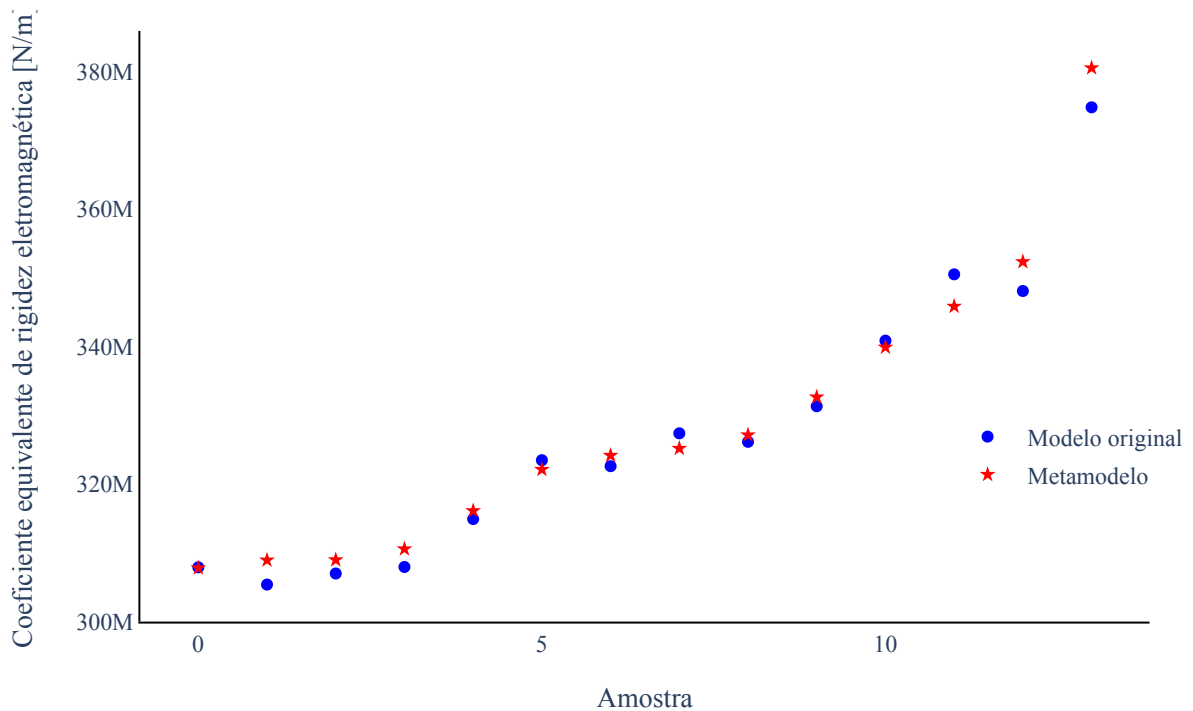


Figura 3.2: Comparação entre os coeficientes equivalentes das forças eletromagnéticas obtidos pelo metamodelo e pelos simulados com o FEMM (SICCHIERI, 2024).

3.2 Turbina

Na usina de Foz do Chapecó são utilizadas turbinas do tipo Francis, compostas por 13 pás. Esse componente pode ser observado na Fig. 3.3, apresentada abaixo. Os parâmetros geométricos da turbina estão listados na Tab. 3.5.

Tabela 3.5: Parâmetros geométricos da turbina.

Parâmetros	Valores
Massa	149600 <i>kg</i>
Momento polar de inércia	1008000 <i>kg · m²</i>
Altura	4179 <i>mm</i>
Diâmetro do anel de desgaste superior	5576 <i>mm</i>
Diâmetro do anel de desgaste inferior	7130 <i>mm</i>
Número de pás	13
Posição do CG em relação ao topo	1858 <i>mm</i>
Material	ASTM A743-CA6NM



Figura 3.3: Turbina Francis da usina de Foz do Chapecó.

As propriedades de inércia da turbina são representadas no modelo numérico do sistema por elementos de disco e massas concentradas, com $m = 1,2 \cdot 10^5 \text{ kg}$, $I = 19,6 \cdot 10^5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ e $I_p = 9,8 \cdot 10^5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$. As forças hidráulicas atuantes nesse elemento foram previamente definidas por meio de simulações em CFD e são inseridas no modelo do sistema como forças externas que atuam sobre o nó do modelo de elementos finitos posicionado no centro de massa da turbina.

Com base nos parâmetros geométricos e operacionais, as forças hidráulicas atuantes na turbina Francis foram determinadas por meio de simulações CFD utilizando o código MFSim, desenvolvido pelo MFLab. As simulações foram realizadas nas condições nominais de operação da máquina, apresentadas abaixo na Tab. 3.6.

Tabela 3.6: Condições nominais de operação da turbina Francis.

Parâmetro	Valores
Potência	217 MW
Velocidade de rotação	90 RMP
Queda d'água	49,8 m
Vazão	483,5 m ³ /s

Na Fig. 3.4 é possível observar os resultados das forças hidráulicas atuantes sobre a turbina, obtidos pelos pesquisadores do MFLab. Nele é possível observar a força atuante nos três eixos do sistema em um intervalo de oito segundos.

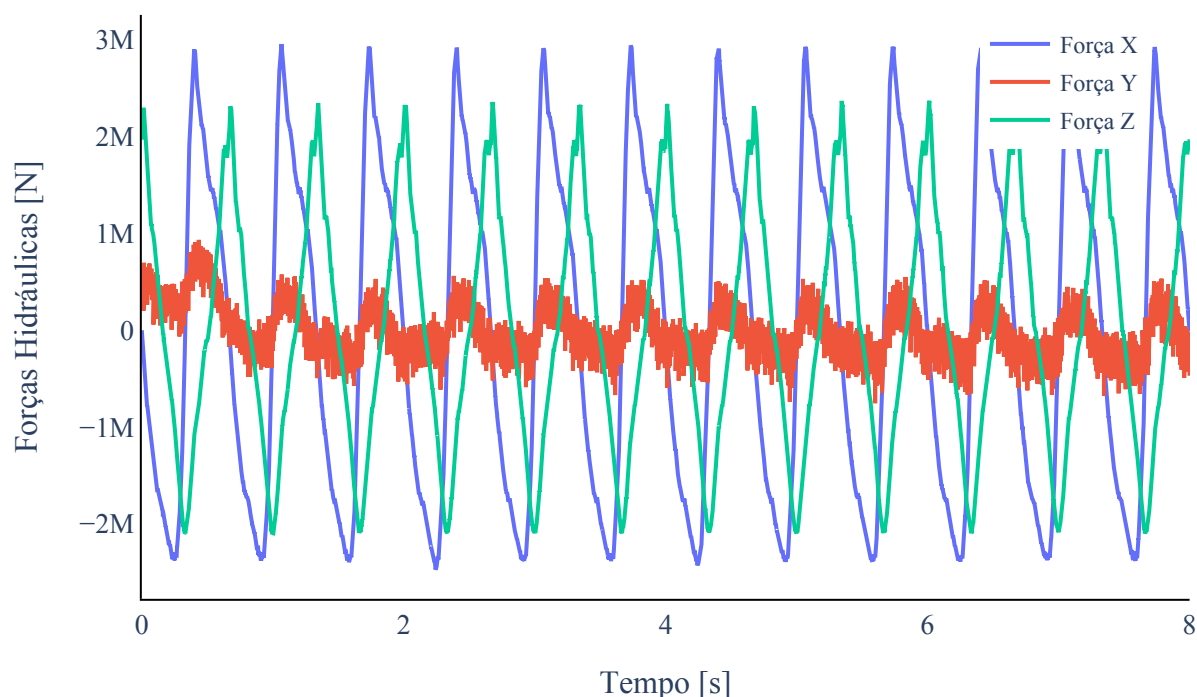


Figura 3.4: Forças hidráulicas atuantes na turbina (SICCHIERI, 2019).

3.3 Mancais

A unidade geradora da usina de Foz do Chapecó é sustentada por três mancais hidrodinâmicos. O mancal segmentado radial está posicionado acima do gerador, enquanto o mancal segmentado axial está localizado abaixo dele e tem como principal função sustentar o peso das partes girantes do sistema e as cargas hidrodinâmicas axiais atuantes sobre a turbina. O mancal cilíndrico radial está posicionado acima da turbina e possui geometria fixa formada por quatro casquilhos. Nessa seção, são apresentados os parâmetros geométricos dos três mancais.

3.3.1 Mancal segmentado radial

O mancal segmentado radial (ou mancal guia do gerador - MGG) está posicionado acima do gerador e é composto por 12 segmentos pivotados com rotação livre. Esse mancal é montado com seus segmentos imersos em uma cuba de óleo fixa acoplada a um trocador de calor. Na Fig. 3.5 é mostrada uma foto do mancal, na qual é possível observar a cuba de óleo e os pivôs de

cada segmento.



Figura 3.5: Mancel segmentado radial.

Os parâmetros geométricos do mancel segmentado radial estão listados na Tab. 3.8. No modelo completo da unidade geradora, esse mancel é representado como uma força externa, determinada por seu metamodelo em função das condições operacionais da máquina.

O metamodelo desse mancel foi construído com base nos parâmetros apresentados acima e nos limites operacionais da máquina, determinando os intervalos para suas entradas, listados abaixo na Tab. 3.7. A partir desses intervalos foram geradas as amostras utilizadas para construção e validação do metamodelo do tipo Kriging.

Tabela 3.7: Intervalo de projeto das variáveis de entrada do metamodelo do mancel segmentado radial (SICCHIERI, 2024).

Parâmetros	Intervalo
Excentricidade (adimensional)	[0,1; 0,9]
Ângulo de atitude do eixo	[0; 360] graus
Temperatura da cuba de óleo	[30; 50] °C
Folga radial	[200; 900] μm

Tabela 3.8: Parâmetros geométricos do mancal segmentado radial.

Parâmetros	Valores
Diâmetro interno do segmento	2005 <i>mm</i>
Diâmetro do eixo	2000 <i>mm</i>
Folga radial	250 <i>mm</i>
Comprimento do segmento	350 <i>mm</i>
Espessura do segmento	120 <i>mm</i>
Comprimento angular do segmento	20°
Posição relativa do pivô	0,6
Número de segmentos	12
Distância entre os pivôs	30°
Posição angular do primeiro pivô	0°
Tipo de óleo	ISO VG 68
Rotação nominal	90 RPM

O metamodelo obtido apresenta as características descritas abaixo na Tab. 3.9 para descrever as variáveis de saída do modelo substituto. As métricas de precisão ali apresentadas confirmam a qualidade do ajuste. Embora, à primeira vista, os valores de erro e RMSE referentes à força de sustentação possam parecer elevados, é importante considerar que a magnitude das forças atuantes nos mancais está na ordem de 10^5 N, o que permite afirmar que os erros observados são relativamente baixos.

As Figs. 3.6 e 3.7 apresentam as comparações entre os resultados obtidos por meio do modelo original e os resultados obtidos pelo metamodelo Kriging, para a força de sustentação do mancal e para o ângulo de rotação, respectivamente. Por meio dessa figura é possível validar a representatividade do metamodelo devido à proximidade entre os resultados das duas abordagens.

Tabela 3.9: Configuração do metamodelo do mancal segmentado radial e métricas de precisão (SICCHIERI, 2024).

Var. de saída	Fun. polinomial	Fun. de correlação	RMSE	ERRO _{max}
Força	Segunda ordem	Exponencial	1471 N	34842 N
Rotação	Primeira ordem	Exponencial	$5,4 \cdot 10^{-6}$ rad	$9,8 \cdot 10^{-5}$ rad

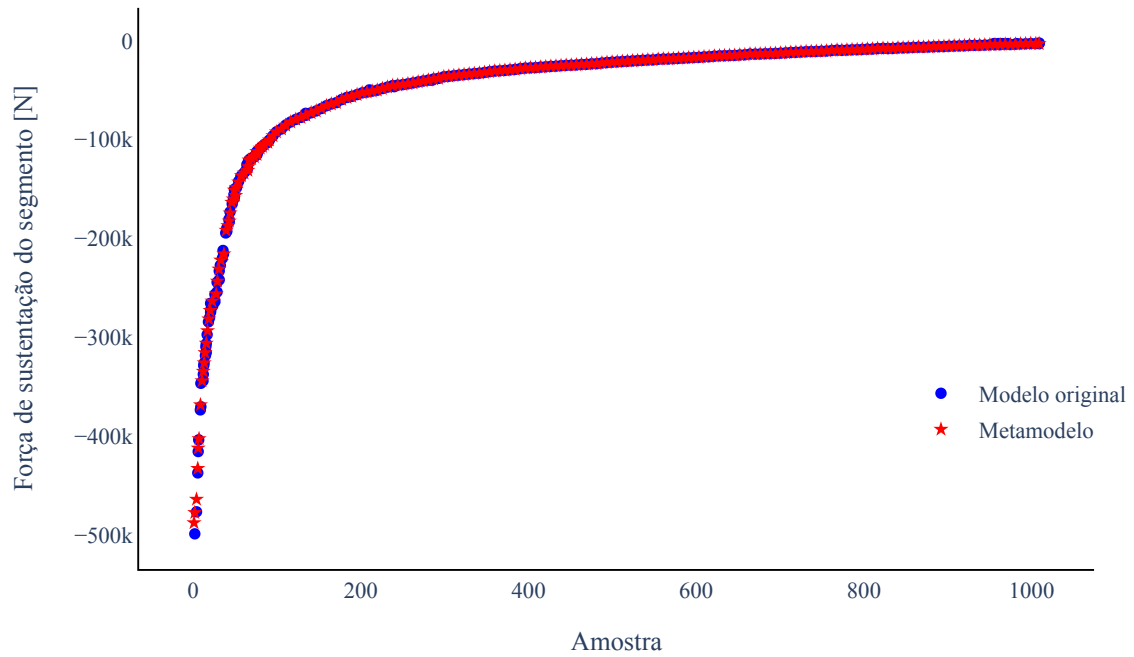


Figura 3.6: Comparação entre as forças de sustentação obtidas pelo modelo THD do mancal segmentado radial e pelo metamodelo (SICCHIERI, 2024).

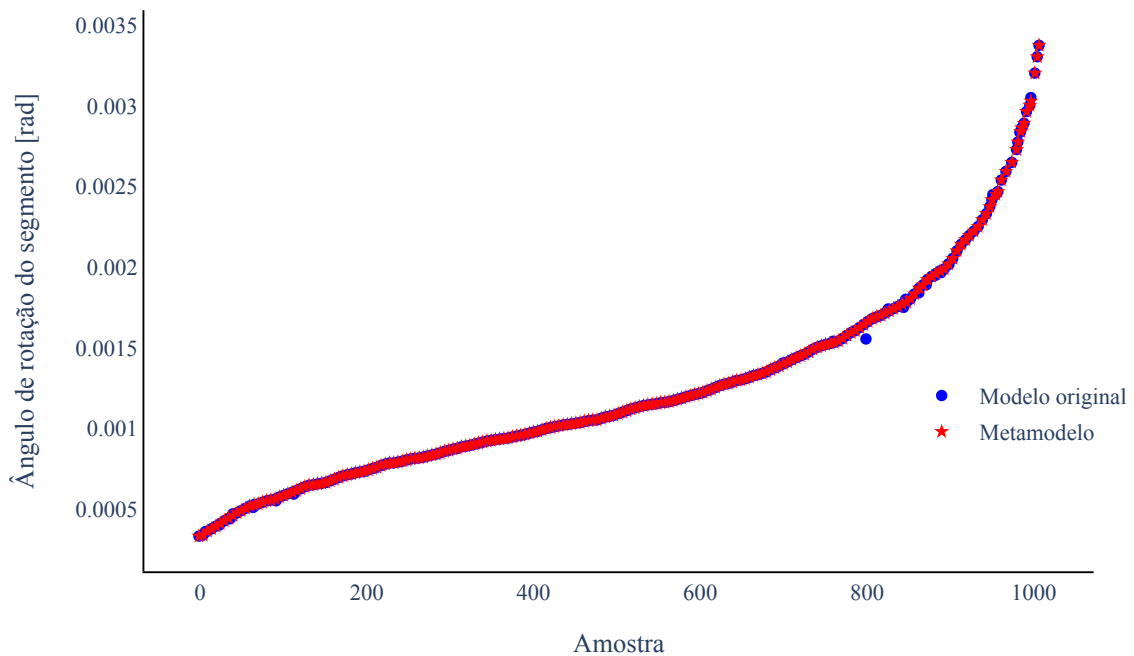


Figura 3.7: Comparação entre os ângulos de rotação do segmento obtidos pelo modelo THD do mancal segmentado radial e pelo metamodelo (SICCHIERI, 2024).

3.3.2 Mancal segmentado-axial

O mancal segmentado axial tem como principal função suportar as cargas axiais do sistema, compostas pela força peso dos elementos girantes e pelo empuxo hidráulico axial. Esse elemento está posicionado abaixo do gerador e é composto por 12 segmentos montados sobre um sistema de pivôs que permite a rotação em duas direções. Assim como o mancal segmentado radial, esse componente é montado dentro de uma cuba de óleo fixa acoplada a um trocador de calor.

Os parâmetros construtivos para esse mancal estão apresentados abaixo na Tab. 3.10. Na Fig. 3.8, é possível observar os segmentos do mancal montados dentro da cuba de óleo. No modelo completo da máquina virtual, esse componente foi representado como uma força externa, determinada por seu metamodelo em função das condições operacionais do sistema.

Tabela 3.10: Parâmetros geométricos do mancal segmentado axial.

Parâmetros	Valores
Diâmetro interno do segmento	2300 mm
Diâmetro externo do segmento	3450 mm
Posição diametral do pivô	2885 mm
Espessura do segmento	180 mm
Comprimento angular do segmento	26°
Posição angular do pivô em relação ao segmento	15°
Número de segmentos	12
Posição do início do primeiro segmento	2°
Óleo do mancal	ISO VG 68
Rotação nominal	90 RPM

O metamodelo desse mancal foi construído com base nos parâmetros apresentados acima e nos limites operacionais da máquina, determinando os intervalos para suas entradas, listados abaixo na Tab. 3.11. A partir desses intervalos foram geradas as amostras utilizadas para construção e validação do metamodelo do tipo Kriging.

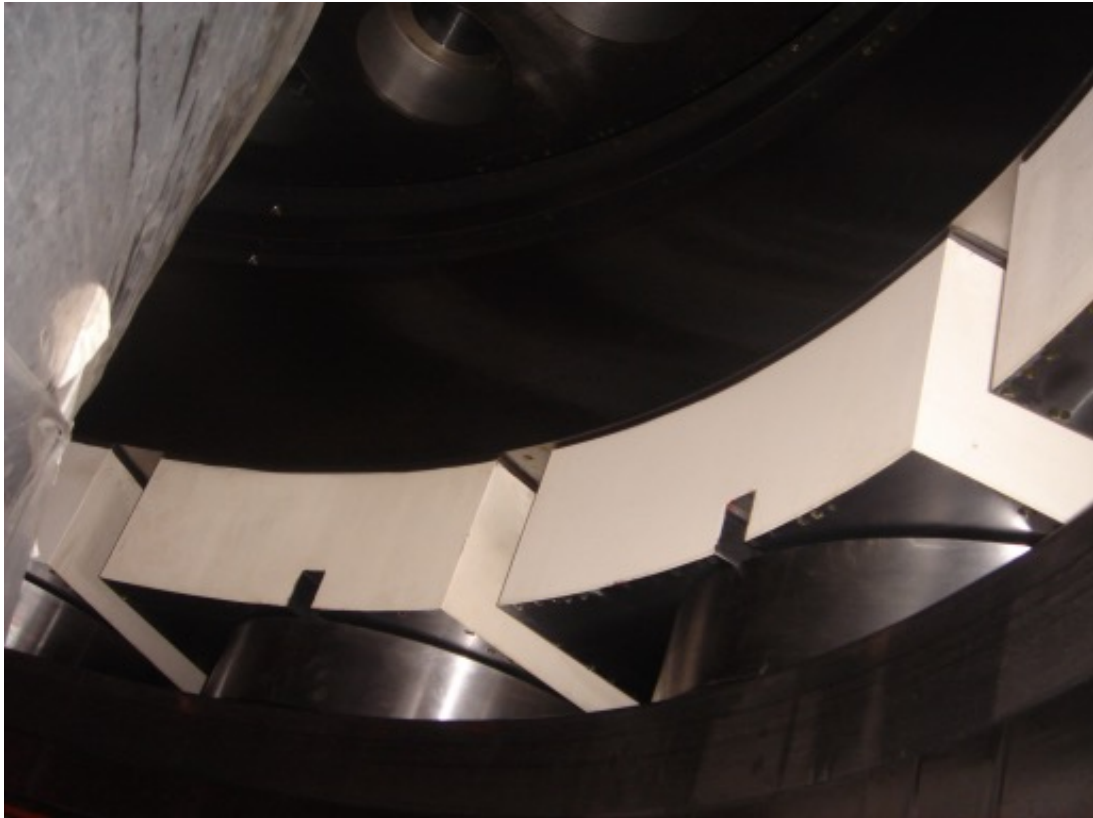


Figura 3.8: Mancal segmentado axial.

Tabela 3.11: Intervalo de projeto das variáveis de entrada do metamodelo do mancal segmentado axial (SICCHIERI, 2024).

Parâmetros	Intervalo
Espessura do filme de óleo na posição do pivô	[50; 1000] μm
Temperatura da cuba de óleo	[30; 50] $^{\circ}\text{C}$

O metamodelo obtido apresenta as características descritas abaixo na Tab. 3.12 para descrever a variável de saída do modelo substituto. Assim como observado no metamodelo do mancal segmentado radial, para avaliação dos valores de erro e RMSE referentes à força de sustentação do mancal segmentado axial deve ser considerada a magnitude da força atuante que está na ordem de 10^7 N , permitindo afirmar a precisão do metamodelo.

Tabela 3.12: Configuração do metamodelo do gerador e métricas de precisão (SICCHIERI, 2024).

Var. de saída	Fun. polinomial	Fun. de correlação	RMSE	ERRO _{max}
Força	Segunda ordem	Exponencial	1234 N	7832 N

A Fig. 3.9 apresenta a comparação entre os resultados obtidos por meio do modelo original e os resultados obtidos pelo metamodelo Kriging para a força de sustentação do mancal. Por meio dessa figura é possível validar a representatividade do metamodelo devido à proximidade entre os resultados das duas abordagens.

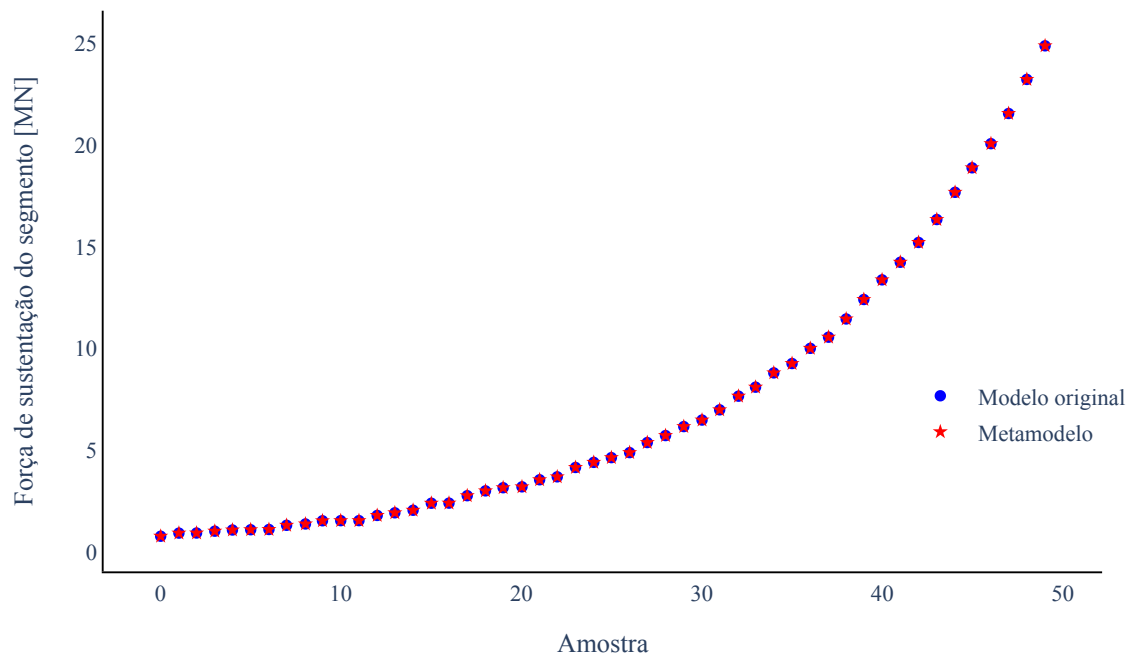


Figura 3.9: Comparação entre as forças de sustentação obtidas pelo modelo THD do mancal segmentado axial e pelo metamodelo (SICCHIERI, 2024).

3.3.3 Mancal cilíndrico radial

O mancal cilíndrico radial (ou mancal guia da turbina - MGT) é um mancal de geometria fixa composto por quatro casquilhos, posicionado acima da turbina. Os parâmetros geométricos desse mancal estão apresentados na Tab. 3.13. Na Fig. 3.10 é possível observar uma foto de um dos quatro casquilhos que compõem o mancal.

Tabela 3.13: Parâmetros geométricos do mancal cilíndrico radial.

Parâmetros	Valores
Diâmetro interno	1400,6 <i>mm</i>
Diâmetro do eixo	1400,3 <i>mm</i>
Folga radial	300 μm
Comprimento axial	840 <i>mm</i>
Número de casquilhos	4
Tipo de óleo	ISO VG 68
Rotação nominal	90 RPM

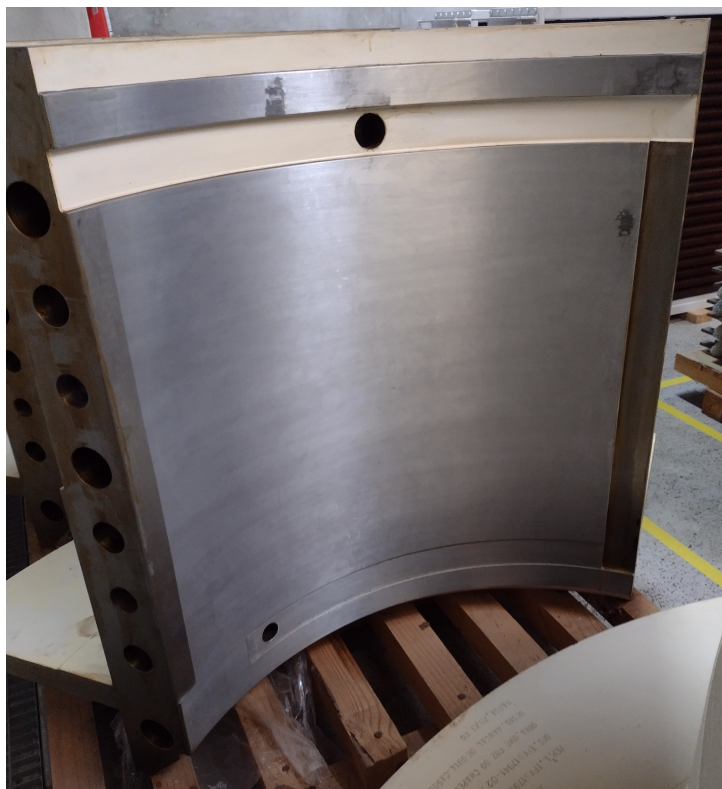


Figura 3.10: Mancal cilíndrico radial.

Esse elemento foi representado no modelo completo da unidade geradora por meio de forças externas definidas por seu metamodelo, em função das condições de operação da unidade geradora.

O metamodelo desse mancal foi construído com base nos parâmetros apresentados acima e nos limites operacionais da máquina, determinando os intervalos para suas entradas, listados

abaixo na Tab. 3.14. A partir desses intervalos foram geradas as amostras utilizadas para construção e validação do metamodelo do tipo Kriging.

O metamodelo obtido apresenta as características descritas na Tab. 3.15 para descrever as variáveis de saída do modelo substituto. Considerando que a força de sustentação desse mancal está na ordem de 10^5 N e as métricas de precisão apresentadas, é possível afirmar que o metamodelo possui boa representatividade.

As Figs. 3.11 e 3.12 apresentam as comparações entre os resultados obtidos por meio do modelo original e os resultados obtidos pelo metamodelo Kriging, para as forças de sustentação na direção X e na direção Z, respectivamente. Por meio dessas figuras é possível validar a representatividade do metamodelo devido à proximidade entre os resultados obtidos nas duas abordagens.

Tabela 3.14: Intervalo de projeto das variáveis de entrada do metamodelo do mancal segmentado radial (SICCHIERI, 2024).

Parâmetros	Intervalo
Excentricidade (adimensional)	[0,1; 0,9]
Ângulo de atitude do eixo	[0; 90] graus
Temperatura da cuba de óleo	[30; 50] °C
Folga radial	[250; 450] μm

Tabela 3.15: Configuração do metamodelo do mancal segmentado radial e métricas de precisão (SICCHIERI, 2024).

Var. de saída	Fun. polinomial	Fun. de correlação	RMSE	ERRO _{max}
Força X	Ordem zero	Gaussiana	335 N	1312 N
Força Z	Ordem zero	Gaussiana	363 N	2036 N

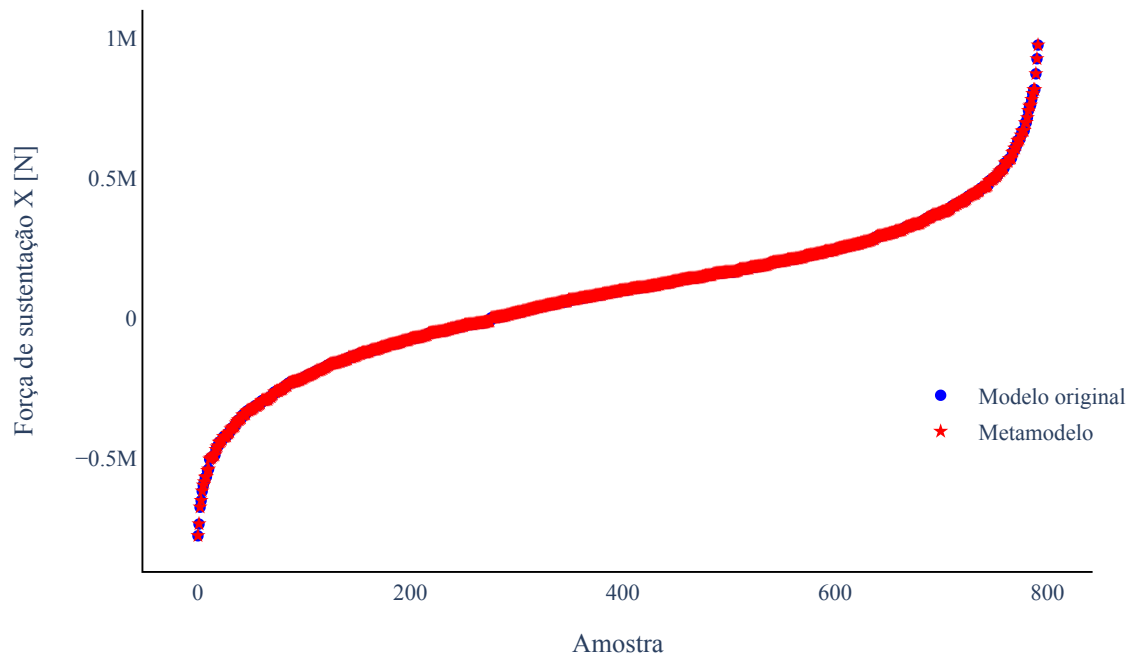


Figura 3.11: Comparação entre as forças na direção X obtidas pelo modelo THD do mancal cilíndrico radial e pelo metamodelo (SICCHIERI, 2024).

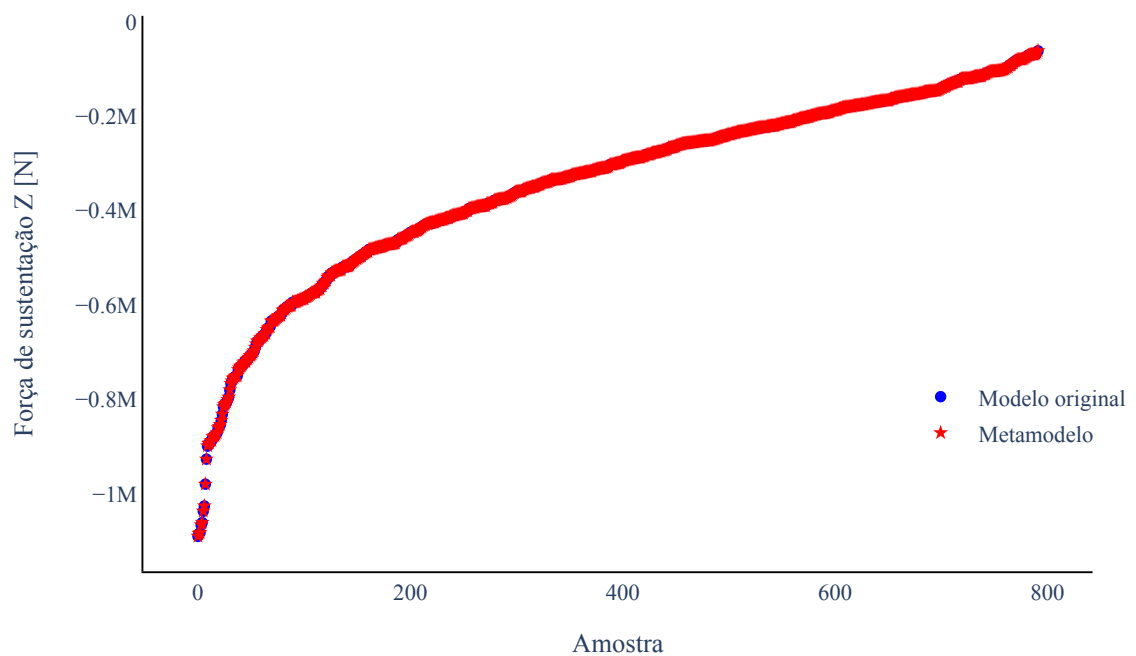


Figura 3.12: Comparação entre as forças na direção Z obtidas pelo modelo THD do mancal cilíndrico radial e pelo metamodelo (SICCHIERI, 2024).

3.4 Massas concentradas

Assim como os discos, utilizados para representar as propriedades inerciais do gerador e da turbina, as massas concentradas são elementos inerciais utilizadas para ajustar o equilíbrio e a distribuição das massas no modelo completo da unidade geradora. Diferentemente dos discos, esses elementos são adimensionais e têm como propriedade apenas a massa do elemento representado. Dessa forma, o momento de inércia, I , e o momento polar de inércia, I_p , são nulos. A Tab. 3.16 apresenta os elementos de massa adicionados ao modelo.

Tabela 3.16: Massas concentradas adicionadas ao modelo completo da unidade geradora.

Componente	Massa	Posição no rotor
Válvula de aeração	1500 kg	0 mm
Anel coletor	2205,5 kg	450,1 mm
Cuba de óleo do mancal segmentado radial	8900 kg	2168,8 mm
Acoplamento	266,21kg	4172 mm
Colar de escora	22490,8 kg	5749,5 mm
Reservatório de óleo do mancal cilíndrico	6120 kg	11454,5 mm

3.5 Proxímetros

Na unidade geradora de Foz do Chapecó estão instalados cinco proxímetros, utilizados para medir o deslocamento radial e axial do rotor. As informações dos proxímetros quanto à instalação na unidade geradora estão apresentadas na Tab. 3.17.

No modelo numérico da unidade geradora, esses elementos não têm uma representação explícita. Os sensores são associados à unidade geradora durante a etapa de discretização do eixo, que garante o posicionamento de nós nas posições onde estão instalados os proxímetros. Essa abordagem garante consistência quanto à posição de coleta dos dados numéricos utilizados nos procedimentos de calibração e diagnóstico.

Tabela 3.17: Configuração de montagem dos proximetros.

Identificação	Direção	Posição	Eixo de medição
Proxímetro axial	Axial	0 <i>mm</i>	Y
Prox. MGG X	Radial	3333 <i>mm</i>	X
Prox. MGG Z	Radial	3333 <i>mm</i>	Z
Prox. MGT X	Radial	9805 <i>mm</i>	X
Prox. MGT Z	Radial	9805 <i>mm</i>	Z

3.6 Montagem da unidade geradora

A montagem da unidade geradora parte do elemento de eixo, sobre o qual são posicionados os demais elementos. A turbina Francis do sistema transforma a energia cinética da água em rotação, que é transferida para os demais componentes da unidade por meio do eixo. Na Tab. 3.18 estão descritas as posições nas quais os principais elementos do modelo são alocados no eixo. Nessas posições, são atribuídas as forças externas ao modelo de elementos finitos do eixo, para cada um desses componentes.

Tabela 3.18: Posicionamento dos principais componentes no eixo da unidade geradora.

Componente	Posição
Mancal segmentado radial	2168,8 <i>mm</i>
Gerador	4862 <i>mm</i>
Mancal segmentado axial	5748.5 <i>mm</i>
Mancal cilíndrico radial	10597 <i>mm</i>
Turbina	13300 <i>mm</i>

A Fig. 3.13 apresenta o modelo de elementos finitos do eixo e um diagrama de projeto da máquina completa, fornecido pela usina de Foz do Chapecó. Também é possível observar o posicionamento dos componentes da máquina.

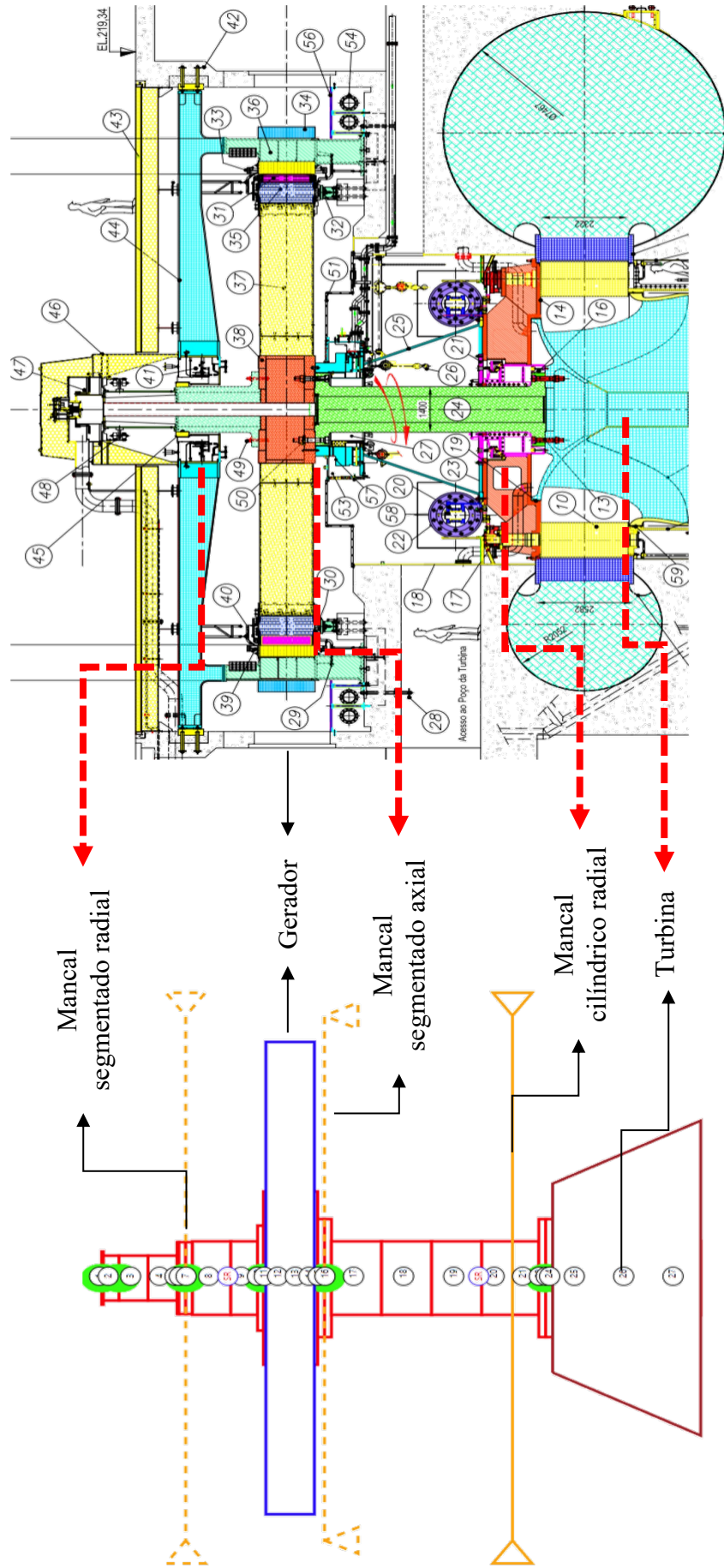


Figura 3.13: Modelo de elementos finitos e posicionamento dos principais componentes da unidade geradora.

CAPÍTULO IV

METODOLOGIA DE AJUSTE DO MODELO NUMÉRICO

Este capítulo apresenta as metodologias utilizadas para a calibração e o diagnóstico de defeitos em máquinas rotativas, utilizando o modelo numérico da unidade geradora de Foz do Chapecó, conforme brevemente descrito no Capítulo II. Essa metodologia resultou na criação de uma ferramenta computacional, implementada como uma classe na linguagem de programação Python[®]. Os principais passos implementados na ferramenta podem ser observados na Fig. 4.1 e são descritos com mais detalhes nas seções a seguir.

Esse capítulo também apresenta os modelos numéricos dos defeitos mecânicos considerados neste trabalho. Esses modelos foram incorporados ao modelo da máquina rotativa por meio da aplicação de forças externas equivalentes, representando o efeito dinâmico característico de cada tipo de defeito. Também é abordada a técnica de otimização heurística Evolução Diferencial, aplicada na solução do problema inverso.

Nesse contexto, a calibração do sistema consiste no ajuste do modelo numérico à condição saudável de operação da máquina real. Esse procedimento é realizado por meio da determinação do desbalanceamento mecânico residual do sistema, inerente ao processo de montagem e à construção dos componentes da máquina rotativa. O processo de calibração resulta na definição do gêmeo digital da unidade geradora, que será utilizado como base para o diagnóstico de defeitos.

O primeiro passo da metodologia consiste na coleta das respostas de vibração da máquina real em operação. Já no segundo passo, por meio de um processo iterativo, defeitos são introduzidos no modelo numérico, dependendo do objetivo, seja calibração ou diagnóstico, e das particularidades associadas a cada caso, como, por exemplo, diferentes tipos de defeitos.

Os parâmetros que caracterizam esses defeitos são definidos pelas variáveis de projeto do algoritmo de otimização. Esse algoritmo gera amostras aleatórias desses parâmetros, originando novos modelos numéricos da máquina rotativa. Esses modelos são então simulados, e suas respostas de vibração são comparadas com os dados experimentais, até que ambas atendam a uma condição de similaridade de vibração previamente estabelecida.

As abordagens adotadas nos processos de calibração e diagnóstico são semelhantes, diferindo apenas na construção do modelo da máquina rotativa e na formulação da função objetivo do processo de otimização. Essas particularidades serão detalhadas nas seções a seguir.

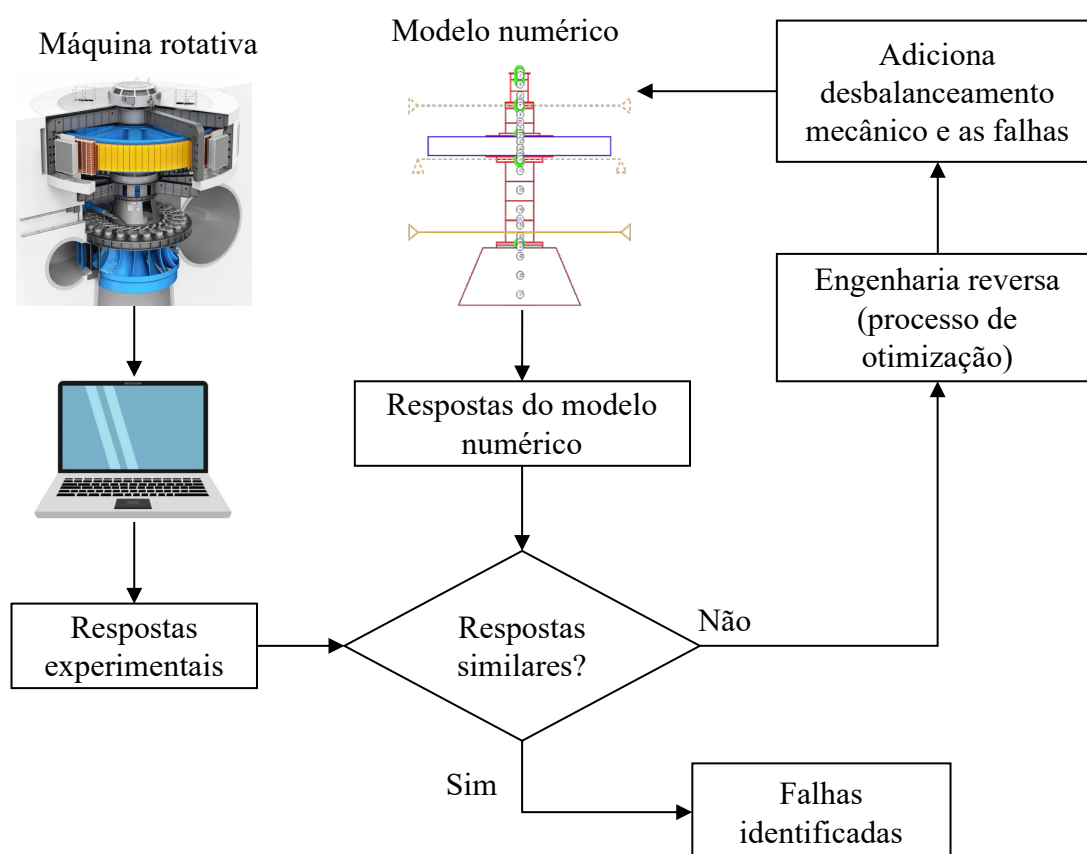


Figura 4.1: Fluxograma da ferramenta para calibração e diagnóstico de defeitos em máquinas rotativas.

A ferramenta desenvolvida foi incorporada a uma interface *web-based*, que, além de permitir a configuração dos parâmetros de execução dos processos de calibração e diagnóstico, possibilita ao usuário criar e simular os componentes da unidade geradora, associando-os a uma montagem. A partir dessa montagem, a interface processa automaticamente o modelo de elementos finitos

do eixo e cria a máquina virtual da unidade geradora, utilizando o modelo multifísico proposto por Sicchieri (2024). Ressalta-se que, por se tratar de um projeto restrito, a interface não pode ser apresentada neste trabalho, sendo o acesso permitido apenas às instituições proprietárias e às envolvidas no desenvolvimento.

4.1 Modelo de Desbalanceamento Mecânico

O desbalanceamento mecânico em rotores ocorre devido à distribuição assimétrica de massa no entorno do eixo de rotação da máquina, e é reconhecido como um dos defeitos mais frequentes em máquinas rotativas (MUSZYNSKA, 2005). A força de desbalanceamento origina-se de uma massa adimensional, m_u , deslocada a uma distância d do centro geométrico do eixo, C . O centro geométrico C possui coordenadas (u, w) relativas ao ponto O_E , como pode ser observado na Fig. 4.2. Nessa figura, a massa está posicionada em um plano perpendicular ao eixo Y , em que α é a fase de desbalanceamento para $t = 0$.

A modelagem da força de desbalanceamento mecânico é dada com base na energia cinética, T_u , da massa de desbalanceamento m_u , conforme a Eq. (4.1).

$$T_u = \frac{1}{2}m_u [\dot{u}^2 + \dot{w}^2 + \Omega^2 d^2 + 2\Omega d \dot{u} \sin(\Omega t + \alpha) - 2\Omega d \dot{w} \cos(\Omega t + \alpha)] \quad (4.1)$$

Aplicando a equação de Lagrange na Eq. (4.1) obtêm-se as Eqs. (4.2) e (4.3), nas quais foram desconsiderados os termos em função de \ddot{u} , visto que a massa de desbalanceamento é muito menor que a massa do rotor.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_u}{\partial \dot{u}} \right) - \frac{\partial T_u}{\partial u} = m_u d \dot{\Omega} \cos(\Omega t + \alpha) - m_u d \Omega^2 \sin(\Omega t + \alpha) \quad (4.2)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_u}{\partial \dot{w}} \right) - \frac{\partial T_u}{\partial w} = -m_u d \dot{\Omega} \sin(\Omega t + \alpha) - m_u d \Omega^2 \cos(\Omega t + \alpha) \quad (4.3)$$

De acordo com Lalanne e Ferraris (1998), a aplicação das equações de Lagrange na energia cinética, Eq. (4.1), permite obter as componentes de forças resultantes nas direções X e Z ,

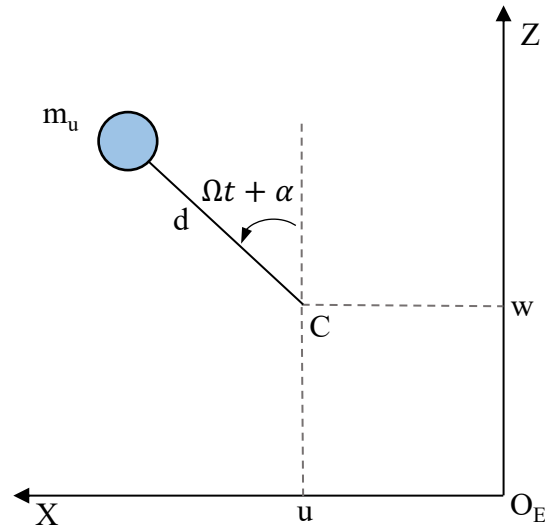


Figura 4.2: Massa de desbalanceamento mecânico. Adaptado de Lalanne e Ferraris (1998).

resultando nas Eqs. (4.4) e (4.5). Essas forças são aplicadas como forças externas no nó do modelo de elementos finitos, compondo o lado direito da equação do movimento do rotor, Eq. (2.1).

$$F_{ux} = m_u d \Omega^2 \sin(\Omega t + \alpha) - m_u d \dot{\Omega} \cos(\Omega t + \alpha) \quad (4.4)$$

$$F_{uz} = m_u d \Omega^2 \cos(\Omega t + \alpha) + m_u d \dot{\Omega} \sin(\Omega t + \alpha) \quad (4.5)$$

A assinatura espectral típica do desbalanceamento é caracterizada por um aumento na amplitude de vibração na frequência fundamental de rotação da máquina, conhecida como 1X.

4.2 Modelo de Desalinhamento em Rotores

O desalinhamento do eixo é uma das causas mais comuns de vibrações em máquinas rotativas. Por meio de experimentos, Dewell e Mitchell (1984) observaram que as vibrações causadas por desalinhamento ocorrem em múltiplos inteiros da velocidade de rotação do rotor. Além disso, constataram que as componentes de frequência variam sua amplitude à medida que o

desalinhamento aumenta.

Basicamente, existem três tipos de desalinhamento. O desalinhamento paralelo ocorre quando os eixos não coincidem devido a um deslocamento lateral entre seus centros, provocando alterações no sinal de vibração predominantemente na frequência $2X$. O desalinhamento angular acontece quando há um ângulo entre os eixos, gerando componentes na frequência $3X$. Já o combinado resulta da presença simultânea dos dois tipos anteriores e apresenta componentes significativas, tanto em $2X$ quanto em $3X$, podendo surgir também em $1X$, caso o rotor esteja desbalanceado (XIA et al., 2019).

A formulação adotada neste trabalho para modelar o desalinhamento foi proposta por Xia et al. (2019). Essa abordagem considera dois rotores rígidos conectados por um acoplamento flexível sujeito a desalinhamentos. O modelo dinâmico possui seis graus de liberdade e incorpora os efeitos das forças induzidas tanto por desalinhamentos paralelos quanto angulares, além dos torques de entrada e saída aplicados aos rotores. A Fig. 4.3 ilustra o modelo dinâmico dos dois rotores rígidos conectados por um acoplamento flexível.

As forças de excitação decorrentes do desalinhamento são obtidas a partir da substituição das expressões de energia cinética, energia potencial e energia dissipada por amortecimento nas equações de Lagrange, resultando na Eq. (4.6). Os procedimentos para a obtenção das matrizes de massa, rigidez e amortecimento estão descritos em (XIA et al., 2019). Vale destacar que o modelo proposto adota um referencial distinto daquele utilizado por Lalanne e Ferraris (1998), o que torna necessária a rotação da matriz de forças para assegurar a consistência entre os referenciais adotados.

$$F = \begin{pmatrix} m_1 e_1 \dot{\varphi}^2 \cos \varphi + F_{PY} + F_{AY} \\ m_1 e_1 \dot{\varphi}^2 \sin \varphi + F_{PZ} + F_{AZ} \\ T_D \\ m_2 e_2 \dot{\gamma}^2 \cos \gamma - F_{PY} - F_{AY} \\ m_2 e_2 \dot{\gamma}^2 \sin \gamma - F_{PZ} - F_{AZ} \\ T_L \end{pmatrix} \quad (4.6)$$

na qual, m_1 e m_2 representam as massas dos rotores, e_1 e e_2 suas excentricidades, φ o ângulo de rotação instantâneo do rotor 1 e γ representa o ângulo de rotação do rotor 2. T_D e T_L são os torques

antes e depois do desalinhamento, respectivamente. F_{PY} e F_{PZ} representam as componentes de força devido à deformação paralela do acoplamento, enquanto F_{AZ} e F_{AY} correspondem às forças devido à deformação angular do acoplamento nas direções Y e Z , respectivamente.

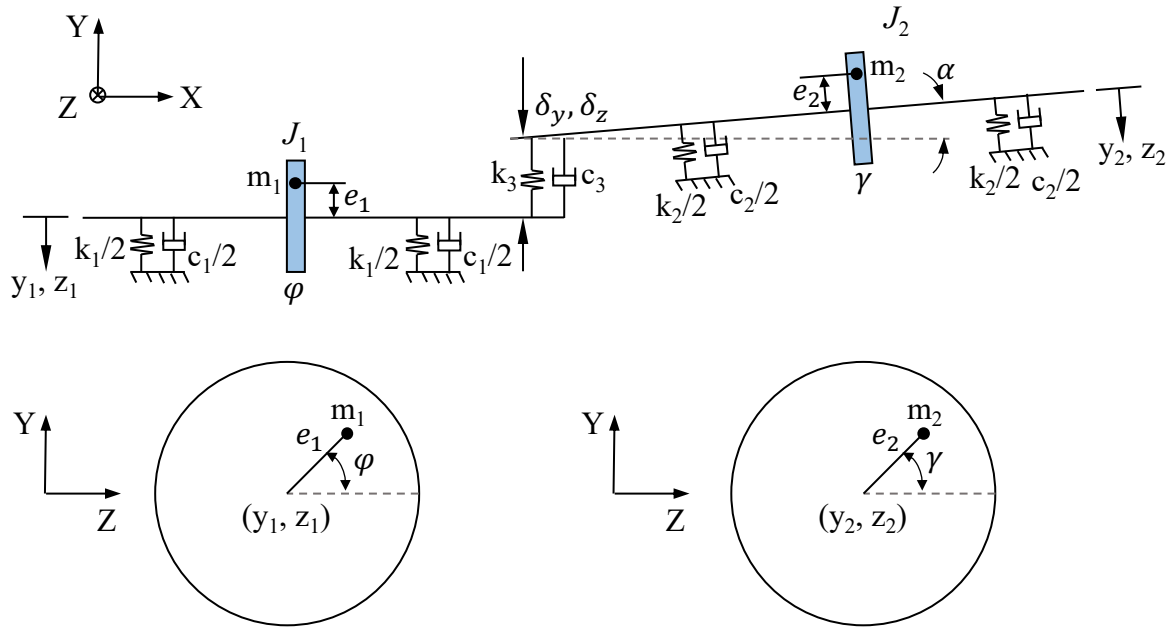


Figura 4.3: Modelo de desalinhamento. Adaptado de Xia et al. (2019).

4.3 Modelo de Trinca em Rotores

As trincas podem ser classificadas quanto à sua geometria e seus efeitos associados (SABNA-VIS et al., 2004). Nesse trabalho, são abordadas as trincas transversais, aquelas perpendiculares ao eixo. Esse tipo de trinca introduz uma flexibilidade adicional ao sistema, alterando sua rigidez local. Nesse contexto, Dimarogonas e Papadopoulos (1983) desenvolveram uma formulação teórica para a matriz de flexibilidade adicional devido à trinca para eixos circulares.

Neste trabalho foi adotado o modelo apresentado na pesquisa de Mayes e Davies (1984), que propõem um modelo para trincas transversais que se baseia no comportamento de *breathing*, abertura e fechamento da trinca durante a rotação do eixo. Esse modelo descreve o efeito de abertura e fechamento por meio de uma função cosseno, permitindo uma transição suave entre os estados totalmente aberto e totalmente fechado da trinca. Além disso, a trinca é representada como uma redução localizada do diâmetro da seção transversal do eixo, afetando a rigidez estrutural da região e introduzindo assimetrias que podem ser detectadas por meio de análises de

vibração, particularmente nas frequências de 1X e 2X da máquina.

Mayes e Davies (1984) também estabeleceram uma relação entre a variação da rigidez local do elemento e a profundidade adimensional da trinca, definida com base no diâmetro do eixo. Essa abordagem permite modelar a falha no material sem a necessidade de uma representação geométrica explícita, o que simplifica a implementação do modelo em simulações numéricas do rotor.

A trinca transversal, de profundidade α , foi modelada a partir de um elemento de eixo com seis graus de liberdade por nó, comprimento L e diâmetro D , sujeito aos carregamentos axiais P_1 e P_7 , carregamentos cisalhantes P_2 , P_3 , P_8 e P_9 , momentos torcionais P_4 e P_{10} , e momentos fletores P_{11} e P_{12} , conforme ilustrado na Fig. 4.4a. A Fig. 4.4b apresenta a seção transversal do elemento de eixo na região da trinca, onde a área tracejada representa a porção da seção que não foi afetada pela propagação da trinca.

Com base nesses conceitos, CAVALLINI Jr. (2013) apresenta as Eqs. (4.7) e (4.8) que definem as matrizes de rigidez do eixo livre com trinca, \mathbf{K}_{CEXY} e \mathbf{K}_{CEZY} , nos planos XY e ZY, respectivamente. Essas matrizes são obtidas a partir da matriz de rigidez do eixo com trinca engastado, k_{FM} , cuja formulação pode ser consultada em CAVALLINI Jr. (2013). A Eq. (4.9) representa a composição final da matriz de rigidez do elemento trincado (SILVA, 2018).

$$\mathbf{K}_{CEXY} = \frac{12EI}{L^3(1+\vartheta_Y)} \begin{bmatrix} -1 & 0 \\ L & -1 \\ 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} k_{FM(11)} & \frac{L}{2} \\ \frac{L}{2} & \frac{(4+\vartheta_Y)}{12}L^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -1 & L & 1 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.7)$$

$$\mathbf{K}_{CEZY} = \frac{12EI}{L^3(1+\vartheta_Y)} \begin{bmatrix} -1 & 0 \\ -L & -1 \\ 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} k_{FM(22)} & -\frac{L}{2} \\ -\frac{L}{2} & \frac{(4+\vartheta_Y)}{12}L^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -1 & -L & 1 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.8)$$

nas quais, E é o módulo de elasticidade, I o momento de inércia de área da seção transversal do eixo, ϑ_Y o parâmetro de cisalhamento.

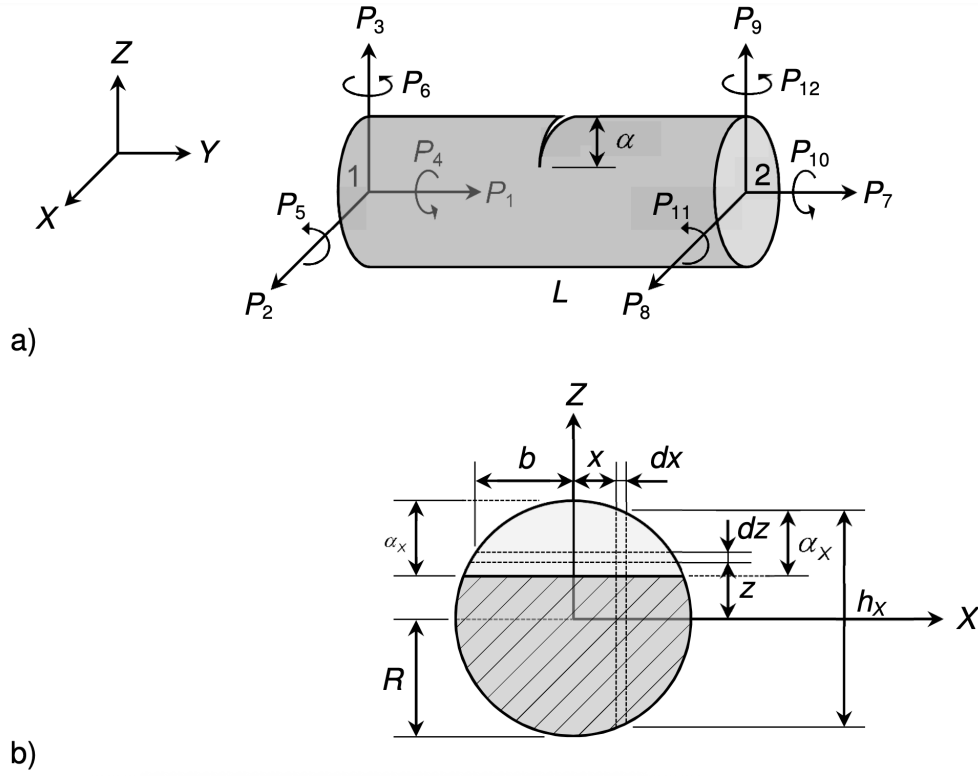


Figura 4.4: Representação do elemento de trinca. a) Forças e momentos aplicados; b) Detalhes da seção transversal (CAVALLINI Jr., 2013).

$$\mathbf{K}_{\text{crack}} = \begin{bmatrix} K_{CEXY}(1,1) & 0 & 0 & K_{CEXY}(1,2) & K_{CEXY}(1,3) & 0 & 0 & K_{CEXY}(1,4) \\ 0 & K_{CEYZ}(1,1) & K_{CEYZ}(1,2) & 0 & 0 & K_{CEYZ}(1,3) & K_{CEYZ}(1,4) & 0 \\ 0 & K_{CEYZ}(2,1) & K_{CEYZ}(2,2) & 0 & 0 & K_{CEYZ}(2,3) & K_{CEYZ}(2,4) & 0 \\ K_{CEXY}(2,1) & 0 & 0 & K_{CEXY}(2,2) & K_{CEXY}(2,3) & 0 & 0 & K_{CEXY}(2,4) \\ K_{CEXY}(3,1) & 0 & 0 & K_{CEXY}(3,2) & K_{CEXY}(3,3) & 0 & 0 & K_{CEXY}(3,4) \\ 0 & K_{CEYZ}(3,1) & K_{CEYZ}(3,2) & 0 & 0 & K_{CEYZ}(3,3) & K_{CEYZ}(3,4) & 0 \\ 0 & K_{CEYZ}(4,1) & K_{CEYZ}(4,2) & 0 & 0 & K_{CEYZ}(4,3) & K_{CEYZ}(4,4) & 0 \\ K_{CEXY}(4,1) & 0 & 0 & K_{CEXY}(4,2) & K_{CEXY}(4,3) & 0 & 0 & K_{CEXY}(4,4) \end{bmatrix} \quad (4.9)$$

4.4 Algoritmo de Evolução Diferencial

Nessa pesquisa será utilizada a técnica de otimização heurística conhecida como Evolução Diferencial. Essa técnica consiste em um algoritmo evolutivo proposto inicialmente por Storn e Price (1997), inspirado por mecanismos derivados dos processos biológicos, tais como mutação,

cruzamento, herança genética e seleção natural.

Essa técnica torna-se particularmente interessante pela facilidade de implementação, capacidade de estruturação em arquitetura paralela de processamento, habilidade de escapar de ótimos locais, e pela qualidade dos resultados obtidos em aplicações com diferentes graus de complexidade, tornando-se uma das estratégias mais utilizadas para a resolução de problemas de engenharia (LOBATO; STEFFEN JR; NETO, 2011).

O procedimento de otimização utilizando o algoritmo de Evolução Diferencial segue as etapas apresentadas abaixo (LOBATO et al., 2008). A Fig. 4.5 ilustra essas etapas. A ideia principal dessa técnica está relacionada à proposta de atualização de cada indivíduo, que é realizada por meio de operações vetoriais. Um novo candidato é constituído a partir de um candidato que recebe a diferença ponderada de outros dois candidatos, como descrito por Lobato, Steffen Jr e Neto (2011).

O primeiro passo para a aplicação do método consiste na geração da população inicial de forma aleatória, considerando valores factíveis para a solução do problema, garantindo que os valores atribuídos às variáveis estejam dentro das fronteiras delimitadas pelo projetista (espaço de projetos). A Eq. (4.10) descreve essa etapa:

$$x_{i,j} = x_{i,L} + rand(x_{i,U} - x_{i,L}) \quad (4.10)$$

na qual $x_{i,L}$ e $x_{i,U}$ são os limites inferiores e superiores das j -ésimas variáveis de projeto, respectivamente, e $rand$ trata-se de um gerador de números randômicos entre 0 e 1.

Em seguida, o algoritmo realiza as operações de mutação e recombinação para a criação de uma nova população. Um indivíduo é selecionado de forma aleatória para ser substituído. Outros três indivíduos, ou mais, são selecionados aleatoriamente como genitores, sendo que um deles é selecionado como genitor principal. Ao genitor principal, adiciona-se a diferença entre os outros dois vetores ponderada por uma taxa de perturbação, F , caracterizando o processo de mutação na Evolução Diferencial, descrita pela Eq. (4.11):

$$u_{i,g} = x_{r0,g} + F(x_{r1,g} - x_{r2,g}) \quad (4.11)$$

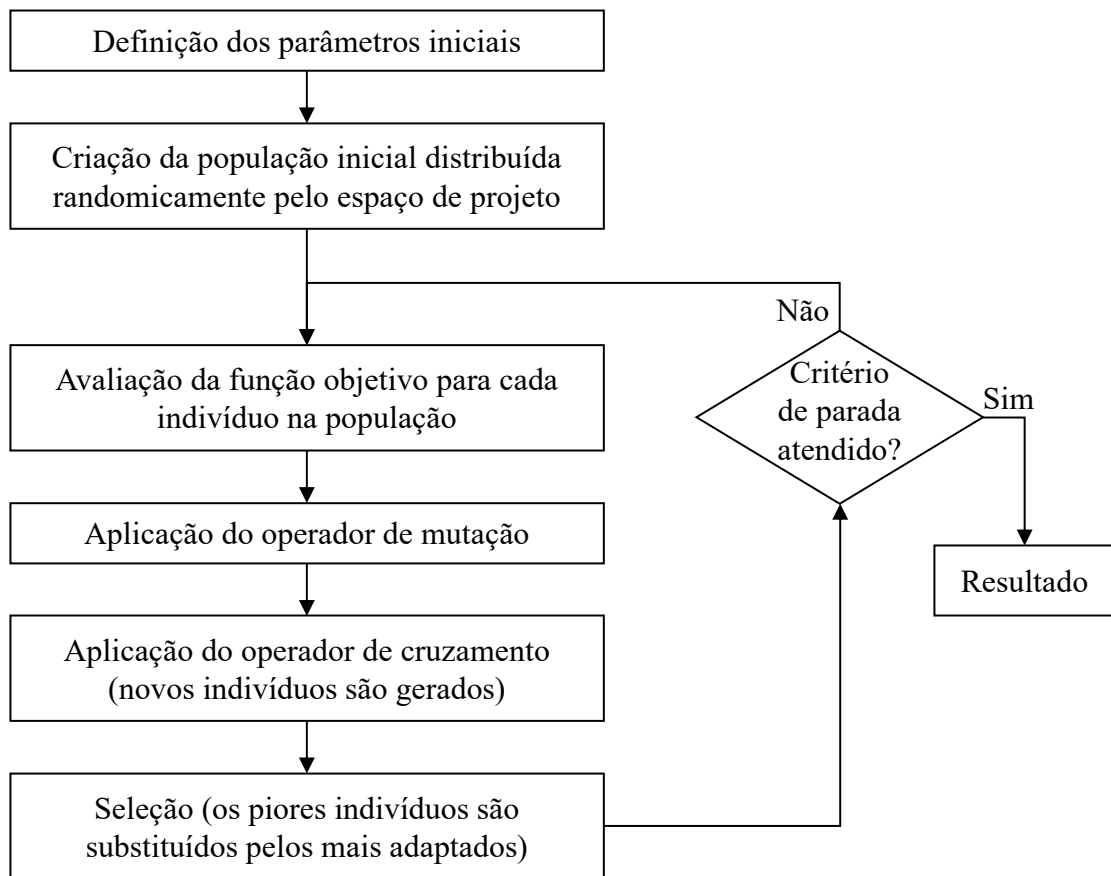


Figura 4.5: Fluxograma representativo do algoritmo de Evolução Diferencial.

em que $u_{i,g}$ representa o novo candidato e os vetores $x_{r0,g}$, $x_{r1,g}$ e $x_{r2,g}$ são os genitores, tomados aleatoriamente.

Embora este trabalho utilize o operador de mutação descrito na Eq. (4.11), por ser um dos mais empregados, outros mecanismos de mutação podem ser utilizados, como apresentam Fan e Lampinen (2003).

A operação de mutação é complementada pelo operador de cruzamento, no qual o vetor $u_{i,g}$, gerado no passo anterior, é avaliado para determinar se pode ou não ser aceito na próxima geração, de acordo com a Eq. (4.12):

$$u_{i,g} = \begin{cases} u_{i,g} & \text{se } rand \leq CR \text{ ou } j = j_{rand} \\ x_{i,g} & \text{caso contrário} \end{cases} \quad (4.12)$$

na qual CR representa o operador de cruzamento, cujo valor deve ser definido pelo usuário no intervalo de 0 a 1. Nesse processo, o valor de CR é comparado com o valor de $rand$, sendo que se o valor randômico obtido for menor que CR o novo indivíduo é aceito, caso contrário, o vetor $x_{i,g}$ é mantido na população.

Por fim, é feita a avaliação do vetor resultante, $u_{i,g}$ para verificar se ele possui uma função de adaptação melhor que a do genitor principal. Caso positivo esse vetor substituirá o genitor principal. Caso contrário, este será mantido na população, de acordo com a Eq. (4.13), em que f representa a função objetivo.

$$x_{i,g+1} = \begin{cases} u_{i,g} & \text{se } f(u_{i,g}) \leq f(x_{i,g}) \\ x_{i,g} & \text{caso contrário} \end{cases} \quad (4.13)$$

O critério de parada utilizado neste trabalho é dado pela quantidade de gerações, tradicionalmente, o mais utilizado em abordagens heurísticas.

4.5 Dados de Referência

O ajuste do modelo tem início com a determinação dos dados de vibração que serão utilizados como referência no processo iterativo. Idealmente, esses dados são coletados por meio de proxímetros, que medem o deslocamento radial ou axial do eixo.

Para favorecer o desempenho do processo de otimização, recomenda-se ajustar os parâmetros de aquisição de dados de modo que a velocidade de rotação da máquina, conhecida como 1X, seja um múltiplo da resolução de frequência, Δf , no espectro do sinal. A resolução de frequência é determinada conforme a Eq. (4.14), enquanto o passo de tempo, Δt , é definido pela Eq. (4.15).

$$\Delta f = \frac{1}{N\Delta t} \quad (4.14)$$

$$\Delta t = \frac{1}{f_s} \quad (4.15)$$

nas quais f_s é a frequência de amostragem do sensor, e N o número de amostras no tempo, geralmente igual ao número de pontos da Transformada Discreta de Fourier (*Discrete Fourier Transform* - DFT) (BENDAT; PIERSON, 2011).

Ao adotar essa abordagem é possível minimizar o vazamento espectral nas componentes harmônicas da rotação, uma vez que esses valores passam a coincidir com as frequências discretizadas no espectro. Preservar a precisão nas estimativas da DFT nesses pontos é importante, pois, como apresentado acima, os defeitos mecânicos abordados nesse trabalho se manifestam por alterações de amplitude nas frequências de 1X, 2X e 3X (MUSZYNSKA, 2005), (LALANNE; FERRARIS, 1998), (XIA et al., 2019), (DEWELL; MITCHELL, 1984) e (MAYES; DAVIES, 1984).

4.6 Variáveis de Projeto

As variáveis de projeto são os parâmetros utilizados para caracterizar os modelos de defeitos mecânicos atribuídos ao modelo numérico do sistema. Essas variáveis são definidas automaticamente com base nos defeitos associados ao modelo numérico da unidade geradora, e seus valores são modificados ao longo do processo de otimização, que gera um novo conjunto de amostras a cada iteração, conforme descrito na Seção 4.4. Cada amostra corresponde a uma configuração distinta das variáveis de projeto, utilizada para gerar novas versões do modelo numérico da máquina virtual. Essas versões são então simuladas e comparadas com os dados de vibração de referência. Cada defeito é representado por um conjunto de parâmetros descritos a seguir.

O desbalanceamento mecânico pode ser atribuído a qualquer posição do rotor. A posição do desbalanceamento no rotor, determinada pelo usuário, não é tomada como uma variável de projeto no processo de otimização. As variáveis de projeto para esse defeito são o valor do desbalanceamento e a fase angular. O intervalo de busca para a fase angular pode assumir valores entre 0° e 360° , enquanto o intervalo para o desbalanceamento é determinado pelo usuário.

Assim como o desbalanceamento, o desalinhamento pode ser associado a qualquer posição do eixo. Entretanto, é mais comum que desalinhamentos ocorram em regiões próximas a acoplamentos. Além disso, a posição do desalinhamento no rotor não é tomada como uma

variável de projeto no processo de otimização. Cada tipo de desalinhamento é caracterizado por diferentes variáveis de projeto.

Para o desalinhamento angular, a variável de projeto é o ângulo de desalinhamento em relação às seções transversais dos eixos. Para o desalinhamento paralelo, as variáveis são o deslocamento transversal entre os eixos e a direção do deslocamento, que pode assumir valores entre 0° e 360° . O desalinhamento combinado possui como variáveis de projeto as três variáveis anteriores, referentes aos dois tipos de desalinhamento mencionados.

O modelo de trinca considera, como parâmetro fixo, a posição da trinca transversal ao longo do eixo. Como variável de projeto, adota-se a profundidade relativa da trinca, que pode assumir valores entre 0 e 0,5, conforme indicado na literatura (MAYES; DAVIES, 1984).

A definição do vetor de limites para as variáveis de projeto é realizada com base nos parâmetros de cada defeito, por meio do algoritmo ilustrado na Fig. 4.6. Ele é iniciado com uma lista, estrutura de dados em Python, que contém os defeitos a serem atribuídos ao modelo da máquina rotativa. Os limites das variáveis que descrevem esses defeitos são inseridos automaticamente no vetor de saída, de forma específica, levando em conta as particularidades de cada tipo de modelo de defeito mecânico.

4.7 Modelo Numérico do Sistema

Após a definição das variáveis de projeto pelo algoritmo de otimização, respeitando o espaço de busca delimitado pelos limites associados a cada variável, essas variáveis são vinculadas aos modelos de defeitos por meio de um algoritmo inverso ao apresentado na Fig 4.6. Essa etapa resulta na configuração de um novo modelo numérico, sobre o qual é realizada uma simulação temporal, com o objetivo de obter os dados necessários para avaliar a similaridade entre o comportamento dinâmico da máquina virtual e o da máquina real. Assim como para os dados de referência, recomenda-se que o tempo de simulação e o Δt sejam convenientes, de modo que a velocidade de rotação da máquina seja um múltiplo do Δf no espectro do sinal simulado.

O modelo numérico deve ser ajustado de maneira distinta, dependendo do objetivo, seja para calibrar o gêmeo digital a partir de condições saudáveis, seja para introduzir modelos de defeitos com vistas ao diagnóstico. As especificidades de cada abordagem são apresentadas a seguir.

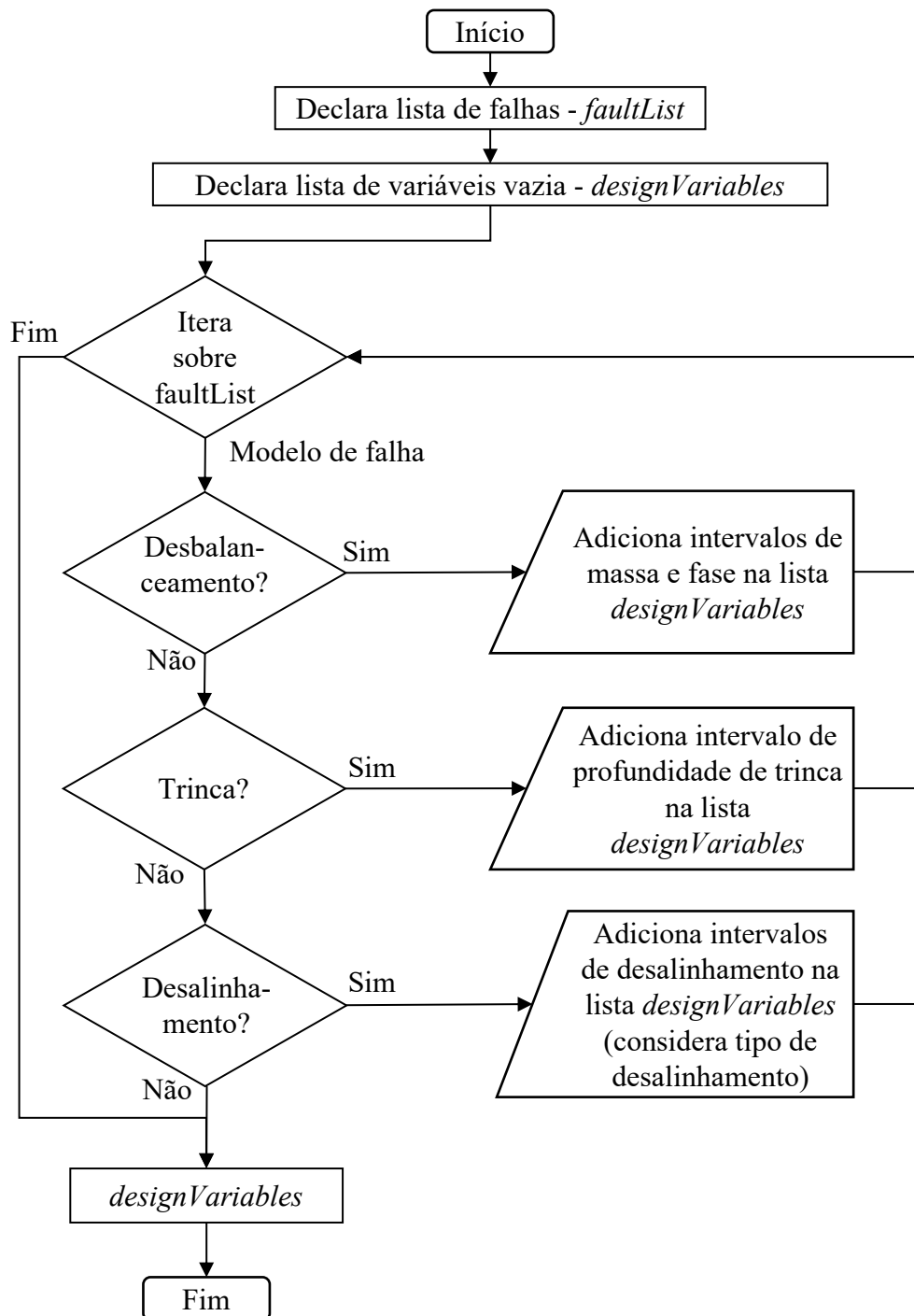


Figura 4.6: Algoritmo para construção do vetor de limites para as variáveis de projeto.

4.7.1 Calibração

Como supracitado, a etapa de calibração envolve o ajuste do modelo numérico da máquina virtual para representar a condição de operação saudável do sistema. Nesse processo, são determinados os desbalanceamentos mecânicos residuais presentes na turbina e no gerador. Dessa forma, a máquina virtual é configurada de modo que a ferramenta identifique e ajuste

esses desbalanceamentos. Uma vez finalizada a calibração, define-se o gêmeo digital da máquina rotativa, um modelo capaz de reproduzir o comportamento dinâmico do sistema real com similaridade adequada.

4.7.2 *Diagnóstico de defeitos*

A partir do gêmeo digital definido na etapa de calibração, constroem-se os modelos numéricos da unidade geradora a serem avaliados pela ferramenta de diagnóstico. Os parâmetros de desbalanceamento obtidos na calibração são incorporados ao gêmeo digital e mantidos fixos durante o diagnóstico, por serem característicos da montagem e do funcionamento do sistema. Os modelos de defeitos são então inseridos no gêmeo digital, gerando as novas configurações do modelo numérico que serão analisadas na etapa de diagnóstico.

4.8 **Funções Objetivo**

A função objetivo é responsável por determinar um valor escalar que expressa a qualidade de uma solução candidata em relação ao problema modelado. No contexto deste trabalho, a função objetivo é utilizada para quantificar a diferença entre as respostas dinâmicas obtidas por meio das simulações numéricas e os dados experimentais de vibração da máquina em operação. Essa métrica permite que o algoritmo de otimização avalie comparativamente diferentes configurações do modelo numérico, conduzindo a busca iterativa por soluções que minimizem essa discrepância.

A função objetivo proposta neste trabalho baseia-se na comparação espectral entre os sinais simulados e os dados de referência, com foco específico nos harmônicos da frequência de rotação da máquina. Essa abordagem é adotada considerando que os modelos de defeitos considerados induzem variações características nas amplitudes das componentes 1X, 2X e 3X, associadas, respectivamente, à frequência fundamental e seus múltiplos. Dessa forma, a função objetivo é adaptada para capturar as particularidades de cada etapa do processo, seja de calibração ou de diagnóstico, com base no comportamento espectral típico de cada tipo de defeito.

4.8.1 *Calibração*

Na etapa de calibração, a função objetivo é formulada para avaliar exclusivamente a amplitude da componente 1X, uma vez que o desbalanceamento mecânico se manifesta predominantemente nessa frequência. O valor da função objetivo é obtido a partir da diferença entre as amplitudes simuladas e experimentais na frequência de rotação da máquina, como ilustrado na Fig 4.7.

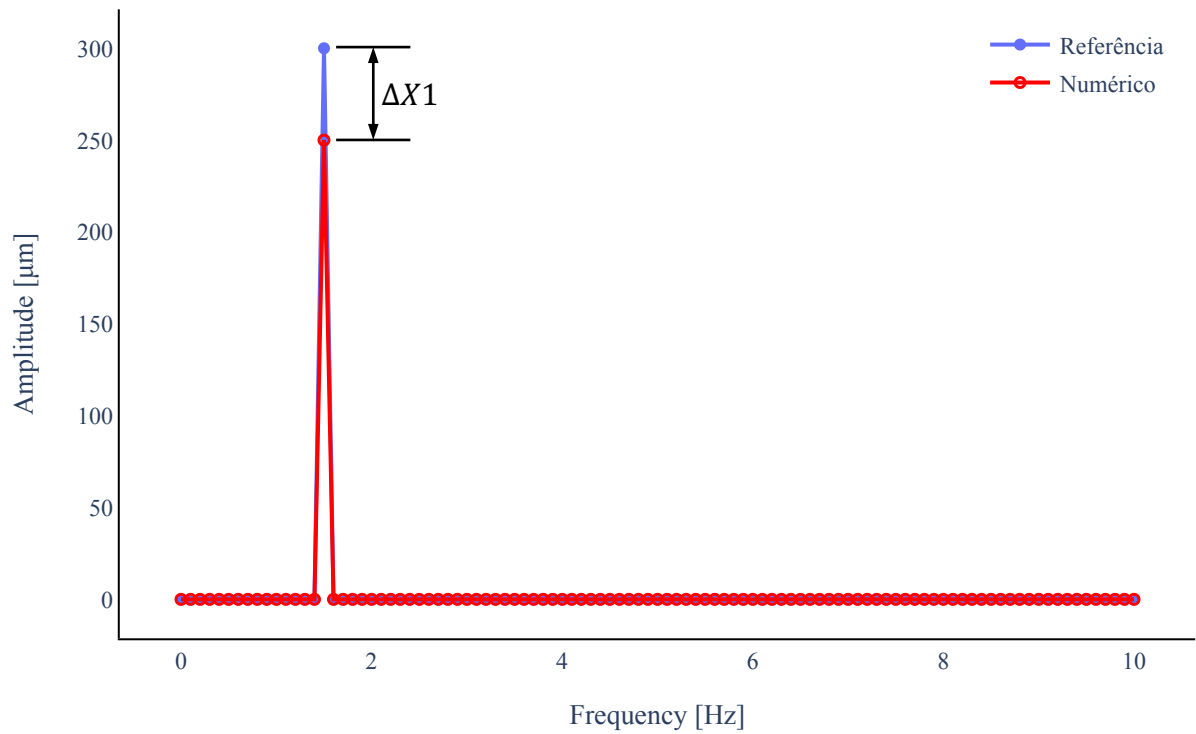


Figura 4.7: Diferença entre as amplitudes de 1X dos espectros de frequência dos dados simulados e dos dados de referência.

4.8.2 Diagnóstico de defeitos

Na etapa de diagnóstico, a função objetivo é ajustada para considerar múltiplas componentes harmônicas, de acordo com o tipo de defeito investigado. Como discutido anteriormente, os defeitos de desalinhamento são caracterizados por aumentos nas amplitudes das componentes 1X, 2X e 3X, enquanto as trincas transversais se manifestam predominantemente nas componentes 1X e 2X. Dessa forma, a função objetivo avalia a diferença nas amplitudes dessas componentes específicas, conforme exemplificado na Fig 4.8.

4.8.3 Formulação matemática

A função objetivo foi formulada com base na diferença absoluta das amplitudes espectrais entre os sinais simulados e os dados de referência, restrita aos harmônicos da frequência de rotação da máquina, f_r . Essa abordagem foi escolhida por sua simplicidade, robustez numérica e por apresentar boa sensibilidade às alterações características induzidas pelos defeitos mecânicos nessas componentes. A expressão matemática para representar a diferença absoluta das amplitudes de um sinal é dada pela Eq. (4.16):

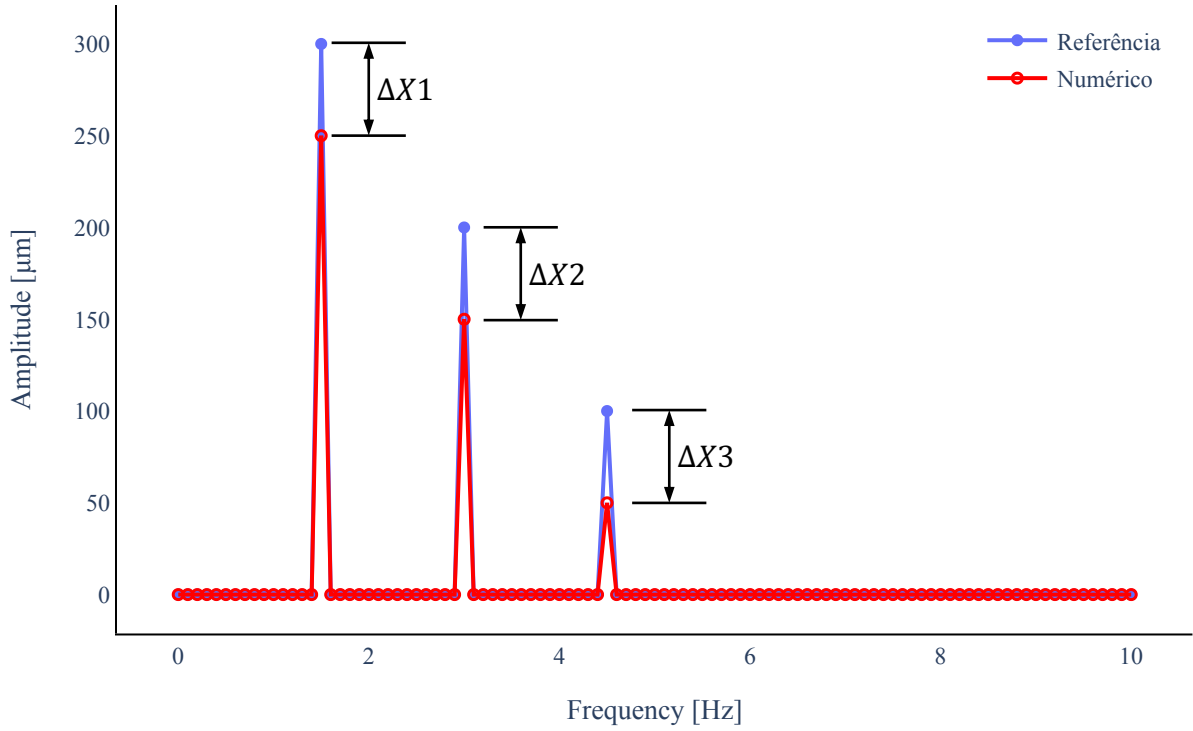


Figura 4.8: Diferenças entre as amplitudes das componentes 1X, 2X e 3X nos espectros de frequência dos dados simulados e dos dados de referência.

$$J = \sum_{h=1}^n \left(\left| AR_h^{\text{ref}} - AR_h^{\text{sim}} \right| + \left| AI_h^{\text{ref}} - AI_h^{\text{sim}} \right| \right) \quad (4.16)$$

na qual J representa a diferença absoluta das amplitudes espectrais, h o índice do harmônico da frequência de rotação, sendo que, por exemplo, $h = 1$ representa a velocidade de rotação da máquina e n a quantidade de harmônicos avaliados. AR_h^{ref} e AI_h^{ref} representam as componentes real e imaginária, respectivamente, da amplitude do sinal de referência na componente harmônica $h \cdot f_r$, e AR_h^{sim} e AI_h^{sim} as componentes real e imaginária da amplitude do sinal simulado na mesma componente harmônica. A avaliação das componentes reais e imaginárias do sinal torna possível ajustar tanto a amplitude quanto a fase do sinal.

Os procedimentos de ajuste abordados neste trabalho utilizam mais de um sinal de referência para realizar a calibração e o diagnóstico. Como exemplo, para o processo de calibração da unidade geradora de Foz do Chapecó foram utilizados quatro sinais de referência, de quatro proxímetros diferentes. Dessa forma, a função objetivo é dada conforme a Eq. (4.17).

$$F_{obj} = \sum_{s=1}^{n_s} J_s \quad (4.17)$$

em que F_{obj} representa o valor escalar da função objetivo, J_s a diferença absoluta das amplitudes espectrais, Eq. (4.16), aplicada ao sinal de referência indexado por s , e n_s a quantidade de sensores utilizados como referência.

Essa formulação permite que a função objetivo seja facilmente adaptada para a aplicação da ferramenta através do valor de n , da Eq. (4.16), que assume o valor 1 no processo de calibração e 3 no processo de diagnóstico, devido aos espectros característicos dos defeitos avaliados em cada uma dessas etapas.

CAPÍTULO V

RESULTADOS DA METODOLOGIA APLICADA NA UNIDADE GERADORA

Este capítulo aborda a aplicação da metodologia proposta no modelo matemático da unidade geradora da usina de Foz do Chapecó. Também são discutidos os resultados obtidos com essas aplicações, tanto na calibração quanto no diagnóstico de defeitos.

5.1 Modelo Multifísico da Unidade Geradora

O modelo multifísico, proposto por Sicchieri (2024), foi construído com base nos parâmetros descritos no Capítulo III. Como abordado anteriormente neste trabalho, o modelo numérico do sistema utiliza metamodelos para representar as forças eletromagnéticas do gerador e as forças de sustentação exercidas pelos mancais sobre o eixo do sistema. Nesse contexto, os parâmetros operacionais utilizados para configurar os modelos de calibração e de diagnóstico de defeitos, referentes à condição nominal de operação da UG, estão apresentados a seguir.

O metamodelo do gerador foi configurado para uma potência ativa de 213,75 MW, corrente de campo de 2537 A e corrente de armadura [RMS] de 9143 A. Para a turbina Francis, a simulação em CFD foi realizada considerando uma vazão de 483,5 m³/s na caixa espiral.

O metamodelo do mancal segmentado radial foi configurado para a temperatura da cuba de óleo de 45 °C e as folgas radiais nas sapatadas foram configuradas conforme os valores medidos na unidade, em μm , para cada sapata: 386, 443, 721, 814, 443, 443, 407, 443, 407, 443, 407 e 443.

A temperatura na cuba de óleo do mancal segmentado axial foi de 40 °C, e o carregamento axial suportado pelo mancal foi de 13,32 MN. Para o metamodelo do mancal cilíndrico radial, a temperatura da cuba de óleo foi de 49 °C, e a folga radial foi de 300 μm .

O modelo multifísico da unidade geradora, baseado nos parâmetros apresentados, será utilizado nas análises de calibração e diagnóstico de defeitos.

5.2 Calibração da Unidade Geradora

Como apresentado anteriormente, o processo de calibração da unidade geradora consiste em determinar o desbalanceamento residual da máquina rotativa, o intrínseco ao modelo, causado por erros de montagem e construção dos componentes da máquina. Neste trabalho, optou-se por realizar a calibração do sistema determinando os desbalanceamentos nos componentes de maior massa da unidade, ou seja, o gerador e a turbina.

Para o procedimento de calibração foram utilizados dados reais coletados da máquina, em condição saudável de operação, nas posições dos proxímetros radiais, conforme apresentado na Tab. 3.17. Os dados da máquina real foram comparados com os resultados numéricos obtidos por simulações, considerando as mesmas posições dos proxímetros.

As variáveis de projeto envolvidas para a calibração da máquina são as massas de desbalanceamento e as fases para cada um dos dois componentes. Para o gerador, o intervalo de busca para o desbalanceamento foi definido entre $1000 \text{ kg} \cdot \text{m}$ e $3000 \text{ kg} \cdot \text{m}$, enquanto para a turbina o intervalo adotado foi de $50 \text{ kg} \cdot \text{m}$ a $400 \text{ kg} \cdot \text{m}$. Para ambos os componentes, a fase foi considerada dentro do intervalo de -180° a 180° .

5.2.1 Resultados da calibração da unidade geradora

O processo de otimização para calibrar a unidade geradora foi configurado para executar 30 gerações, cada uma composta por 16 indivíduos, totalizando 480 avaliações da função objetivo. Os valores obtidos para as variáveis de projeto estão apresentados abaixo, na Tab. 5.1.

Tabela 5.1: Valores obtidos para as variáveis de projeto na calibração da UG.

Variável de projeto	Gerador	Turbina
Desbalanceamento	$1895,42 \text{ kg} \cdot \text{m}$	$234,89 \text{ kg} \cdot \text{m}$
Fase	$-51,10^\circ$	$-100,80^\circ$

A partir desses valores, foram obtidos os sinais de vibração numéricos. Esses sinais foram comparados com os valores de deslocamento coletados no proxímetro MGG, instalado próximo

ao mancal segmentado radial, conforme as Fig. 5.2 e 5.3, que apresentam os sinais nos eixos Z e X, respectivamente. A Fig. 5.1 apresenta a órbita descrita pelo rotor na posição do proxímetro MGG, para os dados numéricos e reais.

Na frequência de rotação da máquina, o sinal de referência no eixo Z apresenta deslocamento de $215,68 \mu m$ e o sinal numérico apresenta deslocamento de $161,58 \mu m$. Na direção do eixo X, o deslocamento medido no proxímetro apresentou amplitude de $286,83 \mu m$ e o sinal numérico apresentou amplitude de $254,54 \mu m$.

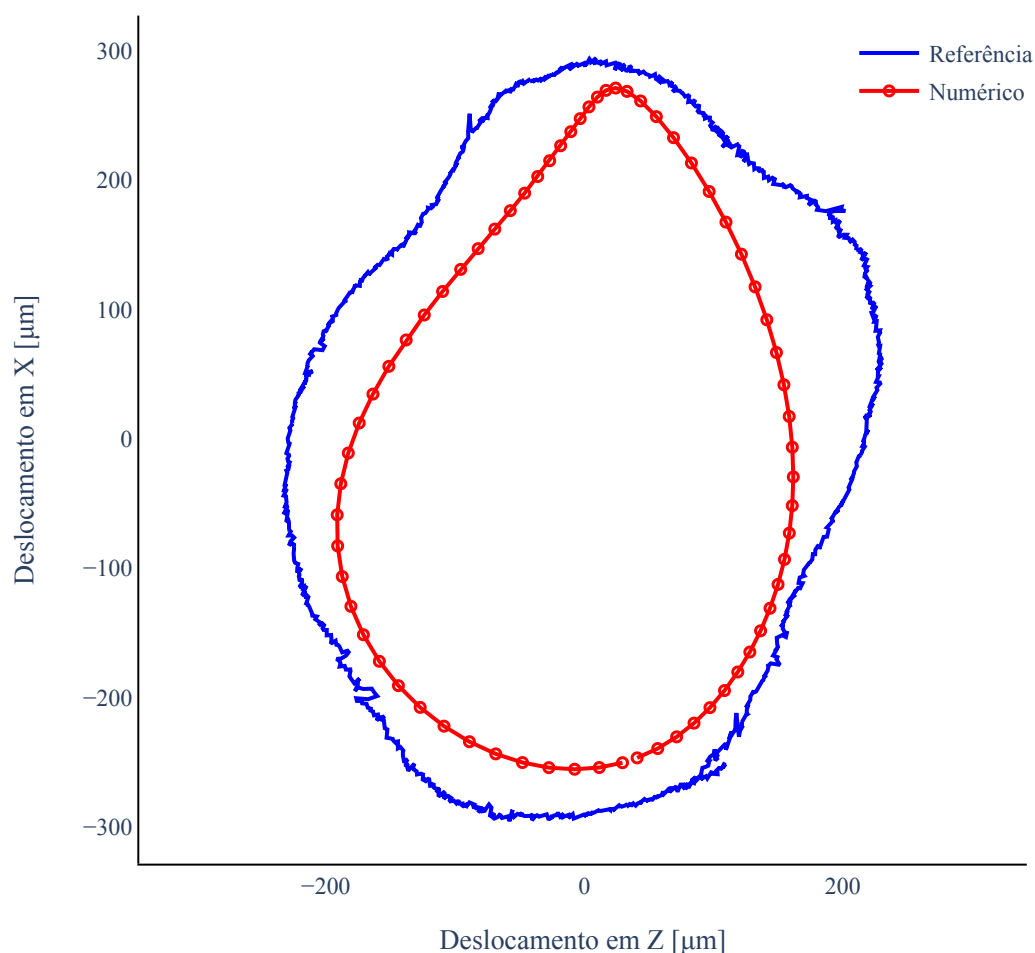
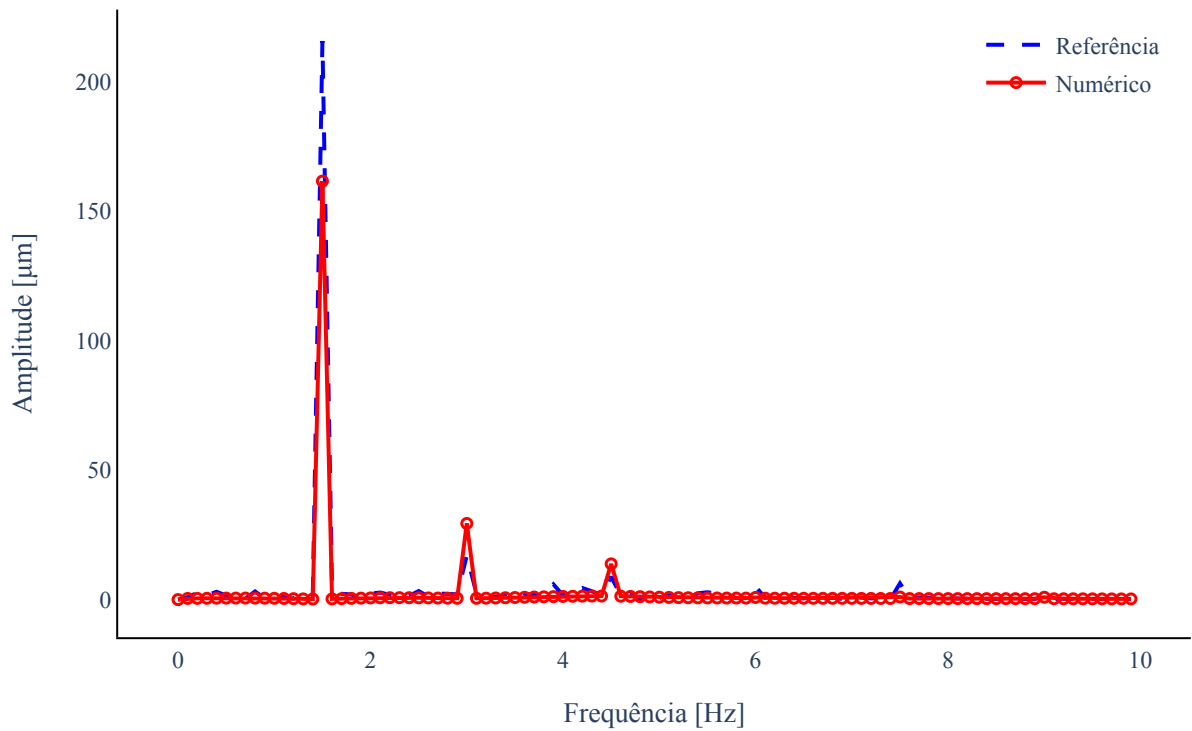
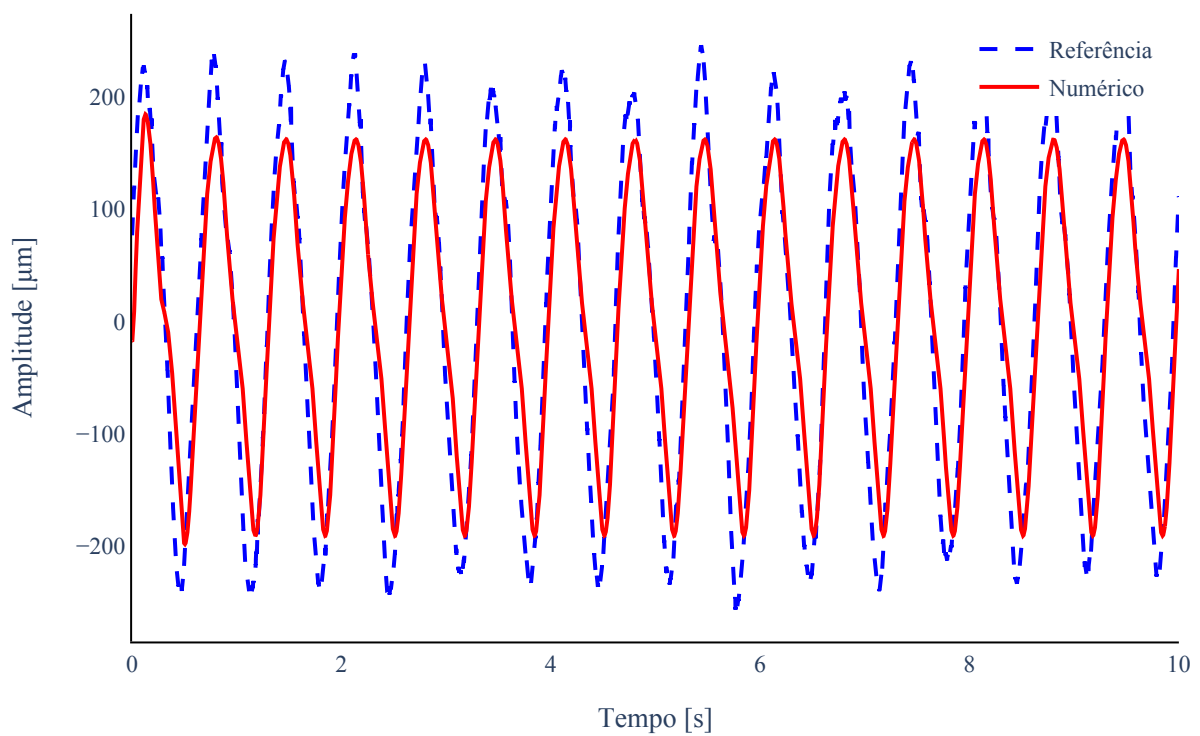


Figura 5.1: Resultados da calibração. Órbitas desenvolvidas pelo rotor na posição do proxímetro MGG.

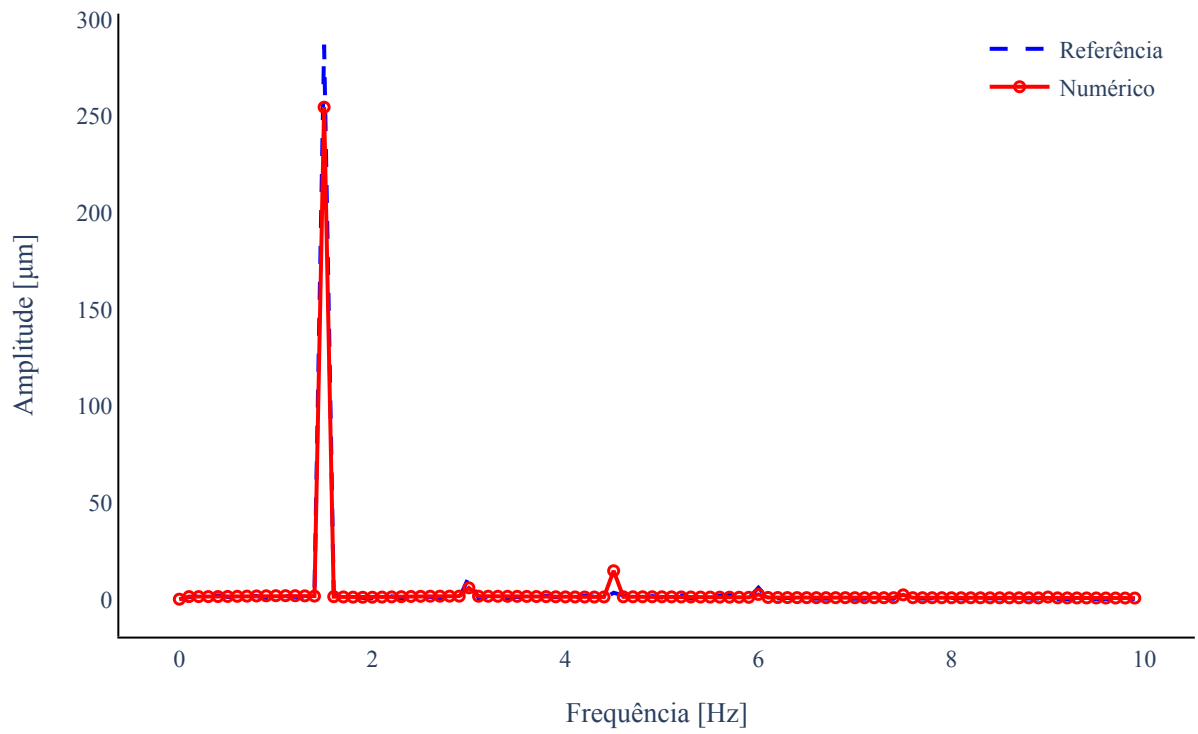


(a)

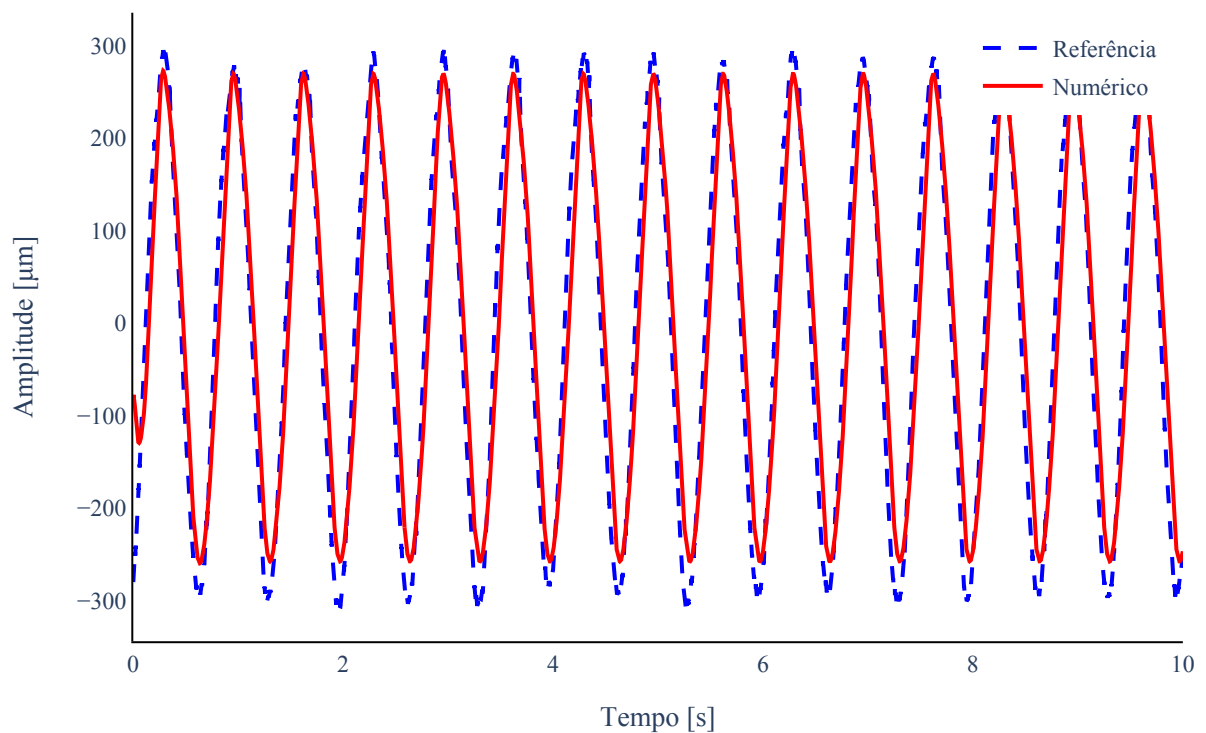


(b)

Figura 5.2: Resultados da calibração. Comparação entre o sinal de vibração numérico e de referência para o proxímetro MGG na direção Z. a) Domínio da frequência. b) Domínio do tempo.



(a)



(b)

Figura 5.3: Resultados da calibração. Comparação entre o sinal de vibração numérico e de referência para o proxímetro MGG na direção X. a) Domínio da frequência. b) Domínio do tempo.

Os deslocamentos medidos pelo proxímetro MGT, instalado próximo ao mancal cilíndrico radial, foram comparados com a vibração obtida numericamente, conforme as Figs. 5.5 e 5.6, que apresentam os sinais nos eixos Z e X, respectivamente. A Fig. 5.4 ilustra a órbita descrita pelo rotor na posição do proxímetro MGT, para os dados reais e numéricos.

As amplitudes de deslocamento obtidas na frequência de rotação da máquina na direção do eixo Z foram de $86,07\ \mu m$ para os dados de referência e de $69,89\ \mu m$ para os dados simulados. Na direção do eixo X foram obtidos os valores de amplitude de deslocamento de $93,57\ \mu m$ e $94,39\ \mu m$ para a referência e para o sinal otimizado, respectivamente.

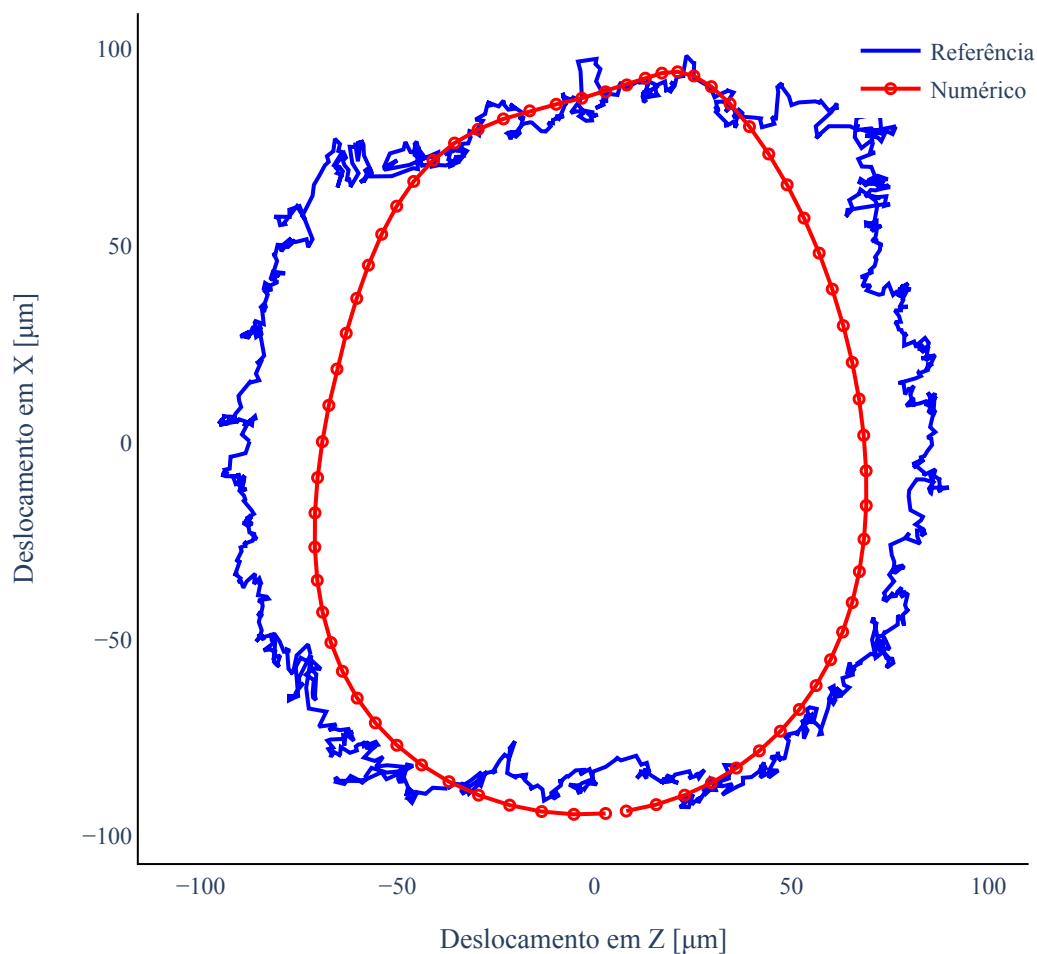
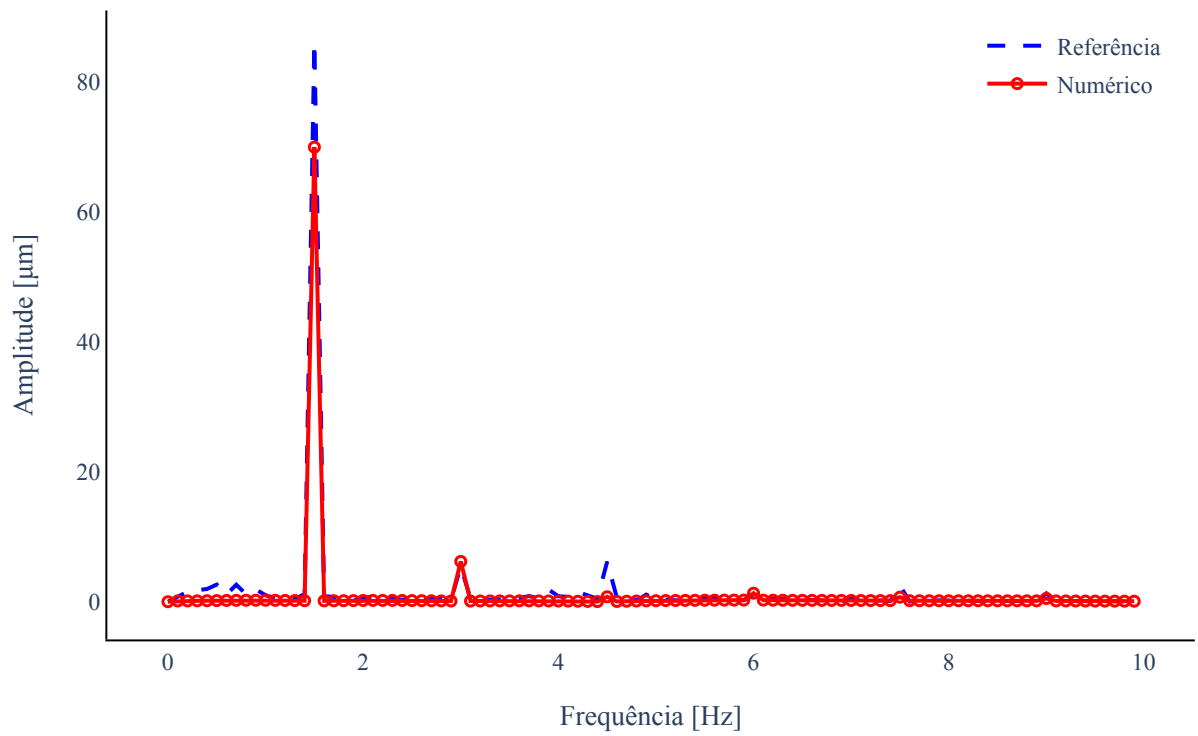
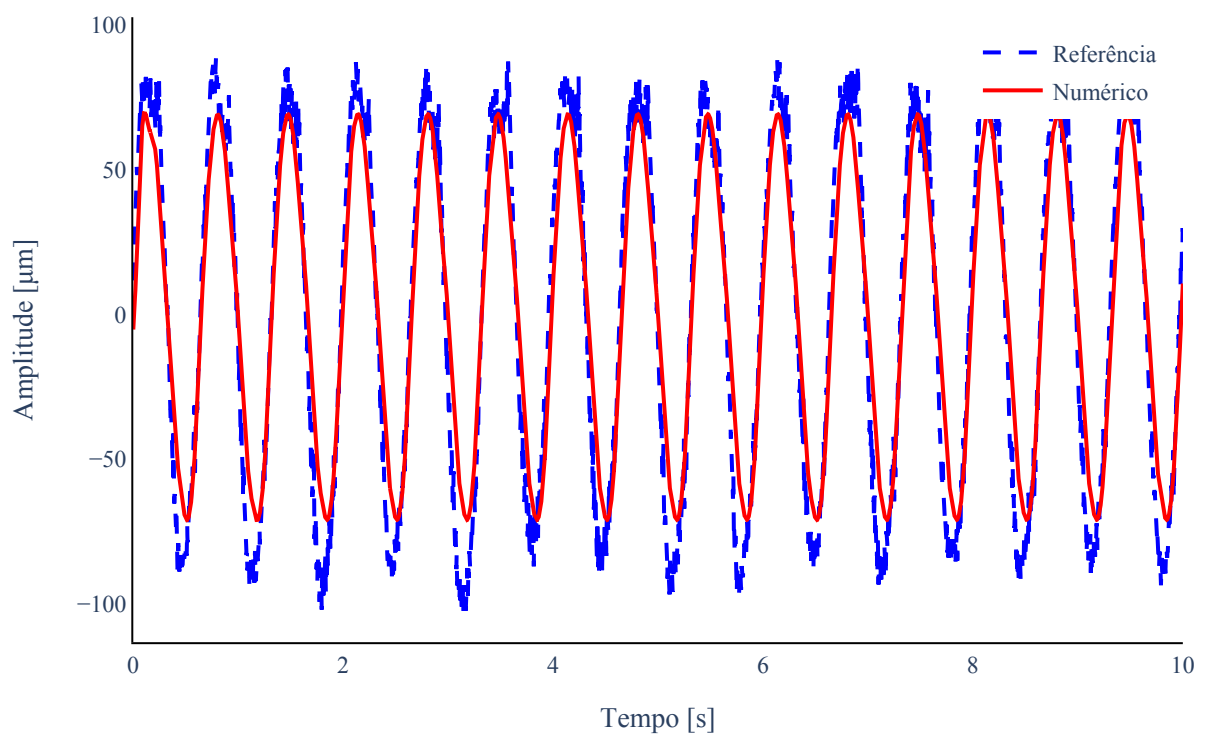


Figura 5.4: Resultados da calibração. Comparação entre as órbitas 2D na posição do proxímetro MGT.

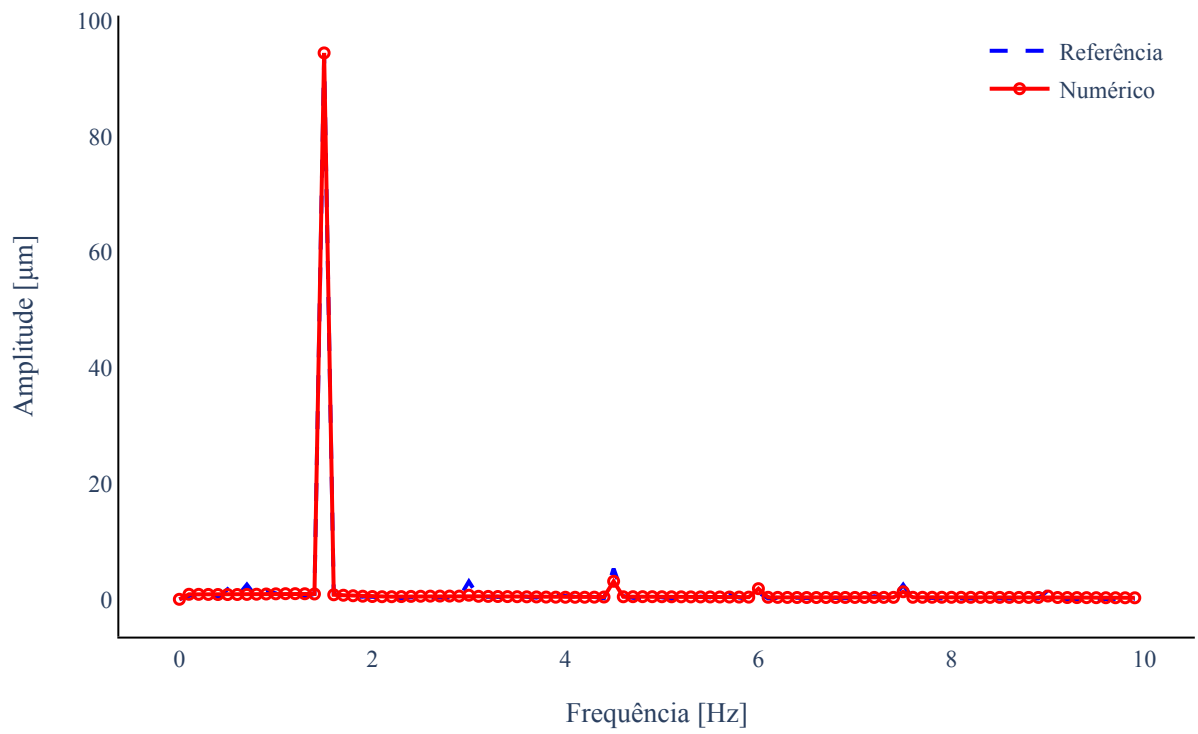


(a)

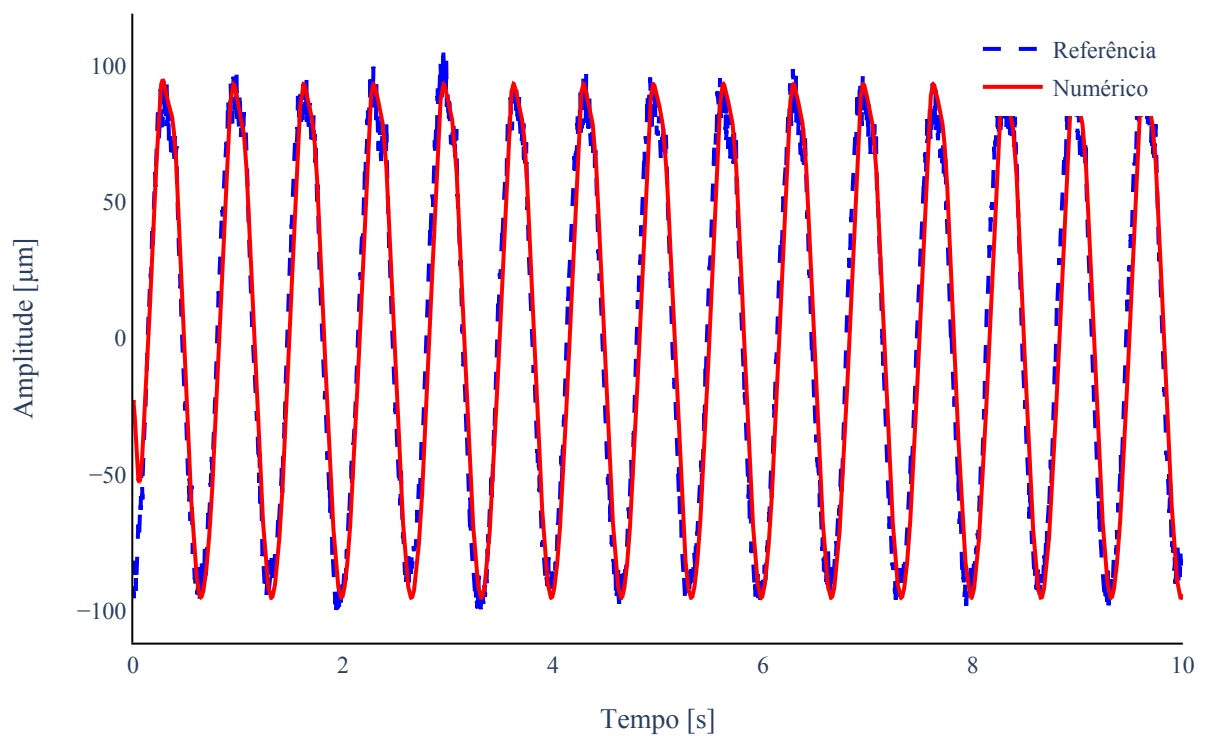


(b)

Figura 5.5: Resultados da calibração. Comparação entre o sinal de vibração numérico e de referência para o proxímetro MGT na direção Z. a) Domínio da frequência. b) Domínio do tempo.



(a)



(b)

Figura 5.6: Resultados da calibração. Comparação entre o sinal de vibração numérico e de referência para o proxímetro MGT na direção X. a) Domínio da frequência. b) Domínio do tempo.

As órbitas descritas pelo rotor apresentam bastante similaridade tanto para o proxímetro MGG quanto para o proxímetro MGT, conforme observado nas Figs. 5.1 e 5.4. Nos espectros apresentados é possível observar a presença dos harmônicos da velocidade de rotação em 2X, 3X, 4X e 5X, que podem estar associados a condições desconhecidas da máquina. É possível observar que o balanceamento do modelo numérico apresentou maior similaridade entre as amplitudes na direção do eixo X, na frequência de rotação da máquina. Como pode ser observado, nessa direção o sinal de vibração possui amplitudes menores para as componentes harmônicas de 2X e 3X.

Com base nas figuras apresentadas nesta seção e nos valores de amplitude obtidos pelo modelo numérico, conclui-se que a abordagem proposta para a calibração de máquinas rotativas, utilizando problema inverso e algoritmo de otimização heurístico, apresenta bons resultados, obtendo ajustes com erro médio de 14% por sinal nas amplitudes da frequência de 1X.

5.3 Diagnóstico de Defeitos

O processo de diagnóstico utiliza o modelo calibrado conforme os resultados apresentados na seção anterior. Esse modelo configura um gêmeo digital da unidade geradora para sua condição de operação saudável. Para a aplicação da metodologia de diagnóstico no modelo numérico da UG, foi necessário criar os dados de referência de forma numérica, visto que a máquina real opera em condições saudáveis e não possui registros reais de falha. Adicionalmente, essa abordagem permite realizar a validação da ferramenta a partir dos parâmetros de danos utilizados.

Para a criação dos dados de referência, os modelos de defeitos são atribuídos ao gêmeo digital conforme descrito abaixo. Primeiramente, foi adicionado ao modelo um desalinhamento combinado no acoplamento 1 localizado acima do gerador, que consiste em um desvio angular de $1,5^\circ$ e um desvio paralelo de $0,45 \text{ mm}$ na direção do eixo X. Em seguida, no acoplamento 2, localizado acima da turbina, foi adicionado um desalinhamento paralelo de $0,47 \text{ mm}$ na direção do eixo Z. A posição dos acoplamentos pode ser verificada na Fig. 2.1. Por fim, foi adicionada uma trinca transversal com profundidade de $7,5 \%$ do diâmetro do eixo, na posição de 10800 mm , abaixo do mancal cilíndrico radial.

Em seguida, o gêmeo digital com os modelos de defeitos mecânicos foi simulado, e os sinais de vibração obtidos foram salvos conforme os dados de vibração reais da máquina, obtidos pelos proxímetros radiais. Esses resultados numéricos foram utilizados como os dados de referência

para o processo de diagnóstico de defeitos.

As variáveis de projeto foram determinadas com base nos defeitos adicionados ao modelo. Para o desalinhamento combinado no acoplamento 1, foram necessárias três variáveis de projeto. A primeira corresponde ao desvio angular, podendo receber valores entre 0° e 2° . Para os desvios paralelos dos acoplamentos 1 e 2 foi determinado o mesmo intervalo, podendo assumir valores entre $0,01\text{ mm}$ e $0,5\text{ mm}$. As variáveis associadas à direção do desvio paralelo receberam valores variando de -180° a 180° . Para a trinca transversal, a profundidade da trinca pode assumir valores no intervalo de 0% a 50% do diâmetro do eixo, seguindo as limitações apresentadas em Mayes e Davies (1984).

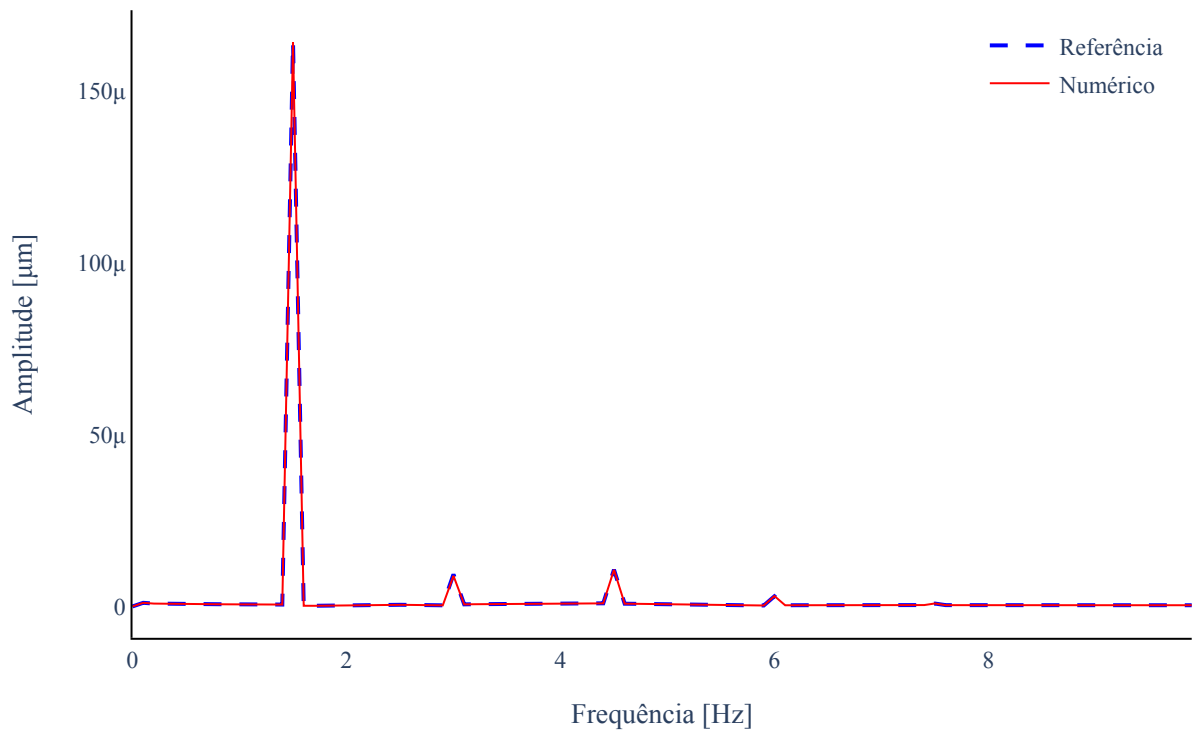
5.3.1 Resultados do diagnóstico de defeitos na unidade geradora

O procedimento para diagnóstico de defeitos na unidade geradora de Foz do Chapecó foi configurado para executar 30 gerações, cada uma composta por 16 indivíduos, totalizando 480 avaliações da função objetivo. Os valores obtidos para as variáveis de projeto estão apresentados a seguir.

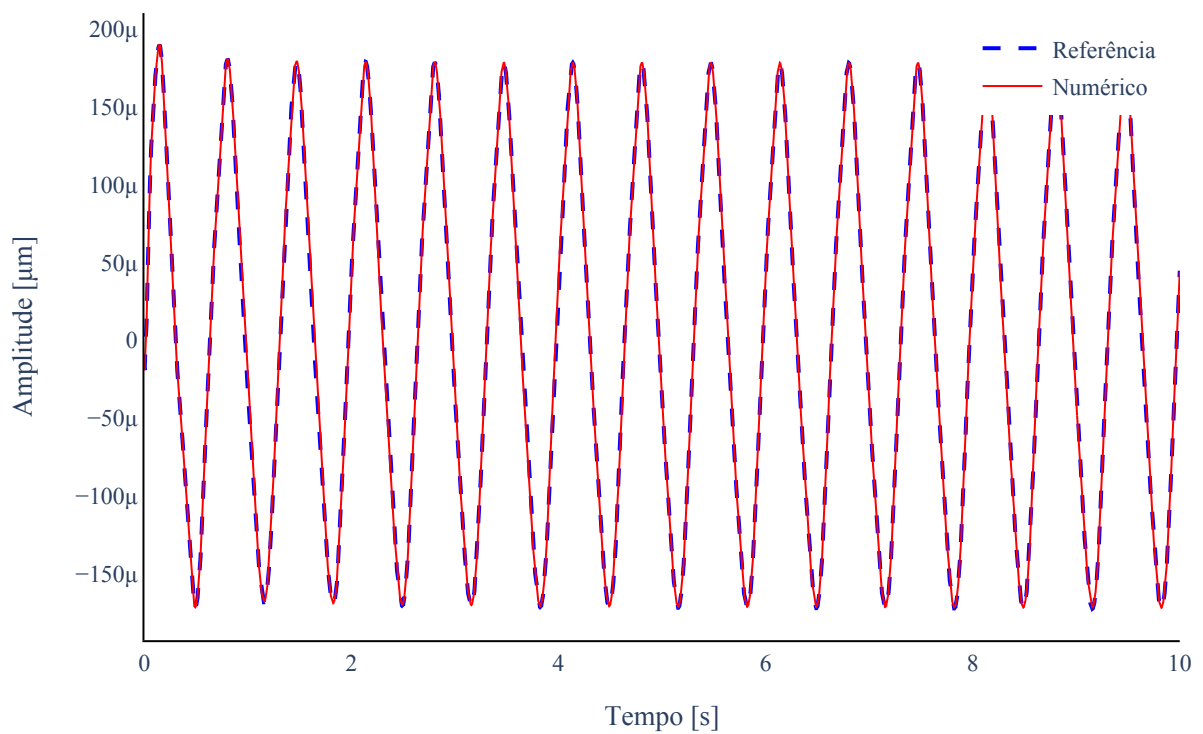
Para o desalinhamento combinado inserido no acoplamento 1, foi obtido o valor de $0,442\text{ mm}$ para o desvio paralelo, com fase de $89,13^\circ$ e de $1,473^\circ$ para o desalinhamento angular. Para o acoplamento 2, o desvio paralelo encontrado foi de $0,467\text{ mm}$, com fase de $1,78^\circ$. A profundidade da trinca encontrada foi de $6,51\%$ do diâmetro do eixo. A partir dos valores encontrados, o modelo do sistema foi montado e simulado. Com os resultados numéricos, foram realizadas as comparações entre os sinais de vibração.

As Figs. 5.7 e 5.8 apresentam a comparação entre os valores de deslocamento coletados numericamente na posição do proxímetro MGG, instalado próximo ao mancal segmentado radial, e os deslocamentos numéricos obtidos do modelo simulado, nas direções Z e X, respectivamente. A Fig. 5.9 ilustra a órbita descrita pelo rotor na posição do proxímetro MGG, para os dados numéricos e reais.

Os deslocamentos medidos pelo proxímetro MGT, instalado próximo ao mancal cilíndrico radial, foram comparados com a vibração obtida numericamente, conforme as Figs. 5.10 e 5.11, que apresentam os sinais nos eixos Z e X, respectivamente. A Fig. 5.12 ilustra a órbita descrita pelo rotor na posição do proxímetro MGT, para os dados reais e numéricos.

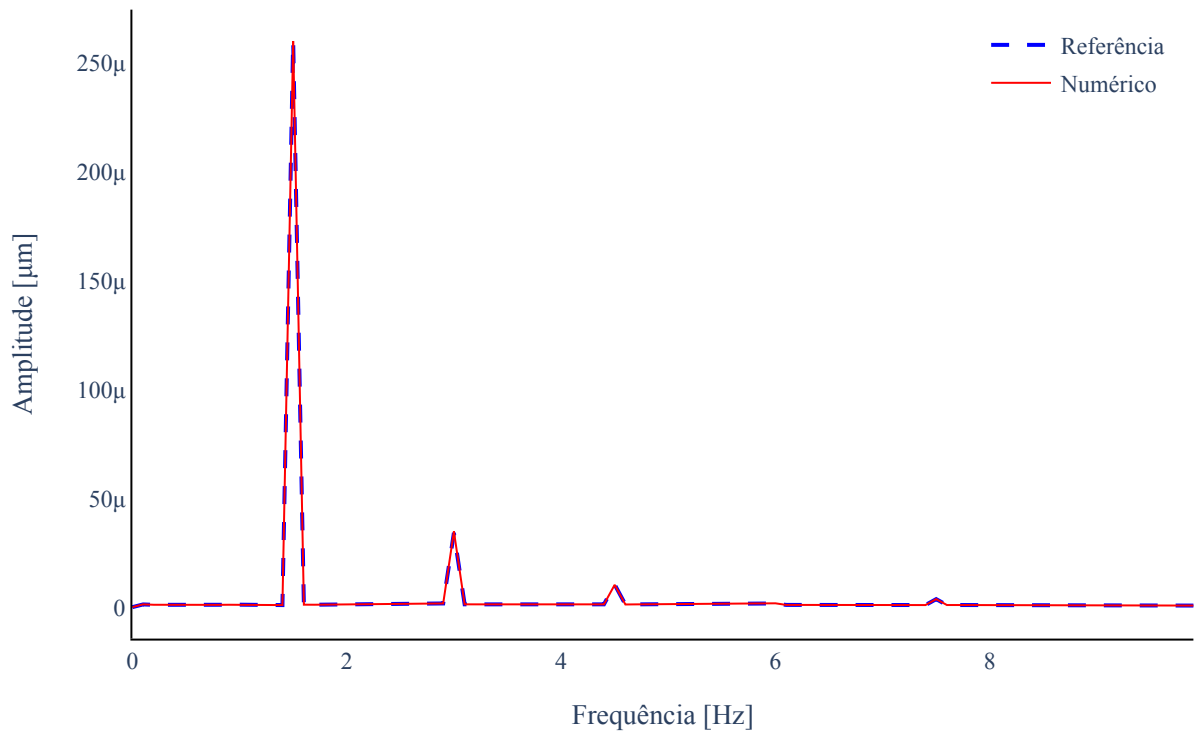


(a)

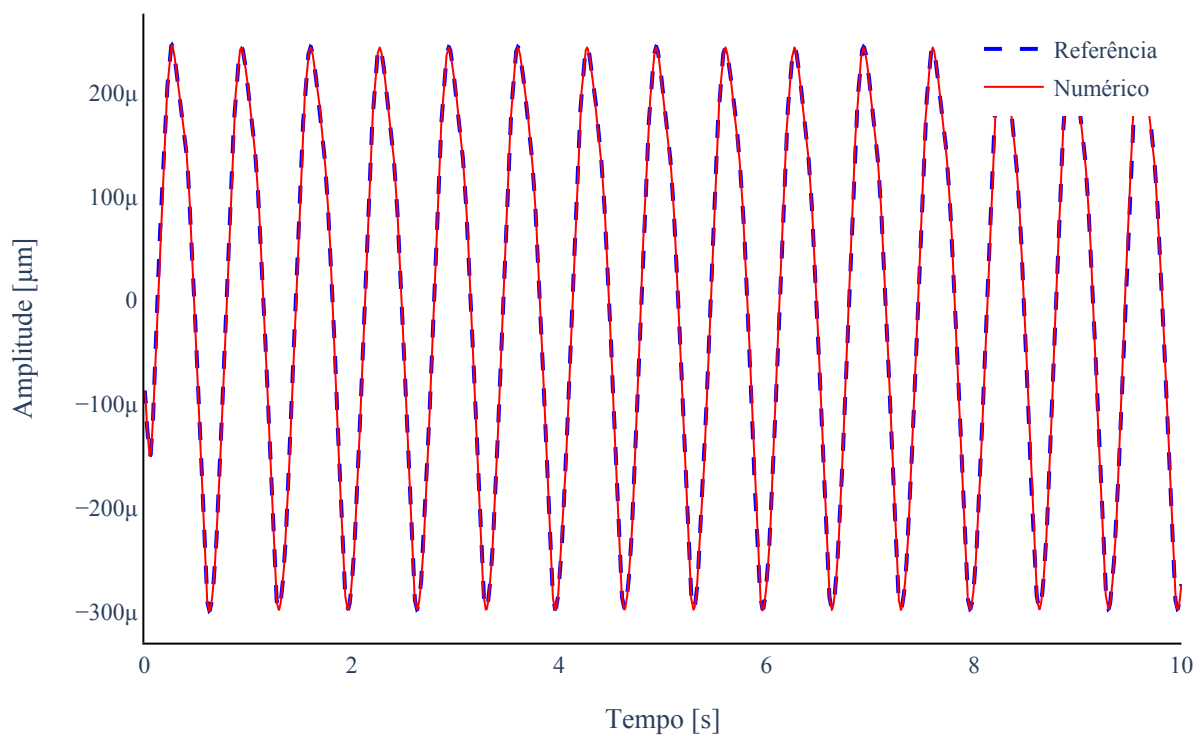


(b)

Figura 5.7: Resultados do diagnóstico. Comparação entre os sinais de vibração na direção Z obtidos a partir dos defeitos de referência e dos resultantes do processo de otimização na posição do proxímetro MGG. a) Domínio da frequência. b) Domínio do tempo.



(a)



(b)

Figura 5.8: Resultados do diagnóstico. Comparação entre os sinais de vibração na direção X obtidos a partir dos defeitos de referência e dos resultantes do processo de otimização na posição do proxímetro MGG. a) Domínio da frequência. b) Domínio do tempo.

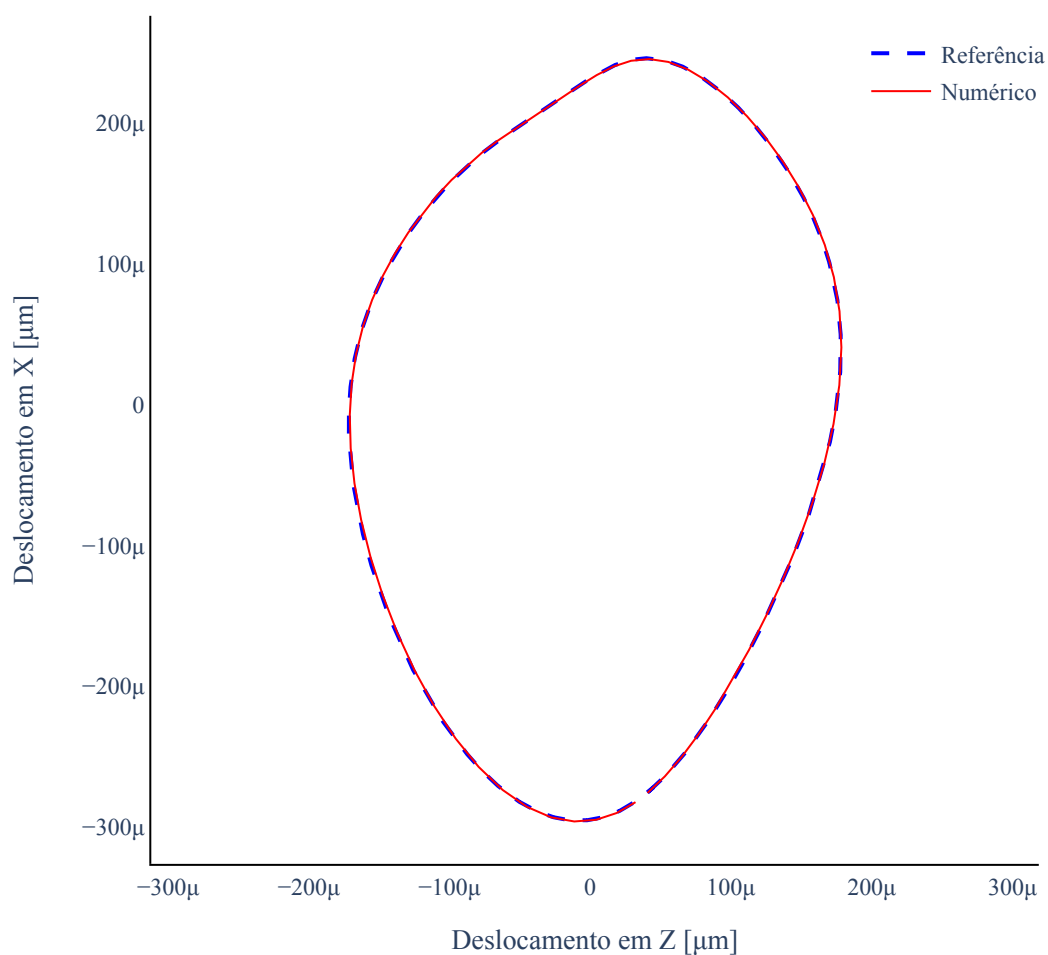
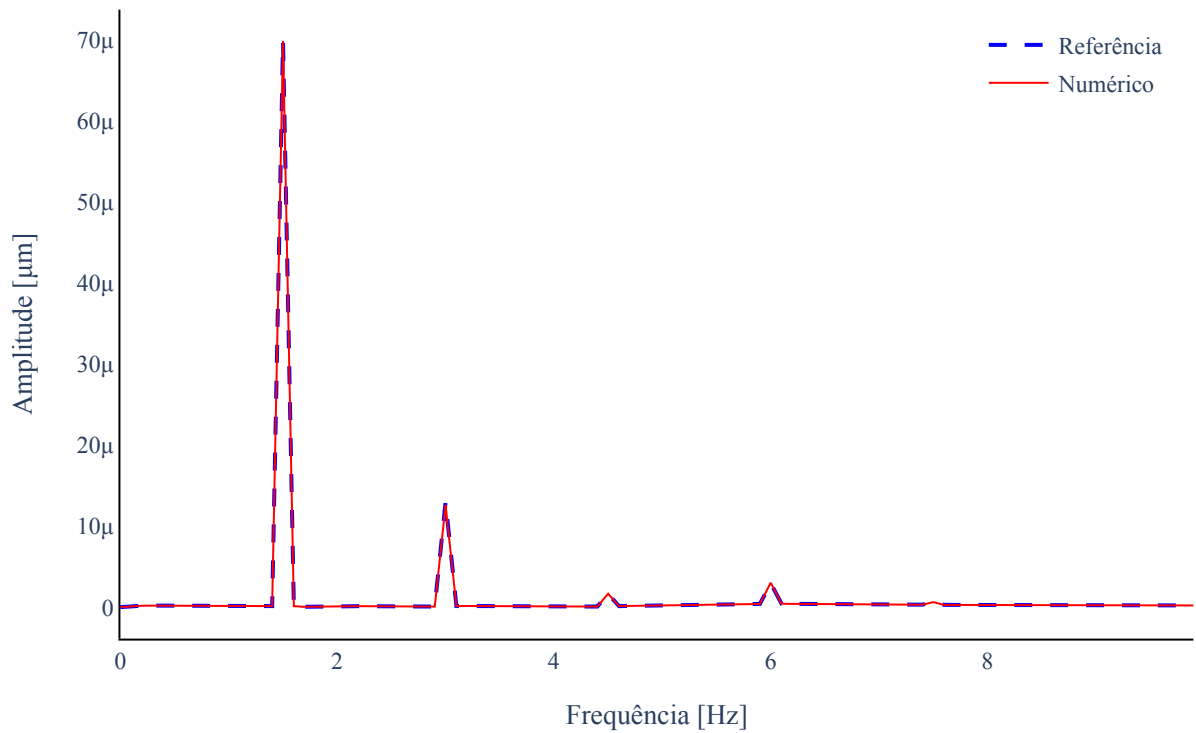
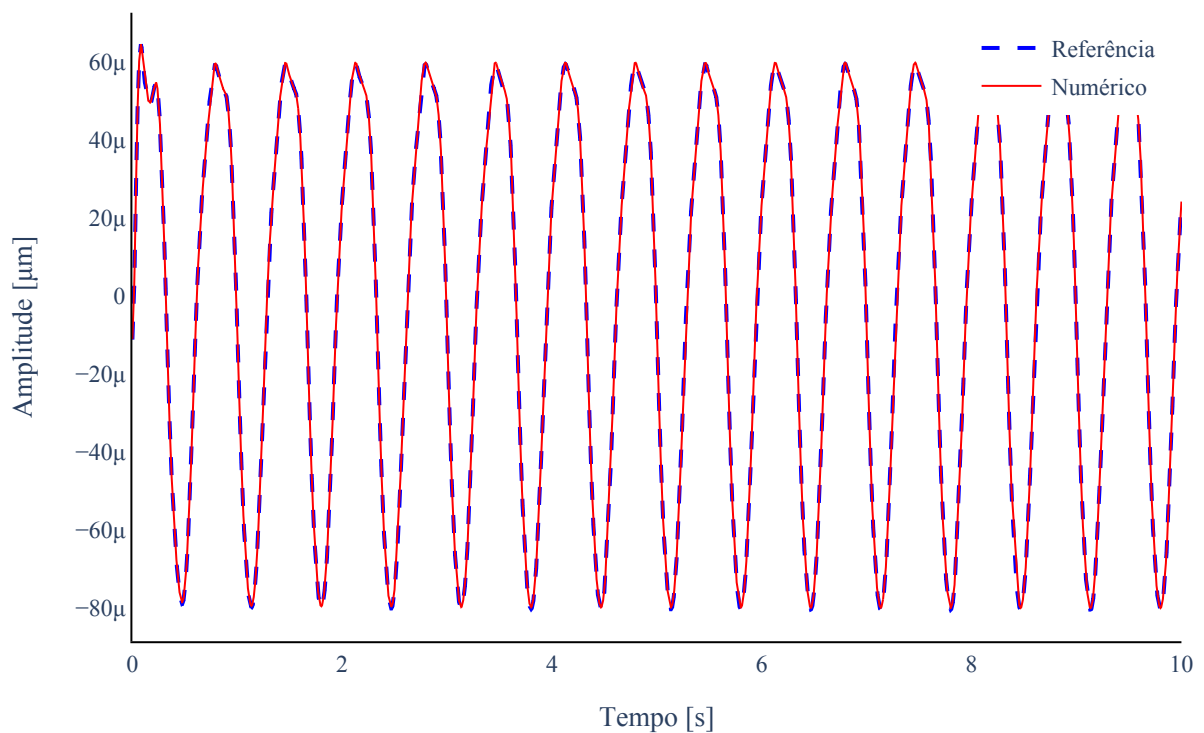


Figura 5.9: Resultados do diagnóstico. Comparação entre as órbitas 2D na posição do proxímetro MGG.

A Tab. 5.2 apresenta a comparação entre os valores de referência e os resultados obtidos numericamente para os três primeiros harmônicos da velocidade de rotação da máquina (1X, 2X e 3X), considerando os quatro sensores utilizados como referência no diagnóstico. A coluna de erro relativo destaca a qualidade dos resultados obtidos.

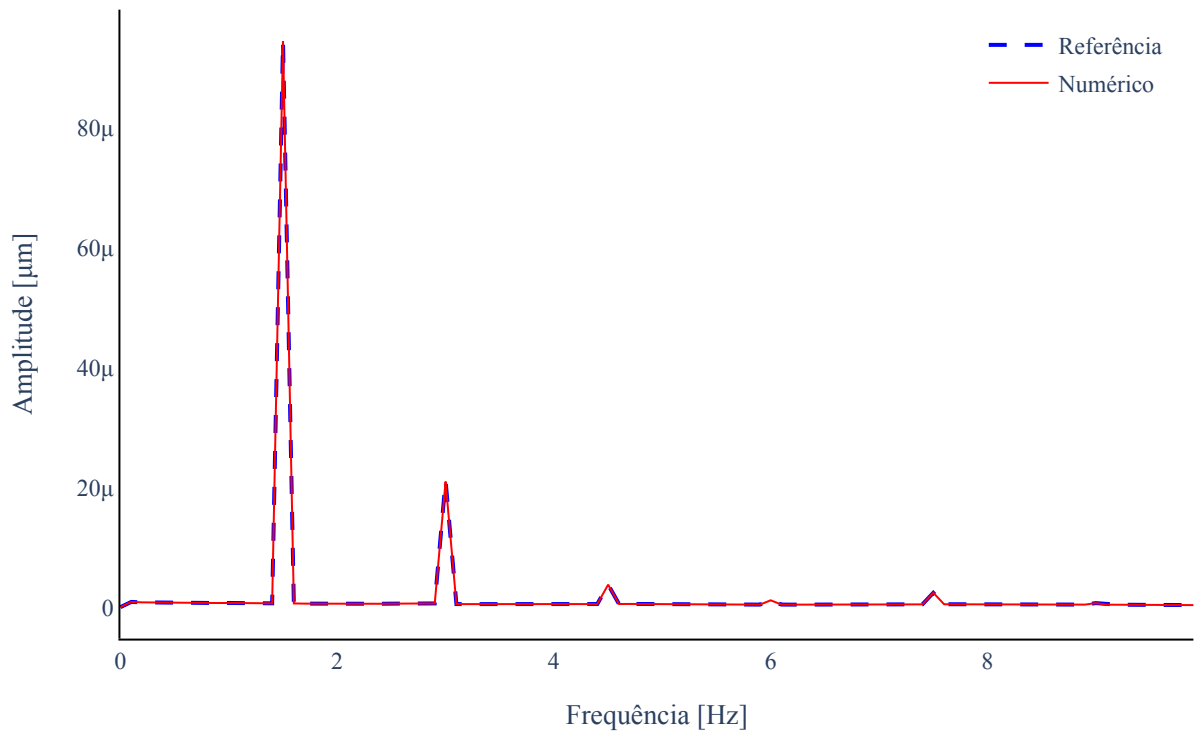


(a)

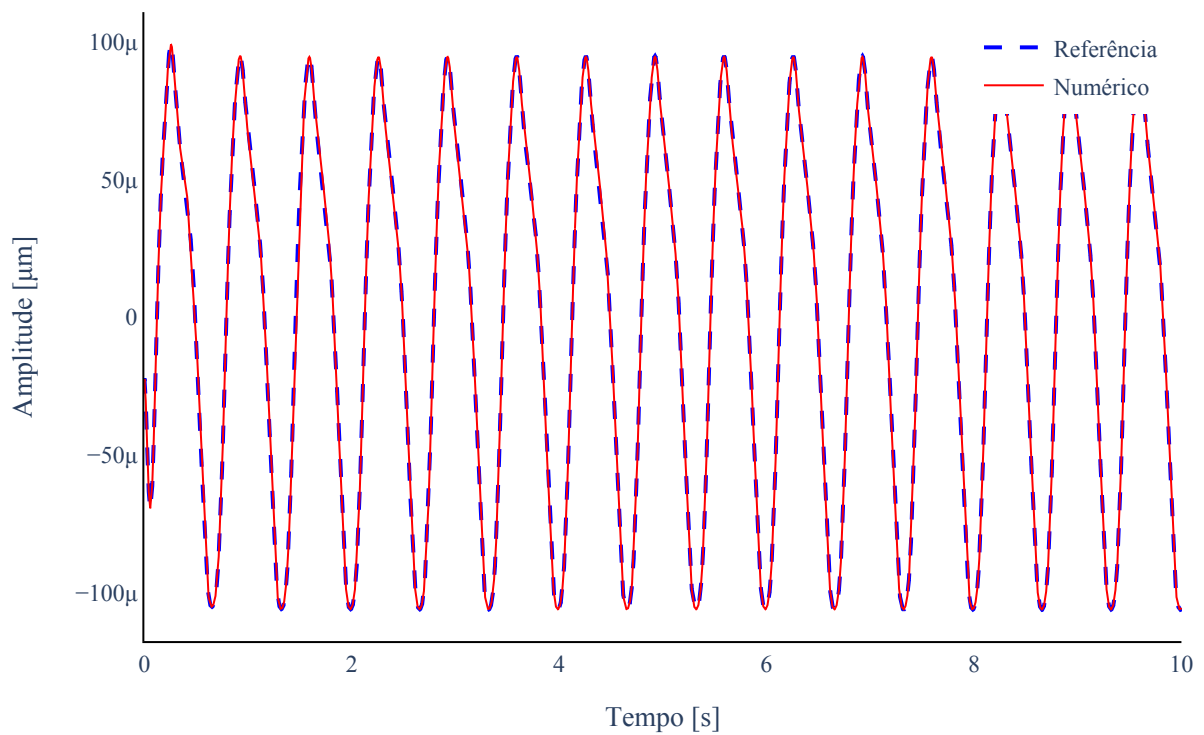


(b)

Figura 5.10: Resultados do diagnóstico. Comparação entre os sinais de vibração na direção Z obtidos a partir dos defeitos de referência e dos resultantes do processo de otimização na posição do proxímetro MGT. a) Domínio da frequência. b) Domínio do tempo.



(a)



(b)

Figura 5.11: Resultados do diagnóstico. Comparação entre os sinais de vibração na direção X obtidos a partir dos defeitos de referência e dos resultantes do processo de otimização na posição do proxímetro MGT. a) Domínio da frequência. b) Domínio do tempo.

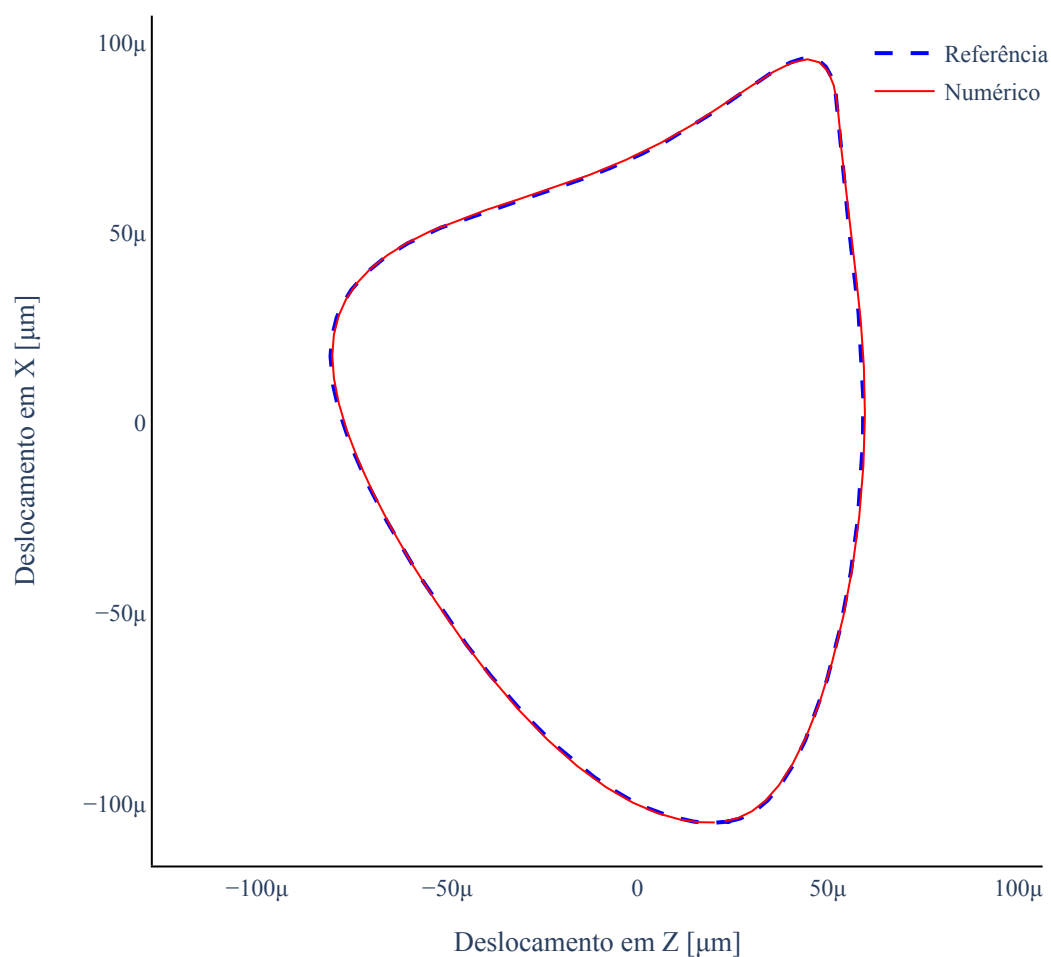


Figura 5.12: Resultados do diagnóstico. Comparação entre as órbitas 2D na posição do proxímetro MGT.

As órbitas descritas pelo rotor são bastante similares, conforme observado nas Figs. 5.9 e 5.12. Nas figuras apresentadas nesta seção é possível observar que as componentes harmônicas da velocidade de rotação da máquina apresentaram aumento da amplitude quando comparadas com as mesmas componentes obtidas na calibração do sistema. Esse efeito é causado pela presença dos defeitos mecânicos no modelo, que se manifestam principalmente nas frequências de 1X, 2X e 3X.

Tabela 5.2: Comparação entre valores de referência e numéricos obtidos pelo diagnóstico de defeitos.

Sensor	Harmônico	Referência [μm]	Número [μm]	Erro relativo (%)
Prox. MGG Z	X1	164,31	164,14	0,10
	X2	9,33	8,89	4,66
	X3	10,71	10,66	0,38
Prox. MGG X	X1	269,01	260,02	3,34
	X2	34,14	34,79	1,90
	X3	10,36	10,25	1,05
Prox. MGT Z	X1	69,77	69,72	0,07
	X2	12,94	12,59	2,73
	X3	1,64	1,66	1,20
Prox. MGT X	X1	94,35	94,38	0,03
	X2	21,11	20,94	0,79
	X3	3,75	3,75	0,03

Com base nas figuras apresentadas nesta seção e nos valores de amplitude obtidos pelo modelo numérico (Tab. 5.2), conclui-se que a abordagem proposta para o diagnóstico de defeitos em máquinas rotativas, utilizando um problema inverso e um algoritmo de otimização heurístico, apresenta bons resultados, obtendo ajustes com erro relativo médio de 1,36% por sinal.

CAPÍTULO VI

COMENTÁRIOS GERAIS, CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS FUTURAS

6.1 Comentários gerais

Neste trabalho desenvolveu-se uma metodologia para calibração e diagnóstico de defeitos em máquinas rotativas utilizando o modelo numérico da unidade geradora da usina de Foz do Chapecó, instalada no Rio Uruguai. A partir dessa metodologia foi construída uma ferramenta em linguagem de programação Python[®]. Os defeitos mecânicos abordados neste trabalho foram o desbalanceamento, o desalinhamento e a trinca transversal.

Primeiramente, foi realizada uma contextualização do tema abordado nesta pesquisa, detalhando as motivações do estudo e trazendo alguns trabalhos realizados nas áreas de diagnóstico de defeitos em máquinas rotativas. Em seguida foi apresentada uma visão geral do modelo multifísico da unidade geradora, utilizado nesta dissertação. Foram descritos os principais componentes do sistema e como eles são associados ao modelo completo da UG. Também foi apresentada a formulação dos modelos dos defeitos mecânicos utilizados neste trabalho, juntamente com o algoritmo de otimização Evolução Diferencial.

As metodologias adotadas para a calibração do modelo e diagnóstico de defeitos são apresentadas na sequência. Foi realizado um detalhamento do desenvolvimento da ferramenta computacional implementada, capaz de ajustar o modelo à condição saudável de operação da máquina e, posteriormente, identificar defeitos por meio da comparação entre as respostas simuladas e reais de vibração do sistema. Essa metodologia baseia-se na solução de um problema inverso, por meio do algoritmo de otimização Evolução Diferencial, que determina os parâmetros que caracterizam os defeitos do modelo, gerando modelos alternativos para avaliação iterativa

dentro do método. Além disso, são apresentados os parâmetros geométricos da máquina instalada na usina de Foz do Chapecó, servindo como base para a construção do modelo multifísico adotado neste trabalho.

Por fim, a metodologia foi aplicada na máquina virtual do sistema. A calibração do modelo foi realizada utilizando como referência dados reais coletados de quatro proxímetros radiais instalados na máquina da usina de Foz do Chapecó. A metodologia de calibração apresentou erro médio, por sinal, de 14% na frequência de rotação da máquina, 1X. A metodologia de diagnóstico de defeitos foi aplicada ao modelo utilizando como referência dados gerados numericamente a partir do modelo calibrado, visto que a máquina estudada não possui registros de falha e está operando em condições saudáveis. Por esse motivo, esperava-se que o resultado do processo de diagnóstico apresentasse qualidade superior, quando comparado ao ajuste realizado com dados reais da máquina. O diagnóstico de defeitos foi capaz de ajustar os parâmetros de projeto resultando em um modelo que apresentou erro médio por sinal de 1,36%, nos harmônicos da frequência de rotação 1X, 2X e 3X. Esses resultados corroboram a viabilidade da metodologia proposta.

Todas as etapas da metodologia de calibração e diagnóstico de defeitos foram integradas em uma interface gráfica, desenvolvida no contexto do projeto de P&D "Solução Integrada para o Diagnóstico de Defeitos, Análise Dinâmica e Monitoramento Contínuo de Unidades Geradoras Francis", desenvolvido em parceria com as empresas Foz do Chapecó, CERAN, BAESA, ENERCAN, CSC Energia e CPFL Energia.

Essa interface foi dividida em quatro seções. Na primeira seção o usuário consegue criar elementos que compõem a unidade geradora (gerador, turbina e mancais) e criar simulações e metamodelos para representá-los no modelo completo da máquina virtual, montado nessa mesma seção. Em seguida, o usuário tem acesso à seção de Simulação, onde pode realizar simulações do modelo completo da UG para diferentes condições de operação. As demais seções, dedicadas à calibração e ao diagnóstico de defeitos, são utilizadas para configurar e aplicar as metodologias apresentadas nesta pesquisa.

6.2 Conclusões

A metodologia proposta nesta dissertação demonstrou bons resultados tanto para a calibração quanto para o diagnóstico de defeitos em máquinas rotativas. Ressalta-se a importância de um

modelo numérico que represente bem o comportamento dinâmico da máquina, assim como de uma formulação matemática dos defeitos capaz de representar adequadamente suas influências sobre a resposta de vibração do sistema.

Nesse contexto, verificou-se que o modelo multifísico da unidade geradora e os modelos numéricos de defeitos mecânicos adotados foram capazes de representar bem o comportamento dinâmico do sistema.

Os resultados obtidos reforçam o potencial da ferramenta desenvolvida. A calibração do modelo, realizada com dados de referência reais, apresentou um erro médio por sinal de 14%, enquanto o diagnóstico de defeitos, utilizando dados de referência numéricos, obteve erro médio de 1,36%.

6.3 Perspectivas Futuras

O modelo proposto neste trabalho pode ser aprimorado em alguns aspectos. Dentre as perspectivas futuras, destacam-se:

- Inclusão de novos modelos de defeitos na ferramenta, como, por exemplo, avaliação dos desvios geométricos do entreferro do gerador;
- Adaptação da ferramenta para aplicação em outros tipos de máquinas rotativas, como unidades geradoras eólicas;
- Realização de validações experimentais da metodologia em condições controladas, como em bancadas laboratoriais;
- Exploração de outros algoritmos de otimização e de aprendizado de máquina para melhorar a eficiência e precisão do diagnóstico.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- BARBOSA, J. S. Determinação da posição de equilíbrio em mancais hidrodinâmicos cilíndricos usando o algoritmo de evolução diferencial. *REVISTA CEREUS*, v. 10, n. 2, 2018. <http://doi.org/10.18605/2175-7275/cereus.v10n2p224-239>.
- BARBOSA, J. S. *Comportamento Dinâmico de Mancais Segmentados Axiais sob Regime de Lubrificação Híbrido*. 96 p. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) — Universidade Federal de Uberlândia, 2023. DOI <http://dx.doi.org/10.14393/ufu.te.2023.84>.
- BASTOS, J. P. A. *Eletromagnetismo e cálculo de campos*. [S.l.]: Ed. da UFSC, 1992.
- BENDAT, J. S.; PIERSOL, A. G. *Random data: analysis and measurement procedures*. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2011. <https://doi.org/10.1002/9781118032428>.
- BRITO, L. C.; SUSTO, G. A.; BRITO, J. N.; DUARTE, M. A. An explainable artificial intelligence approach for unsupervised fault detection and diagnosis in rotating machinery. *Mechanical Systems and Signal Processing*, v. 163, p. 108105, 2022. ISSN 0888-3270. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2021.108105>. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0888327021004891>.
- CAVALLINI Jr., A. A. *Detection and identification of incipient transversal cracks in flexible and horizontal shafts of rotating machines*. 270 p. Tese (Tese (Doutorado em Engenharias)) — Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2013. <https://doi.org/10.14393/ufu.te.2013.87>.
- CAVALLINI Jr., A. A.; LOBATO, F. S.; KOROISHI, E. H.; AND, V. S. J. Model updating of a rotating machine using the self-adaptive differential evolution algorithm. *Inverse Problems in Science and Engineering*, Taylor & Francis, v. 24, n. 3, p. 504–523, 2016. Disponível em: <https://doi.org/10.1080/17415977.2015.1047364>.
- DEWELL, D. L.; MITCHELL, L. D. Detection of a misaligned disk coupling using spectrum analysis. *Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, v. 106, n. 1, p. 9–16, 01 1984. ISSN 0739-3717. Disponível em: <https://doi.org/10.1115/1.3269161>.
- DIMAROGONAS, A.; PAPADOPOULOS, C. Vibration of cracked shafts in bending. *Journal of sound and vibration*, Elsevier, v. 91, n. 4, p. 583–593, 1983. [https://doi.org/10.1016/0022-460X\(83\)90834-9](https://doi.org/10.1016/0022-460X(83)90834-9).
- EPE, E. de P. E. *Plano Decenal de Expansão de Energia 2034 – Caderno de Consolidação de Resultados*. 2024. Disponível em: https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-804/topico-756/PDE2034_Aprovado.pdf.

FAN, H.-Y.; LAMPINEN, J. A trigonometric mutation operation to differential evolution. *Journal of Global Optimization*, v. 27, n. 1, p. 105–129, 2003. ISSN 1573-2916. Disponível em: <https://doi.org/10.1023/A:1024653025686>.

FRISWELL, M. I. *Dynamics of rotating machines*. [S.l.]: Cambridge university press, 2010. <https://doi.org/10.1017/CBO9780511780509>.

GOMES, E. Q. *Modelagem termo-hidrodinâmica de mancal cilíndrico radial submetido à condição de lubrificação variável*. 97 p. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) — Universidade Federal de Uberlândia, 2024. DOI <http://doi.org/10.14393/ufu.te.2024.548>.

KLEIJNEN, J. Kriging metamodeling in simulation: A review. *Econometrics eJournal*, 2007. <https://doi.org/10.2139/ssrn.980063>.

KLEIJNEN, J. Regression and kriging metamodels with their experimental designs in simulation: A review. *Eur. J. Oper. Res.*, v. 256, p. 1–16, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.ejor.2016.06.041>.

LALANNE, M.; FERRARIS, G. *Rotordynamics Prediction in Engineering*. Wiley, 1998. <https://doi.org/10.1604/9780471972884>. ISBN 9780471972884. Disponível em: <https://books.google.com.br/books?id=qOhSAAAAMAAJ>.

LIU, H.; CAI, J.; ONG, Y. An adaptive sampling approach for kriging metamodeling by maximizing expected prediction error. *Comput. Chem. Eng.*, v. 106, p. 171–182, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.compchemeng.2017.05.025>.

LIU, R.; YANG, B.; ZIO, E.; CHEN, X. Artificial intelligence for fault diagnosis of rotating machinery: A review. *Mechanical Systems and Signal Processing*, v. 108, p. 33–47, 2018. ISSN 0888-3270. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2018.02.016>. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0888327018300748>.

LOBATO, F.; STEFFEN JR, V.; NETO, A. S. Resolução de problemas inversos em processos difusivos e transferência radiativa usando o algoritmo de evolução diferencial. In: _____. [S.l.]: Omnipax, 2011. p. 173–196. ISBN 9788564619043. <https://doi.org/10.7436/2011.cepe.c9>.

LOBATO, F. S. et al. *Otimização Multi-objetivo para o Projeto de Sistemas de Engenharia*. Tese (Doutorado) — Universidade Federal de Uberlândia, 2008.

MALISKA, C. R. *Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional*. Brasil: Grupo Gen-LTC, 2017.

MAYES, I. W.; DAVIES, W. G. R. Analysis of the response of a multi-rotor-bearing system containing a transverse crack in a rotor. *Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, ASME, v. 106, n. 1, p. 139–145, 1984. <https://doi.org/10.1115/1.3269317>.

MORAIS, T.; Der Hagopian, J.; STEFFEN, V.; MAHFOUD, J. Optimization of unbalance distribution in rotating machinery with localized non linearity. *Mechanism and Machine Theory*, v. 72, p. 60–70, 2014. ISSN 0094-114X. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2013.09.012>. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0094114X13001882>.

MUSZYNSKA, A. *Rotordynamics*. [S.l.]: CRC Press, 2005. <https://doi.org/10.1201/9781420027792>.

- NICOLETTI, R. et al. Efeitos termicos em mancais segmentados hibridos: teoria e experimento. [Unicamp], 1999. <https://doi.org/10.47749/T/UNICAMP.1999.170914>.
- RIUL, J. A. *Estudo Teórico e Experimental de Mancais Hidrodinâmicos Cilíndricos*. 93 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) — Universidade Federal de Uberlândia, 1988.
- SABNAVIS, G.; KIRK, R. G.; KASARDA, M.; QUINN, D. Cracked shaft detection and diagnostics: a literature review. *Shock and Vibration digest*, Washington, DC: The Center, v. 36, n. 4, p. 287, 2004. <https://doi.org/10.1177/0583102404045439>.
- SANTOS, I. F.; NICOLETTI, R. Thd analysis in tilting-pad journal bearings using multiple orifice hybrid lubrication. 1999. <https://doi.org/10.1115/1.2834152>.
- Scheffer, C.; Girdhar, P. *Practical Machinery Vibration Analysis And Predictive Maintenance*. [S.l.]: Elsevier, 2004. <https://doi.org/10.1177/0583102404045439>.
- SEETON, C. J. Viscosity-temperature correlation for liquids. In: *International joint tribology conference*. San Antonio, Texas, USA: Tribology Division, 2006. v. 42592, p. 131–142. <https://doi.org/10.1007/s11249-006-9071-2>.
- SICCHIERI, L. C. Metamodelagem kriging aplicada em modelos de mancais termo-hidrodinâmicos. Universidade Federal de Uberlândia, 2019. <http://dx.doi.org/10.14393/ufu.di.2019.2209>.
- SICCHIERI, L. C. *Modelagem multifísica de uma unidade geradora hidroelétrica*. 132 p. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) — Universidade Federal de Uberlândia, 2024. <Http://doi.org/10.14393/ufu.te.2024.503>.
- SILVA, I. B. d. *Análise da influência de trincas transversais no comportamento estático e dinâmico de eixos flexíveis*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Uberlândia, 2018. <http://dx.doi.org/10.14393/ufu.di.2018.1112>.
- SIMPSON, T. W.; POPLINSKI, J. D.; KOCH, P. N.; ALLEN, J. K. Metamodels for computer-based engineering design: survey and recommendations. *Engineering with computers*, Springer, v. 17, p. 129–150, 2001. <https://doi.org/10.1007/PL00007198>.
- STIVAL, L. J. L.; VEDOVOTTO, J. M.; RIBEIRO, R. C.; MORALES, F. A. P.; SICCHIERI, L. C.; JR., A. A. C. Francis modeling over generating units applying advanced fluid dynamics methods. In: *XIX International Symposium on Dynamic Problems of Mechanics (DINAME 2023)*. Pirenópolis GO, Brazil: DINAME, 2023. <https://doi.org/10.26678/ABCM.DINAME2023.DIN2023-0081>.
- STORN, R.; PRICE, K. Differential evolution—a simple and efficient heuristic for global optimization over continuous spaces. *Journal of global optimization*, Springer, v. 11, p. 341–359, 1997. <https://doi.org/10.1023/A:1008202821328>.
- VARELA, A. J. C. *Mechatronics applied to fluid film bearings: towards more efficient machinery*. Tese (Doutorado) — Technical University of Denmark, 2013.
- XIA, Y.; PANG, J.; YANG, L.; ZHAO, Q.; YANG, X. Study on vibration response and orbits of misaligned rigid rotors connected by hexangular flexible coupling. *Applied Acoustics*, v. 155, p. 286–296, 2019. ISSN 0003-682X. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2019.05.022>.