

UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
“JÚLIO DE MESQUITA FILHO”
CAMPUS DE GUARATINGUETÁ

EVERTON COELHO DE MEDEIROS

**PROJETO E AVALIAÇÃO DO COMPORTAMENTO DINÂMICO DE UM
CONJUNTO DE MANCAIS HIDRODINÂMICOS APLICADOS A UM ROTOR
JEFFCOTT**

Guaratinguetá
2017

EVERTON COELHO DE MEDEIROS

**PROJETO E AVALIAÇÃO DO COMPORTAMENTO DINÂMICO DE UM
CONJUNTO DE MANCAIS HIDRODINÂMICOS APLICADOS A UM ROTOR
JEFFCOTT**

Dissertação apresentada a Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica na Área de Projetos.

Orientador: Prof. Dr. Mauro Hugo Mathias

Co-orientador: Dr. Willy Roger de Paula Mendonça

Guaratinguetá
2017

M488p Medeiros, Everton Coelho de
Projeto e avaliação do comportamento dinâmico de um conjunto de mancais hidrodinâmicos aplicados a um rotor Jeffcott / Everton Coelho de Medeiros - Guaratinguetá, 2017.
86 f : il.
Bibliografia: f. 80-86

Dissertação (Mestrado) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2017.
Orientador: Prof. Dr. Mauro Hugo Mathias
Co-orientador: Dr. Willy Roger de Paula Mendonça

1. Mancais. 2. Tribologia. 3. Rotores. I. Título

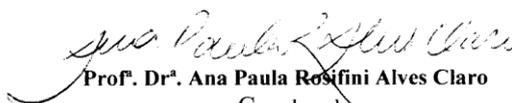
CDU 621.822(043)

EVERTON COELHO DE MEDEIROS

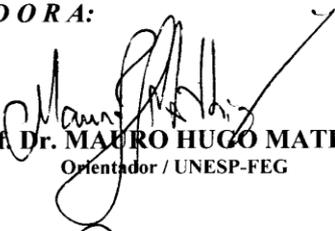
ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
“MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA”

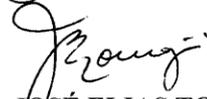
PROGRAMA: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA: PROJETOS

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO


Prof. Dr. Ana Paula Rosifini Alves Claro
Coordenadora

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. MAURO HUGO MATHIAS
Orientador / UNESP-FEG


Prof. Dr. JOSÉ ELIAS TOMAZINI
UNESP-FEG


Prof. Dr. EVERALDO DE BARROS
DCTA/SJC

Junho de 2017

DADOS CURRICULARES

EVERTON COELHO DE MEDEIROS

NASCIMENTO	26.06.1992 – São José dos Campos / SP
FILIAÇÃO	Ricardo de Medeiros Célia Gonsalves Coelho de Medeiros
27/01/2017	Engenharia Mecânica Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho" Campus de Guaratinguetá - UNESP

Dedico este trabalho a meu pai, exemplo de honestidade e responsabilidade que sempre vi desde pequeno.

E a minha mãe pelo imenso amor que recebi, todos os seus cuidados, incentivos e hoje um exemplo de que nunca é tarde para começar a viver os seus sonhos.

AGRADECIMENTOS

a Deus primeiramente, pelas suas bênçãos e luz que muito me inspiraram, guiaram e me deram energia para seguir no meu mestrado.

a meus pais que me passaram todo o apoio para seguir os estudos após a graduação e me incentivaram a seguir em vôos mais altos.

a meu orientador e meu amigo Prof. Dr. Mauro Hugo Mathias que teve o papel fundamental de ilustrar o que é a vida acadêmica e assim passar para mim a importância e o quão gratificante é seguir nessa carreira de pesquisa. Agradeço muito a seus conselhos e orientações.

a meu co-orientador e também meu amigo Dr. Willy Roger de Paula Mendonça que mesmo durante o seu período como aluno de pós-graduação me aconselhou, ajudou e hoje tenho o privilégio de poder receber orientações de um profissional tão competente para um trabalho importante como é o mestrado.

a minha namorada Caroline que me deu importantes e fortes "empurrões" para seguir os meus estudos e que sempre me incentivou a buscar a excelência em tudo o que nos dedicamos.

a meus amigos de trabalho: Prof. Coord. Cesar Renato Faria Ribeiro, Prof. Me. Sandro Luz da Silva, Prof. Me. Ailton da Costa Rodrigues e Prof. Rodrigo Rabello que foram além de colegas de trabalho, colegas de pós-graduação, foram amigos onde o convívio e a troca de informações foram fundamentais para ter o resultado desejado.

**"Não basta saber, é preciso saber aplicar.
Não é o bastante querer, é preciso saber querer."**

JOHAMM GOETHE

RESUMO

Os estudos relacionados a máquinas rotativas são muito importantes no apoio e manutenção da operação de máquinas de grande porte, tais como turbo compressores ou turbinas. Modelos analíticos e numéricos têm sido aplicados por anos, entretanto, eles nem sempre apresentam as condições reais dessas máquinas. Por isso, o uso de procedimentos experimentais para a avaliação e validação de resultados de máquinas rotativas é importante para a etapa de projeto mecânico. O uso de modelos em escala, por exemplo, turbinas hidráulicas ou turbinas a vapor, tem sido comum nesta área. Um rotor é dividido em várias partes, sendo uma delas os elementos de suporte, mais especificamente os mancais. Os mancais podem ser divididos em vários tipos, os mais utilizados são os do tipo rolamento e tipo hidrodinâmico. Devido este último ser o mais encontrado em máquinas pesadas, seu estudo é muito importante. Este trabalho objetiva apresentar o projeto de um protótipo de um mancal hidrodinâmico e sua avaliação experimental. O mancal desenvolvido consiste de uma bucha de bronze montada sobre uma casa de mancal de alumínio e sistemas de vedação para o óleo lubrificante. As geometrias das buchas e as propriedades dos fluidos foram analisadas pela medição do comportamento dinâmico de um rotor apoiados por esses mancais. Esta avaliação foi baseada na medição de uma bancada do tipo Jeffcott apoiada em um par de mancais hidrodinâmicos em condições diversas, incluindo combinações entre mancais do tipo rolamento e hidrodinâmico, variação da geometria interna da bucha de bronze e uso de mancal de material compósito com lubrificação de contorno. Podendo concluir que mancais com buchas de geometria fixa e cilíndrica mostram um comportamento anisotrópico, causado pela diferença de rigidez entre os planos horizontal e vertical. Ao variar para mancais de geometria assimétrica (Elíptico e *Offset-halves*), buchas de material compósito e modificação do tipo de lubrificação este fenômeno de anisotropia é reduzido, levando a condição de apoio para mais próxima de isotrópica. A combinação entre diferentes mancais (rolamento e hidrodinâmico) levou à observação da análise de mancais montados próximo a região do acoplamento de torque e também a importância do sentido da rotação do rotor para a formação do filme de óleo e evitar o seu sobreaquecimento.

Palavras-chave: Mancal hidrodinâmico. Tribologia. Dinâmica de Rotores. Rotor Jeffcott.

ABSTRACT

Studies related to rotary machines are very important to support and keep the operation of large machines such as turbochargers or turbines. Analytical and numerical models have been applied for years, however, they do not always present the real condition of these machines. Therefore, the use of experimental procedures for the evaluation and validation of rotating machine results is important for mechanical design step. The use of scale models, for example, hydraulic turbines or steam turbines, has been very common in this area. A rotor is divided into several parts, one of which is the support elements, more specifically the bearings. The bearings can be divided into several types, the most common are the ball/roller bearing and the hydrodynamic bearing. Due to the latter be the most applied in heavy machinery, his study is very important. This work aims to show the design of a prototype of a hydrodynamic bearing and its experimental evaluation. The developed bearing consists of a bronze bushing mounted on an aluminum bearing housing and sealing systems for lubricating oil. The bushing geometries and the properties of the fluids are analyzed by measuring the dynamic behavior of a rotor supported by these bearings. This evaluation was based on the measurement of a Jeffcott rotor test bench supported by hydrodynamic bearings under a variety of conditions, including combinations of rolling and hydrodynamic type bearings, variation of the internal geometry of the bronze bushing and use of composite material bearing for the bush with contour lubrication. It may be concluded that bearings with fixed and cylindrical geometry bearings show an anisotropic behavior caused by the difference in rigidity between the horizontal and vertical planes. When the bush is changed for asymmetric geometries (Elliptical and Offset-halves), composite material bushings and modification of the lubrication type, the anisotropy phenomenon is reduced, leading to a supportive condition closer to isotropic. The combination of different bearings (ball/roller bearing and hydrodynamic bearing) led to the observation the analysis of mounted bearings near a torque coupling region and also the importance of the direction of rotation for oil film formation and to avoid his overheating.

Keywords: Hydrodynamic bearing. Tribology. Rotordynamics. Jeffcott Rotor.

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Fatores de desempenho do mancal de geometria cilíndrica fixa	39
Tabela 2: Perda de carga localizada para cada elemento.....	43
Tabela 3: Elementos que contribuem para perda de carga.	44
Tabela 4: Perda de carga localizada para válvulas.	44
Tabela 5: Parâmetros dinâmicos do mancal desenvolvido.....	46
Tabela 6: Tabela de soluções de Routh-Hurwitz para critério de estabilidade.	47
Tabela 7: Análise de estabilidade para o mancal desenvolvido.	48
Tabela 8: Comparação das frequências dominantes em variação com a posição do mancal. ..	62
Tabela 9: Resultado dos ensaios com mancal do tipo <i>Offset-halves</i>	68
Tabela 10: Resultado dos ensaios com mancal do tipo Elíptico.....	73
Tabela 11: Resultado dos ensaios com mancal de material plástico e lubrificação sólida.....	78

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Formas modais em função das características do conjunto rotor-mancal.....	15
Figura 2: Local de aplicação do mancal hidrodinâmico em máquinas de grande porte.....	17
Figura 3: Componentes de um mancal hidrodinâmico.....	19
Figura 4: Etapas do funcionamento de um mancal hidrodinâmico.	19
Figura 5: Curva (ZN/P) e seus regimes de lubrificação.....	20
Figura 6: Diagrama da operação de um mancal hidrodinâmico em condição permanente.	22
Figura 7: Evolução da instabilidade com o aumento da frequência rotação do rotor.	24
Figura 8: Tipos de geometrias para as buchas dos mancais hidrodinâmicos.	26
Figura 9: Variação dos limites de estabilidade de acordo com número de entalhes.	26
Figura 10: Bancada de rotor Jeffcott utilizada.....	31
Figura 11: Diagrama do rotor apoiado sobre os mancais hidrodinâmicos.	31
Figura 12: Especificações do disco do rotor.....	32
Figura 13: Diagrama de viscosidade-temperatura.	35
Figura 14: Carta de espessura mínima de filme e excentricidade.	36
Figura 15: Carta da posição angular da espessura mínima do filme.	36
Figura 16: Carta do coeficiente de atrito.	37
Figura 17: Carta do fluxo de alimentação de lubrificante.....	38
Figura 18: Carta da razão entre fluxo lateral e fluxo total.....	38
Figura 19: Bancada instalada com unidade hidráulica e par de mancais.	40
Figura 20: Detalhe da alimentação de óleo aos mancais hidrodinâmicos.	41
Figura 21: Distribuição do óleo aos dois mancais.....	41
Figura 22: Detalhe do sistema de direcionamento de óleo para alívio de pressão.	41
Figura 23: Representação esquemática do sistema de alimentação e recirculação do óleo.	42
Figura 24: Procedimento de alinhamento na montagem dos mancais na bancada.....	49
Figura 25: Verificação do batimento axial do disco montado no eixo.....	49
Figura 26: Sistema de instrumentação aplicado para avaliação experimental.	50
Figura 27: Mancal Lado Acoplado - LA.	51
Figura 28: Mancal Lado Não Acoplado - LNA.....	52
Figura 29: Diferentes buchas utilizadas na avaliação experimental.....	52
Figura 30: Mancal no LA - teste de "coast-down" - plano horizontal.....	53
Figura 31: Mancal no LA - teste de "coast-down" - plano vertical.	54
Figura 32: Mancal no LA - teste de "run-up" - plano horizontal.	54
Figura 33: Mancal no LA - teste de "run-up" - plano vertical.	55
Figura 34: Mancal no LNA - teste de "coast-down" - plano horizontal.....	55
Figura 35: Mancal no LNA - teste de "coast-down" - plano vertical.	56
Figura 36: Mancal no LNA - teste de "run-up" - plano horizontal.	56
Figura 37: Mancal no LNA - teste de "run-up" - plano vertical.....	57
Figura 38: Mancal no LA e LNA - teste de "coast-down" - plano horizontal do LA.	58
Figura 39: Mancal no LA e LNA - teste de "coast-down" - plano vertical do LA.....	58
Figura 40: Mancal no LA e LNA - teste de "run-up" - plano horizontal do LA.	59
Figura 41: Mancal no LA e LNA - teste de "run-up" - plano vertical do LA.	59
Figura 42: Mancal no LA e LNA - teste de "coast-down" - plano horizontal do LNA.	60
Figura 43: Mancal no LA e LNA - teste de "coast-down" - plano vertical do LNA.....	60
Figura 44: Mancal no LA e LNA - teste de "run-up" - plano horizontal do LNA.....	61
Figura 45: Mancal no LA e LNA - teste de "run-up" - plano vertical do LNA.	61
Figura 46: Sentido de rotação do eixo e sua influência no aquecimento do mancal.....	63
Figura 47: Mancal <i>Offset-halves</i> - LA - teste de "coast-down" - plano horizontal.	64
Figura 48: Mancal <i>Offset-halves</i> - LA - teste de "coast-down" - plano vertical.	64

Figura 49: Mancal <i>Offset-halves</i> - LA - teste de "run-up" - plano horizontal.....	65
Figura 50: Mancal <i>Offset-halves</i> - LA - teste de "run-up" - plano vertical.	65
Figura 51: Mancal <i>Offset-halves</i> - LNA - teste de "coast-down" - plano horizontal.	66
Figura 52: Mancal <i>Offset-halves</i> - LNA - teste de "coast-down" - plano vertical.....	66
Figura 53: Mancal <i>Offset-halves</i> - LNA - teste de "run-up" - plano horizontal.....	67
Figura 54: Mancal <i>Offset-halves</i> - LNA - teste de "run-up" - plano vertical.	67
Figura 55: Mancal Elíptico - LA - teste de "coast-down" - plano horizontal.....	69
Figura 56: Mancal Elíptico - LA - teste de "coast-down" - plano vertical.....	69
Figura 57: Mancal Elíptico - LA - teste de "run-up" - plano horizontal.	70
Figura 58: Mancal Elíptico - LA - teste de "run-up" - plano vertical.	70
Figura 59: Mancal Elíptico - LNA - teste de "coast-down" - plano horizontal.....	71
Figura 60: Mancal Elíptico - LNA - teste de "coast-down" - plano vertical.	71
Figura 61: Mancal Elíptico - LNA - teste de "run-up" - plano horizontal.	72
Figura 62: Mancal Elíptico - LNA - teste de "run-up" - plano vertical.....	72
Figura 63: Mancal Compósito - LA - teste de "coast-down" - plano horizontal.....	74
Figura 64: Mancal Compósito - LA - teste de "coast-down" - plano vertical.	74
Figura 65: Mancal Compósito - LA - teste de "run-up" - plano horizontal.	75
Figura 66: Mancal Compósito - LA - teste de "run-up" - plano vertical.....	75
Figura 67: Mancal Compósito - LNA - teste de "coast-down" - plano horizontal.....	76
Figura 68: Mancal Compósito - LNA - teste de "coast-down" - plano vertical.	76
Figura 69: Mancal Compósito - LNA - teste de "run-up" - plano horizontal.	77
Figura 70: Mancal Compósito - LNA - teste de "run-up" - plano vertical.....	77

LISTA DE ABREVIATURAS

BW	Backward Whirl
CFD	Computer Fluid Dynamics
DOE	Design of Experiments
FW	Forward Whirl
LA	Lado Acoplado
LNA	Lado Não Acoplado
SAE	Society of Automotive Engineers

LISTA DE SÍMBOLOS

c	Folga radial
c_{xx} c_{xy} c_{yx} c_{yy}	Amortecimento
D	Diâmetro do mancal
e	Excentricidade
f	Coefficiente de atrito
f_r f_t f_ε f_φ	Componentes de forças
h_f h_v	Perda de carga
h_0	Espessura mínima do filme
k_{xx} k_{xy} k_{yx} k_{yy}	Rigidez
L	Comprimento do mancal
Le	Comprimento equivalente
N	Velocidade de rotação
p	Pressão nominal
P, W	Força peso
Q	Vazão de óleo
Q_s	Vazão de vazamento lateral de óleo
r	Raio do mancal
S	Número de Sommerfeld
T	Torque
Z, μ	Viscosidade dinâmica
ε	Razão de Excentricidade
λ	Autovalor
φ	Ângulo de atitude
Ω, ω	Velocidade de rotação

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
1.1	CONSIDERAÇÕES GERAIS	15
1.2	OBJETIVOS	16
1.3	JUSTIFICATIVA	17
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	18
2.1	O MANCAL HIDRODINÂMICO	18
2.2	A AVALIAÇÃO DE ESTABILIDADE	21
2.3	VARIAÇÕES DINÂMICAS EM FUNÇÃO DA GEOMETRIA DA BUCHA	25
2.4	VARIAÇÕES DINÂMICAS EM FUNÇÃO DO ÓLEO DE LUBRIFICAÇÃO	28
3	MATERIAIS E MÉTODOS	30
3.1	PROJETO DO CONJUNTO DE MANCAIS	30
3.2	UNIDADE HIDRÁULICA DO FLUIDO LUBRIFICANTE	39
3.3	AVALIAÇÃO DA CONDIÇÃO DE ESTABILIDADE	46
3.4	APLICAÇÃO DOS MANCAIS NO ROTOR JEFFCOTT	48
3.5	INSTRUMENTAÇÃO APLICADA AO ROTOR	49
3.6	PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	51
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	53
4.1	CONFIGURAÇÃO COM MANCAL HIDRODINÂMICO E ROLAMENTO	53
4.2	CONFIGURAÇÃO COM CONJUNTO DE MANCAIS HIDRODINÂMICOS	57
4.3	CONFIGURAÇÃO COM BUCHA OFFSET-HALVES	63
4.4	CONFIGURAÇÃO COM BUCHA ELÍPTICA	68
4.5	CONFIGURAÇÃO COM BUCHA DE COMPÓSITO	73
5	CONCLUSÃO	79
5.1	SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS	79
	REFERÊNCIAS	80

1 INTRODUÇÃO

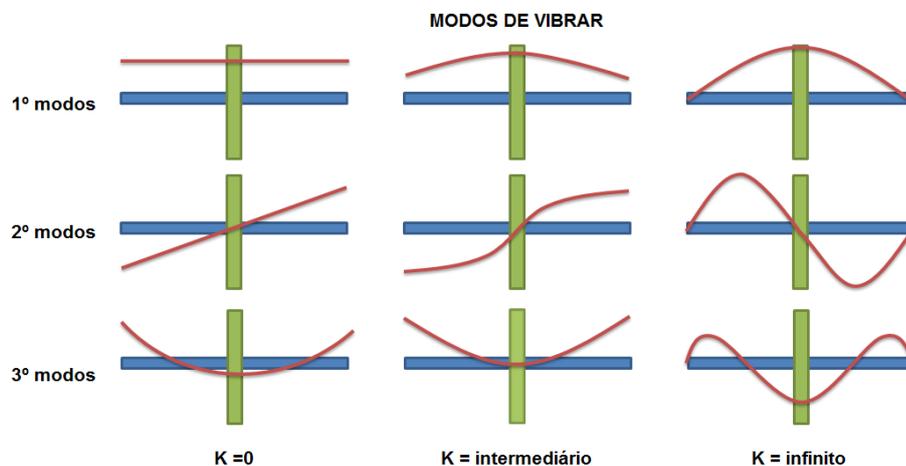
1.1 CONSIDERAÇÕES GERAIS

Em um conjunto rotativo, os mancais são os elementos responsáveis pelo apoio e suporte do elemento rotor. O correto estudo desse componente é fundamental para a compreensão dos fenômenos dinâmicos em uma máquina de grande performance e também para prevenir a ocorrência de acidentes e riscos à vida humana.

Segundo a ISO 1925 (2001), rotor é um corpo suportado por mancais que é capaz de girar em torno de um eixo fixo no espaço. Eixos de transmissão e partes de máquinas alternativas, que possuem apenas movimento de rotação, são alguns exemplos de rotores (GENTA, 1998).

A vibração em rotores é resultado da combinação de seus parâmetros dinâmicos, destacando entre eles a rigidez (k) e o amortecimento. Swanson et al. (2005) apresentam em seu artigo como as formas modais de vibração de um conjunto rotativo podem ser diferentes quando é considerado um eixo mais rígido ou um mancal mais rígido (Figura 1).

Figura 1: Formas modais em função das características do conjunto rotor-mancal.



Fonte: Mendonça(2014).

Por isso o estudo e a caracterização de um mancal para o projeto de um rotor é uma informação importante para a predição correta do comportamento vibracional de uma máquina quando está em sua condição permanente ou transiente de operação.

Em todos os setores industriais, a presença de mancais no suporte de eixos é fácil de se notar. No setor automotivo, por exemplo, Allmaier et al. (2013) simularam as perdas de potência pelo atrito nos mancais que suportam o virabrequim de um motor a combustão

interna, responsabilizando os mancais por reterem 16% dessa potência. Irani e Pekkari (1997) fizeram o uso de transdutores capacitivos para medição de espessura de filme de óleo em motores a diesel de 6 cilindros, observando assim o comportamento de mancais hidrodinâmicos aplicados em motores de combustão interna.

Com a variedade dos processos produtivos, as diversas concepções dos mancais, passaram a surgir na vanguarda da tecnologia, como os mancais a gás com molas "aninhadas" (FENG et al., 2017) que podem ter suas propriedades de rigidez e amortecimento controladas através do ajuste do número de molas e seus diâmetros; mancais a gás ativos (PIERART e SANTOS, 2016) que possuem espessura de filme bem fino, baixo atrito e são ideais para posicionamentos de alta precisão e velocidade; mancais magnéticos ativos (XU et al., 2017) e entre outros.

No entanto, em quase toda maioria dos elementos de suporte, a análise dos seus comportamentos não são triviais e seus fenômenos estão em um campo não-linear, como em mancais de rolamento (PETERSEN et al., 2015; TAPLAK et al. 2013) e mancais hidrodinâmicos (PENNACCHI et al., 2012; NIKOLAKOPOULOS e PAPADOPOULOS, 1994).

Portanto, o estudo analítico, numérico e experimental de mancais deve ser interligado para a obtenção de resultados com elevado grau de confiabilidade.

1.2 OBJETIVOS

Este trabalho consiste de uma série de objetivos específicos ligados ao tópico de mancais hidrodinâmicos, sendo eles:

- Projeto de um conjunto de mancais hidrodinâmicos para ser aplicado a uma bancada de rotor do tipo Jeffcott.
- Projeto de uma unidade hidráulica para a alimentação do óleo lubrificante de operação do mancal hidrodinâmico, minimizando efeitos de perda de carga.
- Avaliação dos fatores de desempenho e condição de estabilidade do mancal, utilizando bucha de geometria fixa e cilíndrica.
- Avaliação experimental do mancal hidrodinâmico montado na bancada de rotor Jeffcott, variando condições de operação como o posicionamento, geometria e materiais das buchas e do tipo de lubrificação.

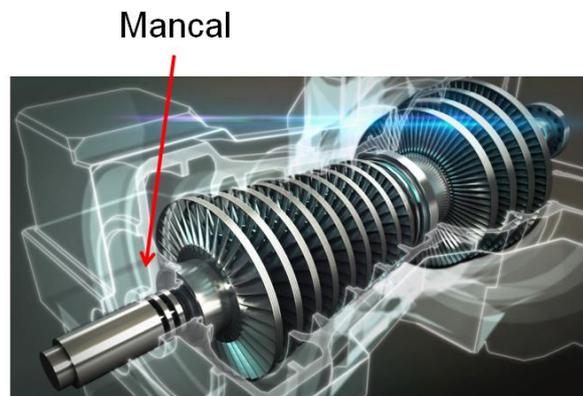
1.3 JUSTIFICATIVA

O uso de mancais de deslizamento com lubrificação do tipo hidrodinâmica é amplo em indústrias do setor de energia, petróleo e gás, setores nos quais a interrupção ou falha inesperada de seus componentes devem ser reduzidas ao máximo.

O Instituto de Pesquisa de Potência Elétrica (*Electric Power Research Institute*), em 1985, estimou que 40% das paradas em usinas com uso de combustíveis fósseis nos Estados Unidos foram devidos a problemas em máquinas rotativas, e na França as perdas nas operações de turbo alternadores de 900 MW equivalem à produção de uma máquina de 750 MW. Outro estudo desenvolvido em 1987 no Centro Técnico de Indústrias Mecânicas da França (*Centre Technique des Industries Mécaniques*) mostrou que em turbo compressores, 26% das causas das falhas são devidas aos mancais e mancais de escora, e para bombas centrífugas, esse valor atinge 24% das causas (BIGRET, 2001).

Os mancais hidrodinâmicos são aplicados a maquinários de grande porte (Figura 2), como turbinas a vapor, turbinas a gás, hidrogeradores e turbo compressores. O uso desse tipo de mancal se deve à sua confiabilidade elevada e periodicidade de manutenção mais longa, devido ao uso contínuo de lubrificação, preservando assim as suas partes por maior tempo.

Figura 2: Local de aplicação do mancal hidrodinâmico em máquinas de grande porte.



Fonte: Adaptado de <https://maxwattindia.wordpress.com/>.

Com isso, a elaboração de um bom projeto e sua avaliação posterior é importante para engenheiros e projetistas. Este trabalho visa apresentar a metodologia do projeto de um mancal e o seu estudo dinâmico após aplicação em uma bancada com rotor do tipo Jeffcott.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 O MANCAL HIDRODINÂMICO

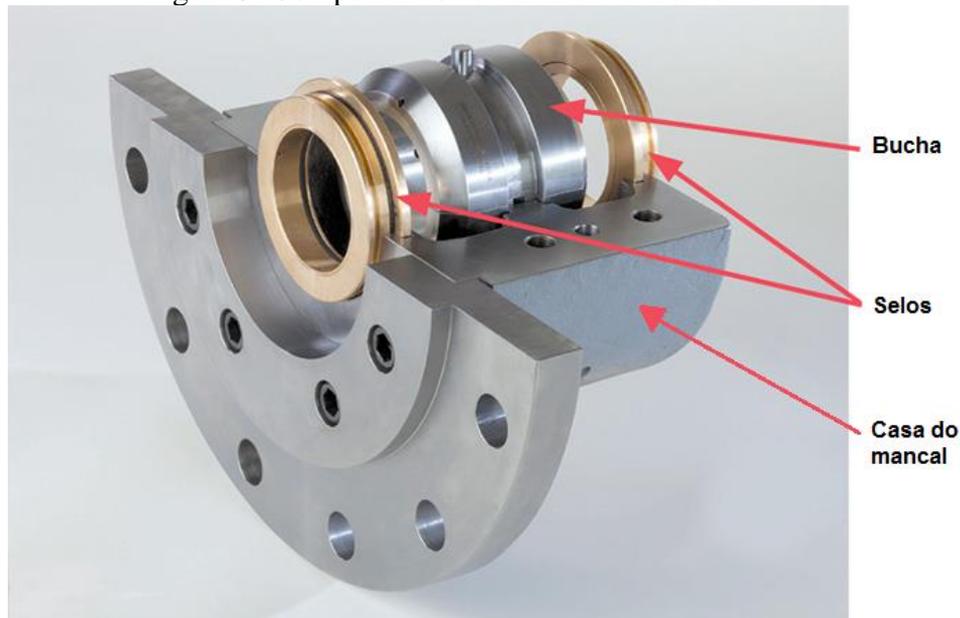
Mancais hidrodinâmicos no apoio de máquinas rotativas são amplamente utilizados devido seus elevados níveis de confiabilidade e durabilidade (GLAVATSKIH; SPOHN, 2001). Portanto, engenheiros envolvidos no desenvolvimento e projeto desse tipo de elemento devem estar cientes das suas limitações e principais fenômenos que podem ocorrer nesses mancais. Zeidan e Paquette (1994) e He et al. (2005) publicaram artigos em forma de tutoriais a fim de ajudar projetistas a entenderem os fenômenos físicos, fundamentos de modelagem e projeto, além de serem pontos de partida para pesquisa em futuros trabalhos.

Antes dos avanços computacionais na solução de problemas, tais como para a aplicação de modelagem de mancais hidrodinâmicos, era uma forte tendência a utilização de rotores rígidos e mancais flexíveis, para que assim as velocidades críticas do sistema sempre permanecessem abaixo da velocidade de operação do conjunto rotativo (FRISWELL et al. 1998).

No entanto, com a melhoria da capacidade de cálculo, os rotores passaram a operar em faixas de rotação que estão entre velocidades críticas, sendo assim importante um correto estudo dinâmico do rotor antes da instalação e operação. Exemplos desses estudos são Pirogova e Taranenko (2015) que fizeram análises numéricas e experimentais das frequências naturais, velocidades críticas e formas modais de um rotor aplicado a uma micro turbina a gás; Wang et al. (2016) realizaram um método de identificação das razões de amortecimento para um compressor centrífugo com mancais magnéticos, através de simulações numéricas que identificam esses parâmetros dos primeiros modos de precessão direta ("*Forward Whirl*" - FW) e precessão reversa ("*Backward Whirl*" - BW), mesmo em ambientes sujeitos a alto ruído de interferência; Rameshkumar et al. (2010) fizeram o estudo de um "*Blower*" Centrífugo utilizando de análise transiente do rotor; Medeiros (2016) realizou um estudo de uma bancada de testes do tipo Jeffcott apoiada sobre mancais de rolamento.

Para ilustrar o funcionamento de mancais hidrodinâmicos, a Figura 3 apresenta o conjunto composto essencialmente por uma bucha ("*bush*") onde receberá a carga do eixo ("*journal*") e o óleo lubrificante, uma casa do mancal ("*house bearing*") para posicionamento da bucha, selos para prevenção de vazamento do óleo lubrificante.

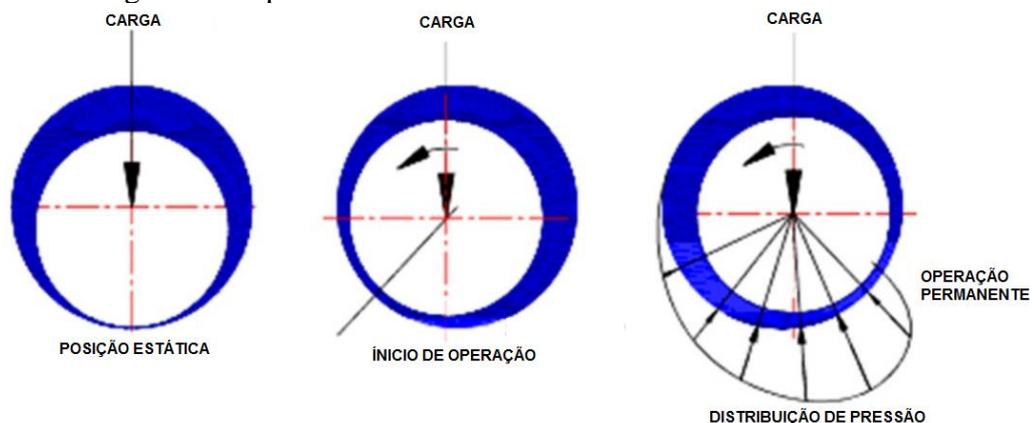
Figura 3: Componentes de um mancal hidrodinâmico.



Fonte: Adaptado de *Pump and Systems*(2016).

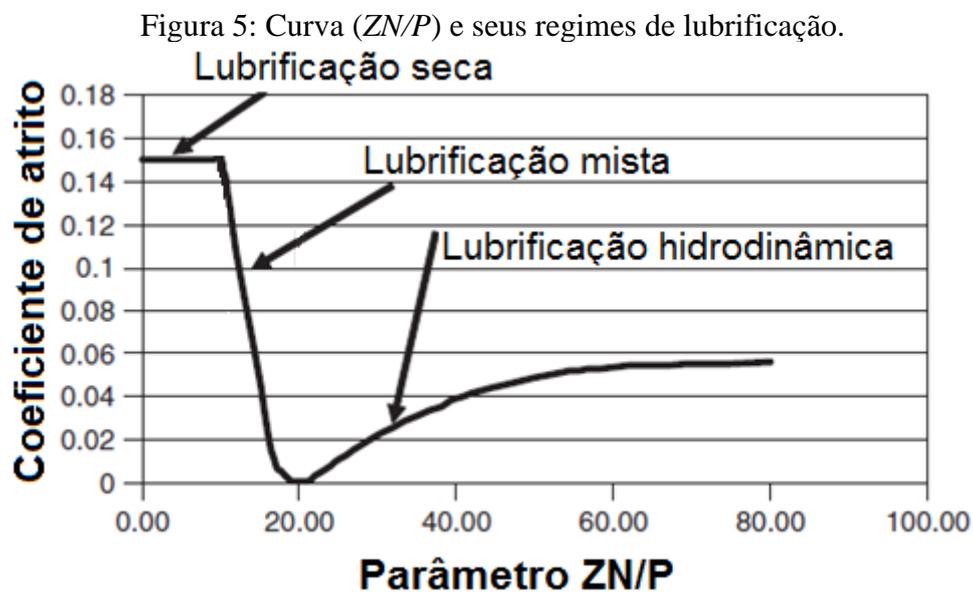
O funcionamento desse tipo de mancal ocorre em 3 etapas (Figura 4): com o eixo do rotor estático o mancal recebe o apoio direto do peso do rotor; em seguida, com o início da rotação, o filme de óleo é forçado a se movimentar entre as superfícies do mancal e do eixo, tirando-o da posição central e ainda deixando sobre uma condição incerta; por fim, ao se atingir a condição de operação permanente, o eixo se posiciona em uma posição de equilíbrio (muitas das vezes excêntrica em relação ao centro do mancal), onde o filme de óleo exerce uma força decorrente da distribuição de pressão, sustentando assim o eixo do rotor na operação.

Figura 4: Etapas do funcionamento de um mancal hidrodinâmico.



Fonte: Adaptado de Chauhan e Sehgal (2012).

A formação desse filme de óleo é dependente da velocidade relativa entre o eixo e bucha (N), da carga imposta pelo rotor (P) e da viscosidade do lubrificante (Z ou μ). Esses parâmetros são combinados (ZN/P) e relacionados com o coeficiente de atrito, apresentando assim uma curva com os regimes de lubrificação, conhecida também como curva de Stribeck (Figura 5). Esses regimes de lubrificação podem ser relacionados com as etapas de funcionamento ilustradas na Figura 4, onde na primeira condição se encontra uma lubrificação seca (sem óleo), em seguida com o início da operação o mancal apresenta uma lubrificação mista e após atingir o regime permanente, o filme de óleo é estabelecido através da lubrificação hidrodinâmica.



Fonte: Adaptado de Vance et al. (2010).

Devido a força do óleo gerar um pequeno deslocamento do eixo e pequenas rotações sobre a posição de equilíbrio, durante o processo da formação até a estabilização do filme de óleo é descrito como uma situação não-linear, principalmente devido aos efeitos dos mancais, amortecedores ou outras causas, como a presença de trincas (GENTA et al., 1999).

Com isso, a estimação de parâmetros dos mancais hidrodinâmicos passa a ser uma tarefa difícil, com a necessidade da solução de equacionamentos mistos entre o campo da Dinâmica e o campo da Mecânica de Fluidos.

Jacobs et al. (2014), Sheng et al. (2014) e Guo e Parker (2012) apresentam soluções para a obtenção de valores de rigidez e amortecimento para mancais de rolamento, considerando os efeitos de contato de Hertz entre esferas e pistas e modelo em elementos finitos.

Em mancais hidrodinâmicos, as formulações geram não somente parâmetros de rigidez em duas direções, mas também componentes cruzadas devido à presença do filme de óleo. Li et al. (2016) apresentam um método de identificação dos coeficientes do filme de óleo através da implementação da função de Green e sua regularização, alcançando uma estimativa dos parâmetros de rigidez e amortecimento para um mancal hidrodinâmico do tipo cilíndrico e plano.

A influência do acoplamento entre rigidezes é visto por Synnegård et al. (2016) em um mancal do tipo "*Tilting pad*" para um rotor vertical e Mazer (2016) cita que esses parâmetros de rigidez cruzada geram componentes de força radial e tangencial, levando assim a problemas de instabilidade.

Friswell et al. *apud* (Cameron (1976); Childs (1993), 2010)¹ apresentam as forças como sendo:

$$f_r = -\frac{D\Omega\eta L^3 \varepsilon^2}{2c^2(1-\varepsilon^2)^2} \quad e \quad f_t = -\frac{\pi D\Omega\eta L^3 \varepsilon}{8c^2(1-\varepsilon^2)^{3/2}} \quad (1)$$

onde D é o diâmetro do mancal; Ω a rotação do eixo; η a viscosidade do fluido lubrificante; L o comprimento do mancal; ε a excentricidade; e c a folga radial.

2.2 A AVALIAÇÃO DE ESTABILIDADE

No projeto de um mancal hidrodinâmico, a avaliação das condições de estabilidade são necessárias para que a operação do conjunto rotativo se encontre em uma região de segurança. O fenômeno de instabilidade auto-excita vibrações no mancal, sem ter relação com a velocidade crítica ou outro defeito. Al-Wedyan et al. (2008) estudaram a simulação do comportamento de um rotor Jeffcott apoiado sobre mancais hidrodinâmicos e apresentaram uma análise de instabilidade através de uma metodologia longa e complexa. Mendes e Cavalca (2014) também apresentam o cálculo dos limites de instabilidade para um rotor, utilizando da solução numérica em elementos finitos.

Huang et al. (2017) apresentam um método mais simples para a obtenção desses limites. Esse método se baseia primeiramente em uma mudança na definição do vetor estado,

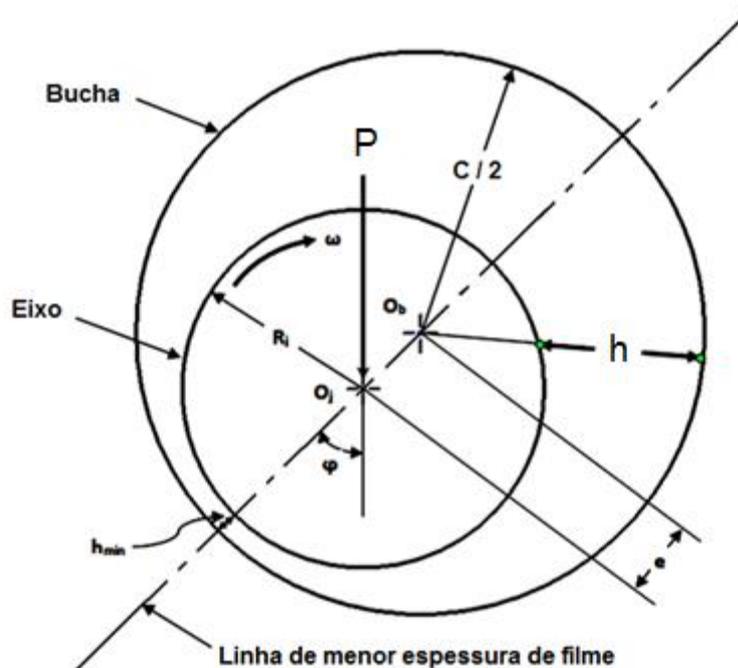
¹ Cameron, A. **Basic Lubrication Theory**, 1976; Childs, D. **Turbomachinery Rotordynamics: Phenomena, Modelling and Analysis**, 1993 *apud* FRISWELL, M. I. *et al.* **Dynamics of rotating machines**, 1st ed. New York: Cambridge University Press, 2010.

fazendo uma mudança de coordenadas de $[XY\dot{X}\dot{Y}]$ para $[\varepsilon\varphi\dot{\varepsilon}\dot{\varphi}]$. Assim, considerando um mancal rígido e sem sapatas, o seu sistema de equações de movimento para um mancal em condição permanente, conforme Figura 6, é expresso por:

$$\begin{aligned} mc\omega^2(\ddot{\varepsilon} - \varepsilon\dot{\varphi}^2) - f_\varepsilon - P \cos \varphi &= 0 \\ mc\omega^2(\varepsilon\ddot{\varphi} - 2\dot{\varepsilon}\dot{\varphi}) - f_\varphi - P \sin \varphi &= 0 \end{aligned} \quad (2)$$

onde m é a massa do rotor; c a folga radial; ω a frequência angular; ε é a razão de excentricidade $\varepsilon = e/C$; φ o ângulo de atitude; P a força peso do rotor; e f_ε e f_φ as componentes das forças.

Figura 6: Diagrama da operação de um mancal hidrodinâmico em condição permanente.



Fonte: Adaptado de <http://www.nptel.ac.in/courses/112102015/20>.

Para que seja avaliada a condição de estabilidade do sistema, as equações de movimento (2) são sujeitas a resolução baseada na solução de espaço de estados e em seguida com operações de matriz Jacobiana e o uso do critério de estabilidade de Routh-Hurwitz.

Para que o cálculo seja mais simples, o artigo apresenta dois casos para o mancal: 1º Caso como sendo uma aproximação de mancal curto; 2º Caso como sendo uma aproximação como mancal longo. Lembrando que, para que um mancal seja considerado curto, seu efeito passa a ser como de um apoio pontual (FRISWELL et al., 2010). Reddy e Srinivas (2016)

fazem uma análise através do uso de elementos finitos de um rotor bi-apoiado, sofrendo excitação em sua base, com o uso de mancais do tipo curto.

Para a condição de mancal curto (1º caso), após toda solução apresentada por Huang et al. (2017), os parâmetros de rigidez e amortecimento são apresentados pelo sistema de equações em (3):

$$\begin{aligned}
 k_{xx} &= \frac{4[2\pi^2 + (16 - \pi^2)\varepsilon^2]}{[\pi^2 + (16 - \pi^2)\varepsilon^2]^{\frac{3}{2}}} \\
 k_{xy} &= \frac{\pi[-\pi^2 + 2\pi^2\varepsilon^2 + (16 - \pi^2)\varepsilon^4]}{\varepsilon(1 - \varepsilon^2)^{1/2}[\pi^2 + (16 - \pi^2)\varepsilon^2]^{\frac{3}{2}}} \\
 k_{yx} &= \frac{\pi[\pi^2 + (32 + \pi^2)\varepsilon^2 + 2(16 - \pi^2)\varepsilon^4]}{\varepsilon(1 - \varepsilon^2)^{1/2}[\pi^2 + (16 - \pi^2)\varepsilon^2]^{\frac{3}{2}}} \\
 k_{yy} &= \frac{4[\pi^2 + (32 + \pi^2)\varepsilon^2 + 2(16 - \pi^2)\varepsilon^4]}{(1 - \varepsilon^2)^{1/2}[\pi^2 + (16 - \pi^2)\varepsilon^2]^{\frac{3}{2}}} \\
 c_{xx} &= \frac{2\pi(1 - \varepsilon^2)^{1/2}[\pi^2 + 2(\pi^2 - 8)\varepsilon^2]}{\varepsilon[\pi^2 + (16 - \pi^2)\varepsilon^2]^{\frac{3}{2}}} \\
 c_{xy} = c_{yx} &= \frac{8[\pi^2 + 2(\pi^2 - 8)\varepsilon^2]}{[\pi^2 + (16 - \pi^2)\varepsilon^2]^{\frac{3}{2}}} \\
 c_{yy} &= \frac{2\pi[\pi^2 + 2(24 - \pi^2)\varepsilon^2 + \pi^2\varepsilon^4]}{\varepsilon(1 - \varepsilon^2)^{1/2}[\pi^2 + (16 - \pi^2)\varepsilon^2]^{\frac{3}{2}}}
 \end{aligned} \tag{3}$$

onde k_{xx} , k_{xy} , k_{yx} e k_{yy} são os valores de rigidez; c_{xx} , c_{xy} , c_{yx} e c_{yy} os valores amortecimento; e ε é a razão de excentricidade.

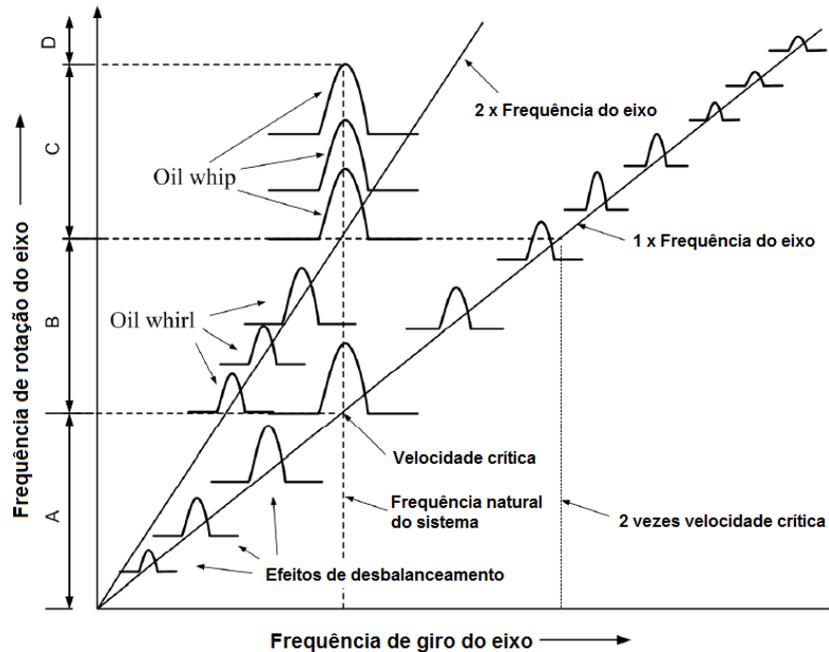
Em mancais longos (2º caso) a formulação considera métodos numéricos como os de bifurcação e tentativa e erro, sendo assim solução muito complexa e longa. Como neste trabalho o mancal desenvolvido é considerado como curto ($L/D < 1$), não será apresentado essa formulação na íntegra para a obtenção da avaliação da estabilidade.

Dentre os efeitos na região de instabilidade, as vibrações destrutivas mais comuns em mancais hidrodinâmicos estão as conhecidas como "*Oil Whirl*" ou giro do óleo, "*Oil Whip*" ou chicoteio do óleo e o "*Dry-Whirl*" ou giro seco. Fan et al. (2011) apresentam um estudo sobre esses efeitos na operação transiente de partida do rotor. O fenômeno de "*Oil Whirl*" é o mais frequente nos mancais hidrodinâmicos e ocorre quando o valor de excitação é de aproximadamente metade da rotação do sistema ($0,46 \sim 0,48\omega$), esta excitação tende a ocorrer em mancais que recebem baixa carga e operam em uma excentricidade muito baixa. O valor

de excitação não é exatamente metade devido a variação de pressão ao longo da superfície circunferencial do mancal.

Quando o eixo passa a operar a uma rotação de duas vezes a velocidade crítica, a frequência de "Oil-Whirl" passa a fazer referência com a velocidade crítica do rotor. Essa condição é conhecida como o "Oil-Whip", essa frequência é invariável com o aumento da rotação do eixo, sendo assim uma condição muito perigosa e instável para o sistema. A Figura 7 ilustra a evolução dos fenômenos de instabilidade com o aumento de rotação do rotor.

Figura 7: Evolução da instabilidade com o aumento da frequência rotação do rotor.



Fonte: Adaptado de Tiwari (2010).

A faixa de frequências **A** apresenta apenas os efeitos de desbalanceamento sobre o rotor, demonstrando aumento na linha de uma vez a frequência de rotação do eixo. Na faixa **B**, quando a velocidade crítica é alcançada, o efeito de "Oil-Whirl" surge e começa a aumentar a uma razão de aproximadamente metade da frequência de giro do eixo. Por fim na região **C**, quando a frequência de rotação do eixo alcança o valor de duas vezes a velocidade crítica, o "Oil-Whirl" alcança seu valor máximo e "Oil-Whip" acontece no mancal hidrodinâmico, ficando invariável em relação ao aumento da rotação do eixo.

Sorge (2016) apresenta soluções para uma diminuição do efeito de instabilidade do filme de óleo na dinâmica de rotores. Em menores valores do número de Sommerfeld (parâmetro adimensional que relaciona viscosidade, velocidade de rotação, carga e geometria do mancal) a diminuição da rigidez no plano vertical e aumento no horizontal, pode aumentar a performance de rotores nessa faixa, enquanto que para valores altos de Sommerfeld os

limites de instabilidade são menores. Outra alternativa proposta é do uso de mancais partidos, cuja principal característica melhora a instabilidade para baixos valores de excentricidade.

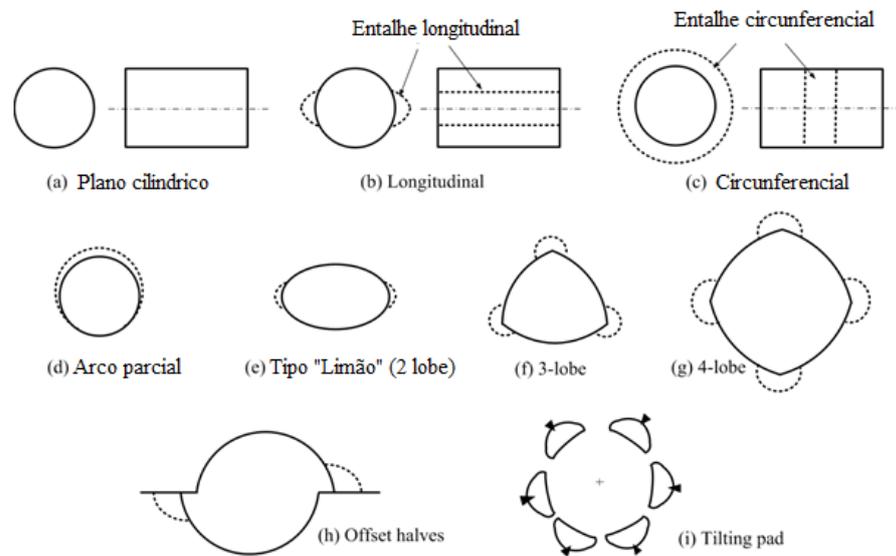
2.3 VARIAÇÕES DINÂMICAS EM FUNÇÃO DA GEOMETRIA DA BUCHA

O uso de geometrias diferentes para as buchas dos mancais hidrodinâmicos é uma alternativa viável para a solução de problemas de instabilidade, conforme exposto por Sorge (2016). Mehta e Rattan (1993) já tinham feito experimentos sobre a confecção de um mancal de 3 lobos com a adição de canais, essa modificação propiciou maiores limites de instabilidade, menor valor inicial do limite, além de ser uma maneira bem pouco onerosa para a solução desse fenômeno.

Chauhan e Sehgal (2012) realizaram estudos térmicos em mancais do tipo "*Offset-Halves*" e elípticos. Mishra et al. (2007) estudaram o perfil da distribuição térmica em mancais elípticos. Ostayen e Beek (2009) também fizeram estudos térmicos, mas em mancais com buchas em forma do tipo "Limão", detectando além de uma melhoria na estabilidade, melhorias no aspecto térmico também. Urbiola-soto et al. (2017) analisaram a otimização de mancais de sapatas fixas ou lobos ("*lobes*") através da melhor resposta de sua superfície, utilizando o método de projeto de experimentos ("*Design of Experiments*" - DOE).

Zeidan e Paquette (1994) tratam em seu artigo tutorial que as características mudam de acordo com a geometria fixa do mancal. Dentre as geometrias, as que mais adicionam assimetria, tais como a elíptica e a de "*offset-halves*", tendem a melhorar sua estabilidade. A Figura 8 apresenta algumas das geometrias possíveis para as buchas dos mancais.

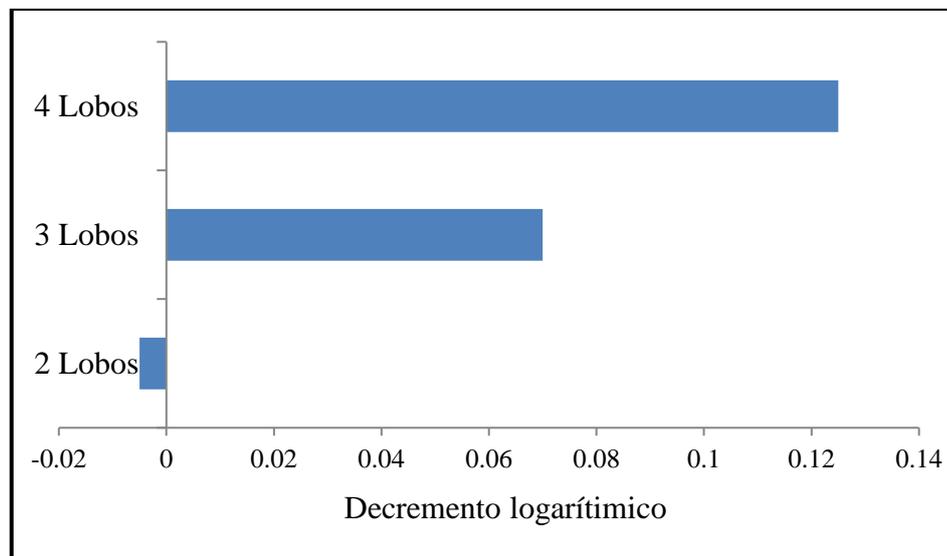
Figura 8: Tipos de geometrias para as buchas dos mancais hidrodinâmicos.



Fonte: Adaptado de <http://nptel.ac.in/courses/112103024/module3/lec2/1.html>.

Também no trabalho de Zeidan e Paquette (1994), na Figura 9, são ilustradas as influências dos números de lobos de acordo com o decremento logarítmico sobre as regiões de estabilidade, levando o mancal para uma região de operação estável.

Figura 9: Variação dos limites de estabilidade de acordo com número de entalhes.



Fonte: Adaptado de Zeidan e Paquette (1994).

O uso de mais entalhes e ranhuras na superfície do mancal tendem a reduzir os efeitos de rotação do fluido, melhorando assim os fenômenos de instabilidade. No entanto esse número de entalhes tem um valor limite, pois com a adição de mais entalhes menor será a área

do mancal para suporte de carga, haverá um aumento de temperatura e uma diminuição dos valores de amortecimento.

Brito et al. (2016) estudaram o efeito de duas configurações sobre o efeito de carregamentos variáveis, concluindo que o uso de múltiplos entalhes contribui para maior distribuição do óleo, no entanto, há evidências de que essa distribuição é desbalanceada, prejudicando assim na formação da zona de pressão. Binu et al. (2015) realizaram uma análise experimental da distribuição de pressão de um mancal hidrodinâmico com dois entalhes axiais, esse trabalho prova que a utilização de sensores de pressão direcionados sobre o eixo do rotor não é ideal, pois não possuem a capacidade de medição das variações de pressões dinâmicas sobre o sistema.

Os mancais do tipo "*Tilting-pad*", conhecido como mancais com sapatas, são hoje muito utilizados em condições que exigem elevada carga dinâmica, como em turbinas e hidrogenadores. Liming et al. (2016) apresentaram uma revisão da aplicação desse tipo de mancais em usinas hidroelétricas.

Esse tipo de mancal foi então derivado para modelos inteligentes ativos que conseguem compensar efeitos de instabilidade e excentricidade indesejada. Chasalevris e Dohnal (2015) e Chasalevris e Dohnal (2016) apresentaram em seus dois artigos um modelo de mancal ativo com sapatas que consegue melhorar a estabilidade de operação de uma turbina, além de reduzir em 70% na amplitude de vibração na zona de ressonância em relação a um de geometria cilíndrica e plana. Heindel et al. (2017) desenvolveram um sistema de mancais ativos para minimizar condições de desbalanceamento e ressonância, usando de uma malha de controle fechada para satisfazer as condições de equilíbrio através de atuadores. Além desses trabalhos, diversos outros autores tais como Salazar e Santos (2017), Raparelli et al. (2016) e Roy et al. (2016) também apresentam trabalhos de mancais do tipo "*Tilting-pad*" ativos para a melhoria de condições de instabilidade.

Os materiais e diferentes conceitos de construção das buchas, com o uso de compósitos por exemplo, também aparecem como uma solução para melhor desempenho dinâmico dos mancais hidrodinâmicos. Ding et al. (2017), Litwin (2015a), Litwin (2015b), Yeong et al. (2015) e Simmons et al. (2014) propõem diversas aplicações de diferentes materiais nas buchas e em cada situação uma determinada melhoria pode ser alcançada.

2.4 VARIAÇÕES DINÂMICAS EM FUNÇÃO DO ÓLEO DE LUBRIFICAÇÃO

Em mancais de deslizamento a lubrificação tem como principais funções: diminuir o coeficiente de atrito da bucha onde está apoiando o eixo; garantir que o filme de óleo ou lubrificante está contribuindo na força de suporte do eixo; e proteção do mancal e eixo contra ações de desgastes. Mendes et al. (2017) estimaram alguns parâmetros de desgaste em mancais do tipo hidrodinâmico, tais como a profundidade do desgaste e sua posição angular.

Bompos e Nikolakopoulos (2016) confirmaram essas importâncias do uso de lubrificação com um desenvolvimento de um mancal hidrodinâmico otimizado. Através da correlação de pressão, distribuição de tensões de cisalhamento, espessura do filme e geometria do mancal houve uma melhoria de 38% no coeficiente de atrito e 9,7% na capacidade de carga. Uma parcela dessa solução também se deve ao uso de entalhes e texturização em um mancal do tipo "*Multi-step*"(partido).

Há basicamente 5 formas de lubrificação: hidrodinâmica; hidrostática; elastoidrodinâmica; contorno e filme sólido. A lubrificação hidrodinâmica consiste de um filme de óleo entre as superfícies do eixo e bucha, onde esse fluido não é inserido sobre pressão, quando não há algum parâmetro adequado para a formação do filme, a lubrificação é então denominada como lubrificação de contorno. A lubrificação hidrostática é obtida através da aplicação do lubrificante sobre pressão. Lubrificação elastoidrodinâmica acontece através do impulso do fluido obtido pelo movimento relativo entre duas superfícies, como por exemplo um contato entre engrenagens. Por fim, a lubrificação de contorno e filme sólido é obtida através do uso de pastas e graxas, como a bissulfeto de molibdênio (BUDYNAS e NISBETT, 2011)

Cerca de 90% dos mancais de rolamento utilizam graxa como lubrificante, de acordo com Gonçalves et al. (2016), que em seu trabalho realizaram o estudo do torque de atrito em mancais de rolamento com esse tipo de lubrificação. Morales-espejel et al. (2014) realizaram o estudo da medição da espessura de filme do lubrificante em um mancal de rolamento com lubrificação por graxa, a avaliação dessa espessura de filme para a graxa não é um processo fácil, levando a maioria dos pesquisadores a adotar que a lubrificação começa com um único contato. Assim, nessas condições, o filme pode ser medido por técnicas de interferometria.

Em mancais com lubrificação do tipo hidrodinâmica, a medição e predição da espessura mínima do filme de óleo também é um parâmetro analisado. Na elaboração de modelos numéricos, Manshoor et al. (2013) realizaram uma análise do filme com o uso de técnicas de CFD ("*Computer Fluid Dynamics*") para a predição da espessura em mancais

hidrodinâmicos, Zhang et al. (2015) também utilizaram de CFD para a determinação dos coeficientes de rigidez em mancais hidrodinâmicos com uso de água como fluido. Allmaier et al. (2012) investigaram a importância a consideração de modelos extensivos de mancais com lubrificação por óleo na avaliação do atrito em mancais hidrodinâmicos.

Em medições experimentais, Glavatskih e Spohn (2001) realizaram uma análise simultânea da espessura de filme e temperatura de um mancal hidrodinâmico, a medição foi feita com o uso de sensores de proximidade (tipo "*eddy-current*") com a implementação de compensação de temperatura para um monitoramento eficiente em condições permanentes ou transientes.

O uso de aditivos e partículas misturadas ao óleo lubrificante podem melhorar propriedades quando aplicadas nas buchas. A adição de compostos químicos, tais como o fulereno, bissulfeto de molibdênio e fluoropolímero em quantidades não maiores que 0,05% da base do óleo mineral foram feitas por Kornaev et al. (2016), observando que o uso de fulerenos ajudou no decréscimo do fator de atrito em 15 a 25%, devido a viscosidade de fluidos pseudoplásticos caírem em altas rotações, diminuindo assim as vibrações em relação a fluidos não-newtonianos (cerca de 1,5 vez menor na zona de ressonância).

Rahmani et al. (2016) fizeram o estudo da contaminação do óleo com partículas em um mancal de geometria elíptica, percebendo que esse tipo de mancal tem melhor performance com a contaminação de partículas grandes ($2\mu\text{m}$), apesar de que essa geometria reduz as capacidades de carga, aumentam o vazamento lateral e seus coeficientes de atrito. Há uma melhoria sutil da instabilidade em excentricidade abaixo de 0,6 e melhoria significativa em valores acima de 0,6.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

3.1 PROJETO DO CONJUNTO DE MANCAIS

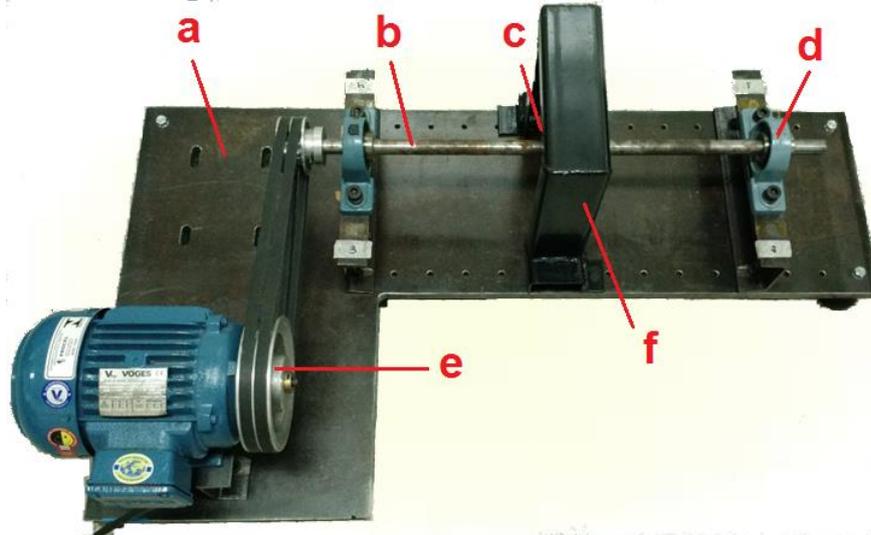
Para esse trabalho, foi realizado primeiramente o projeto de um conjunto de mancais hidrodinâmicos com geometria fixa do tipo cilíndrica plana, devido à facilidade na fabricação. O termo geometria fixa entende-se como sendo uma condição de contorno onde a bucha não gira. O projeto do mancal foi desenvolvido de modo implementar diferentes tipos de configuração, o sistema desenvolvido apresenta flexibilidade para troca dos componentes das buchas. Além disso, o sistema de alimentação, que será descrito com detalhes no item seguinte, deve ser versátil e de simples concepção e operação, para não haver perdas de carga que possa influenciar na pressão de alimentação do fluido.

A metodologia do projeto do mancal hidrodinâmico parte da definição da razão L/D , ou seja, a razão entre o comprimento e diâmetro interno da bucha deslizante. Uma mudança nessa etapa inicial pode resultar em mudanças na condição de estabilidade do mancal e gerar componentes de vibração com frequências subsíncronas (FAN et al., 2011). A medida que a razão L/D aumenta a componente de frequência subsíncrona converge a um valor próximo da metade da velocidade de rotação ω . No processo de usinagem foi adotado a razão $L/D = 0,95$.

A bancada onde o mancal é fixado possui o eixo do rotor de material SAE 1020 trefilado com diâmetro de 20 mm. Assim, o diâmetro interno da bucha do mancal (D) é de 20 mm e conseqüentemente o comprimento L será de 19 mm.

Os mancais projetados foram adaptados à máquina desenvolvida na pesquisa de Medeiros (2016), conforme ilustra a Figura 10. Esta figura ilustra, os seguintes componentes: (a) base de aço SAE 1020 com espessura de 30 mm, peso de aproximadamente 90 kg; (b) eixo de aço SAE 1020 trefilado de diâmetro de 20 mm, peso de aproximadamente 1,77 kg; (c) disco de aço SAE 1020 de diâmetro de 200 mm, peso de 4,38 kg; (d) locais de montagem dos mancais; (e) sistema de acionamento através de motor trifásico de 2cv, com rotação máxima nominal de 60 Hz (3600 rpm), acionado por um inversor de frequência, com razão de transmissão amplificação de 2:1; e (f) sistema de proteção para o disco. A razão de transmissão adotada foi obtida através de um conjunto de polias

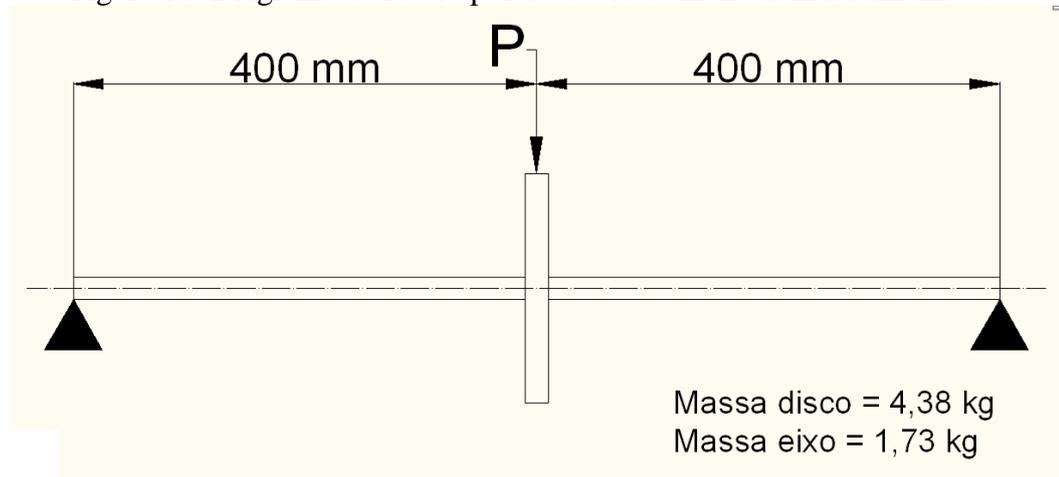
Figura 10: Bancada de rotor Jeffcott utilizada.



Fonte: Autoria própria.

A partir da análise estática do rotor Jeffcott, ilustrado na Figura 11, foram calculados os valores das forças resultantes nos mancais de apoio. E como a definição do rotor Jeffcott consiste de um rotor com disco centrado, ambos os mancais receberão o mesmo esforço. Obtendo assim um valor de 30,16 N para cada mancal.

Figura 11: Diagrama do rotor apoiado sobre os mancais hidrodinâmicos.

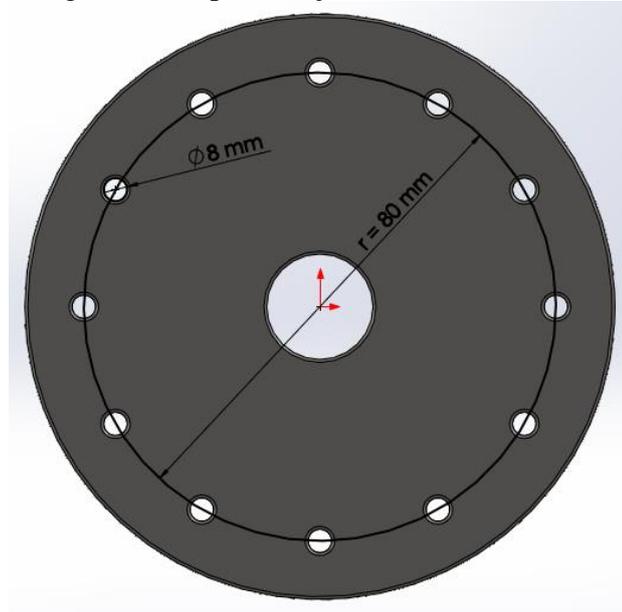


Fonte: Autoria própria.

De acordo com Mazer (2016) o mancal deve ser projetado considerando não apenas o peso estático do rotor, mas também as forças dinâmicas presentes nele durante a operação, como a de desbalanceamento no disco do rotor. A Figura 12 apresenta uma vista do disco do rotor, com as suas furações equidistantes em um raio de 80 mm, para inserção de parafusos

M8 com porca, simulando que haverá um desbalanceamento de massa no conjunto em aproximadamente 5 g.

Figura 12: Especificações do disco do rotor.



Fonte: Autoria própria.

Sendo assim, considerando a força de excitação de desbalanceamento para uma rotação de 100 Hz (6000 rpm) em condição máxima de trabalho, a força de desbalanceamento será de:

$$F_{desb} = me\omega^2$$

$$F_{desb} = 0,005 \cdot 0,08 \cdot (2 \cdot \pi \cdot 100)^2 \quad (4)$$

$$F_{desb} = 157,91 \text{ N}$$

Portanto, a força total aplicada sobre cada mancal terá o valor de $P = 109,11 \text{ N}$.

O valor da folga entre o munhão (eixo) e a bucha do mancal foi adotada como $c = 0,005 \text{ mm}$, esse valor foi determinado a partir do grau de tolerância e a precisão que a usinagem poderia ter. Além da precisão da usinagem, o grau de acabamento da usinagem da bucha deve ser controlado, pois diferenças no acabamento podem influenciar no comportamento dinâmico do mancal.

Hsu et al. (2013) demonstraram as influências dos efeitos da rugosidade e campo magnético em mancais hidrodinâmicos curtos, sendo que a rugosidade no sentido longitudinal é o parâmetro mais significativo na determinação do desempenho do mancal. Sinano et al.

(2005) relatam que uma variação da rugosidade no mancal pode influenciar na distribuição de pressão do óleo. Quiñonez e Morales-espejel (2016) apresentam também um estudo sobre os efeitos da rugosidade sobre os mancais hidrodinâmicos, seu estudo é baseado em soluções analíticas com as equações de Reynolds, concluindo que a rugosidade altera a distribuição de pressão de dois modos: um devido a mudança do espaçamento entre contatos que mudam com a variação da rugosidade; e outro efeito global que é causado pelas mudanças das localizações dos pontos limites e pressão na área inteira de contato.

A bucha deslizante é de material bronze TM23, usinada em um torno horizontal e ajustada internamente com um alargador do tipo fixo de diâmetro 20 mm H7, obtendo assim uma rugosidade média (Ra) nominal de 0,8 μm .

O fluido de lubrificação escolhido foi um óleo mineral SAE 32 com viscosidade dinâmica de $\mu = 125$ cP ou 0,13 Pa.s.

A partir destas informações, foram desenvolvidos os cálculos dos parâmetros do mancal hidrodinâmico de acordo com tabelas e figuras apresentadas na literatura consolidada de elementos de máquinas. Neste trabalho foram utilizadas as informações contidas em Budynas e Nisbett (2011).

O equacionamento fluido-dinâmico fundamental para o estudo de mancais do tipo hidrodinâmico começou com estudos de Reynolds em 1886, obtendo a equação a seguir:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial x} \quad (5)$$

Essa equação é conhecida como a equação clássica de lubrificação hidrodinâmica de Reynolds, onde foi desenvolvida considerando simplificações da equação de Navier-Stokes: fluido incompressível, Newtoniano, sem efeitos de inércia do fluido, viscosidade constante, escoamento laminar e isotérmico.

A solução da equação(5) pode ser obtida através de soluções numéricas, tais como as obtidas por CFD e elementos finitos (CHASALEVRIS e SFYRIS, 2013), e também através do número de Sommerfeld em conjunto de diagramas e tabelas empíricas. Sommerfeld em 1904 obteve uma solução para a equação de Reynolds, caracterizando os mancais segundo um número adimensional batizado com seu próprio nome:

$$S = \left(\frac{r}{c} \right)^2 \left(\frac{\mu N}{p} \right) \quad (6)$$

onde S é o número de Sommerfeld; r o raio do mancal; c a folga radial; μ a viscosidade do lubrificante; N a rotação de operação, e p é a pressão nominal sobre a área projetada do mancal.

Com base na geometria do mancal, em suas dimensões, da viscosidade dinâmica do lubrificante, da rotação do eixo e da carga aplicada, é possível obter o número de Sommerfeld do o mancal desenvolvido nesse trabalho:

$$S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \left(\frac{\mu N}{p}\right)$$

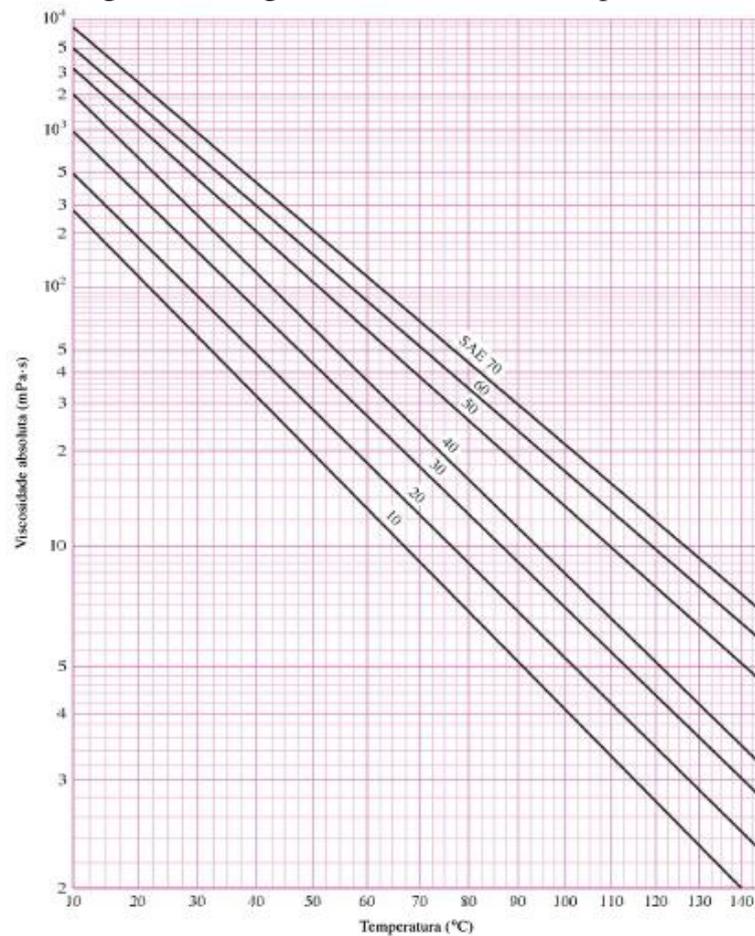
$$S = \left(\frac{10}{0,0025}\right)^2 \left(\frac{0,13.100}{0,27.10^6}\right) \quad (7)$$

$$S = 7,703$$

Na equação (7), $p = \frac{P}{2rL} = 0,27 \text{ N/mm}^2$.

Com o número de Sommerfeld e a relação L/D , é possível extrair os fatores de desempenho do mancal de acordo com os diagramas nas Figuras 14 à 18. Esses diagramas são derivados do diagrama principal de viscosidade-temperatura (Figura 13) obtido por Raimondi e Boyd em 1951.

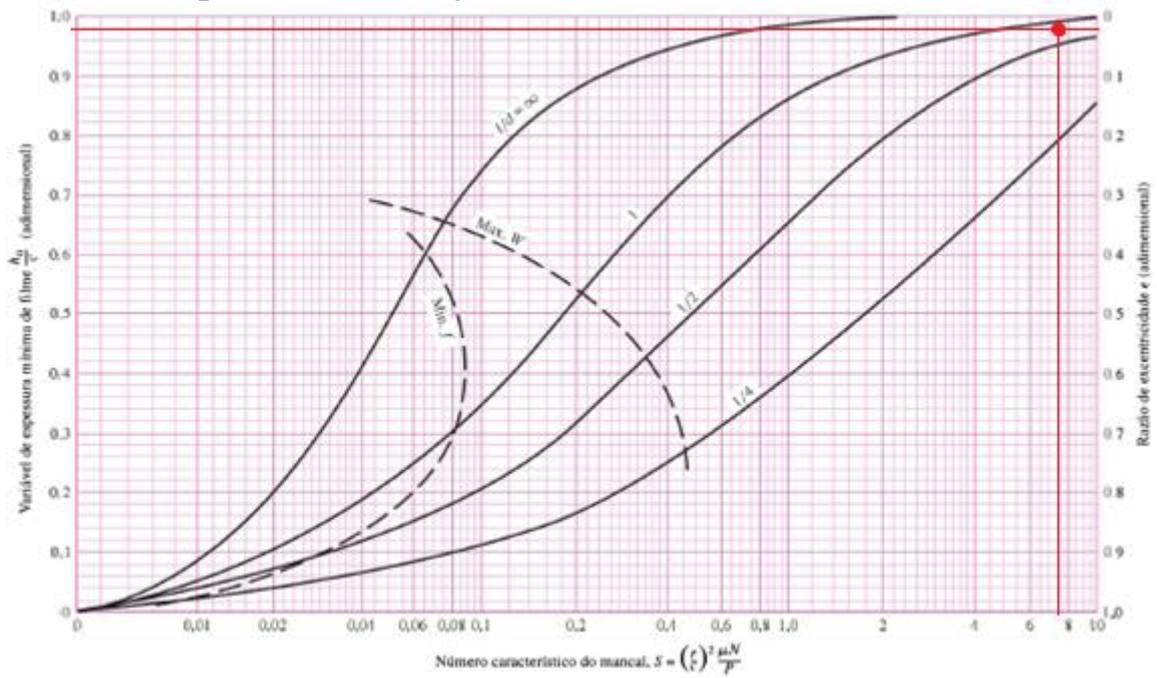
Figura 13: Diagrama de viscosidade-temperatura.



Fonte: Budynas e Nisbett (2011).

A Figura 14 apresenta a carta com os valores da variável de espessura mínima do filme no eixo vertical da direita e a razão de excentricidade no eixo vertical à esquerda. Adotando o número de Sommerfeld como sendo aproximadamente 7,7 e a relação $L/D = 0,95$, obtém-se o valor de $h_0/c = 0,98$ e o valor da excentricidade $\varepsilon = 0,02$. Assim, o valor da espessura mínima do filme obtido é $h_0 = 0,0245$ mm.

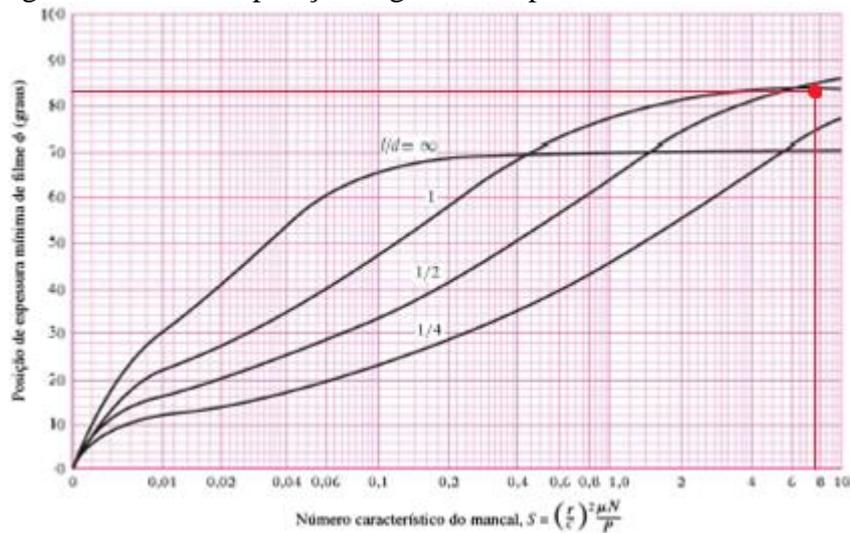
Figura 14: Carta de espessura mínima de filme e excentricidade.



Fonte: Budynas e Nisbett (2011).

Na Figura 15 é possível obter a posição angular da espessura mínima do filme. De acordo com os valores de Sommerfeld e a relação L/D , a posição angular é de aproximadamente 83° em relação à linha de centro vertical.

Figura 15: Carta da posição angular da espessura mínima do filme.

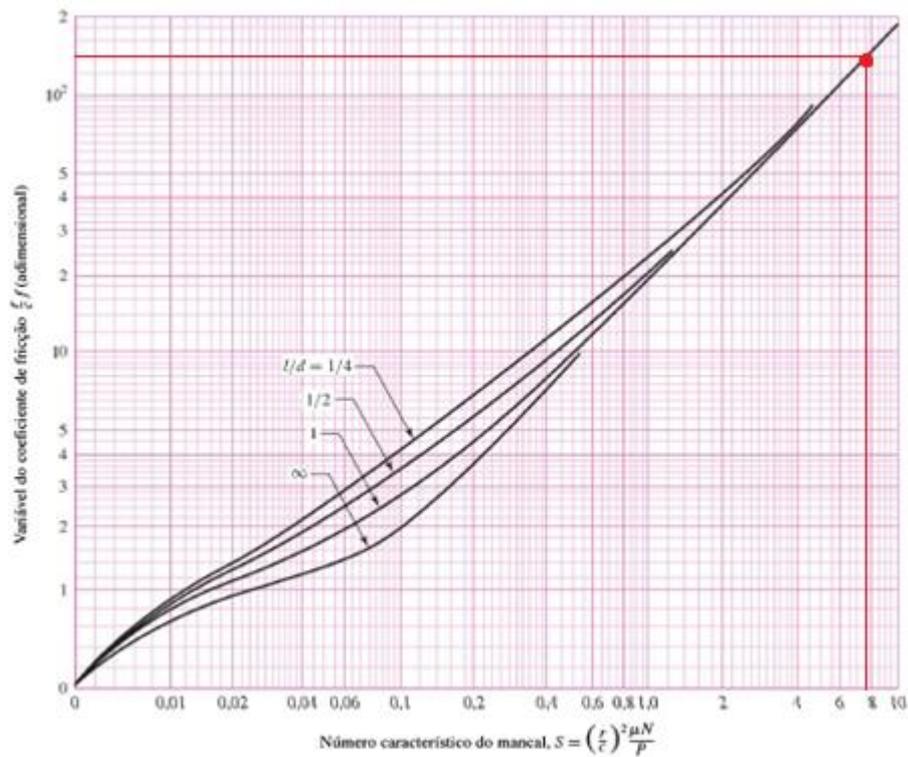


Fonte: Budynas e Nisbett (2011).

Na Figura 16 é apresentada a carta da variável do coeficiente de atrito. Segundo os valores de Sommerfeld e a relação L/D , a relação $\frac{r}{c}f = 140$, e o coeficiente de atrito f é 0,35. O torque de atrito calculado é obtido através da equação (8),

$$T = (fW)r = (0,35 \cdot 109,11) \cdot 0,01 = 0,382 \text{ N.m.} \quad (8)$$

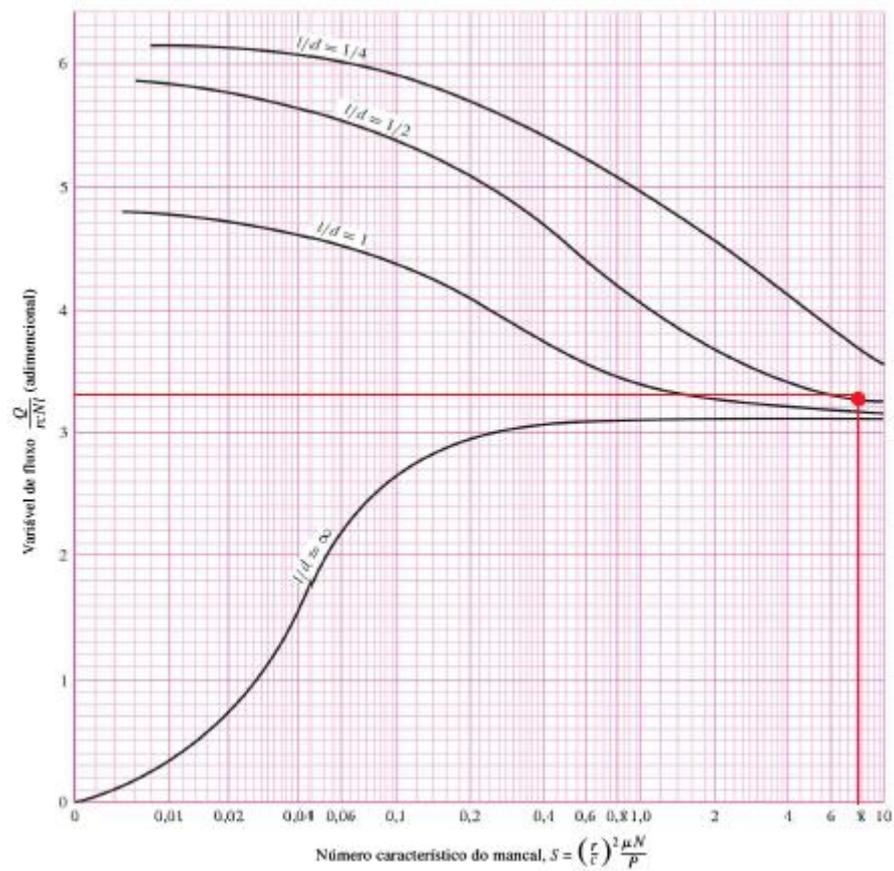
Figura 16: Carta do coeficiente de atrito.



Fonte: Budynas e Nisbett (2011).

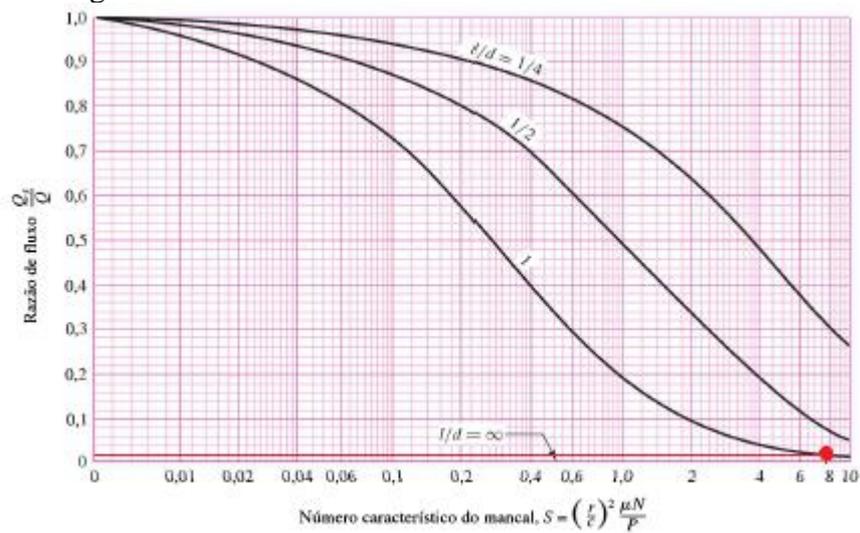
As Figura 17 e Figura 18 apresentam as cartas de fluxo de alimentação do óleo lubrificante e a razão entre o fluxo lateral e total.

Figura 17: Carta do fluxo de alimentação de lubrificante.



Fonte: Budynas e Nisbett (2011).

Figura 18: Carta da razão entre fluxo lateral e fluxo total.



Fonte: Budynas e Nisbett (2011).

A Figura 17 fornece um valor de $\frac{Q}{rcNL} \approx 3,3$ e a Figura 18 um valor de $\frac{Q_s}{Q} \approx 0,002$. A partir desses valores são obtidos a vazão total $Q = 5,94$ L/h e a vazão lateral $Q_s = 0,01188$ L/h.

A Tabela 1 apresenta os fatores de desempenho para o mancal de geometria fixa e cilíndrica obtidos.

Tabela 1: Fatores de desempenho do mancal de geometria cilíndrica fixa.

Fator	Símbolo	Valor	Unidade
Número de Sommerfeld	S	7,703	-
Razão L/D	L/D	0,95	-
Espessura mínima de filme	h_0	0,0245	mm
Excentricidade	ε	0,02	-
Posição angular	φ	83	Graus
Coefficiente de atrito	f	0,35	-
Vazão total	Q	5,94	L/h
Vazão lateral	Q_s	0,01188	L/h

Fonte: Autoria própria.

3.2 UNIDADE HIDRÁULICA DO FLUIDO LUBRIFICANTE

Para que um mancal hidrodinâmico funcione adequadamente é necessário o emprego de um sistema de alimentação do fluido lubrificante. O sistema de alimentação pode ser do tipo aberto, ou então um sistema de recirculação quando o circuito for do tipo fechado.

A ausência do correto filme de óleo não irá prejudicar apenas nas características dinâmicas da máquina, mas também pode provocar efeitos de roçamento entre as partes móveis (o eixo) e as fixas (buchas ou selos), esse efeito é uma das maiores causas de falhas em máquinas rotativas (PENNACCHI et al., 2009).

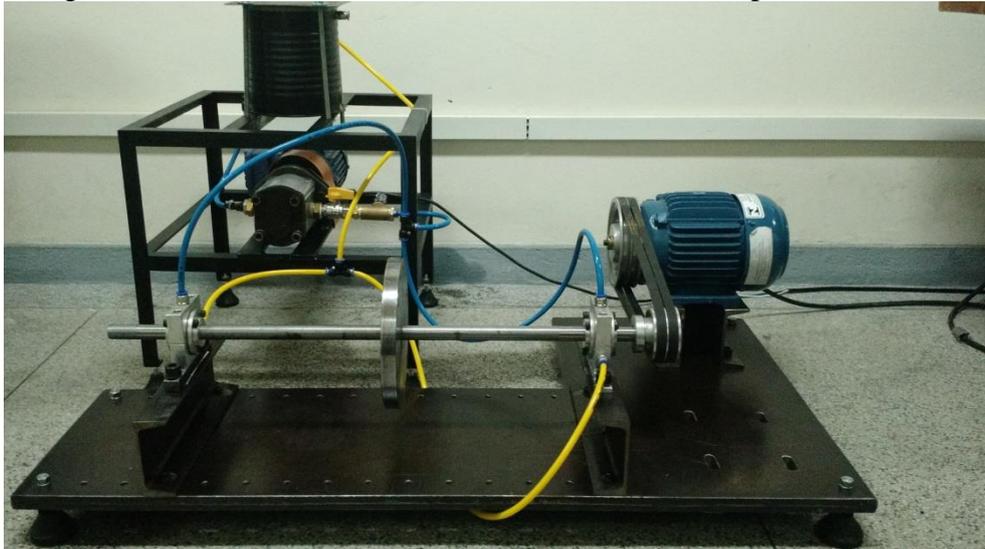
Dentre as formas de alimentação do óleo lubrificante, o uso de lubrificação por gravidade através de "copos" localizados em pontos com um canal de lubrificação na casa do mancal pode fornecer uma quantidade suficiente de lubrificante dependendo da carga. No entanto, a repetição da operação é manual e parâmetros ideais de alimentação (pressão, fluxo e temperatura) não podem ser controlados, além do desperdício em não aproveitar o óleo já aplicado.

O uso de uma malha fechada para a recirculação do óleo permite reutilizar o óleo lubrificante por um período maior e é possível a aplicação de medidores para saber qual a real situação do lubrificante no mancal. Salazar e Santos (2017b) apresentam um mancal ativo hidrodinâmico do tipo "*Tilting-pad*" com um sistema de lubrificação em malha fechada controlado. Brito et al. (2014) também aplicam esse sistema de lubrificação, variando as

condições de alimentação para obter melhor desempenho de operação e redução de atrito em mancais hidrodinâmicos.

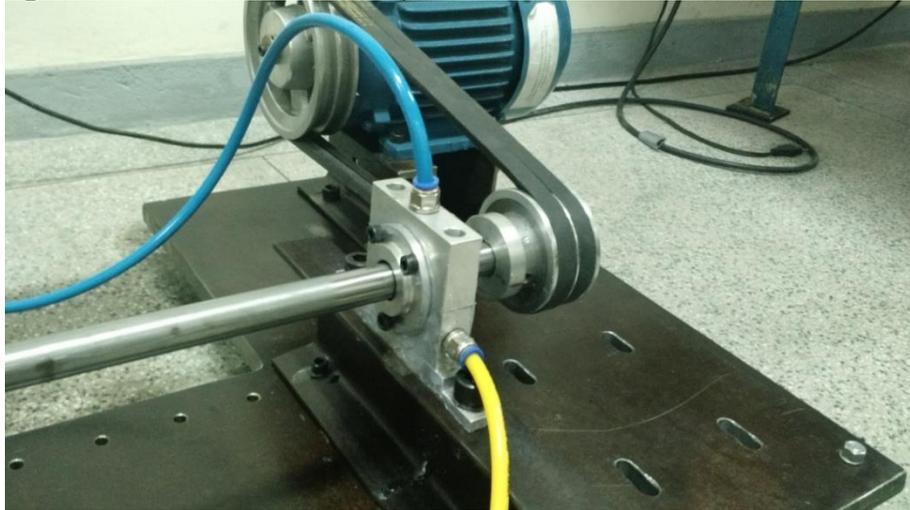
Considerando as vantagens mencionadas, nessa pesquisa foi escolhido um sistema em malha fechada, para recirculação do óleo (Figura 19). O óleo é armazenado em um reservatório de 2 litros, a circulação do lubrificante é feita através de mangueiras do tipo PU-8 azul, que suportam pressão de até 188,6 psi. O óleo é bombeado para os dois mancais hidrodinâmicos por meio de uma bomba do tipo de engrenagens de um estágio (Figura 20 e Figura 21). O óleo retorna ao reservatório por intermédio das mangueiras PU-2 (amarela). Para que o sistema não fique sobre pressurizado enquanto quando a máquina é desligada, uma linha direta com o reservatório é feita após a saída da bomba. O controle do fluxo do óleo para os mancais é feito através de uma válvula de esfera e o controle para abrir e fechar o caminho de dreno é também feito com uma válvula de esfera (Figura 22). As Figuras 19 à 22 ilustram a unidade hidráulica desenvolvida.

Figura 19: Bancada instalada com unidade hidráulica e par de mancais.



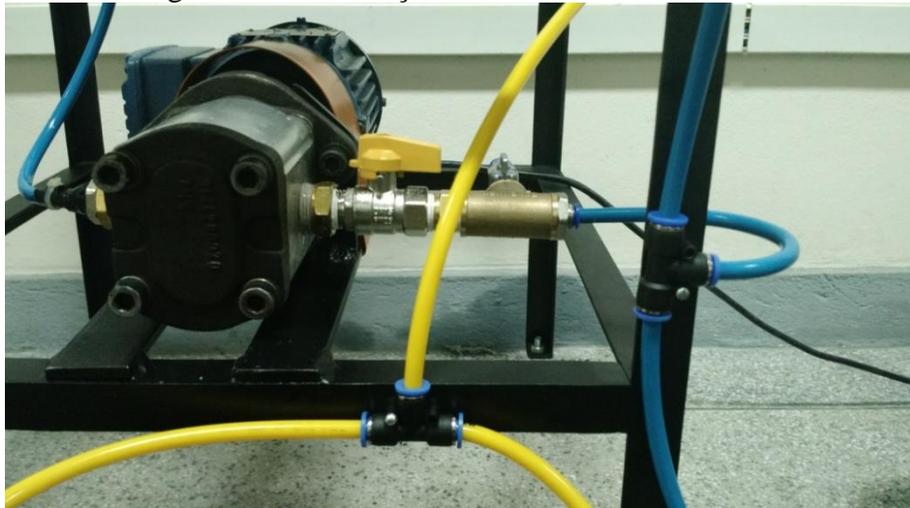
Fonte: Autoria própria.

Figura 20: Detalhe da alimentação de óleo aos mancais hidrodinâmicos.



Fonte: Autoria própria.

Figura 21: Distribuição do óleo aos dois mancais.



Fonte: Autoria própria.

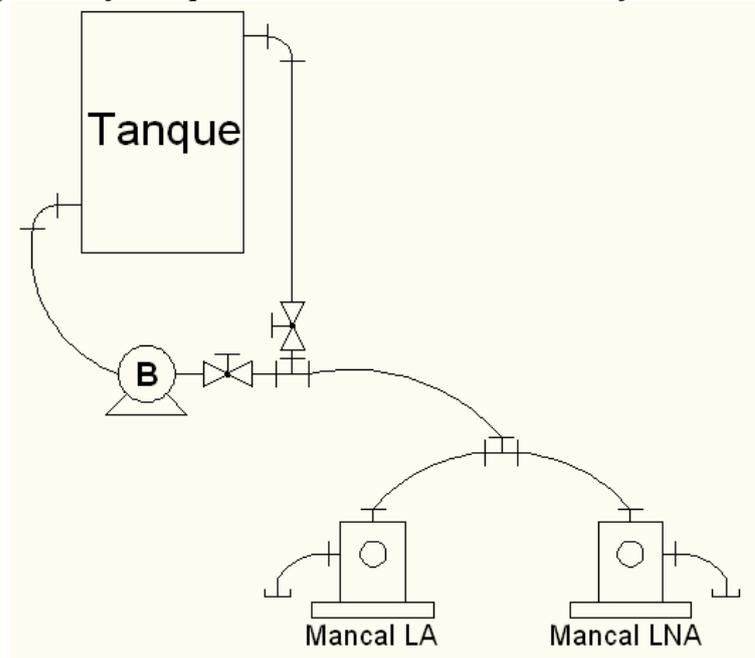
Figura 22: Detalhe do sistema de direcionamento de óleo para alívio de pressão.



Fonte: Autoria própria.

A bomba de engrenagens é da marca Indisa e é acionada através de um motor elétrico de 0,5 cv com rotação nominal de 3600 rpm. A pressão nominal de alimentação da bomba é de 0,5 bar quando acionada a uma rotação de 3600 rpm. Quando o óleo atravessa os elementos de divisão do circuito hidráulico, há uma perda de carga associada que irá acarretar em uma diminuição da pressão na região de trabalho. A Figura 23 mostra o esquema do circuito hidráulico com seus elementos.

Figura 23: Representação esquemática do sistema de alimentação e recirculação do óleo.

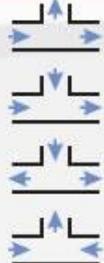


Fonte: Autoria própria.

A partir do esquema na Figura 23 a pressão de trabalho foi calculada considerando a perda de carga dos elementos do circuito. A Tabela 2 apresenta alguns valores dos coeficientes de perda de carga localizada para as conexões rápidas utilizadas na unidade hidráulica.

No cálculo da perda de carga são considerados apenas os elementos que irão influenciar na pressão de alimentação, ou seja, os elementos a jusante da bomba e antes da entrada dos mancais.

Tabela 2: Perda de carga localizada para cada elemento

Conexões			Observação	Coefficiente
Luva				0,25
Luva			Redução	
			1 diâmetro	0,40
			2 diâmetro	0,50
			3 diâmetro	0,60
			4 diâmetro	0,70
			6 diâmetro	0,90
Joelho 90°				1,20
Joelho 45°				0,50
Tê				1,20
				0,80
				1,80
				3,00
Tê de Redução	O coeficiente é a soma do Tê com a redução			
Adaptador Fêmea				0,50
Adaptador Macho				0,70
Joelho com rosca fêmea				1,40
Joelho com rosca macho				1,60
Tê com rosca fêmea			20 x 1/2" x 20 25 x 3/4" x 25 32 x 1" x 32	1,60
			25 x 1/2" x 25 32 x 3/4" x 32	1,80
Tê com rosca macho			20 x 1/2" x 20	1,60

Fonte: www.unikap.com.br/perda-de-carga-em-conexoes.html (acessado em 29/01/2017 às 15:43).

O circuito desenvolvido consta de: uma luva macho-macho de mesma dimensão para conexão entre bomba e válvula de esfera; uma válvula de esfera de 1/2"; um Tê para bifurcação entre o retorno ao tanque e para o canal dos mancais; seis terminais de conexão rápida para ligação da mangueira PU-8 entre os elementos do circuito; dois Tês para distribuição do óleo para os mancais e para retorno ao tanque; dois cotovelos de 90° para entrada e saída do tanque.

Dentre os elementos apenas os indicados na Tabela 3 irão contribuir na perda de carga.

Tabela 3: Elementos que contribuem para perda de carga.

Elemento	Quantidade	Coefficiente
Luva	1	0,25
Tê de 1/2"	1	1,20
Tê de 6 mm	1	1,80
Conexões rápidas	2	0,50

Fonte: Autoria própria.

Os valores das perdas de carga localizada das válvulas de esferas foram obtidos utilizando valores de comprimentos equivalentes. A Tabela 4 apresenta os valores de comprimento equivalente para cada tipo de válvula, com esse valor identificado, é então estimada a perda de carga do elemento para a velocidade do fluido e coeficiente de atrito da válvula.

No caso desse projeto, a válvula de saída da bomba é de aço com o uso de óleo, portanto o fator de atrito é em torno de 0,10. A válvula que permite passagem para o tanque está fechada, e por isso o seu coeficiente de perda de carga localizada é de 10 a 12.

Tabela 4: Perda de carga localizada para válvulas.

Tipo de acessório	Comprimento equivalente Le/D
Válvula de gaveta	8
Válvula globo	340
Válvula angular	150
Válvula de esfera	3
Válvula de retenção: globo	600
angular	55
Válvula de pé com crivo: disco solto	420
disco articulado	75

Fonte: Adaptado de eduloureiro.dominiotemporario.com/doc/mfaula10.pdf.

O valor da perda de carga para a válvula de esfera é obtida através da equação (9):

$$h_v = f \frac{L_e \bar{V}^2}{D} \frac{1}{2}$$

$$h_v = 0,10 \cdot (3) \cdot \frac{0,013^2}{2} \quad (9)$$

$$h_v = 2 \cdot 10^{-5}$$

De acordo com catálogos de fabricantes obtidos em websites o uso de uma válvula do tipo esfera é vantajoso, pois é a que menos provoca influência na pressão quando está com passagem toda livre. E isso pode ser comprovado pelo valor obtido acima.

O valor da perda de carga distribuída na tubulação pode ser desconsiderado devido o pequeno comprimento total de tubulação utilizado (0,8 m) e pelo material da mangueira ser de poliuretano, o seu fator de atrito interno é muito baixo quando em contato com o lubrificante (atrito estático de 0,25 na condição de molhado para um poliuretano termoplástico de 85 Shore A).

Portanto, considerando apenas a perda de carga localizada dos elementos, a pressão nominal de saída da bomba como sendo 0,5 bar (50 kPa), após a passagem por todos os elementos do circuito a pressão estimada de alimentação em cada mancal é obtida com base na equação de Bernoulli:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + \sum h_f$$

$$\frac{p_1 - p_2}{\gamma} = \sum h_f \quad (10)$$

$$50 \cdot 10^3 - p_2 = 1 \cdot (0,25) + 1 \cdot (1,20) + 1 \cdot (1,80) + 2 \cdot (0,5) + 1 \cdot (1 \cdot 10^{-5}) + 1 \cdot (11)$$

$$p_2 = 49,984 \text{ kPa}$$

A pressão de trabalho para alimentação não sofreu uma perda de carga significativa portanto, para a operação do mancal hidrodinâmico a pressão exercida pela unidade hidráulica é suficiente para a alimentação do fluido lubrificante.

3.3 AVALIAÇÃO DA CONDIÇÃO DE ESTABILIDADE

Os mancais hidrodinâmicos que possuem excentricidade apresentam comportamento anisotrópico quando da operação em regime permanente. O mancal com bucha fixa cilíndrica apresenta um grau de excentricidade, neste caso a avaliação da estabilidade é importante para o conhecimento do comportamento dinâmico do mancal.

O mancal projetado possui relação $L/D < 1$, ou seja, pode ser considerado como um mancal do tipo curto. Aplicando o valor da excentricidade $\varepsilon = 0,02$ nas equações dos parâmetros de rigidez e amortecimento para mancais do tipo curto (HUANG et al., 2017), as características dinâmicas calculadas são apresentadas na Tabela 5.

Tabela 5: Parâmetros dinâmicos do mancal desenvolvido.

Direção	Valores de rigidez [MN/m]	Valores de amortecimento [kN.s/m]
XX	1,27493	100,097
XY	-49,9414	2,54592
YX	50,0662	2,54592
YY	0,60029	99,9579

Fonte: Autoria própria.

É importante mencionar que as equações de Huang et al. (2017) mostram que os parâmetros dinâmicos dependem do valor da excentricidade. Os resultados apresentados na Tabela 5 evidenciam um comportamento anisotrópico.

Para um rotor Jeffcott, desconsiderando os efeitos de excitação externa e efeito giroscópio do disco, o sistema de equações de movimento para um mancal que possui valores de rigidez cruzada é:

$$\begin{aligned}
 k_{xx}x + k_{xy}y + c_{xx}\dot{x} + c_{xy}\dot{y} &= -m\ddot{x} \\
 k_{yx}x + k_{yy}y + c_{yx}\dot{x} + c_{yy}\dot{y} &= -m\ddot{y}
 \end{aligned}
 \tag{11}$$

onde x e y são os deslocamentos horizontais e verticais do rotor, e m é a massa rotor.

Solucionando a equação de movimento para um dado deslocamento inicial em X e Y, a relação entre X_0/Y_0 é:

$$\frac{X_0}{Y_0} = -\frac{c_{xy}\lambda + k_{xy}}{m\lambda^2 + c_{xx}\lambda + k_{xx}} = -\frac{m\lambda^2 + c_{yy}\lambda + k_{yy}}{c_{yx}\lambda + k_{yx}} \quad (12)$$

Através da razão da equação (12) é obtida a equação característica do rotor:

$$m^2\lambda^4 + m(c_{xx} + c_{yy})\lambda^3 + (mk_{xy} + mk_{yy} + c_{xx}c_{yy} - c_{xy}c_{yx})\lambda^2 + (k_{yx}c_{xx} + c_{yy}k_{xx} - k_{xy}c_{yx} - c_{xy}k_{yx})\lambda + (k_{xx}k_{yy} - k_{xy}k_{yx}) = 0 \quad (13)$$

onde λ são os autovalores da equação de movimento que indicam que o movimento transiente do eixo apresenta comportamento harmônico com um decaimento de amplitude quando o sistema for estável, isto é, quando as componentes reais de λ forem negativas. Os termos complexos de λ caracterizam as frequências naturais do sistema.

Na solução dessa equação polinomial o critério de estabilidade de Routh-Hurwitz foi aplicado. Esse critério tem como base a verificação da variação do sinal da parte real de λ , portanto, para que o sistema seja estável é necessário que não haja mudanças na primeira coluna da tabela de resultados (Tabela 6) (NISE, 2012).

Tabela 6: Tabela de soluções de Routh-Hurwitz para critério de estabilidade.

λ^n	1ª coluna	2ª coluna	3ª coluna	...
λ^4	a_n	a_{n-2}	a_{n-4}	...
λ^3	a_{n-1}	a_{n-3}	a_{n-5}	...
λ^2	$b_n = \frac{(a_n a_{n-1} - a_{n+1} a_{n-2})}{a_n}$	$b_{n-1} = \frac{(a_n a_{n-3} - a_{n+1} a_{n-4})}{a_n}$	$b_{n-2} = \frac{(a_n a_{n-5} - a_{n+1} a_{n-6})}{a_n}$...
λ^1	$c_n = \frac{(b_n a_{n-2} - a_n b_{n-1})}{b_n}$	$c_{n-1} = \frac{(b_n a_{n-4} - a_n b_{n-2})}{b_n}$	$c_{n-2} = \frac{(b_n a_{n-6} - a_n b_{n-3})}{b_n}$...
\vdots	\vdots	\vdots	\vdots	
λ^0	h_n			

Fonte: Autoria própria.

Da equação (13) foi obtida a equação característica do sistema estudado:

$$37,3\lambda^4 + 1,2 \cdot 10^6 \lambda^3 + 9,7 \cdot 10^9 \lambda^2 + 5,14 \cdot 10^{12} \lambda + 2,5 \cdot 10^{15} = 0 \quad (14)$$

A Tabela 7 apresenta as soluções de acordo com o critério de estabilidade de Routh-Hurwitz para avaliação dos limites de estabilidade do mancal hidrodinâmico.

Tabela 7: Análise de estabilidade para o mancal desenvolvido.

λ^n	1ª coluna	2ª coluna	3ª coluna
λ^4	37,3	$9,7 \cdot 10^9$	$2,5 \cdot 10^{15}$
λ^3	$1,2 \cdot 10^6$	$5,14 \cdot 10^{12}$	0
λ^2	$9,7 \cdot 10^9$	$2,5 \cdot 10^{15}$	0
λ^1	$4,8 \cdot 10^{12}$	0	0
λ^0	$2,5 \cdot 10^{15}$	0	0

Fonte: Autoria própria.

Ao analisar a 1ª coluna da Tabela 7, os coeficientes obtidos não mudam de sinal, sendo assim o sistema desenvolvido do mancal hidrodinâmico é considerado como estável, mesmo na condição de assimetria nos valores de rigidez e a presença da excentricidade na sua montagem. Outro ponto a ser destacado é a diferença dos valores das rigidezes no plano horizontal e vertical, que apesar de ser pequena, é da ordem de duas vezes uma em relação a outra. Essa característica indica que o mancal é mais flexível no sentido vertical (devido a sustentação do filme de óleo) do que no sentido horizontal.

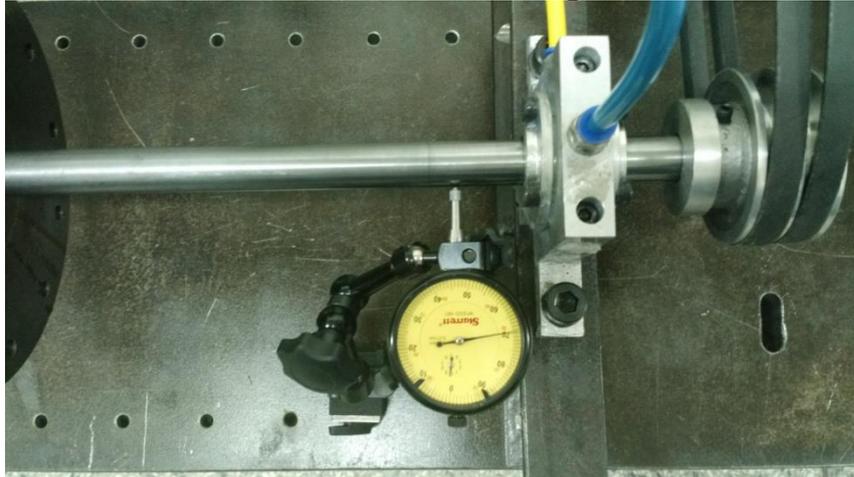
3.4 APLICAÇÃO DOS MANCAIS NO ROTOR JEFFCOTT

O conjunto de mancais hidrodinâmicos foi montado na bancada utilizando os mesmos pontos de apoio em que o mancal de rolamento foi fixado. Os mancais foram fixados através de parafusos em elementos de viga em C, os quais são fixos à base de inércia.

Os mancais hidrodinâmicos foram devidamente alinhados de modo a atenuar efeitos de comportamento não linear (PENNACCHI et al., 2012; ABDULAZIZ e ARABIA, 2001; HU et al., 2000).

A Figura 24 ilustra o procedimento de alinhamento da montagem dos mancais, utilizando um conjunto de base magnética e relógio comparador da marca Starrett, com resolução de 0,01 mm.

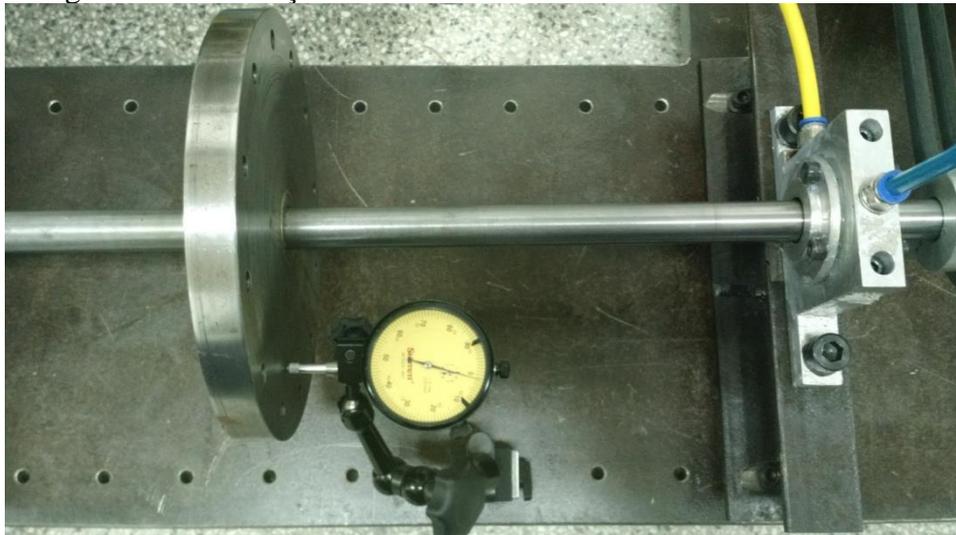
Figura 24: Procedimento de alinhamento na montagem dos mancais na bancada.



Fonte: Autoria própria.

Para atenuar os efeitos giroscópios do disco sobre o sistema, foi realizada a verificação da condição do batimento axial do disco conforme ilustra a Figura 25.

Figura 25: Verificação do batimento axial do disco montado no eixo.



Fonte: Autoria própria.

3.5 INSTRUMENTAÇÃO APLICADA AO ROTOR

A avaliação do comportamento dinâmico dos mancais hidrodinâmicos da bancada do rotor Jeffcott foi desenvolvida com base em um procedimento experimental para voltado a medição dos níveis de vibração. Os sinais de vibração foram coletados utilizando de transdutores de vibração, que podem avaliar o deslocamento, a velocidade e a aceleração.

No procedimento experimental desenvolvido foi utilizado um transdutor de deslocamento, que apresenta melhor desempenho na avaliação dos fenômenos de baixa frequência. Para a coleta dos sinais de vibração do mancal foram usados: um proxímetro com condicionador de sinais da marca Provibtech TM0105 com 2 mm de faixa sensora.

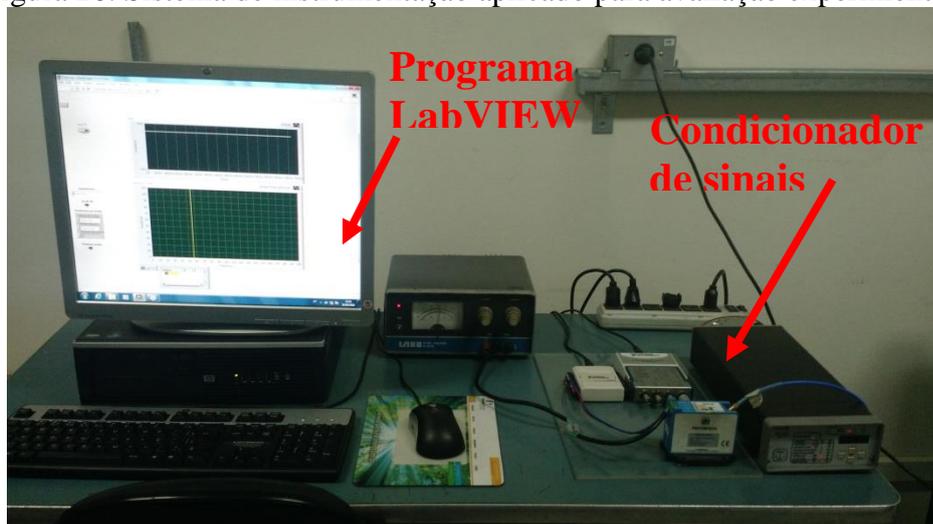
O proxímetro é um sensor de não-contato e mede a vibração relativa de grandeza de deslocamento de um elemento, portanto deve ser posicionado em pontos como a base da máquina, para medir a vibração relativa entre o eixo e essa posição de inércia. O proxímetro, foi fixado sobre a base da máquina utilizando uma base magnética e foi posicionado nos planos horizontal e vertical com uma distância até a superfície do eixo de 2 mm, através de um calibre de folga.

Os sinais de vibração obtidos do proxímetro foram processados com o uso de um sistema de instrumentação virtual estruturado com o software LabVIEW. No processamento dos sinais foi utilizado uma placa de conversão analógica-digital NI USB-6008 conectada a um microcomputador. A frequência de aquisição dos sinais foi definida em 512 Hz, garantindo uma leitura apropriada dos sinais na faixa dinâmica de 200 Hz.

As frequências naturais e velocidades críticas foram avaliadas com base nos espectros dos sinais obtidos através da transformada de Fourier. Para minimizar os efeitos de vazamento espectral o sinal no domínio do tempo foi processado através de uma janela *Hanning*. Para avaliação das frequências dominantes no espectro foi utilizado um detector de picos.

A Figura 26 ilustra o aparato de procesamento de sinais, que consiste dos elementos de hardware e da instrumentação virtual desenvolvida na linguagem gráfica LabVIEW™.

Figura 26: Sistema de instrumentação aplicado para avaliação experimental.



Fonte: Autoria própria.

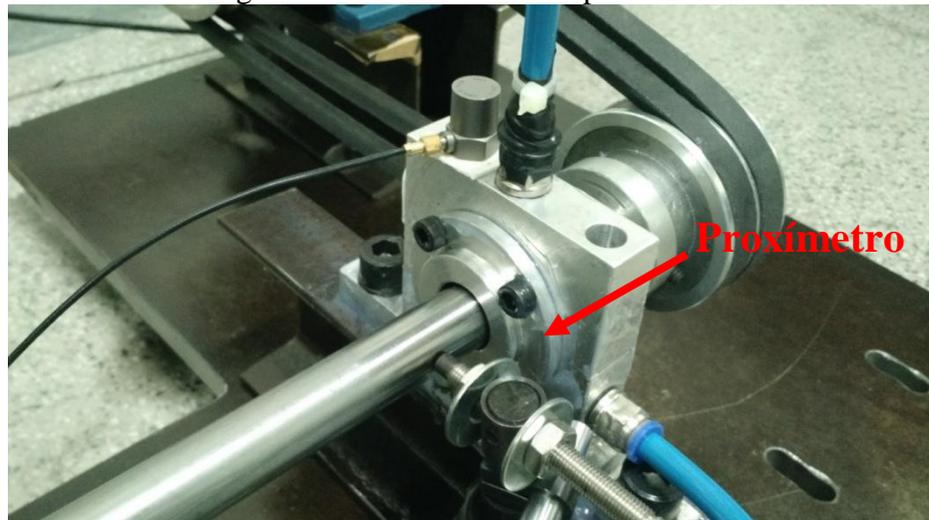
3.6 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

A análise do mancal em regime de trabalho transiente retrata importantes informações tribo-dinâmicas. A avaliação do processo de "*run-up*" (partida) e "*coast-down*" (descida) permite de forma simples identificar as velocidades críticas e efeitos de atrito presentes (SANTHANAKRISHNAN et al., 1988; PRABHU et al., 1987).

Por isso, como procedimento de avaliação experimental dos mancais hidrodinâmicos foram observadas as condições transientes do rotor durante a faixa de 0 à 100 Hz (6000 rpm) através das operações de "*run-up*" e "*coast-down*". O tempo de rampa de subida e descida foram controlados com o uso de inversor de frequência a uma taxa de 5 Hz/s.

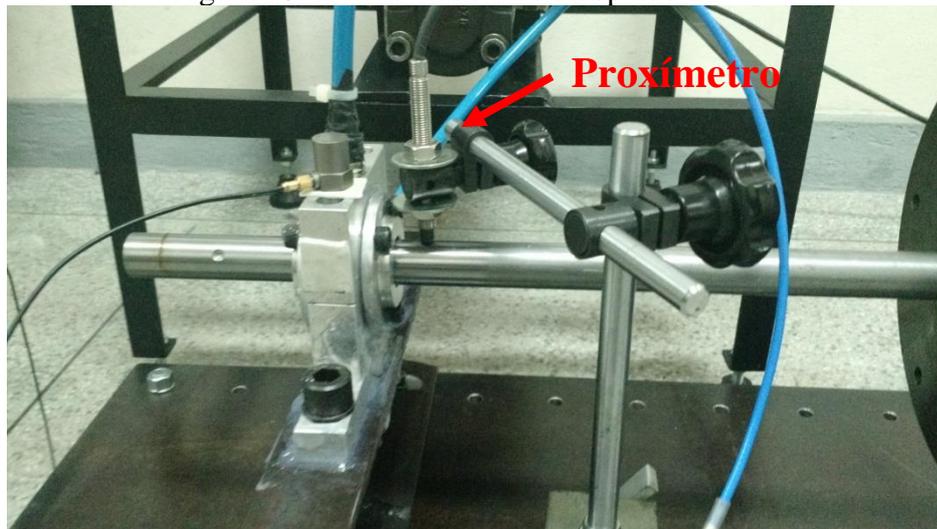
Para diferenciação na nomenclatura dos resultados, os mancais foram identificados como LA - Lado Acoplado (Figura 27), ou seja, mais próximo da região de torque e LNA - Lado Não Acoplado (Figura 28), o lado oposto à região de torque.

Figura 27: Mancal Lado Acoplado - LA.



Fonte: Autoria própria.

Figura 28: Mancal Lado Não Acoplado - LNA.

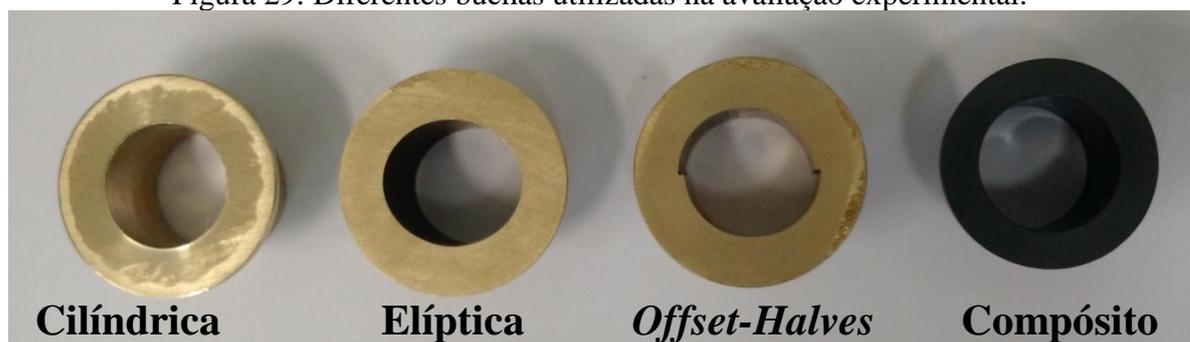


Fonte: Autoria própria.

Inicialmente foram realizados testes com a combinação de montagem de um mancal hidrodinâmico com um mancal de rolamento. Em seguida foram feitas avaliações do comportamento dinâmico utilizando um par de mancais hidrodinâmicos. Os primeiros ensaios foram realizados com mancais de buchas de geometria fixa e cilíndrica.

Também foi avaliado o comportamento do sistema utilizando buchas de geometrias elíptica, "offset-halves" e de material compósito. Na bucha de material compósito foi utilizado lubrificação de contorno à base de graxa de Bissulfeto de Molibdênio (Figura 29).

Figura 29: Diferentes buchas utilizadas na avaliação experimental.



Fonte: Autoria própria.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

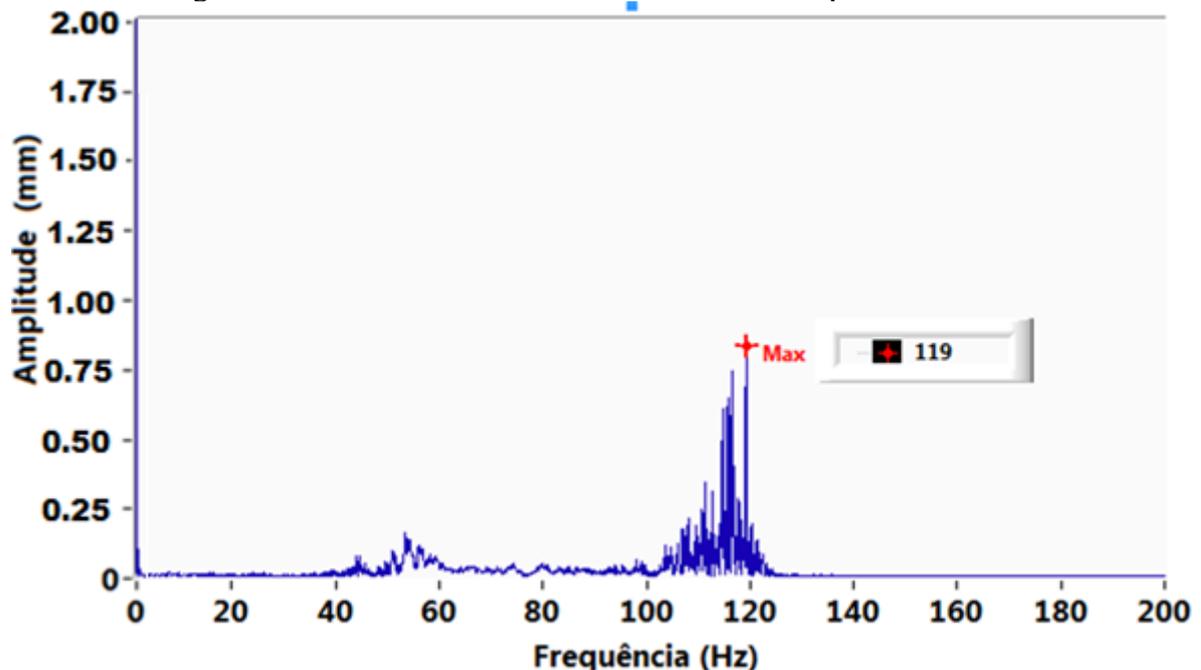
Neste tópico são apresentados os resultados com base nos espectros relativos as medidas obtidas nos planos vertical e horizontal nos lados acoplado (LA) e não-acoplado (LNA). A partir dos espectros avaliados, as velocidades críticas foram encontradas para as condições de “run-up” e “coast-down”.

Os resultados são apresentados com base nos espectros correspondentes as diferentes configurações de montagem dos mancais.

4.1 CONFIGURAÇÃO COM MANCAL HIDRODINÂMICO E ROLAMENTO

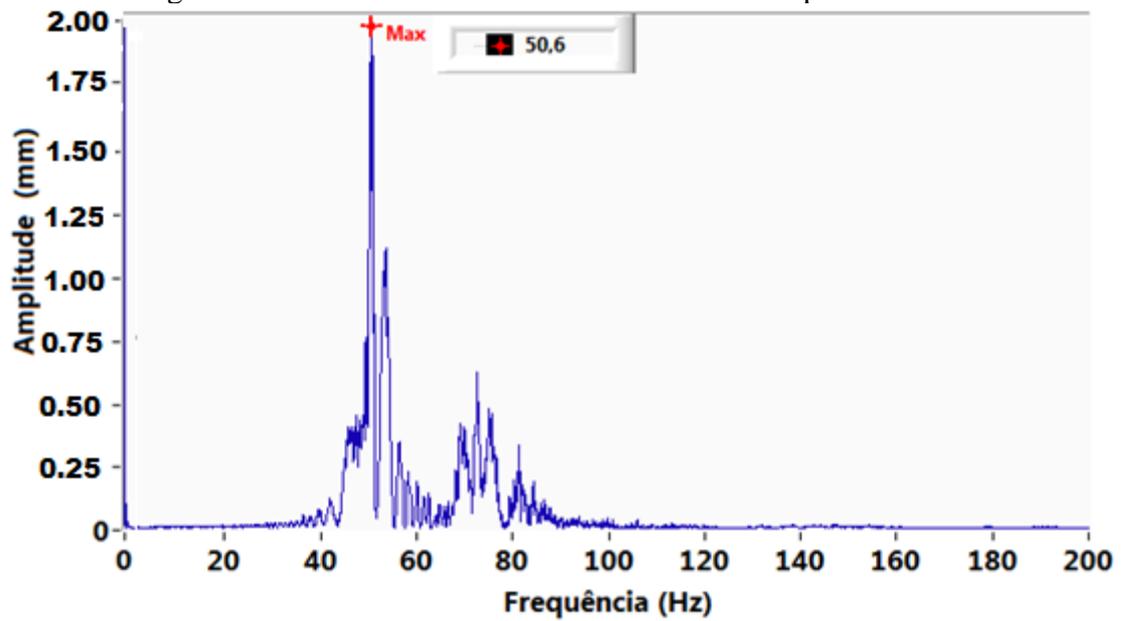
Nas Figuras 30 e 31 são apresentados os espectros do mancal LA nos planos horizontal e vertical do ensaio em regime “coast-down”.

Figura 30: Mancal no LA - teste de "coast-down" - plano horizontal.



Fonte: Autoria própria.

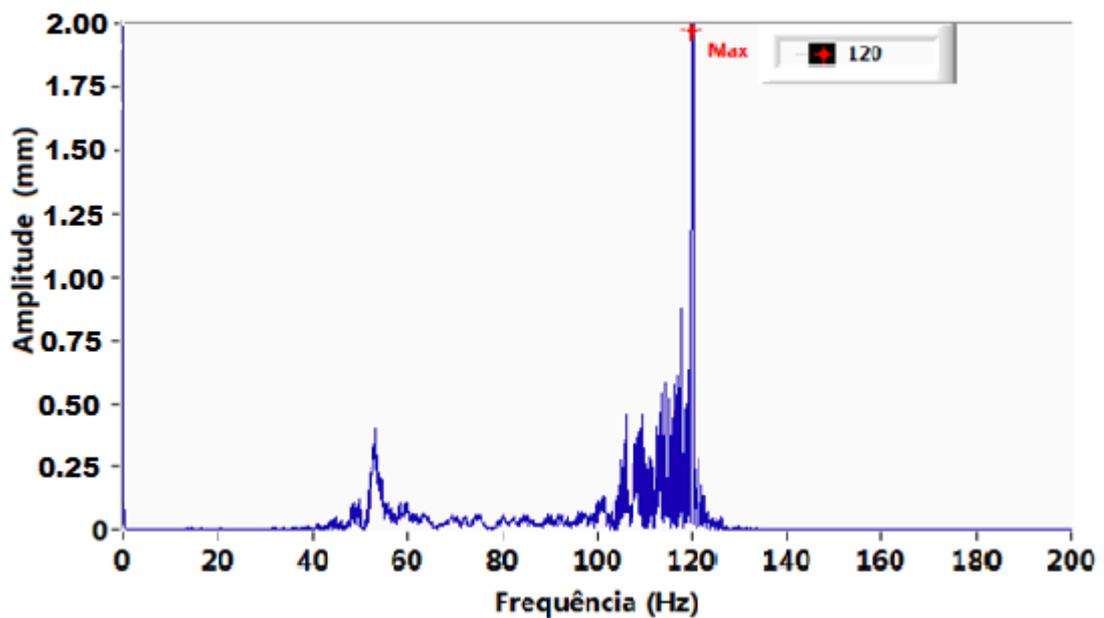
Figura 31: Mancal no LA - teste de "coast-down" - plano vertical.



Fonte: Autoria própria.

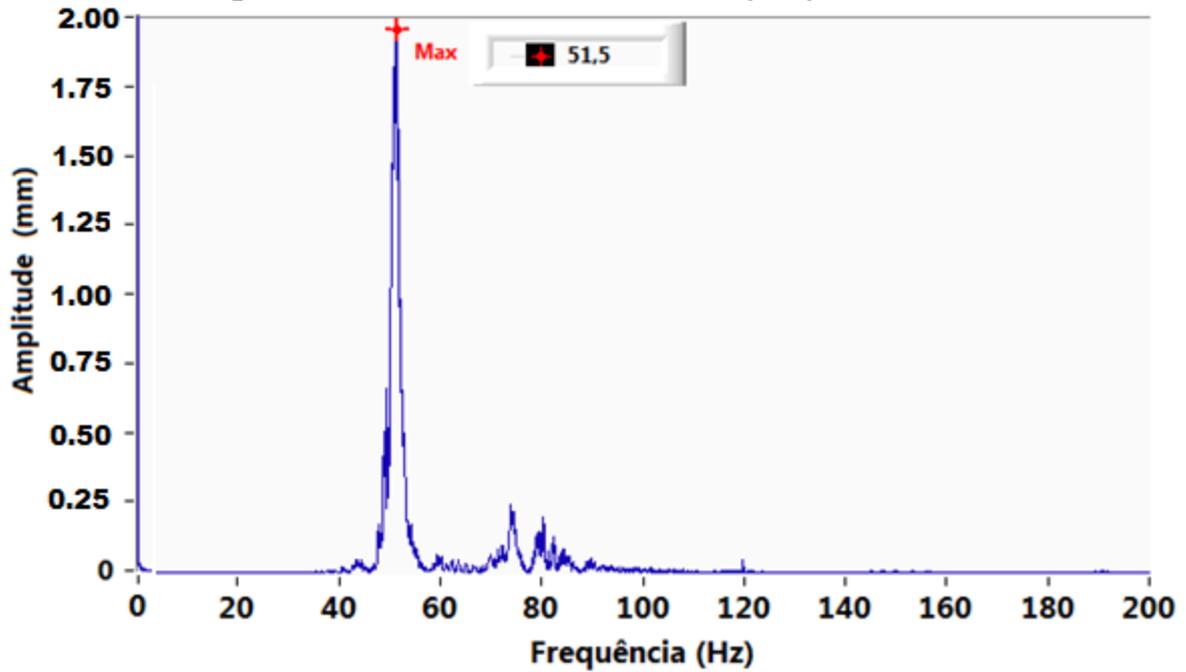
Nas Figuras 32 e 33 são apresentados os espectros do mancal LA nos planos horizontal e vertical do ensaio em regime "run-up".

Figura 32: Mancal no LA - teste de "run-up" - plano horizontal.



Fonte: Autoria própria.

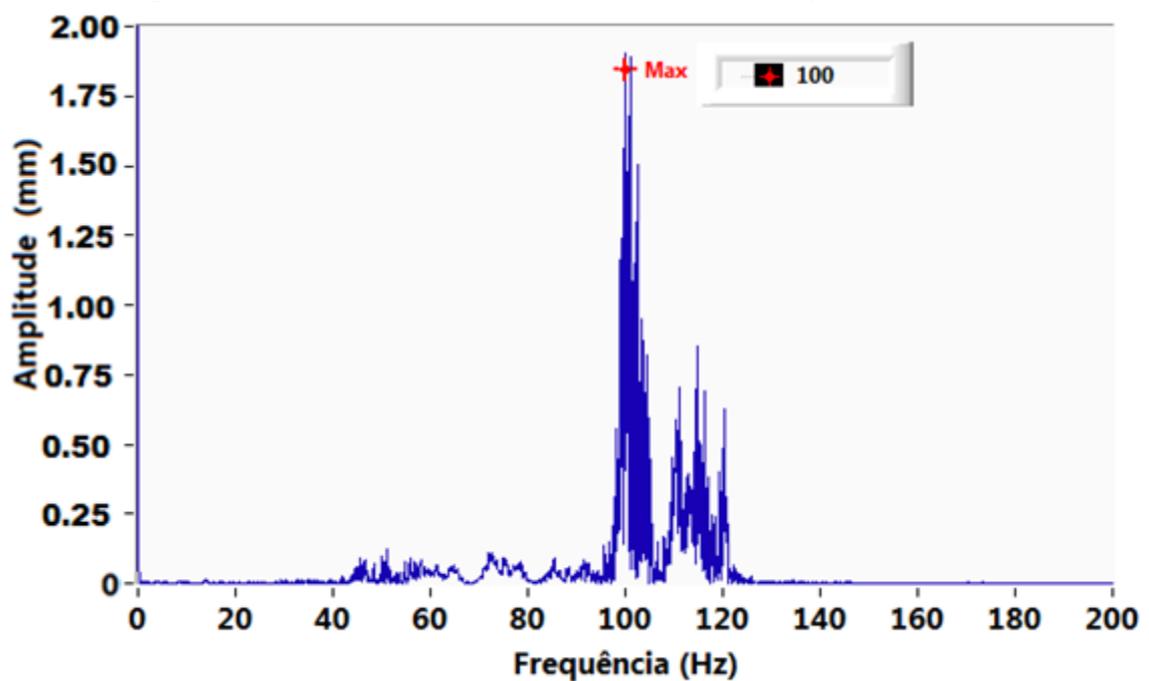
Figura 33: Mancal no LA - teste de "run-up" - plano vertical.



Fonte: Autoria própria.

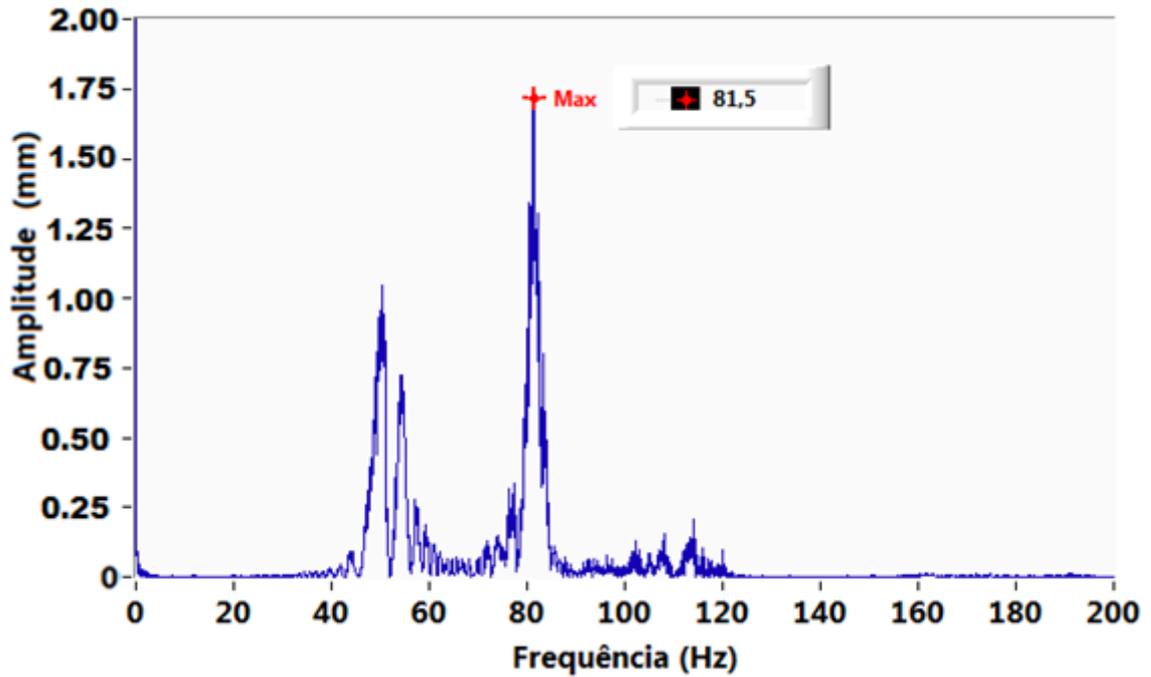
Nas Figuras 34 e 35 são apresentados os espectros do mancal LNA nos planos horizontal e vertical do ensaio em regime "coast-down".

Figura 34: Mancal no LNA - teste de "coast-down" - plano horizontal.



Fonte: Autoria própria.

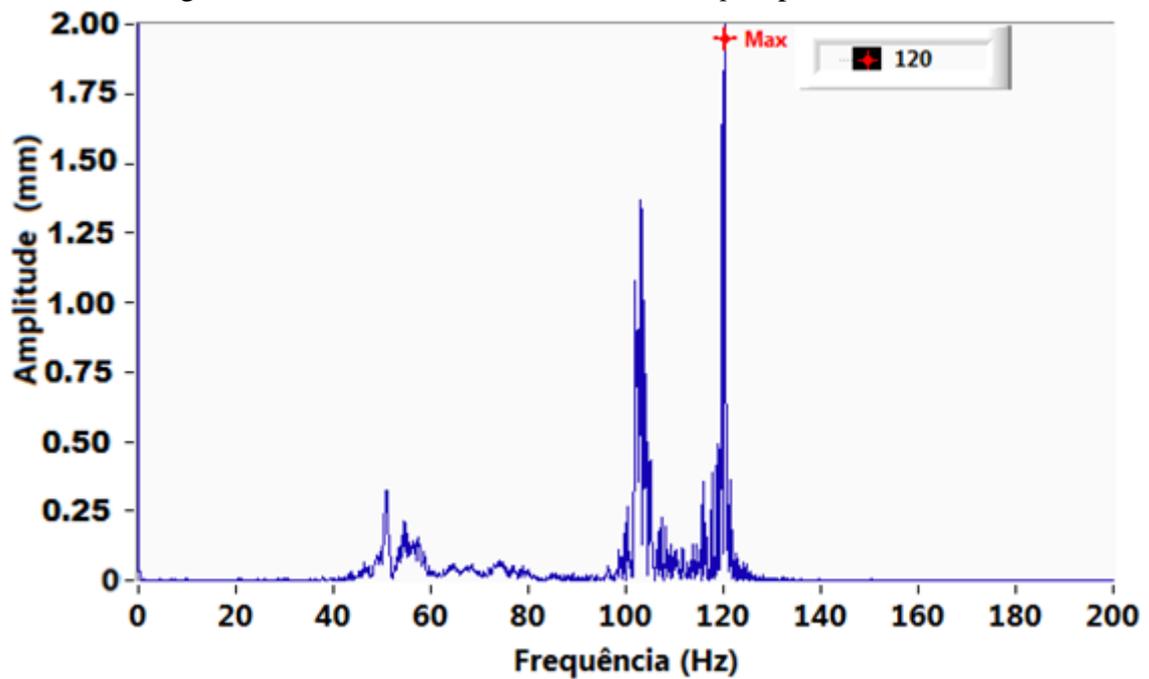
Figura 35: Mancal no LNA - teste de "coast-down" - plano vertical.



Fonte: Autoria própria.

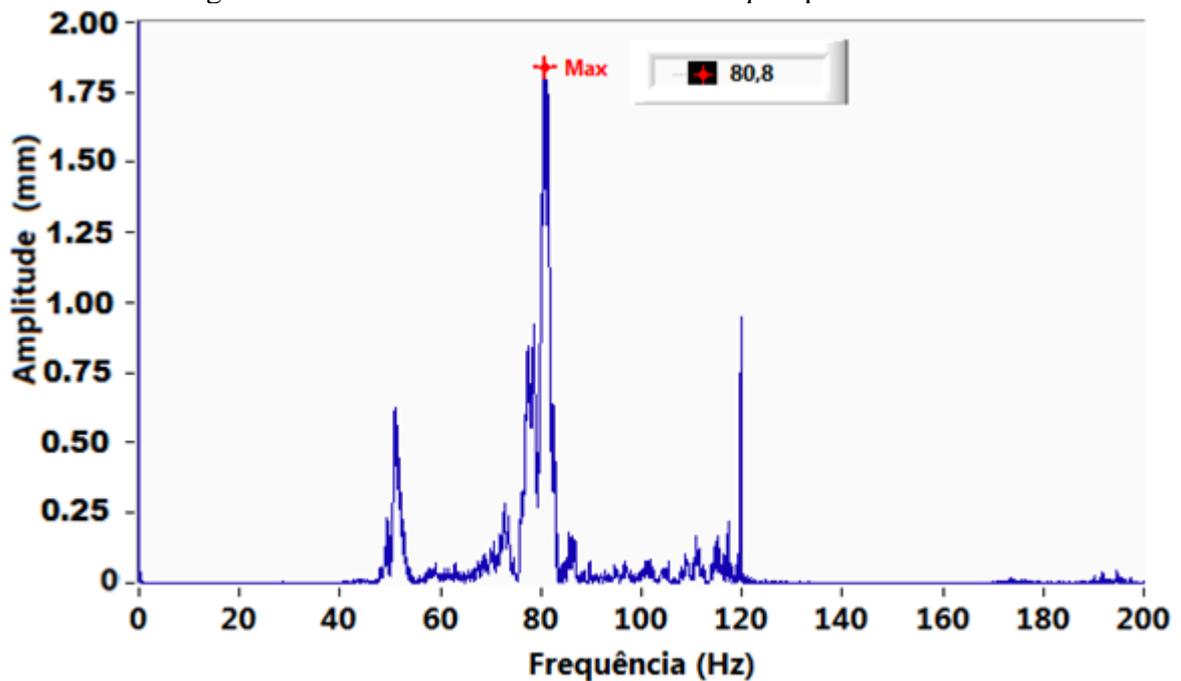
Nas Figuras 36 e 37 são apresentados os espectros do mancal LNA nos planos horizontal e vertical do ensaio em regime "run-up".

Figura 36: Mancal no LNA - teste de "run-up" - plano horizontal.



Fonte: Autoria própria.

Figura 37: Mancal no LNA - teste de "run-up" - plano vertical.



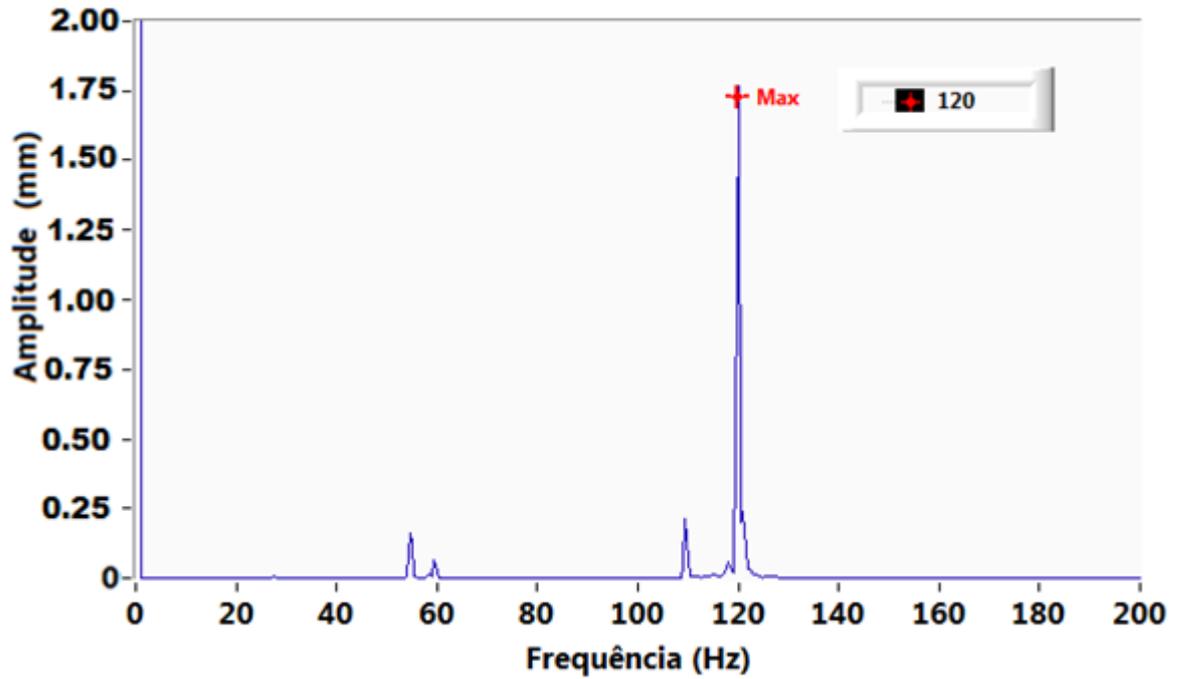
Fonte: Autoria própria.

Dos resultados dos ensaios nas posições LA e LNA mencionados acima, foi observado que os mancais próximos à região de aplicação do torque (LA) influenciam o comportamento dinâmico da máquina rotativa. Quando o mancal de rolamento (isotrópico) é montado próximo à região de torque, é observado que o mancal hidrodinâmico (anisotrópico) em LNA não exerce influência no comportamento global do sistema, levando a condição de operação mais próxima do comportamento isotrópico.

4.2 CONFIGURAÇÃO COM CONJUNTO DE MANCAIS HIDRODINÂMICOS

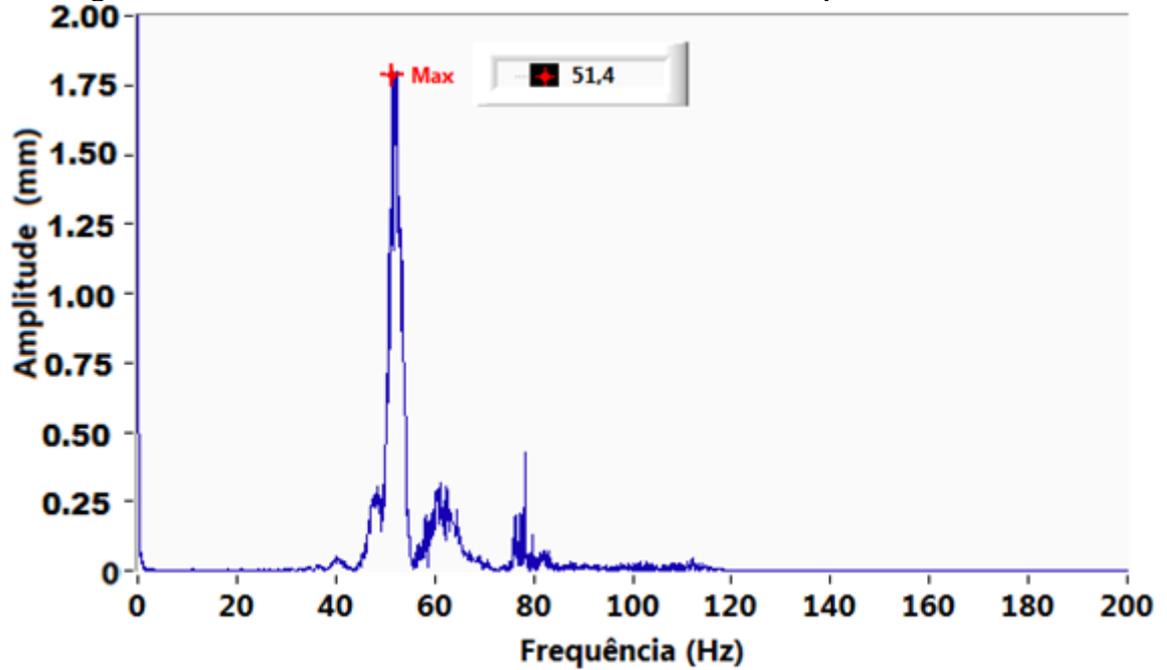
Nas Figuras 38 e 39 são apresentados os espectros do conjunto de mancais hidrodinâmicos em LA nos planos horizontal e vertical do ensaio em regime "coast-down".

Figura 38: Mancal no LA e LNA - teste de "coast-down" - plano horizontal do LA.



Fonte: Autoria própria.

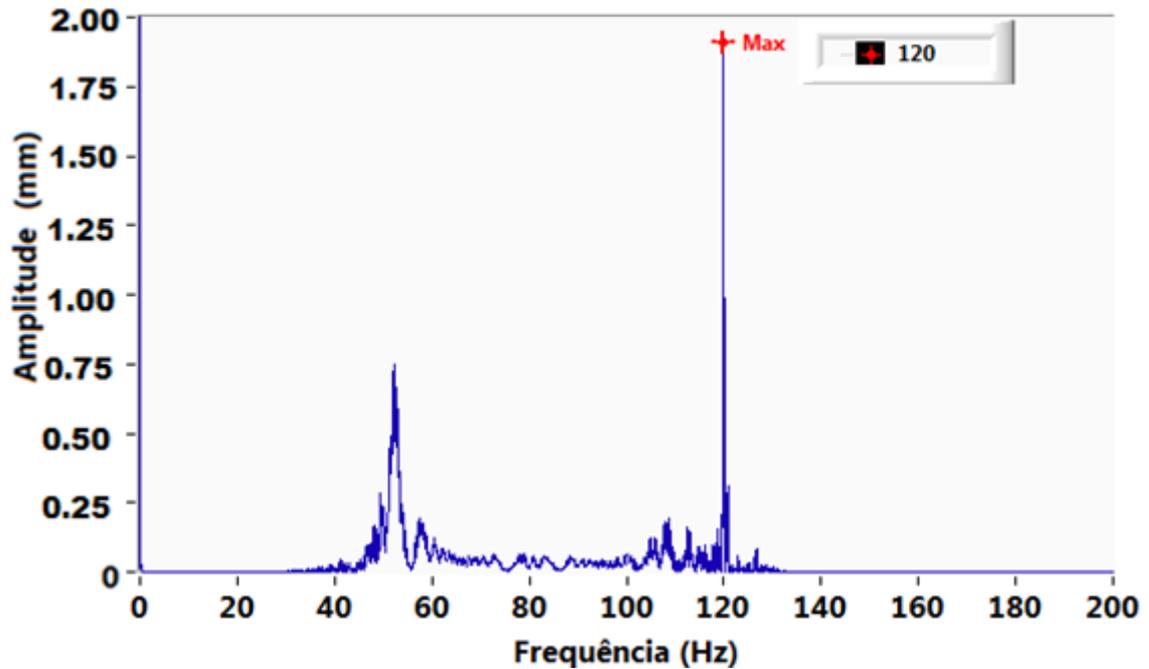
Figura 39: Mancal no LA e LNA - teste de "coast-down" - plano vertical do LA.



Fonte: Autoria própria.

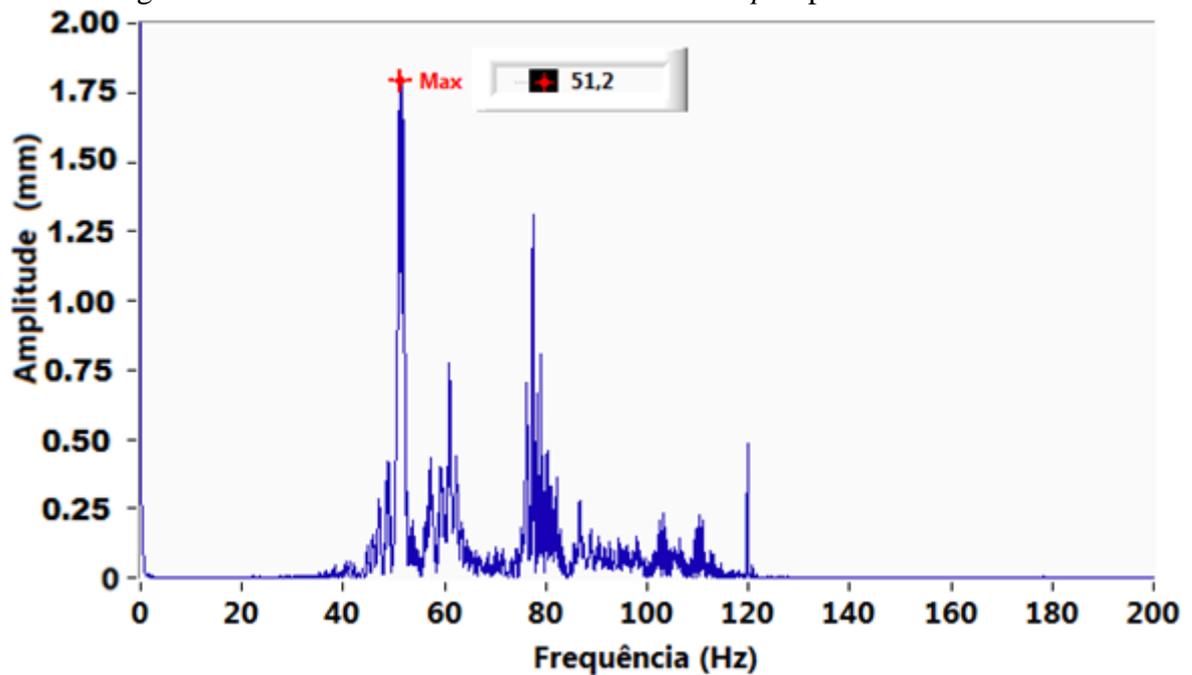
Nas Figuras 40 e 41 são apresentados os espectros do conjunto de mancais hidrodinâmicos em LA nos planos horizontal e vertical do ensaio em regime "run-up".

Figura 40: Mancais no LA e LNA - teste de "run-up" - plano horizontal do LA.



Fonte: Autoria própria.

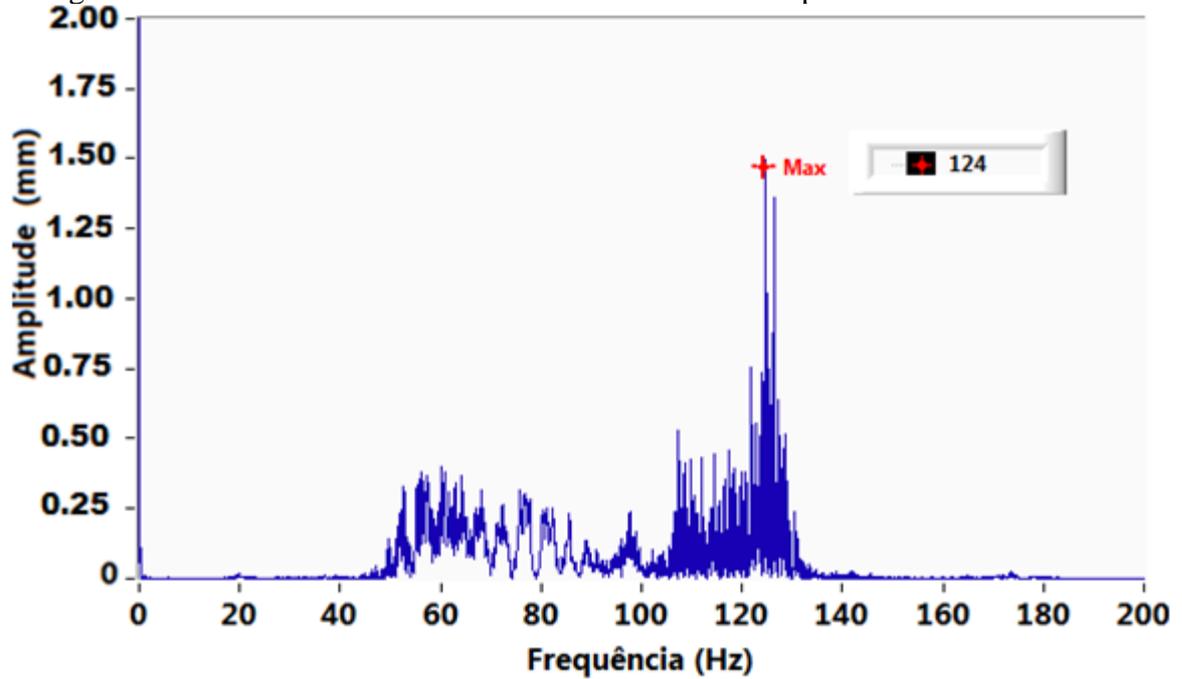
Figura 41: Mancais no LA e LNA - teste de "run-up" - plano vertical do LA.



Fonte: Autoria própria.

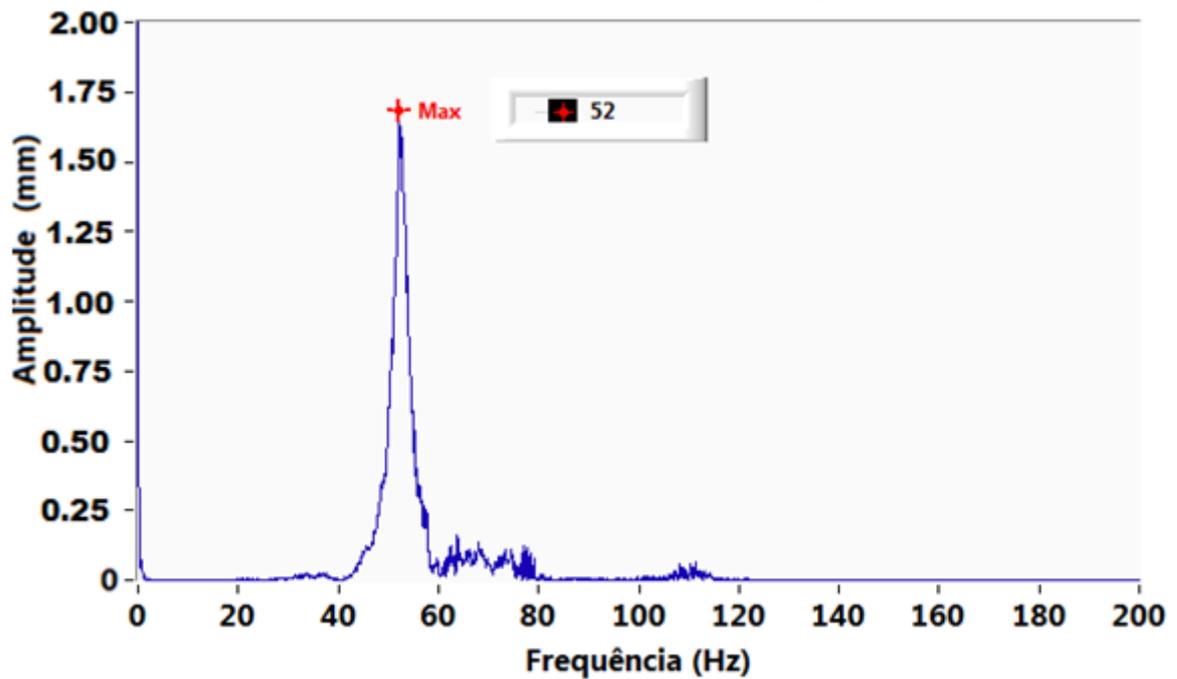
Nas Figuras 42 e 43 são apresentados os espectros do conjunto de mancais hidrodinâmicos em LNA nos planos horizontal e vertical do ensaio em regime "coast-down".

Figura 42: Mancais no LA e LNA - teste de "coast-down" - plano horizontal do LNA.



Fonte: Autoria própria.

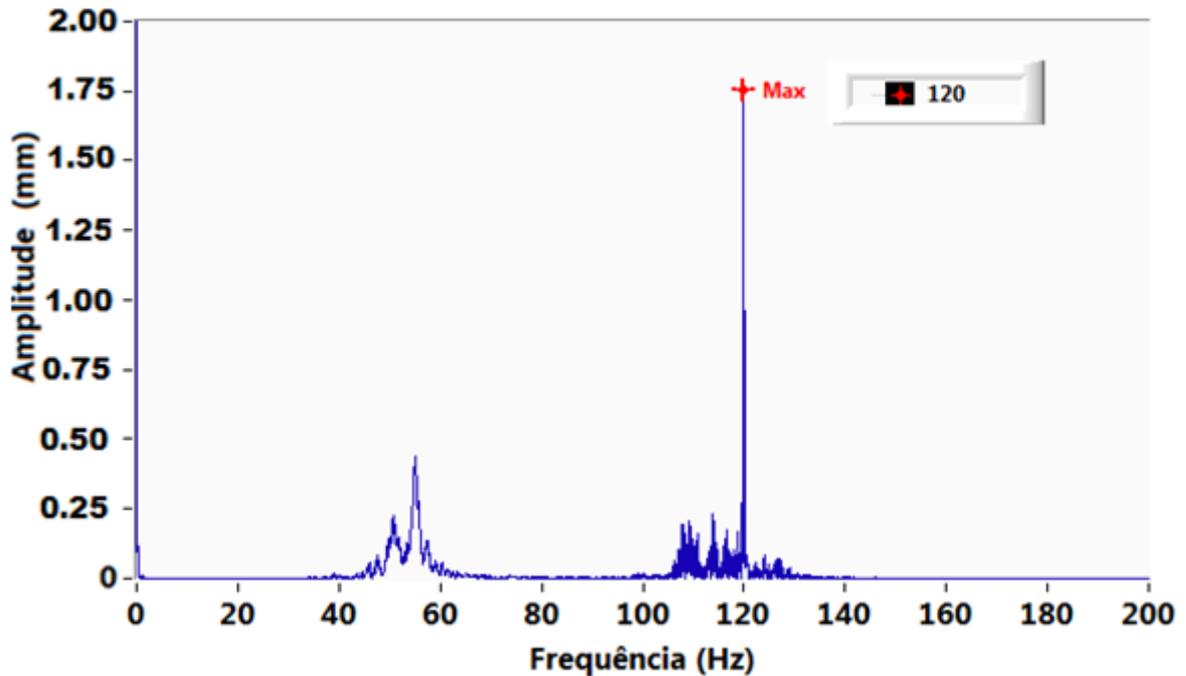
Figura 43: Mancais no LA e LNA - teste de "coast-down" - plano vertical do LNA.



Fonte: Autoria própria.

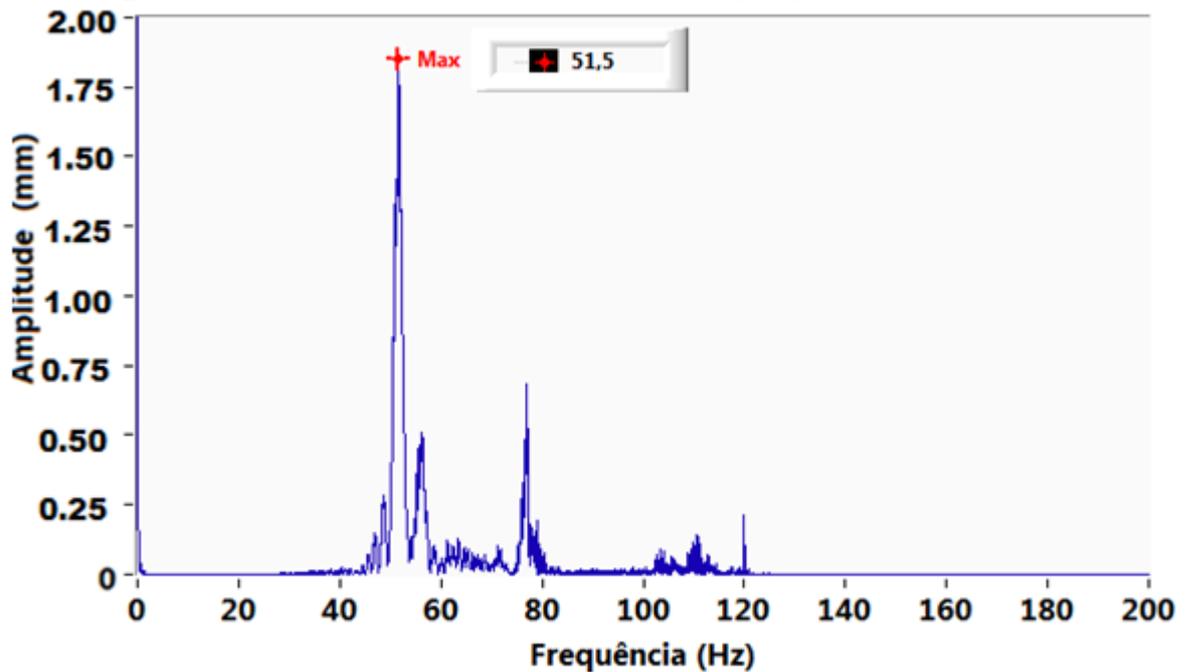
Nas Figuras 44 e 45 são apresentados os espectros do conjunto de mancais hidrodinâmicos em LNA nos planos horizontal e vertical do ensaio em regime "run-up".

Figura 44: Mancais no LA e LNA - teste de "run-up" - plano horizontal do LNA.



Fonte: Autoria própria.

Figura 45: Mancais no LA e LNA - teste de "run-up" - plano vertical do LNA.



Fonte: Autoria própria.

A Tabela 8 sintetiza os valores das frequências dominantes observadas nas Figuras 30 à 45 na condição transiente de operação do rotor Jeffcott.

Das frequências naturais apresentadas na Tabela 8 é concluído que os mancais hidrodinâmicos apresentam característica anisotrópica. A partir dos valores menores de rigidezes foi constatado que no plano vertical as frequências naturais são menores quando comparadas com as do plano horizontal.

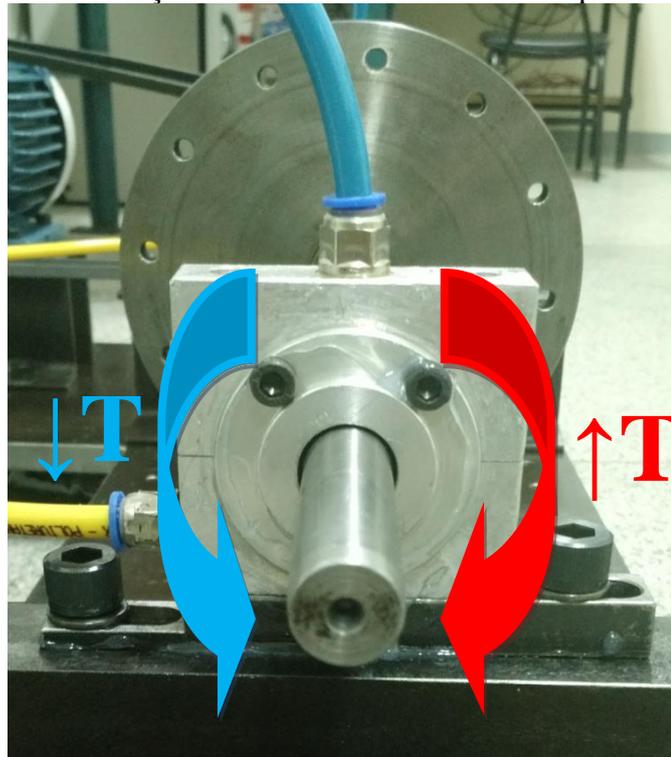
Tabela 8: Comparação das frequências dominantes em variação com a posição do mancal.

Regime de trabalho (plano)	Mancal em LA [Hz]	Mancal em LNA [Hz]	Mancal em LA e LNA (resultado: LA/LNA) [Hz]
<i>Run-up</i> (horizontal)	120,09	120,28	119,79/119,89
<i>Run-up</i> (vertical)	51,34	80,59	51,28/51,66
<i>Coast-down</i> (horizontal)	119,33	99,89	119,99/124,62
<i>Coast-down</i> (vertical)	50,66	81,47	51,35/52,22

Fonte: Autoria própria.

Na fase de testes foi observado que o sentido de rotação é importante para a operação correta do mancal (Figura 46). Os mancais foram testados em rotações opostas, e quando eixo gira no sentido horário foi observado que o aumento da temperatura nos mancais é mais acentuado. Em razão do exposto, os ensaios foram realizados com o eixo girando no sentido anti-horário.

Figura 46: Sentido de rotação do eixo e sua influência no aquecimento do mancal.

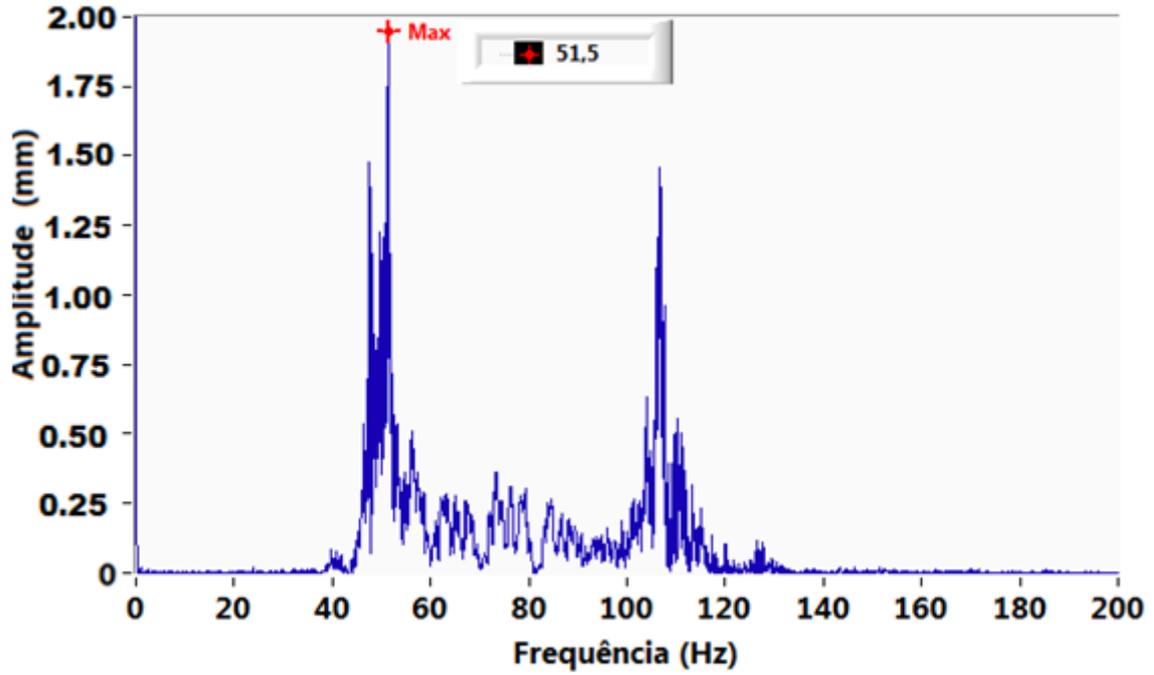


Fonte: Autoria própria.

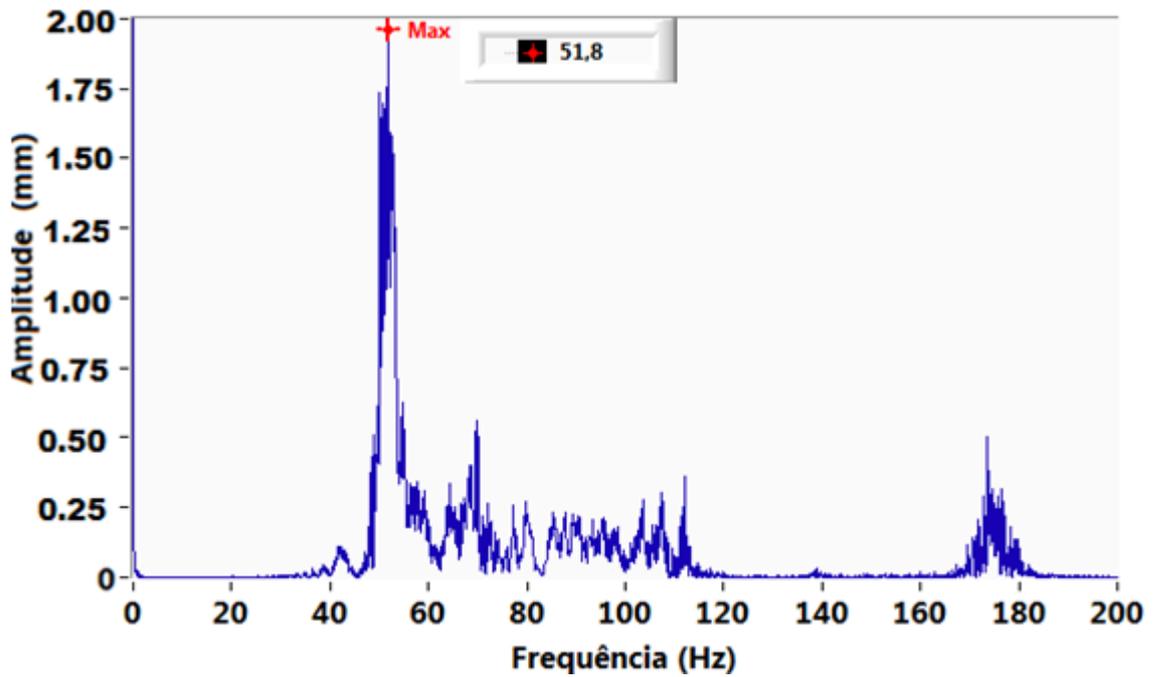
4.3 CONFIGURAÇÃO COM BUCHA OFFSET-HALVES

Neste tópico são apresentados os espectros de frequência, com montagem nas posições LA e LNA utilizando mancais hidrodinâmicos com geometria do tipo “*Offset-halves*”. O grau de assimetria desse tipo de mancal foi estipulado em 1 mm na direção radial, isto é, a folga entre o eixo e a região do entalhe lateral.

Nas Figuras 47 e 48 são apresentados os espectros dos mancais hidrodinâmicos em LA correspondente aos planos horizontal e vertical para o ensaio “*coast-down*”.

Figura 47: Mancal *Offset-halves* - LA - teste de "coast-down" - plano horizontal.

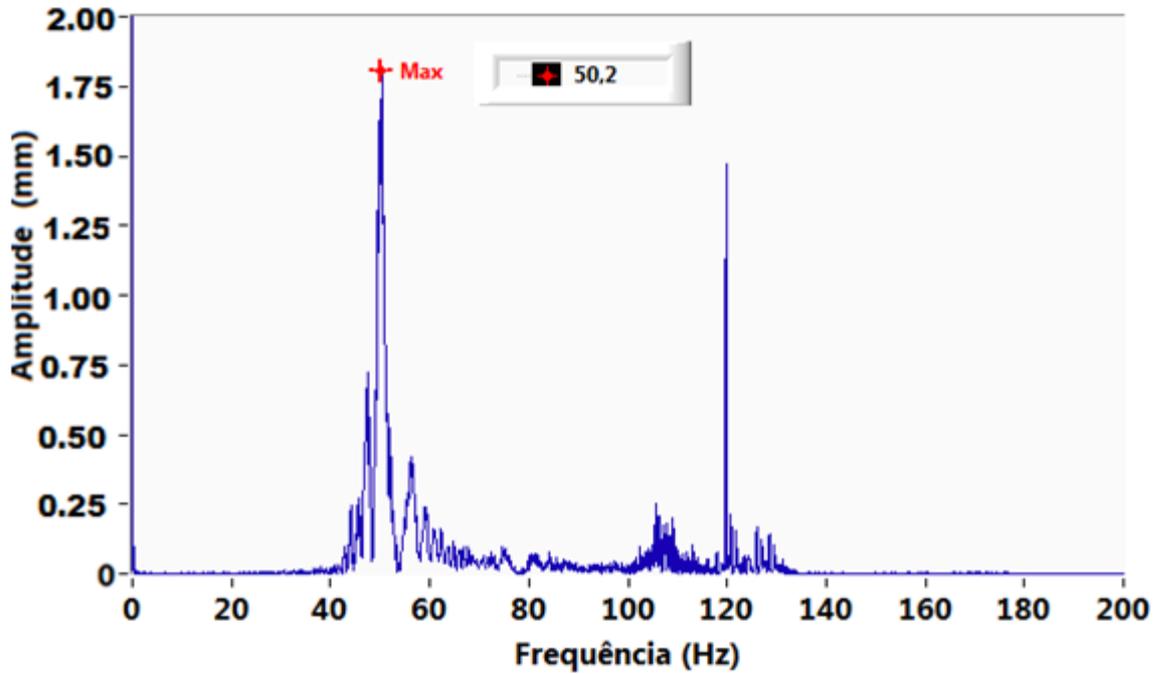
Fonte: Autoria própria.

Figura 48: Mancal *Offset-halves* - LA - teste de "coast-down" - plano vertical.

Fonte: Autoria própria.

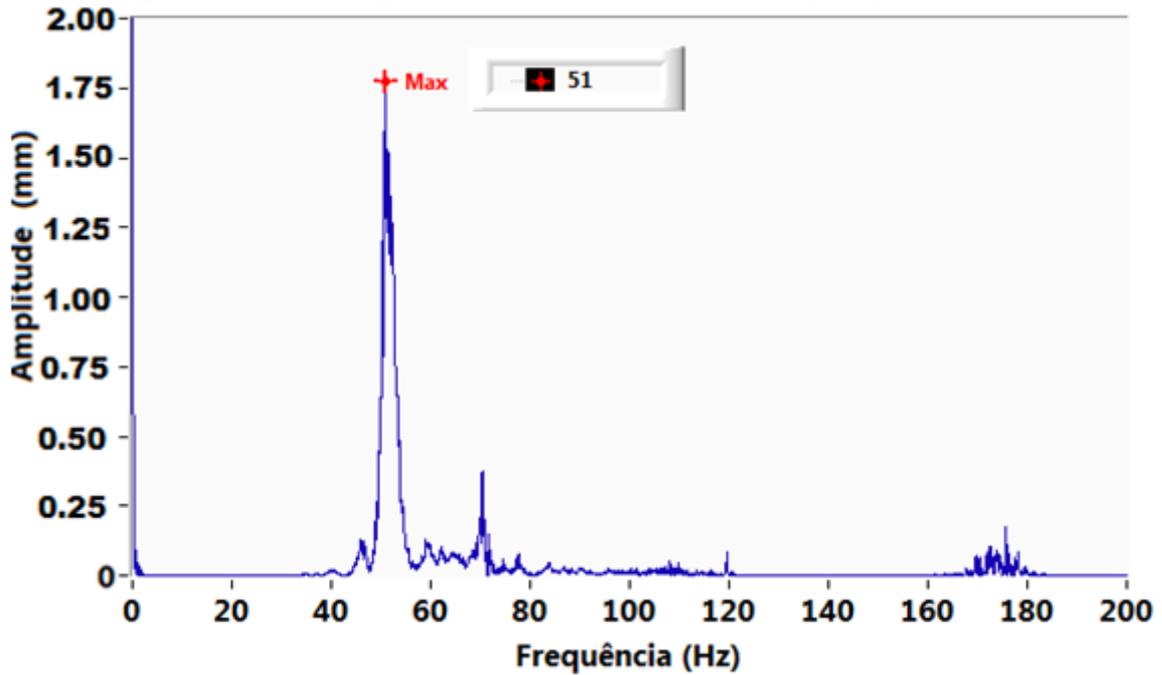
Nas Figuras 49 e 50 são apresentados os espectros dos mancais hidrodinâmicos em LA correspondente aos planos horizontal e vertical para o ensaio "run-up".

Figura 49: Mancal *Offset-halves* - LA - teste de "run-up" - plano horizontal.



Fonte: Autoria própria.

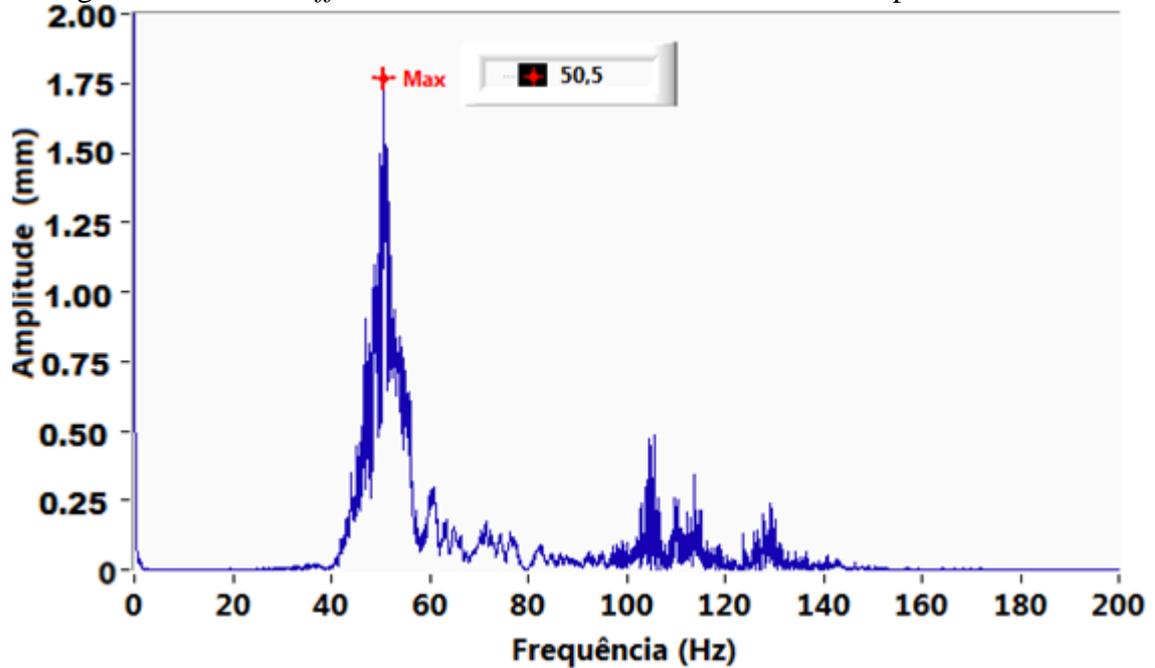
Figura 50: Mancal *Offset-halves* - LA - teste de "run-up" - plano vertical.



Fonte: Autoria própria.

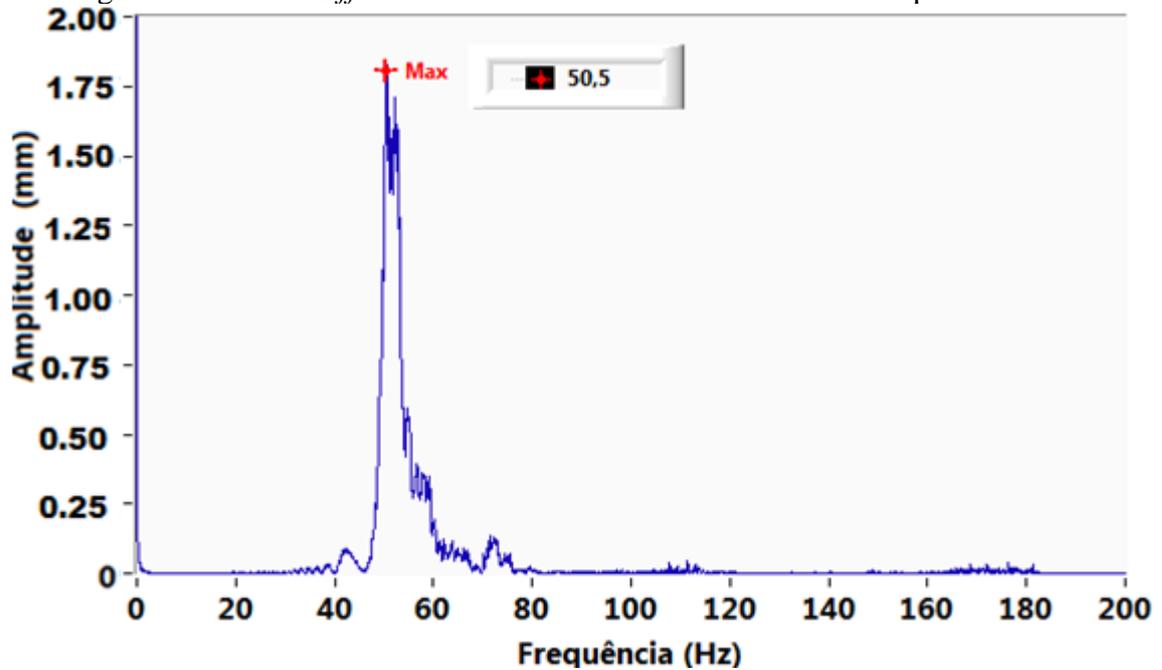
Nas Figuras 51 e 52 são apresentados os espectros dos mancais hidrodinâmicos em LNA correspondente aos planos horizontal e vertical para o ensaio "coast-down".

Figura 51: Mancal *Offset-halves* - LNA - teste de "coast-down" - plano horizontal.



Fonte: Autoria própria.

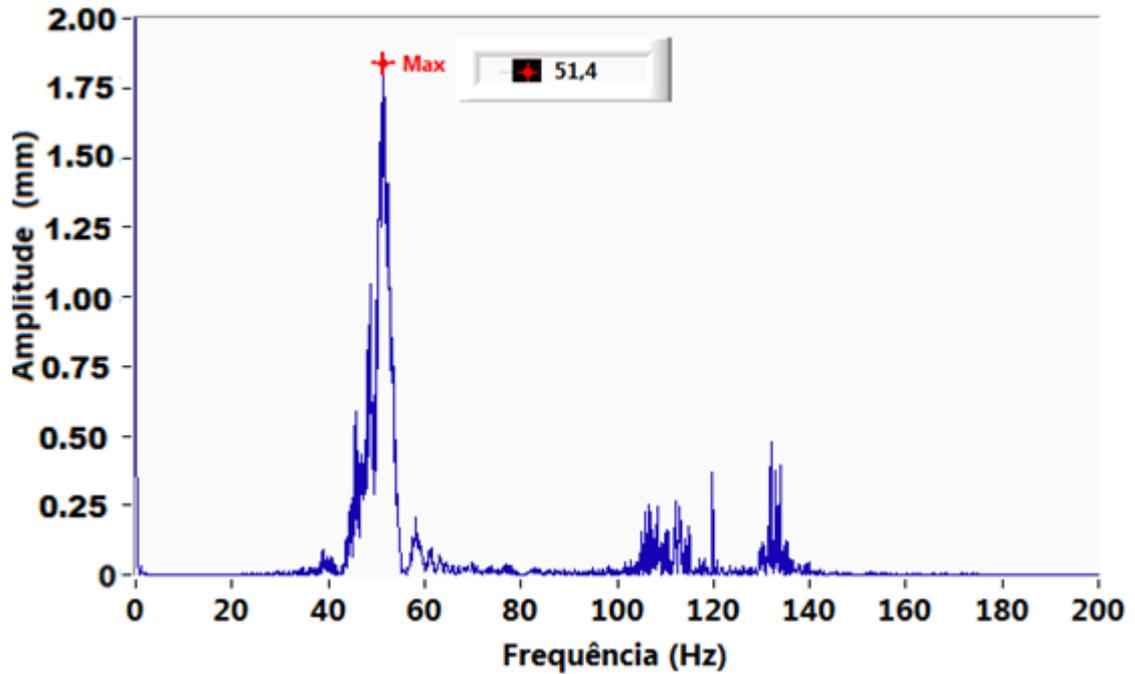
Figura 52: Mancal *Offset-halves* - LNA - teste de "coast-down" - plano vertical.



Fonte: Autoria própria.

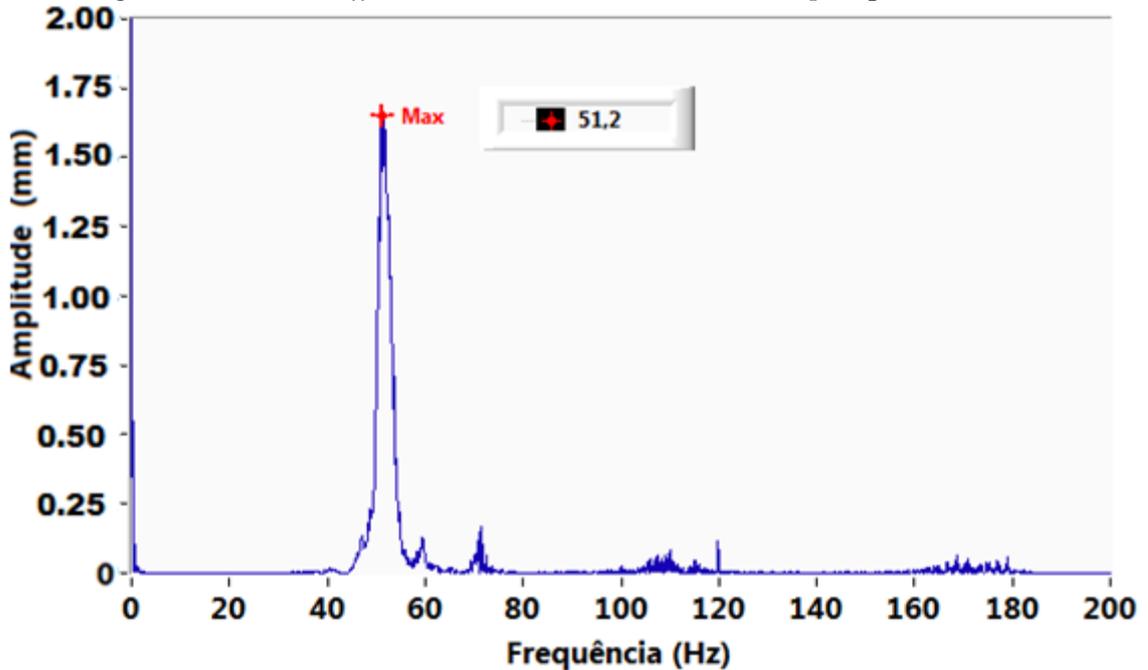
Nas Figuras 53 e 54 são apresentados os espectros dos mancais hidrodinâmicos em LNA correspondente aos planos horizontal e vertical para o ensaio "run-up".

Figura 53: Mancal *Offset-halves* - LNA - teste de "run-up" - plano horizontal.



Fonte: Autoria própria.

Figura 54: Mancal *Offset-halves* - LNA - teste de "run-up" - plano vertical.



Fonte: Autoria própria.

A Tabela 9 apresenta os valores das frequências dominantes presentes nos ensaios correspondentes aos mancais com buchas de geometria "*Offset-halves*". Analisando os resultados observa-se o comportamento isotrópico dos mancais. A assimetria desse tipo bucha no plano horizontal favorece a formação de um filme lubrificante que acentua a isotropia do sistema..

Tabela 9: Resultado dos ensaios com mancal do tipo *Offset-halves*.

Regime de trabalho (plano)	Mancal em LA [Hz]	Mancal em LNA [Hz]
<i>Run-up</i> (horizontal)	50,34	51,26
<i>Run-up</i> (vertical)	50,89	51,35
<i>Coast-down</i> (horizontal)	51,41	50,50
<i>Coast-down</i> (vertical)	51,90	50,65

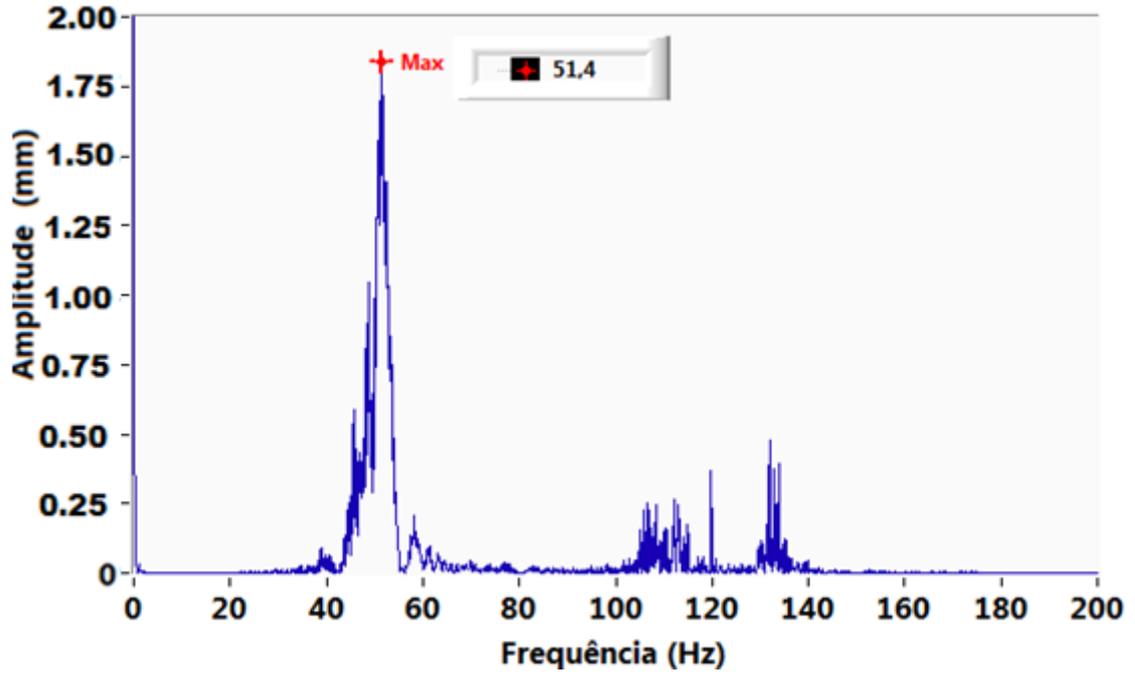
Fonte: Autoria própria.

4.4 CONFIGURAÇÃO COM BUCHA ELÍPTICA

Nas Figuras 55 à 62 estão os sinais dos espectros de frequência com mancais hidrodinâmicos com uso de bucha de geometria do tipo Elíptico ou "Limão". O grau de excentricidade da elipse é de 0,42 mm ($e = c/a = \sqrt{21/11}$), que também permite uma região de acúmulo de óleo no plano horizontal. As buchas foram montadas nas posições LA e LNA.

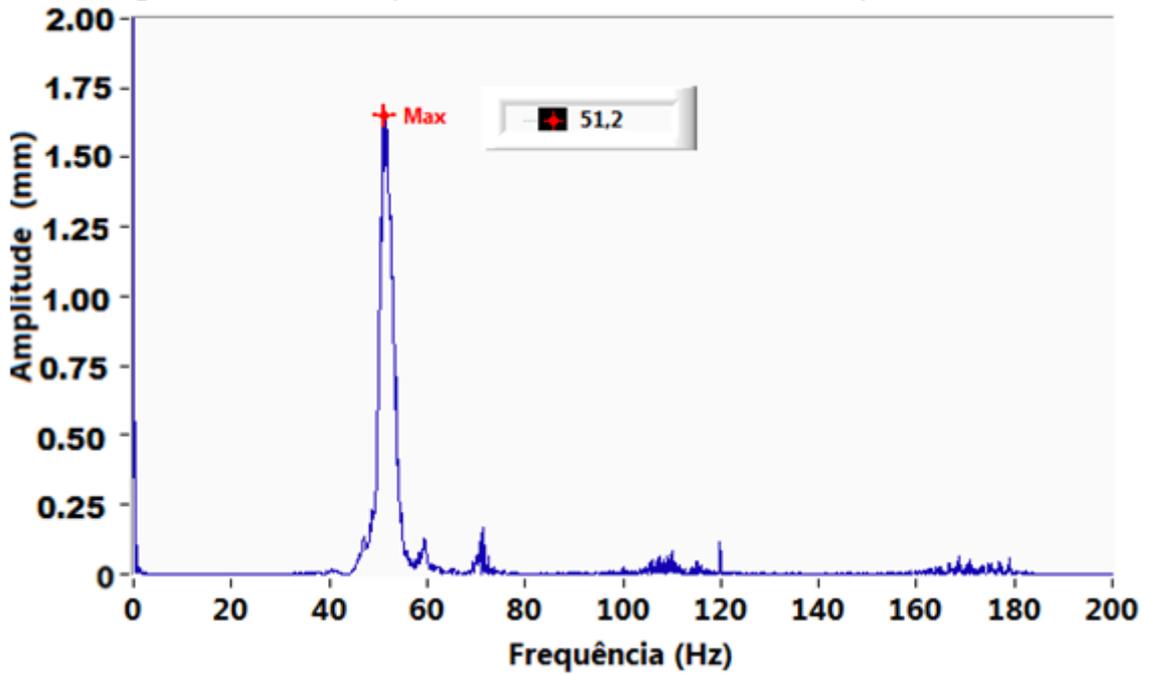
Nas Figuras 55 e 56 são apresentados os espectros dos mancais hidrodinâmicos em LA correspondente aos planos horizontal e vertical para o ensaio "*coast-down*".

Figura 55: Mancal Elíptico - LA - teste de "coast-down" - plano horizontal.



Fonte: Autoria própria.

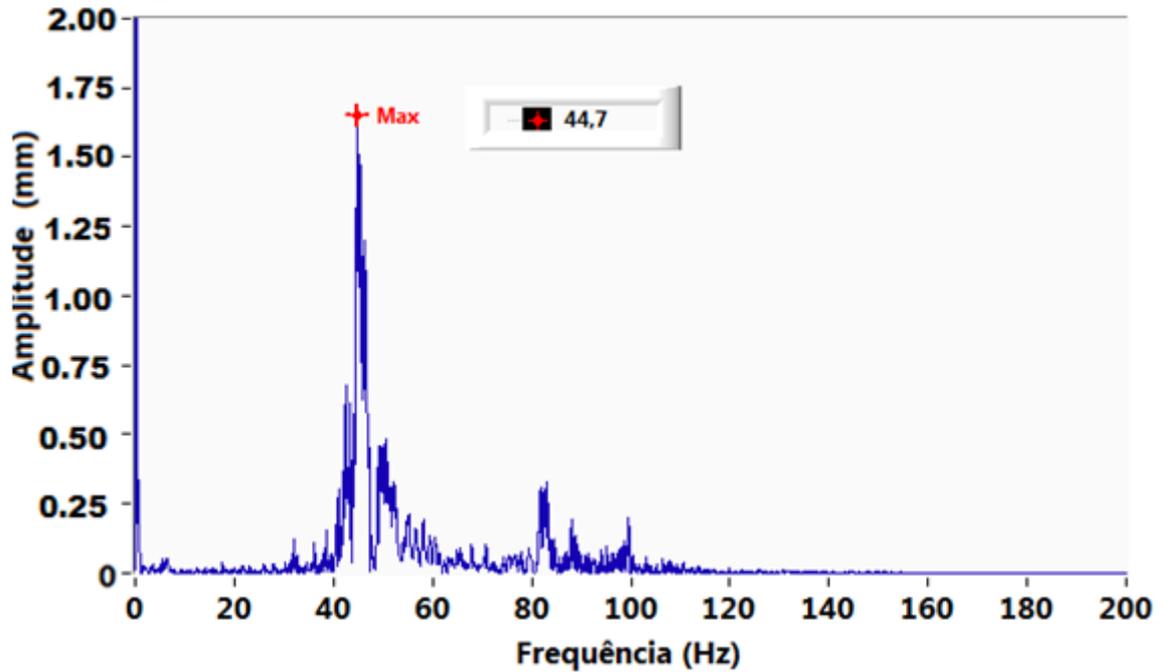
Figura 56: Mancal Elíptico - LA - teste de "coast-down" - plano vertical.



Fonte: Autoria própria.

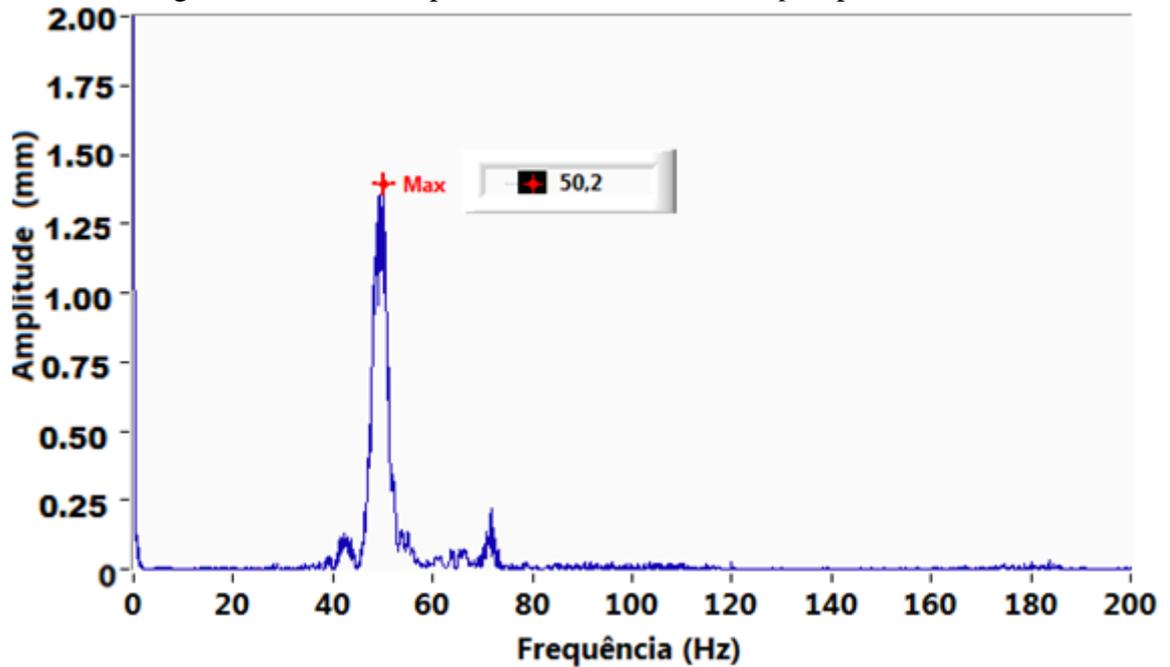
Nas Figuras 57 e 58 são apresentados os espectros dos mancais hidrodinâmicos em LA correspondente aos planos horizontal e vertical para o ensaio "run-up".

Figura 57: Mancal Elíptico - LA - teste de "run-up" - plano horizontal.



Fonte: Autoria própria.

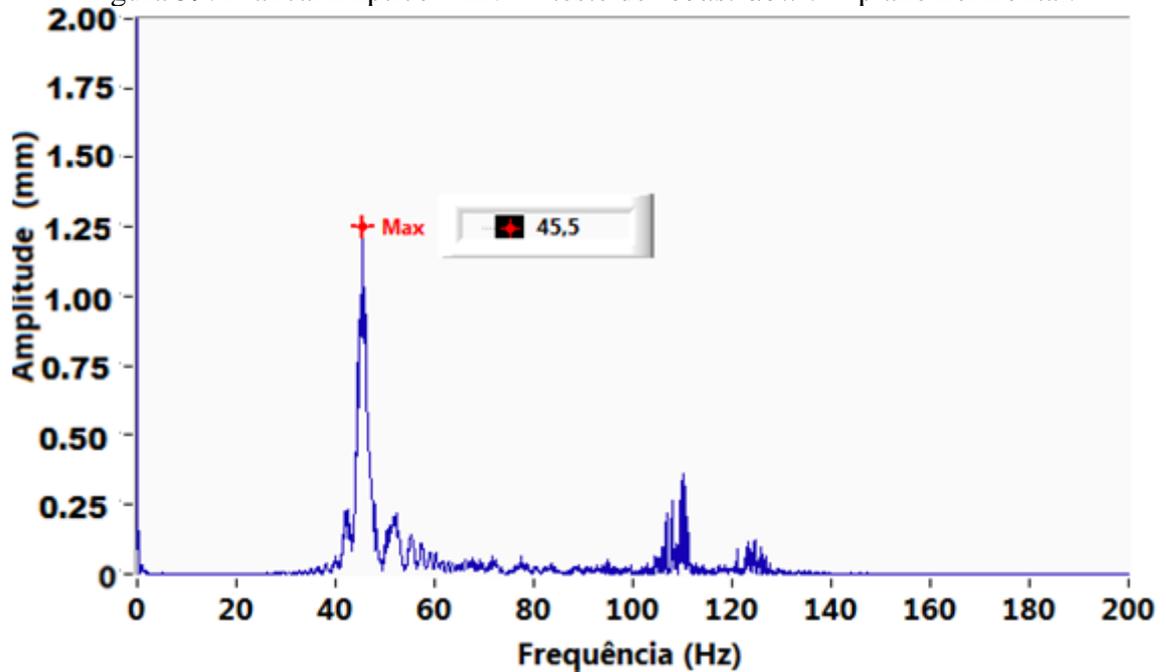
Figura 58: Mancal Elíptico - LA - teste de "run-up" - plano vertical.



Fonte: Autoria própria.

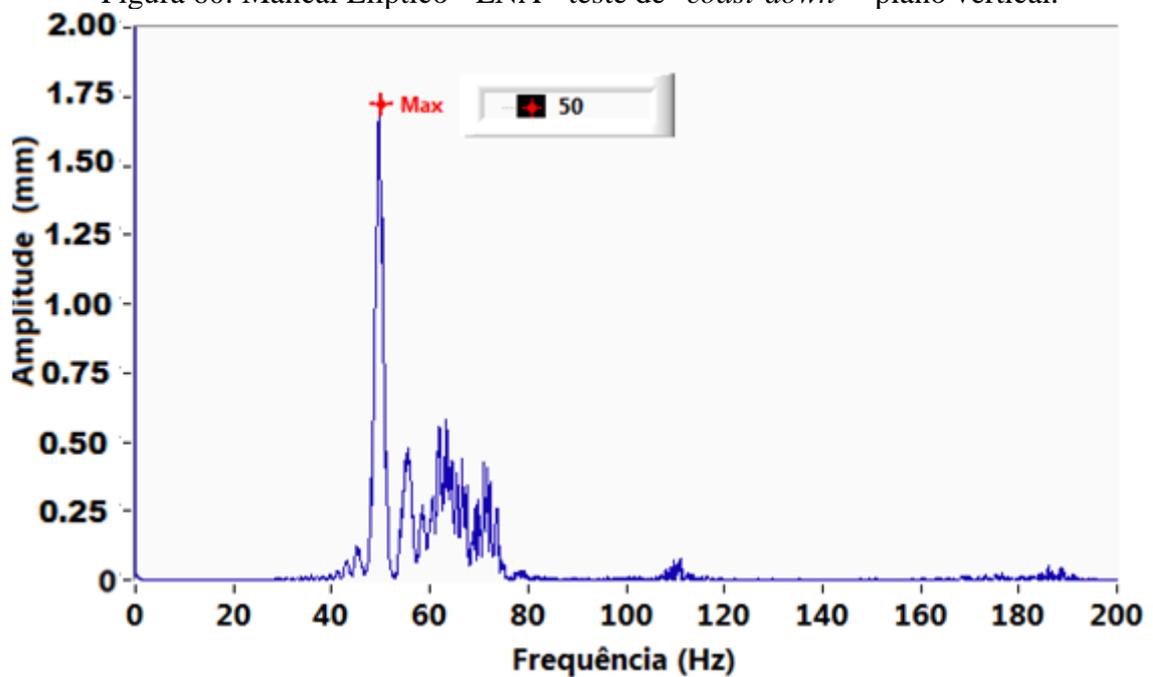
Nas Figuras 59 e 60 são apresentados os espectros dos mancais hidrodinâmicos em LNA correspondente aos planos horizontal e vertical para o ensaio "coast-down".

Figura 59: Mancal Elíptico - LNA - teste de "coast-down" - plano horizontal.



Fonte: Autoria própria.

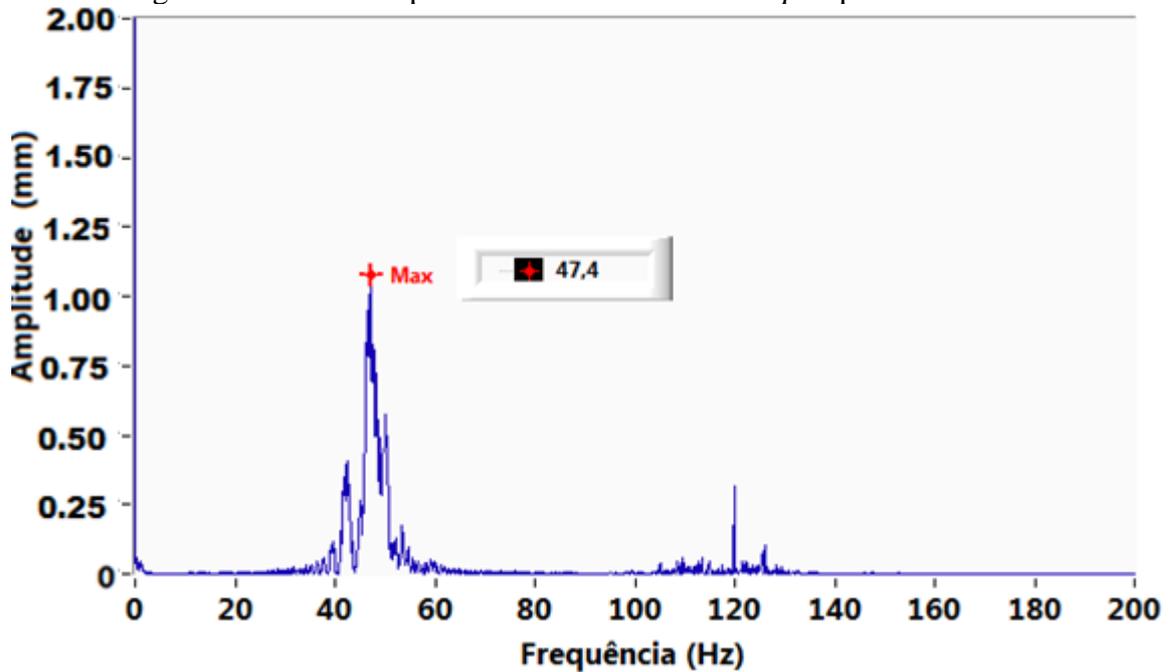
Figura 60: Mancal Elíptico - LNA - teste de "coast-down" - plano vertical.



Fonte: Autoria própria.

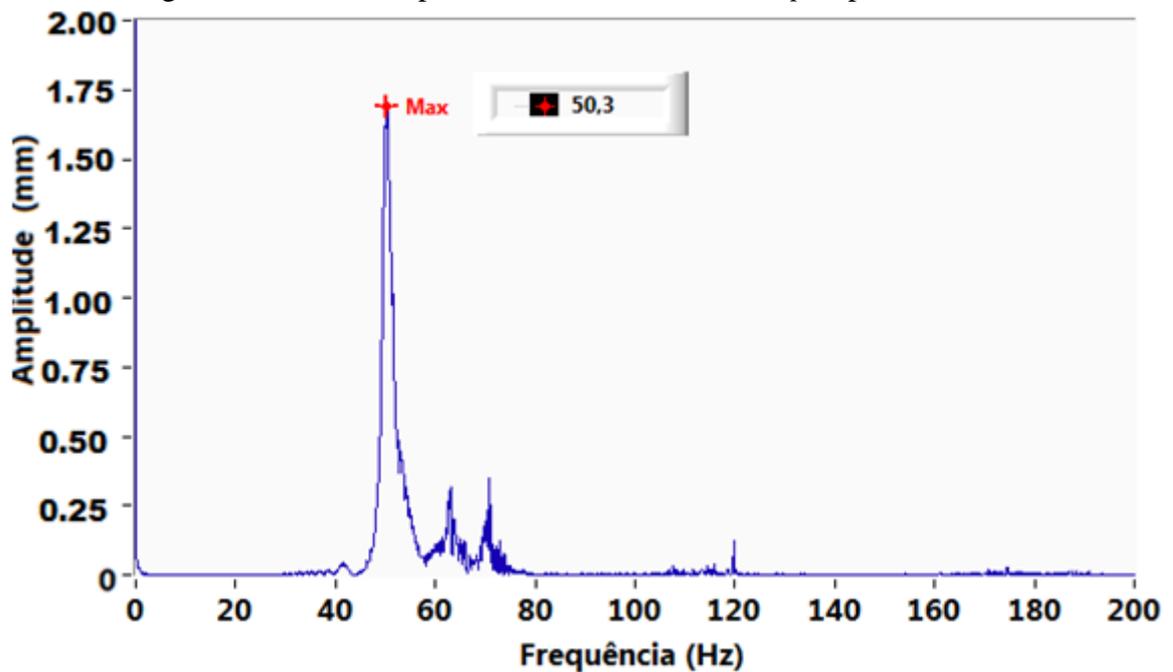
Nas Figuras 61 e 62 são apresentados os espectros dos mancais hidrodinâmicos em LNA correspondente aos planos horizontal e vertical para o ensaio "run-up".

Figura 61: Mancal Elíptico - LNA - teste de "run-up" - plano horizontal.



Fonte: Autoria própria.

Figura 62: Mancal Elíptico - LNA - teste de "run-up" - plano vertical.



Fonte: Autoria própria.

Na Tabela 10 estão todos os valores das frequências dominantes presentes nas Figuras 55 à 62, e assim como no caso da bucha "*Offset-halves*", o uso da geometria elíptica também favorece no equilíbrio do comportamento no plano horizontal e vertical. No entanto, sua eficiência ao trazer o comportamento dinâmico para a condição isotrópica não é tão grande quanto ao da geometria "*Offset-halves*". Uma possível mudança para melhorar esse comportamento é a alteração do grau de excentricidade para um valor maior, ou seja, "achatando" mais a elipse do furo e assim permitir maior volume de óleo nos espaços horizontais.

Tabela 10: Resultado dos ensaios com mancal do tipo Elíptico.

Regime de trabalho (plano)	Mancal em LA [Hz]	Mancal em LNA [Hz]
<i>Run-up</i> (horizontal)	44,63	47,12
<i>Run-up</i> (vertical)	50,20	50,35
<i>Coast-down</i> (horizontal)	44,42	45,67
<i>Coast-down</i> (vertical)	51,94	49,80

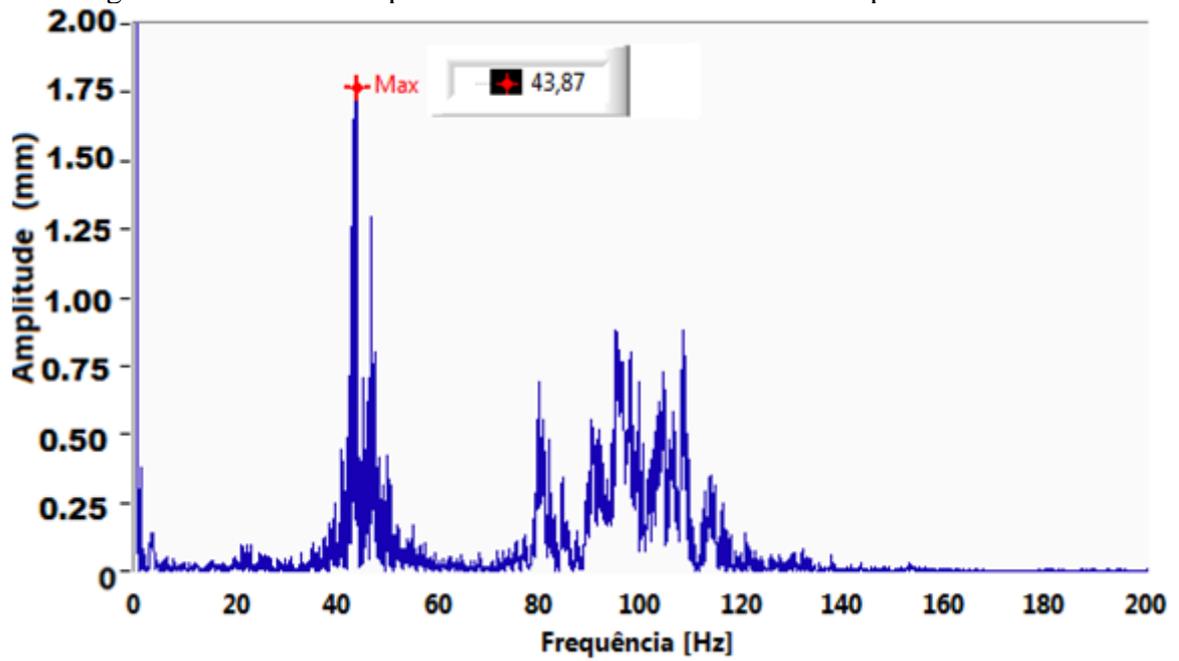
Fonte: Autoria própria.

4.5 CONFIGURAÇÃO COM BUCHA DE COMPÓSITO

Por fim, nas Figuras 63 à 70, são apresentados os espectros de frequência da bancada com o uso de bucha de material compósito e lubrificação de contorno. A bucha é da marca Igus, tem geometria fixa e cilíndrica com diâmetro interno de 20 mm e seu material é um plástico com propriedade autolubrificante. Além dessa propriedade também foi utilizada como lubrificação uma graxa à base de Bissulfeto de Molibdênio inserida intermitentemente, caracterizando esse tipo de lubrificação como do tipo de contorno. Os mancais foram montado nas posições LA e LNA.

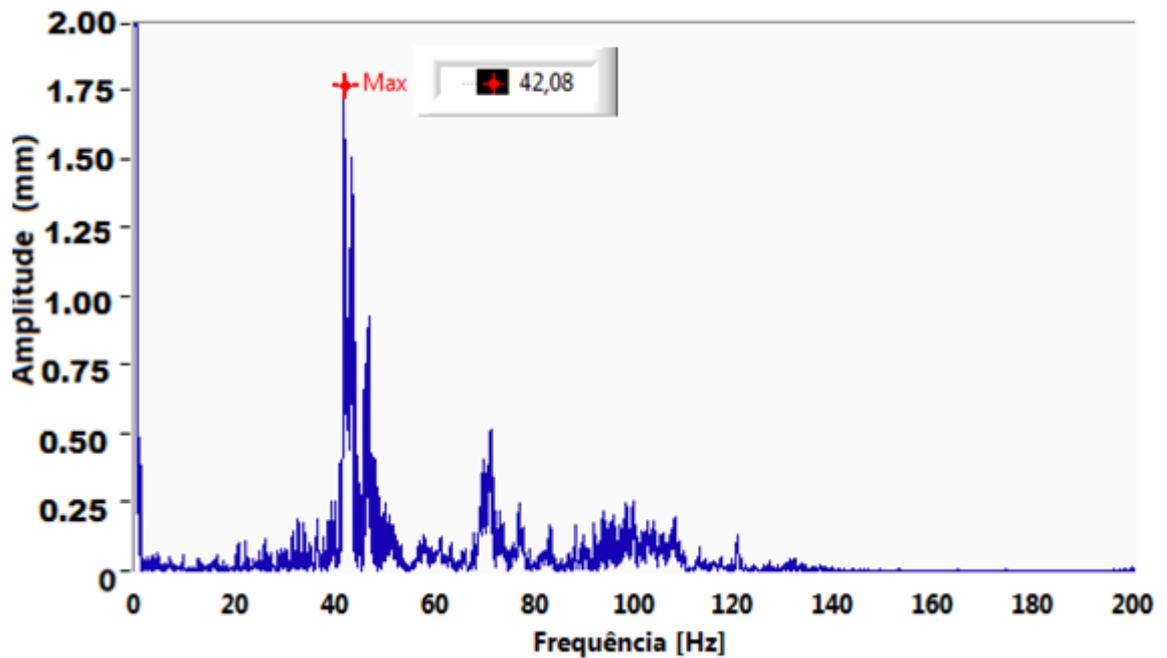
Nas Figuras 63 e 64 são apresentados os espectros dos mancais hidrodinâmicos em LA correspondente aos planos horizontal e vertical para o ensaio "*coast-down*".

Figura 63: Mancal Compósito - LA - teste de "coast-down" - plano horizontal.



Fonte: Autoria própria.

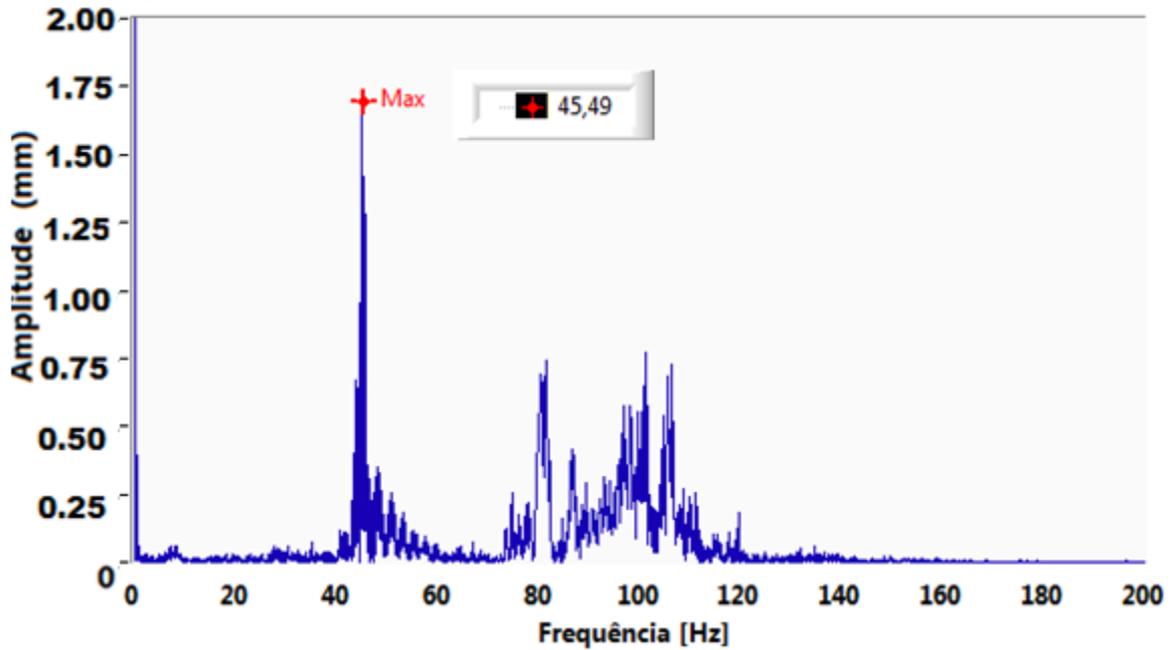
Figura 64: Mancal Compósito - LA - teste de "coast-down" - plano vertical.



Fonte: Autoria própria.

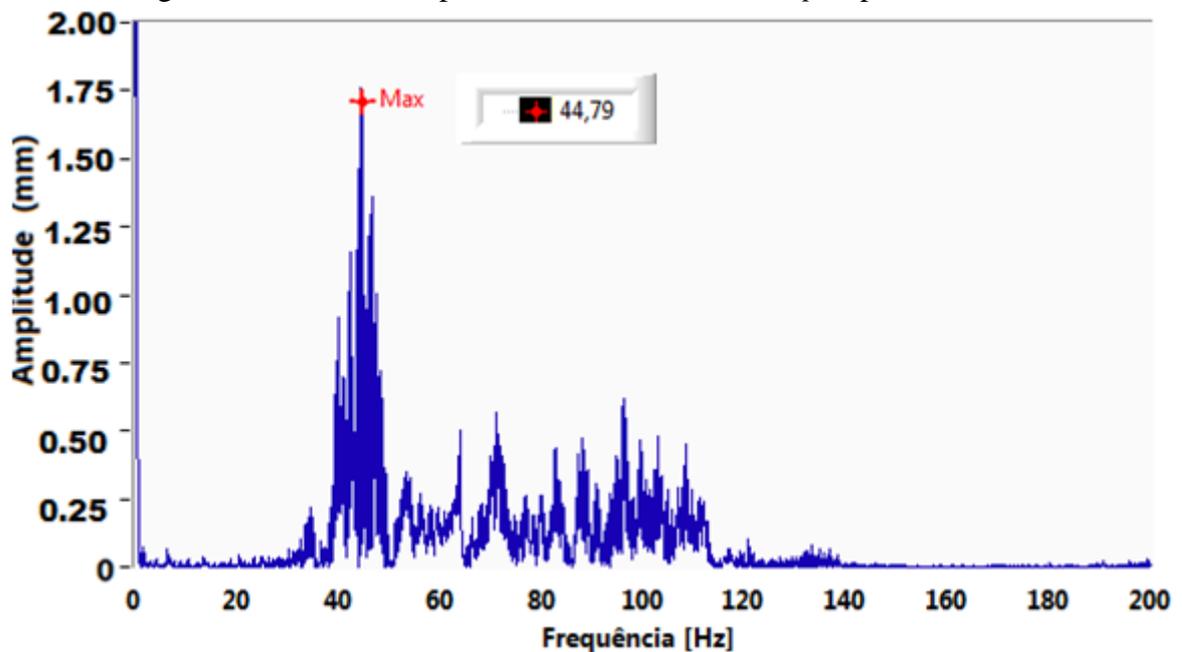
Nas Figuras 65 e 66 são apresentados os espectros dos mancais hidrodinâmicos em LA correspondente aos planos horizontal e vertical para o ensaio "run-up".

Figura 65: Mancal Compósito - LA - teste de "run-up" - plano horizontal.



Fonte: Autoria própria.

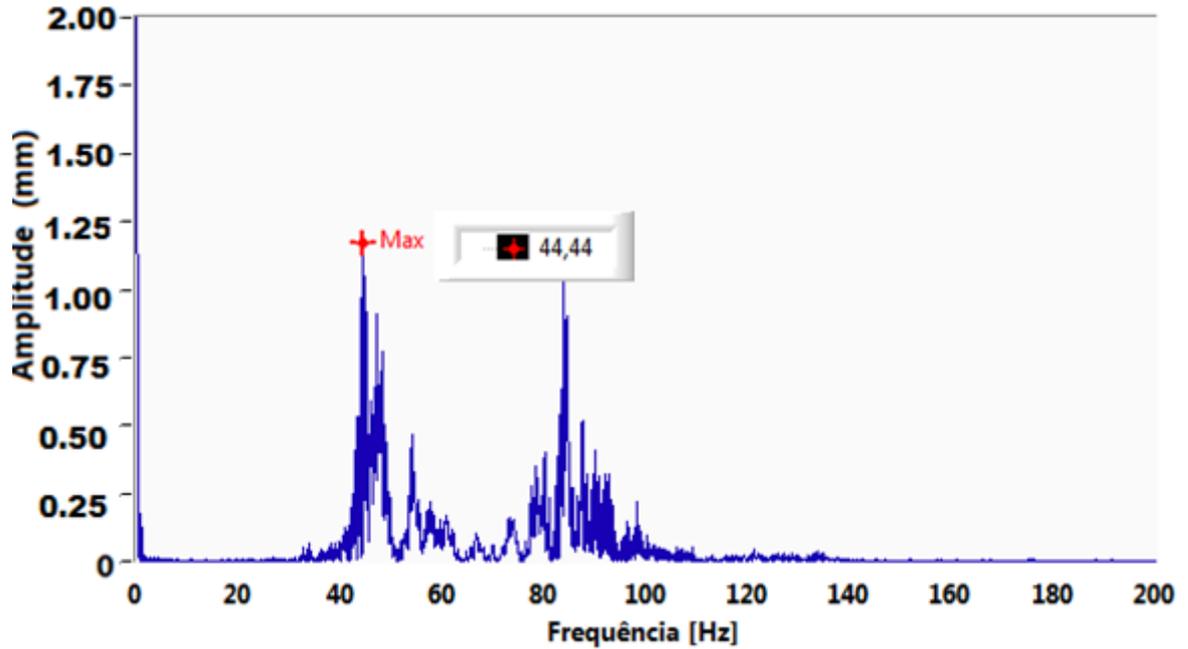
Figura 66: Mancal Compósito - LA - teste de "run-up" - plano vertical.



Fonte: Autoria própria.

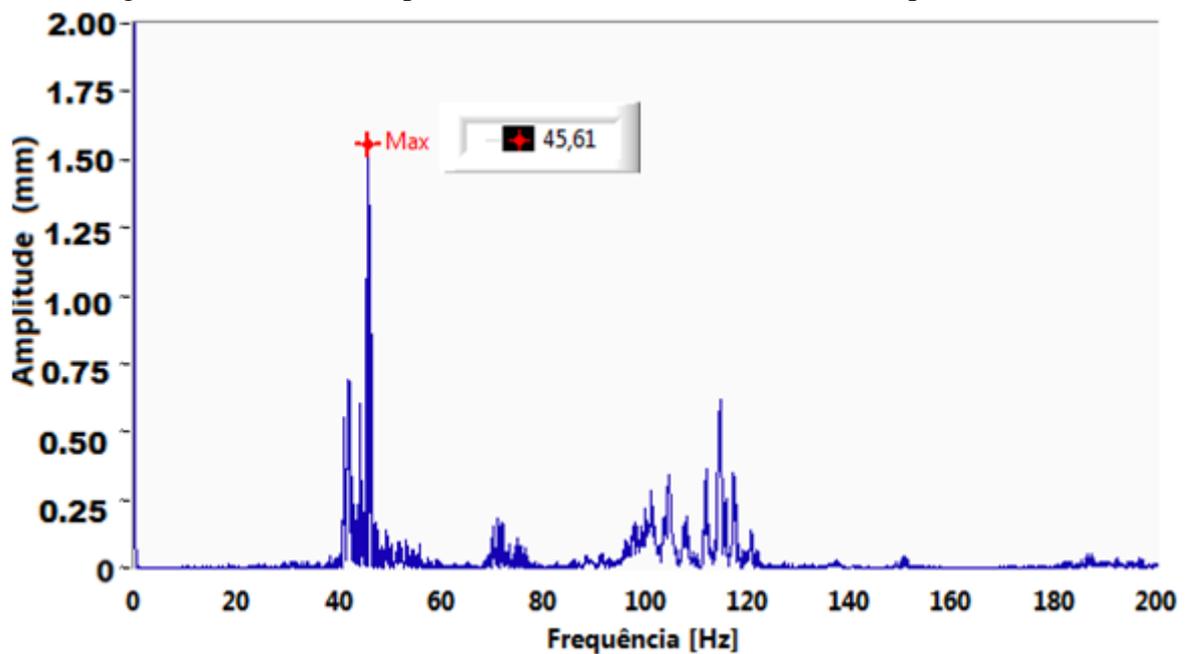
Nas Figuras 67 e 68 são apresentados os espectros dos mancais hidrodinâmicos em LNA correspondente aos planos horizontal e vertical para o ensaio "coast-down".

Figura 67: Mancal Compósito - LNA - teste de "coast-down" - plano horizontal.



Fonte: Autoria própria.

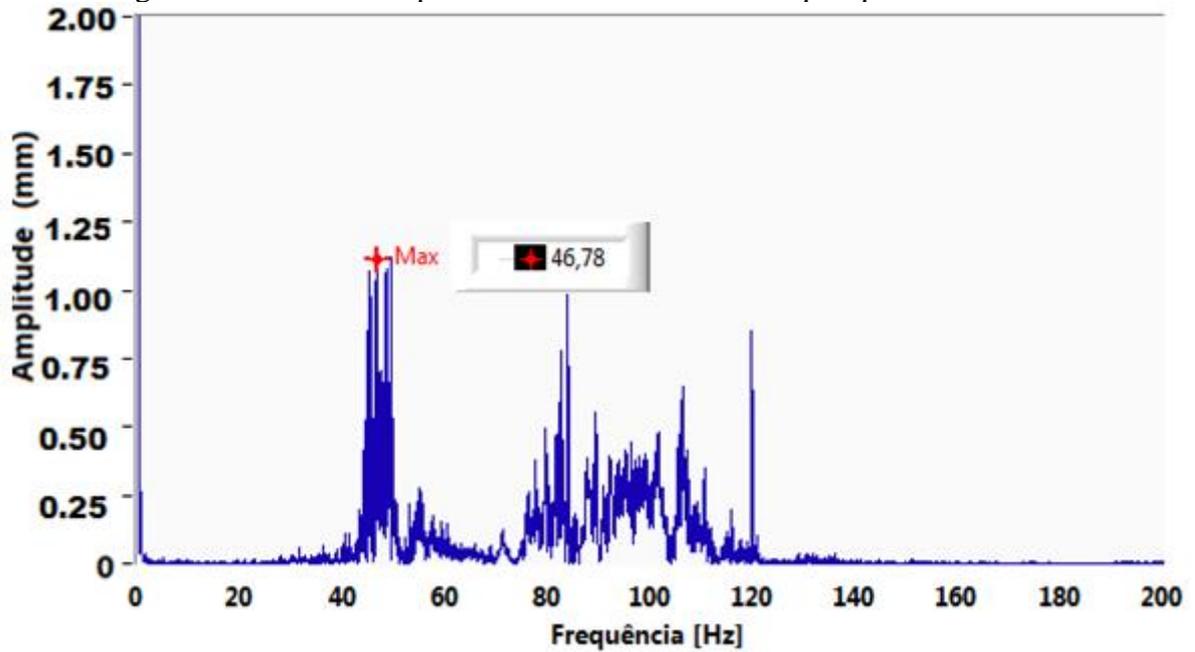
Figura 68: Mancal Compósito - LNA - teste de "coast-down" - plano vertical.



Fonte: Autoria própria.

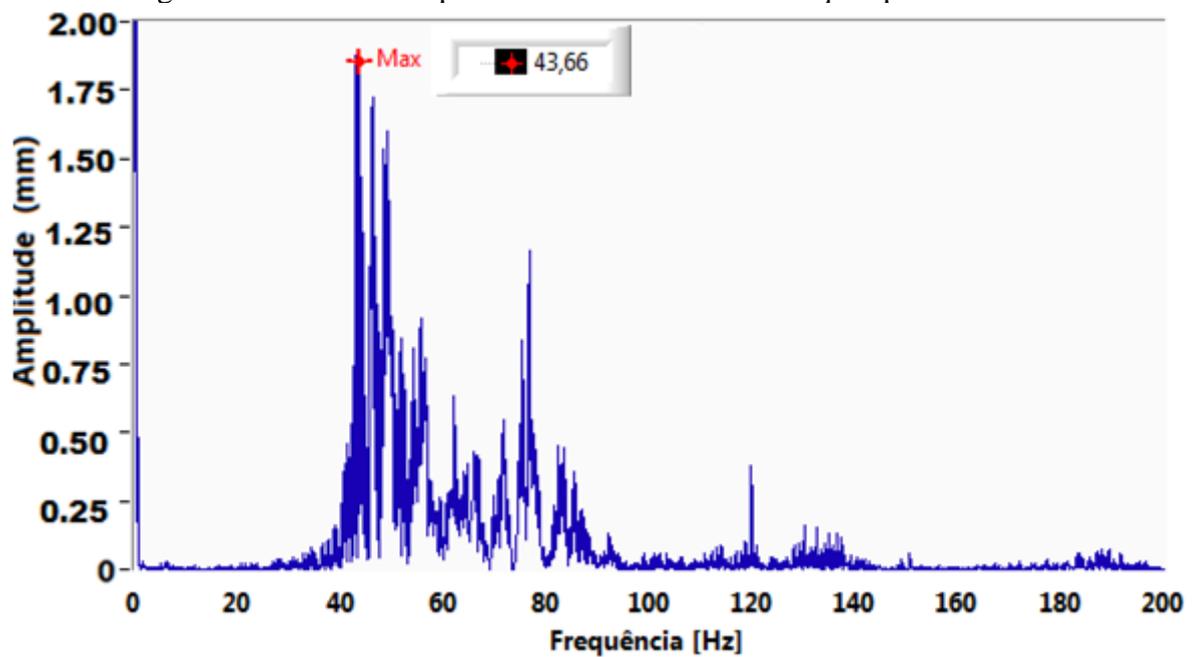
Nas Figuras 69 e 70 são apresentados os espectros dos mancais hidrodinâmicos em LNA correspondente aos planos horizontal e vertical para o ensaio "run-up".

Figura 69: Mancal Compósito - LNA - teste de "run-up" - plano horizontal.



Fonte: Autoria própria.

Figura 70: Mancal Compósito - LNA - teste de "run-up" - plano vertical.



Fonte: Autoria própria.

Na Tabela 11 estão os valores das frequências dominantes presentes nas Figuras 63 à 70, demonstrando que mesmo com o uso de geometria fixa e cilíndrica é possível que um mancal de deslizamento possa ter o comportamento isotrópico. O resultado dessa similaridade é consequência do uso de um material compósito para a bucha e variação do tipo de lubrificação, não sabendo necessariamente qual contribui mais para essa mudança.

Tabela 11: Resultado dos ensaios com mancal de material plástico e lubrificação sólida.

Regime de trabalho (plano)	Mancal em LA [Hz]	Mancal em LNA [Hz]
<i>Run-up</i> (horizontal)	45,49	46,78
<i>Run-up</i> (vertical)	44,79	43,66
<i>Coast-down</i> (horizontal)	43,87	44,44
<i>Coast-down</i> (vertical)	42,08	45,61

Fonte: Autoria própria.

5 CONCLUSÃO

O estudo bem elaborado de um elemento de suporte, como o mancal hidrodinâmico, é importante para a etapa de projeto e operação de máquinas rotativas, principalmente as de grande porte encontradas em indústrias de segmento pesado.

Neste trabalho foi desenvolvido o projeto e execução de um conjunto de mancais hidrodinâmicos para ser aplicados à uma bancada de rotor do tipo Jeffcott, considerando suas influências dinâmicas. O mancal projetado apresentou comportamento estável.

Dos resultados obtidos foi observado o comportamento anisotrópico do mancal com bucha de geometria fixa e cilíndrica, também foi constatado que a região LA tem maior influência no comportamento dinâmico do rotor, devido aos efeitos de torque presente no acoplamento próximo ao LA.

Para otimizar o comportamento isotrópico dos mancais foram aplicadas diferentes concepções de buchas. As buchas com geometrias "*Offset-halves*", elípticas e buchas de material compósito apresentaram bons resultados de isotropia e atenuaram os níveis de vibração no sistema.

5.1 SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

As sugestões para trabalhos futuros incluem:

(i) avaliação da variação dos parâmetros geométricos das buchas, tais como folgas e excentricidade,

(ii) utilização de entalhes e ranhuras na superfície da bucha para avaliar os efeitos de rotação do fluido, visando reduzir os fenômenos da região de instabilidade,

(iii) estudo tribo-dinâmico do sistema com aplicação de diferentes fluidos lubrificantes, variando parâmetros como viscosidade e temperatura de trabalho.

(iv) Avaliação da influência térmica causada pelo atrito entre eixo e mancal.

REFERÊNCIAS

- ABDULAZIZ, K.; ARABIA, S. Non-linear vibration analysis and subharmonic whirl frequencies of the Jeffcott rotor model. **Journal of Sound and Vibration**, v. 243(1), p. 117–125, 2001.
- ALLMAIER, H.; PRIESTNER, C.; REICH, F. M.; et al. Predicting friction reliably and accurately in journal bearings – The importance of extensive oil-models. **Tribology International**, v. 48, p. 93–101, 2012. Elsevier. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.triboint.2011.11.009>>.
- ALLMAIER, H.; SANDER, D. E.; REICH, F. M. Simulating Friction Power Losses In Automotive Journal Bearings. **Procedia Engineering**, v. 68, p. 49–55, 2013. Elsevier B.V. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.proeng.2013.12.146>>.
- AL-WEDYAN, H. M.; TAHAT, M. S.; MUTASHER, S. A. The behaviour of the Jeffcott rotor under a vibrating base of fluid film bearing. **Journal of Science and Technology**, v. 15(3), p. 167-176, 2008.
- BIGRET, R. **Rotating machinery, monitoring**. 2001. Disponível em: <[doi:10.1006/rwvb.2001.0096](http://dx.doi.org/10.1006/rwvb.2001.0096)>.
- BINU, K. G.; YATHISH, K.; MALLYA, R.; et al. Experimental study of hydrodynamic pressure distribution in oil lubricated two-axial groove journal bearing. **Materials Today: Proceedings**, v. 2, n. 4-5, p. 3453–3462, 2015. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.matpr.2015.07.321>>.
- BOMPOS, D. A.; NIKOLAKOPOULOS, P. G. Tribological design of a multistep journal bearing. **Simulation Modelling Practice and Theory**, v. 68, p. 18–32, 2016. Elsevier B.V. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.simpat.2016.07.002>>.
- BRITO, F. P.; MIRANDA, A. S.; CLARO, J. C. P.; et al. The role of lubricant feeding conditions on the performance improvement and friction reduction of journal bearings. **Tribology International**, v. 72, p. 65–82, 2014. Elsevier. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.triboint.2013.11.016>>.
- BRITO, F. P.; MIRANDA, A. S.; FILLON, M. Analysis of the effect of grooves in single and twin axial groove journal bearings under varying load direction. **Tribology International**, v. 103, p. 609–619, 2016. Elsevier. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.triboint.2016.08.010>>.
- BUDYNAS, R.; NISBETT, J. K. **Elementos de máquinas de Shigley**. AMGH: Porto Alegre, 8 ed., 1073 p., 2011.
- CHASALEVRIS, A.; DOHNAL, F. A journal bearing with variable geometry for the suppression of vibrations in rotating shafts: Simulation , design , construction and experiment. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v. 52-53, p. 506–528, 2015. Elsevier. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.ymsp.2014.07.002>>.

CHASALEVRIS, A.; DOHNAL, F. Improving stability and operation of turbine rotors using journal bearings. **Tribology International**, v. 104, p. 369–382, 2016. Elsevier. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.triboint.2016.06.022>>.

CHASALEVRIS, A.; SFYRIS, D. Evaluation of the finite journal bearing characteristics , using the exact analytical solution of the Reynolds equation. **Tribology International**, v. 57, p. 216–234, 2013. Elsevier. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.triboint.2012.08.011>>.

CHAUHAN, A.; SEHGAL, R. Thermal Studies of Non-Circular Journal Bearing Profiles : Offset-Halves and Elliptical. **Intech**, p. 1–22, 2012.

DING, L.; ZHU, H.; WU, L. Analysis of mechanical properties of laminated rubber bearings based on transfer matrix method. **Composite Structures**, v. 159, p. 390–396, 2017.

FAN, C.; SYU, J.; PAN, M.; TSAO, W. Study of start-up vibration response for oil whirl , oil whip and dry whip. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v. 25, n. 300, p. 3102–3115, 2011.

FENG, K.; LIU, W.; YU, R.; ZHANG, Z. Analysis and experimental study on a novel gas foil bearing with nested compression springs. **Tribology International**, v. 107, p. 65–76, 2017. Elsevier. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.triboint.2016.11.027>>.

FRISWELL, M. I. et al. **Dynamics of rotating machines**. 1st ed. New York: Cambridge University Press, 2010.

FRISWELL, M. I.; GARVEY, S. D.; PENNY, J. E. T.; SMART, M. G. Computing Critical Speeds for Rotating Machines with Speed Dependent Bearing Properties. **Journal of Sound and Vibration**, v. 213, n. 1, p. 139–158, 1998.

GENTA, G. **Vibration of structures and machines**. 3rd Ed., New York: Spring – Verlag, 1998.

GENTA, G.; DELPRETE, C.; BRUSA, E. Some Considerations on the Basic Assumptions in Rotordynamics. **Journal of Sound and Vibration**, v. 227, n. 3, p. 611–645, 1999. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0022460X99923544>>.

GLAVATSKIH, S. B.; SPOHN, D. J. Simultaneous monitoring of oil film thickness and temperature in fluid film bearings. **Tribology International**, v. 34, p. 853–857, 2001.

GONÇALVES, D.; COUSSEAU, T.; GAMA, A.; et al. Friction torque in thrust roller bearings lubricated with greases , their base oils and bleed-oils. **Tribology International**, 2016. Elsevier. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.triboint.2016.11.041>>.

GUO, Y.; PARKER, R. G. Stiffness matrix calculation of rolling element bearings using a finite element / contact mechanics model. **Mechanism and Machine Theory**, v. 51, p. 32–45, 2012. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2011.12.006>>.

HE, M.; CLOUD, C. H.; BYRNE, J. M. Fundamentals of fluid film journal bearing operation and modelling. **Proceedings of the 34th Turbomachinery Symposium**, v. 1, p. 155–175, 2005.

HEINDEL, S.; BECKER, F.; RIDERKNECHT, S. Unbalance and resonance elimination with active bearings on a Jeffcott Rotor. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v. 85, p. 339–353, 2017. Elsevier. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.ymssp.2016.08.016>>.

HSU, T.; CHEN, J.; CHIANG, H.; CHOU, T. Lubrication performance of short journal bearings considering the effects of surface roughness and magnetic field. **Tribology International**, v. 61, p. 169–175, 2013. Elsevier. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.triboint.2012.12.016>>.

HU, W.; MIAH, H.; FENG, N. S.; HAHN, E. J. A rig for testing lateral misalignment effects in a flexible rotor supported on three or more hydrodynamic journal bearings. **Tribology International**, v. 33, p. 197–204, 2000.

HUANG, Y.; TIAN, Z.; CHEN, R.; CAO, H. A simpler method to calculate instability threshold speed of hydrodynamic journal bearings. **Mechanism and Machine Theory**, v. 108, n. October 2016, p. 209–216, 2017. Elsevier. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2016.11.009>>.

IRANI, K.; PEKKARI, M. Oil film thickness measurement in the middle main bearing of a six-cylinder supercharged 9 litre diesel engine using capacitive transducers. **Wear**, v. 207, p. 29–33, 1997.

ISO 1925. **Balancing Vocabulary**. International Organization for Standardization, 2001.

JACOBS, W.; BOONEN, R.; SAS, P.; MOENS, D. The influence of the lubricant film on the stiffness and damping characteristics of a deep groove ball bearing. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v. 42, n. 1-2, p. 335–350, 2014. Elsevier. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.ymssp.2013.07.018>>.

KORNAEV, A.; SAVIN, L.; KORNAEVA, E.; FETISOV, A. Influence of the ultrafine oil additives on friction and vibration in journal bearings. **Tribology International**, v. 101, p. 131–140, 2016.

LI, K.; LIU, J.; HAN, X.; JIANG, C.; QIN, H. Identification of oil-film coefficients for a rotor-journal bearing system based on equivalent load reconstruction. **Tribology International**, v. 104, p. 285–293, 2016.

LIMING, Z.; YONGYAO, L.; ZHENGWEI, W.; XIN, L.; YEXIANG, X. A review on the large tilting pad thrust bearings in the hydropower units. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, p. 1–17, 2016. Elsevier. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2016.09.140>>.

LITWIN, W. Properties comparison of rubber and three layer PTFE-NBR-bronze water lubricated bearings with lubricating grooves along entire bush circumference based on experimental tests. **Tribology International**, v. 90, p. 404–411, 2015a.

LITWIN, W. Experimental research on water lubricated three layer sliding bearing with lubrication grooves in the upper part of the bush and its comparison with a rubber bearing. **Tribology International**, v. 82, p. 153–161, 2015b. Elsevier. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.triboint.2014.10.002>>.

MANSHOOR, B.; JAAT, M.; IZZUDDIN, Z.; AMIR, K. CFD Analysis of Thin Film Lubricated Journal Bearing. **Procedia Engineering**, v. 68, p. 56–62, 2013. Elsevier B.V. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.proeng.2013.12.147>>.

MAZER, T. T. **Cálculo em elementos finitos das frequências naturais dos modos de flexão de uma linha de eixo de unidade geradora hidráulica em escala**. Dissertação de Mestrado, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá-UNESP, Guaratinguetá, 2016.

MEDEIROS, E. C. **Análise dinâmica de um rotor: modelagem analítica, elementos finitos e avaliação experimental**. Trabalho de Graduação, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá-UNESP, Guaratinguetá, 2016.

MEHTA, N. P.; RATTAN, S. S. Stability analysis of three-lobe bearings with pressure dams. **Wear**, v. 167, p. 181–185, 1993.

MENDES, R. U.; CAVALCA, K. L. On the Instability Threshold of Journal Bearing Supported Rotors. **International Journal of Rotating Machinery**, p. 1–17, 2014.

MENDES, R. U.; MACHADO, T. H.; CAVALCA, K. L. Experimental wear parameters identification in hydrodynamic bearings via model based methodology. **Wear**, v. 372-373, p. 116–129, 2017. Elsevier. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.wear.2016.12.002>>.

MENDONÇA, W. R. P. **Otimização dinâmica de rotores com eixos em compósito**. Tese de Doutorado, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá-UNESP, Guaratinguetá, 2014.

MISHRA, P. C.; PANDEY, R. K.; ATHRE, K. Temperature profile of an elliptic bore journal bearing. **Tribology International**, v. 40, p. 453–458, 2007.

MORALES-ESPEJEL, G. E.; LUGT, P. M.; PASARIBU, H. R.; CEN, H. Film thickness in grease lubricated slow rotating rolling bearings. **Tribology International**, v. 74, p. 7–19, 2014. Elsevier. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.triboint.2014.01.023>>.

NIKOLAKOPOULOS, P. G.; PAPADOPOULOS, C. A. Non-linearities in misaligned journal bearings. **Tribology International**, p. 243–257, 1994.

NISE, N. S. Engenharia de Sistemas de Controle. LTC, 6ed, 754 p., 2012.

OSTAYEN, R. A. J. VAN; BEEK, A. VAN. Thermal modelling of the lemon-bore hydrodynamic bearing. **Tribology International**, v. 42, p. 23–32, 2009.

PENNACCHI, P.; BACHSCHMID, N.; TANZI, E. Light and short arc rubs in rotating machines: Experimental tests and modelling. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v. 23, n. 7, p. 2205–2227, 2009. Elsevier. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.ymsp.2009.03.008>>.

PENNACCHI, P.; VANIA, A.; CHATTERTON, S. Nonlinear effects caused by coupling misalignment in rotors equipped with journal bearings. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v. 30, p. 306–322, 2012. Elsevier. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.ymssp.2011.11.020>>.

PETERSEN, D.; HOWARD, C.; SAWALHI, N.; MOAZEN, A. Analysis of bearing stiffness variations , contact forces and vibrations in radially loaded double row rolling element bearings with raceway defects. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v. 51, p. 139–160, 2015.

PIERART, F. G.; SANTOS, I. F. Lateral vibration control of a flexible overcritical rotor via an active gas bearing – Theoretical and experimental comparisons. **Journal of Sound and Vibration**, v. 383, p. 20–34, 2016. Elsevier. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2016.07.024>>.

PIROGOVA, N. S.; TARANENKO, P. A. Calculative and experimental analysis of natural and critical frequencies and mode shapes of high-speed rotor for micro gas turbine plant. **Procedia Engineering**, v. 129, p. 997–1004, 2015. Elsevier B.V.

PRABHU, B. S.; BHAT, R. B.; SANKAR, T. S. Analysis of deceleration phenomenon of high speed rotor systems. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v. 1 (3), p. 293-299, 1987.

QUIÑONEZ, A. F.; MORALES-ESPEJEL, G. E. Surface roughness effects in hydrodynamic bearings. **Tribology International**, v. 98, p. 212–219, 2016. Elsevier. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.triboint.2016.02.027>>.

RAHMANI, F.; DUTT, J. K.; PANDEY, R. K. Particuology Performance behaviour of elliptical-bore journal bearings lubricated with solid granular particulates. **Particuology**, v. 27, p. 51–60, 2016. Chinese Society of Particuology. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.partic.2015.12.009>>.

RAMESHKUMAR, G. R.; RAMACHANDRAN, K. P.; RAO, B. V. A. Evaluation of unbalance and misalignment effect on forward curved centrifugal blower using coast - Down time analysis. **International Journal of COMADEM**, v. 13, n. 3, p. 25–35, 2010.

RAPARELLI, T.; VIKTOROV, V.; COLOMBO, F.; LENTINI, L. Aerostatic thrust bearings active compensation : Critical review. **Precision Engineering**, v. 44, p. 1–12, 2016. Elsevier Inc. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.precisioneng.2015.11.002>>.

REDDY, M. R.; SRINIVAS, J. Vibration Analysis of a Support Excited Rotor System with Hydrodynamic Journal Bearings. **Procedia Engineering**, v. 144, p. 825–832, 2016. The Author(s). Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.proeng.2016.05.093>>.

ROY, H. K.; DAS, A. S.; DUTT, J. K. An efficient rotor suspension with active magnetic bearings having viscoelastic control law. **Mechanism and Machine Theory**, v. 98, p. 48–63, 2016. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2015.11.012>>.

SALAZAR, J. G.; SANTOS, I. F. Active tilting-pad journal bearings supporting flexible rotors: Part I - the hybrid lubrication. **Tribology International**, v. 107, p. 94–105, 2017a.

SALAZAR, J. G.; SANTOS, I. F. Active tilting-pad journal bearings supporting flexible rotors : Part II – The model-based feedback-controlled lubrication. **Tribology International**, v. 107, p. 106–115, 2017b. Elsevier. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.triboint.2016.11.019>>.

SANTHANAKRISHNAN, G.; PRABHU, B. S.; RAO, B. V. A. Experimental studies of coastdown time. **Tribology International**, v. 21, n° 5, p. 275-280, 1988.

SHENG, X.; LI, B.; WU, Z.; LI, H. Calculation of ball bearing speed-varying stiffness. **Mechanism and Machine Theory**, v. 81, p. 166–180, 2014. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2014.07.003>>.

SIMMONS, G. F.; CERDA, A.; FERREIRA, I.; GLAVATSKIH, S. Dynamic characteristics of polymer faced tilting pad journal bearings. **Tribology International**, v. 74, p. 20–27, 2014. Elsevier. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.triboint.2014.02.001>>.

SINANO, C.; NAIR, F.; KARAMIS, M. B. Effects of shaft surface texture on journal bearing pressure distribution. **Journal of Materials Processing Technology**, v. 168, p. 344–353, 2005.

SORGE, F. Preventing the oil film instability in rotor-dynamics. **Journal of Physics: Conference Series**, v. 744, p. 1–14, 2016.

SWANSON, E.; POWELL, C. D.; WEISSMAN, S. A practical review of rotating machinery critical speeds and modes. **Sound and Vibration**, v. 39, p. 10-17, 2005. Disponível em: <<http://www.sandv.com/downloads/0505swan.pdf>>.

SYNNEGÅRD, E.; GUSTAVSSON, R.; AIDANPÄÄ, J. Influence of cross-coupling stiffness in tilting pad journal bearings for vertical machines. **International Journal of Mechanical Sciences**, v. 111-112, p. 43–54, 2016. Elsevier. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2016.03.017>>.

TAPLAK, H.; ERKAYA, S.; UZMAY, I. Experimental analysis on fault detection for a direct coupled rotor-bearing system. **Measurement: Journal of the International Measurement Confederation**, v. 46, n. 1, p. 336–344, 2013.

TIWARI, R. **Analysis and identification in rotor-bearing systems**. Indian Institute of Technology Guwahati, 2010.

URBIOLA-SOTO, L.; RAM, A. C.; YA, R. Rotordynamic Optimization of Fixed Pad Journal Bearings Using Response Surface Design of Experiments. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v. 138, p. 1–10, 2017.

VANCE, J. M.; ZEIDAN, F.; MURPHY, B. **Machinery vibration and rotordynamics**. John Wiley&Sons, 2010.

WANG, W.; LI, Q.; GAO, J.; YAO, J.; ALLAIRE, P. An identification method for damping ratio in rotor systems. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v. 68-69, p. 536–554, 2016.

XU, Y.; ZHOU, J.; DI, L.; ZHAO, C. Active magnetic bearings dynamic parameters identification from experimental rotor unbalance response Front Motor Thrust. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v. 83, p. 228–240, 2017. Elsevier. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.ymssp.2016.06.009>>.

YEONG, K.; YOON, S.; SONG, S. A.; et al. Study of the endurance performance of composite journal bearings under the oil cut situation. **Composite Structures**, v. 134, p. 772–781, 2015. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.compstruct.2015.08.122>>.

ZEIDAN, F. Y.; PAQUETTE, D. J. Tutorial on application of high speed and high performance fluid film bearings in rotating machinery. **Proceedings of the 23th Turbomachinery Symposium**, p. 209-233, 1994.

ZHANG, X.; YIN, Z.; GAO, G.; LI, Z. Determination of stiffness coefficients of hydrodynamic water-lubricated plain journal bearings. **Tribology International**, v. 85, p. 37–47, 2015.

Websites de referência:

Pump and Systems (acesso em 04/01/2017 às 11:27, <http://www.pumpsandsystems.com/bearings/may-2016-combined-thrust-journal-bearing-assembly-reduces-cost-risk-large-pump-users>).

<http://www.nptel.ac.in/courses/112102015/20> (acessado em 05/01/2017 às 10:43).

<http://nptel.ac.in/courses/112103024/module3/lec2/1.html>(acessado em 05/01/2017 às 14:16).

www.unikap.com.br/perda-de-carga-em-conexoes.html (acessado em 29/01/2017 às 15:43).

eduloureiro.dominiotemporario.com/doc/mfaula10.pdf (acessado em 29/01/2017 às 15:57).

<https://maxwattindia.wordpress.com/> (acessado em 12/04/2017 às 12:13).