



UNIVERSIDADE FEDERAL RURAL DO SEMI-ÁRIDO
CAMPUS CARAÚBAS
CURSO ENGENHARIA MECÂNICA

ELISSON DAVID REBOUÇAS DE SOUZA

**DESENVOLVIMENTO EXPERIMENTAL DE UMA BANCADA PARA ESTUDO DA
DINÂMICA DE SISTEMAS ROTATIVOS.**

Caraúbas/RN
2019

ELISSON DAVID REBOUÇAS DE SOUZA

**DESENVOLVIMENTO EXPERIMENTAL DE UMA BANCADA PARA ESTUDO
DA DINÂMICA DE SISTEMAS ROTATIVOS**

Trabalho de Conclusão do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal Rural do Semi-Árido – UFERSA, como requisito para obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Jackson de Brito Simões - UFERSA

Caraúbas/RN
2019

ELISSON DAVID REBOUÇAS DE SOUZA

**DESENVOLVIMENTO EXPERIMENTAL DE UMA BANCADA PARA ESTUDO
DA DINÂMICA DE SISTEMAS ROTATIVOS**

Trabalho de Conclusão do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal Rural do Semi-Árido – UFERSA, como requisito para obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

“Na vida é preciso aprender, se colhe o bem que plantar, é Deus quem aponta a estrela que tem que brilhar”.

AGRADECIMENTOS

Inicialmente quero agradecer a Deus por estar sempre me dando forças e saúde para que eu pudesse atingir os meus objetivos, por ter me ajudado em todos os momentos que mais necessitei e por ter sempre me preservado.

Aos meus pais Darlene Oliveira Rebouças de Souza e Evanilton José de Souza, por estarem sempre ao meu lado me apoiando e me incentivando durante toda essa longa caminhada, por estarem sempre me tratando com carinho, amor, e muita paciência. Não há como descrever o quanto eu sou grato a vocês que acreditaram em mim desde sempre.

A todos os meus familiares, irmão, tios, primos e primas que estiveram sempre muito presentes nesta caminhada e podem ter certeza que contribuíram nessa longa jornada. Em especial ao meu tio Chagas, que a todo momento esteve me incentivando e falando para que nunca abaixasse a cabeça e sempre trazendo palavras de incentivo, meus sinceros agradecimentos.

A minha namorada Elynara Siely pelo apoio incondicional, onde esteve sempre presente nos momentos que mais precisei, me motivando e sempre me mostrando que eu era capaz, obrigado por estar sempre ao meu lado.

A todos os meus amigos que fiz durante todo esse tempo na universidade, Marcos Barbosa, Esdras Mansur, Guilherme Alves, José Jesu, Ramom Marques, Isaac Fernandes, Diego Medeiros, Pedro Henrique, Edom Jobabe, Ubiracui Junior, Yuri Felipe, Jennifer Pereira, Anaisa Anália, Queiroz Neto, Gian Cleiton, Alan Braga, Felipe Tavernard, Marcos Antônio, Acácio Victor entre outros que de certa forma ajudaram nos momentos de dificuldades que passamos juntos durante essa árdua caminhada.

Ao meu orientador professor Dr. Jackson de Brito Simões, pelo auxílio, dedicação e paciência na elaboração desse trabalho e também gostaria de agradecer a Samir Adson, técnico do laboratório de mecânica, pela ajuda, e contribuição na construção do trabalho. Agradeço também ao professor Me. Andersson Guimarães Oliveira, por ter idealizado junto comigo todo esse experimento, e esteve sempre me incentivando e mostrando as melhores formas de atingir o esperado, meus sinceros agradecimentos. Agradeço também ao

professor Dr. Rômulo Pierre que contribuiu de forma contundente para o levantamento dos resultados do presente trabalho, nas análises que foram feitas no laboratório da universidade no campus central em Mossoró, meus profundos agradecimentos.

RESUMO

Máquinas rotativas, ao entrar em funcionamento, exercem alguns esforços dinâmicos que se propagam para as partes que venham a suporta-las, tais esforços são devidamente considerados na elaboração do projeto, mas diversos fatores durante a montagem ou utilização podem levar a comportamentos indesejáveis, como desalinhamento ou desbalanceamento, podendo assim ocasionar diversos danos no conjunto eixo/rotor ou até mesmo em outros componentes que estão interligados ao sistema. O objetivo do presente trabalho é desenvolver uma bancada experimental de modo que possa possibilitar um melhor entendimento no que se refere ao fenômeno de vibração mecânica em sistemas rotativos. Uma vez iniciado é definido um modo de projetar um conjunto de eixo, rotor e mancais no sistema e posteriormente fazer algumas análises e diferentes testes na bancada e levantar diversos resultados nas formas distintas de submeter o sistema aos ensaios, por fim gerar análises práticas e analíticas e ainda mostrar possíveis aproximações do real

Palavras chave: Maquinas rotativas; Rotor; Eixo; Amplitude de Vibração;

ABSTRACT

Rotating machines, when in operation, exert some dynamic efforts that propagate to the parts that will support them, such efforts are duly considered in the design of the project, but several factors during assembly or use may lead to undesirable behaviors, such as misalignment or imbalance, thus causing various damages to the shaft / rotor assembly or even to other components that are interconnected to the system. The objective of the present work is to develop an experimental bench so that it can provide a better understanding of the phenomenon of mechanical vibration in rotary systems. Once started, a way of designing a shaft, rotor and bearing assembly in the system is defined and then doing some analysis and different tests in the bench and raising several results in the different ways of submitting the system to the tests, in order to generate practical and analytical analyzes and also show possible approximations of the real

Keywords: Rotating machines; Rotor; Axis; Amplitude of Vibration;

LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

L – Comprimento

T_s – Energia Cinética

ρ - densidade da massa por unidade de volume

s – Área da Seção Transversal

I – Momento de Inércia

M_D - Massa do Disco

T_d – Energia Cinética do Disco

RPM – Rotações por minuto

BPFI - Ball Pass Frequency Inner

BPFO - Ball Pass Frequency Outer

BSF - Ball Spin Frequency

FTF - Fundamental Train Frequency

fpe - Frequência de defeito na pista externa

fpi - Frequência de defeito na pista interna,

fg - Frequência da gaiola

fz - Frequência de defeito na esfera.

β – Ângulo de fase

r – Deflexão do eixo

ω – Velocidade angular

K_b – Rigidez do eixo do rotor

K_a – Rigidez dos mancais

$K_{eq(sist)}$ – Rigidez equivalente do sistema

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Modelo do sistema físico.....	18
Figura 2 - Representação do desequilíbrio de massa.	19
Figura 3 - Representação do desalinhamento.....	19
Figura 4 - Frequências de falha em rolamentos	21
Figura 5 - Rotor Jeffcott.....	22
Figura 6 - Reposta de um rotor Jeffcott: a) amplitude e b) fase	23
Figura 7 - Modelo de Jeffcott modificado incluindo amortecimento dos mancais e rigidez do eixo.	24
Figura - 8 Elemento finito de eixo.....	24
Figura 9 - Coordenadas de referência para o disco sob eixo flexível em rotação	25
Figura 10 - Momentos de inércia de massa do disco no sistema de referência.	26
Figura 11 - Velocidade crítica.....	27
Figura 12 - Fluxograma do processo metodológico utilizado na pesquisa.	28
Figura 13 - Bancada Experimental, <i>AutoDesk Inventor</i>	31
Figura 14 - Sequência de ligação de sistema de análise de velocidade de rotação	32
Figura 15 - Instalação para leitura no osciloscópio	32
Figura 16 - Leitura da velocidade máxima de rotação do rotor.	33
Figura 17 - Experimento pronto para os testes	34
Figura 18 – Visão geral do experimento construído.	35
Figura 19 - Acelerômetro ADXL 250 Je.....	36
Figura 20 - Osciloscópio similar ao utilizado nas medições	36
Figura 21 - Resposta de impacto para verificar frequência do eixo, <i>MatLab</i>	37
Figura 22 - Pico de amplitude na rotação do motor de 721,2 RPM (12,02 Hz). 38	
Figura 23 - Pico de amplitude na rotação do motor de 1266 RPM (21,1 Hz). ...	39
Figura 24 - Pico de amplitude na rotação do motor de 1704 RPM (28,4 Hz). ...	39
Figura 25 - Pico de amplitude na rotação do motor de 2010 RPM (33,5 Hz). .	40
Figura 26 - Pico de amplitude na rotação do motor de 2268 RPM (37,8Hz). ...	40
Figura 27 - Pico de amplitude na rotação do motor de 2655 RPM (44,25 Hz). 41	
Figura 28 - Pico de amplitude na rotação do motor de 2980,8 RPM (49,6 Hz). 41	
Figura 29 - Pico de amplitude na rotação do motor de 3118,8 RPM (51,9 Hz). 42	

Figura 30 - Pico de amplitude na rotação do motor de 3336 RPM (56,05 Hz).	42
Figura 31 - Pico de amplitude na rotação do motor de 3596 RPM (59,93 Hz).	43
Figura 32 - Gráfico dos picos das FFT'S Picos de Amplitude x Velocidade de Rotação.....	44

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Descrição de partes do experimento.....	30
Tabela 2 - Amplitudes e frequência em função da velocidade de rotação, MatLab.	43
Tabela 3 - Amplitudes e frequência em função da velocidade de rotação, MatLab.	43

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	14
1.1	JUSTIFICATIVA.....	15
1.2	OBJETIVO GERAL	16
1.3	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	16
2	REFERENCIAL TEÓRICO.....	16
2.1	Dinâmica de Rotores.....	17
2.2	Problemas em Sistemas Rotativos.....	18
2.2.1	Desbalanceamento	18
2.2.2	Desalinhamento	19
2.2.3	Folga.....	20
2.2.4	Defeitos de rolamento.....	20
2.3	Modelagem de Sistema Rotativo	21
2.3.1	Elemento rotor – modelo Jeffcott	21
2.3.2	Elemento eixo.....	24
2.3.3	Elemento Disco.....	25
2.3.4	Velocidade crítica de sistemas rotativos.....	27
3	MATERIAIS E MÉTODOS	28
3.1	Metodologia.....	28
3.2	Materiais e Instrumentação Utilizada	29
3.2.1	Calculo da rigidez do eixo	29
3.2.2	Rigidez dos mancais.....	29
3.2.3	Rigidez equivalente do sistema.....	29
3.3	Determinação da velocidade máxima do motor	32
3.4	Operação da máquina	33
3.4	Análise modal com o sistema em movimento.....	34
3.5	Implementação do monitoramento de vibração no experimento	35
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	37
4.1	- Monitoramento do sistema com instrumentos de medição	37
4.1.1	Decremento – “Martelo”	37
4.1.2	Análise dinâmica com variação na velocidade de rotação	37
5	CONCLUSÃO	45
6	REFERÊNCIAS	46

1 INTRODUÇÃO

A dinâmica relacionada a máquinas rotativas surge nos dias atuais como um assunto de grande importância na engenharia mecânica. Podendo ser incorporada em atividades relacionadas à um melhor entendimento de fenômenos, o que pode ser feito através de, testes experimentais e até mesmo algumas modelagens matemáticas. Em um país como o nosso, que existe uma grande quantidade de usinas geradoras de energia elétrica, indústrias petroquímicas e metalúrgicas, motores estacionários, por exemplo, é notória a necessidade de um bom entendimento nesta área de atuação.

Com a constante evolução industrial e uma elevada concorrência, as indústrias se veem com a necessidade de produzir produtos com uma elevada qualidade, assim seus equipamentos tem que operar em uma alta performance, de modo a não apresentar defeitos de forma inesperadas ou sofrer falhas operacionais. Assim a manutenção preventiva e preditiva se mostra como um grande objetivo de estudo que possa ser analisado de modo a garantir uma maior vida útil aos equipamentos disponíveis (KARDEC, 2009).

O monitoramento e análise de sinais de vibração vem se tornando bastante importante de forma que possa manter o equipamento nas suas mais altas performances sem que venha a danificar qualquer componente ou até mesmo outro equipamento conectado. Este monitoramento vem sendo realizado se instalando sensores inseridos nas máquinas onde estes dados são analisados através das leituras dos sinais que geram curvas de resposta que possam gerar um melhor entendimento no que se refere à frequência e ao tempo (PEREIRA, 2009).

Presente na grade curricular do curso de engenharia mecânica, o estudo acerca de teoria de vibração é bastante abordado no decorrer da disciplina de vibrações mecânicas, assim ao desenvolver a bancada proposta, está tende a auxiliar no processo ensino aprendizagem para um melhor entendimento dos discentes.

Silva (2012), cita um exemplo de bancada já desenvolvida para análise de falhas em sistemas rotativos, onde por meio dos parâmetros pré-estabelecidos, foi desenvolvido a bancada de modo a submete-la à testes e assim fazer as análises de falhas no sistema.

De modo a abranger ainda mais os conhecimentos acerca de um assunto tão presente no meio de trabalho, desenvolveu-se aqui um projeto e construção de uma bancada experimental para sistemas rotativos e assim pode-se tirar alguns resultados através das análises feitas.

Dividindo um projeto em módulos, nos permite uma modificação rápida no modelo estudado, podendo assim ser feitas modificações desde a distância entre mancais e variação de velocidades de giro no eixo. Assim podem ser realizados diversos estudos, abrindo um “leque” de possibilidades para o ensino da dinâmica e vibrações em engenharia mecânica.

Definindo-se alguns parâmetros básicos os primeiros passos para a montagem da bancada podem ser dados, utilizando não somente conceitos de dinâmicas de rotores, vibrações mecânicas e projetos de máquinas, que se encontra na literatura, como também trabalhos anteriores da mesma área de atuação.

Sabendo de uma eventual necessidade de se colocar em prática conteúdos aplicados em sala de aula e elevar um certo interesse acadêmico, torna-se mais viável o desenvolvimento de bancadas didáticas, proporcionando maior interação dos estudantes (DARONCH et al, 2013).

1.1 JUSTIFICATIVA

De modo a possibilitar uma melhor visualização dos fenômenos vibratórios, o projeto que consiste na obtenção de uma bancada experimental tem como finalidade difundir alguns conceitos das técnicas de análises e desenvolver um sistema que possamos observar e apontar, por meio da forma analítica, possíveis falhas. Assim alguns conhecimentos teóricos, já visto em sala de aula, em se tratando de sistemas rotativos podem ser reforçados através da visualização da prática em laboratório, uma vez que a bancada desenvolvida ficará disponível no laboratório de engenharia mecânica da UFERSA campus Caraúbas-RN.

Os estudos de análise de vibração são vistos no meio acadêmico como um assunto de grande complexidade, onde uma vez desenvolvido um sistema que nos possibilite um melhor entendimento dos fenômenos vibratórios facilita e ainda nos instiga a buscar ainda mais conhecimento a respeito da área de

atuação. Deixando ainda um legado para a universidade que possibilite um suporte para trabalhos futuros.

1.2. OBJETIVO GERAL

O presente trabalho tem como objetivo o desenvolvimento de uma bancada experimental de modo que possa auxiliar na compreensão dos fenômenos de vibração.

1.3. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Projetar um conjunto com eixo, rotor e mancais;
- Aplicar os métodos de análise por meio de testes na bancada;
- Fazer um levantamento dos resultados das diferentes formas de ensaios;
- Analisar os resultados e verificar sua aproximação do ideal.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

Com o exponencial crescimento das atividades industriais e pelo fato de se necessitar de uma confiabilidade dos equipamentos das unidades nas fábricas, é de bastante utilidade o desenvolvimento de sistemas que possam nos possibilitar uma melhor visão a respeito dos parâmetros de análise de vibração. Estas análises surgem como uma ferramenta que atua como uma forma a auxiliar em atividades de manutenção preditiva. No ramo industrial nota-se uma certa ampliação neste tipo de acompanhamento, uma vez que, ao se aplicar este tipo de manutenção minimiza a parada de equipamentos, de modo a reduzir perdas no processo produtivo (MIRSHAWKA, 1991).

Almeida (2007) na sua tese de doutorado desenvolveu uma pesquisa em que investiga se a mudança dos parâmetros como rotação, carga e lubrificação ou todos os parâmetros combinados resultam numa resposta de vibrações e quais destes parâmetros podem influenciar mais significativamente na amplitude do sinal de vibração. No decorrer da tese foi analisado também as técnicas de medições, como: rms, pico, fator de crista, fator de forma, fator de folga e curtose são mais sensíveis à variação da rotação e carga, o que surge como necessário para a definição da aplicação da técnica de reconhecimento padrão.

2.1 DINÂMICA DE ROTORES

Vance (2010) traz que, de uma forma simplificada, um rotor nada mais é que algo que gira em torno de seu próprio eixo de modo a produzir movimentos de rotação. Diversas máquinas rotativas, como compressores, turbinas, redutores, dentre outros, contem eixos rotativos apoiados em mancais de deslizamento, rolamento ou magnéticos, assim pode-se denominar estes tipos de máquinas como um sistema rotor. Em se tratando de aplicação industrial este tipo de equipamento apresenta-se com uma grande aplicação, como em: geração de energia, motores elétricos, propulsão, transporte de materiais, turbo compressores e bombas hidráulicas.

Pode-se ressaltar ainda que rotores girando a grandes velocidades fornecem uma densidade enorme de energia mesmo sendo máquinas relativamente pequenas. Essa grande capacidade dos rotores de gerar energia mecânica provém da alta velocidade a qual seus eixos são submetidos. Contudo, devido a vários fatores, sempre há uma parcela desta energia que é transformada em outras formas de movimento, gerando vibrações indesejadas na máquina. Com isso a análise dinâmica dos modelos matemáticos dos projetos de rotores é relativamente bem-sucedida (PEREIRA, 2003).

Existem diversos métodos utilizados para a modelagem de sistemas rotativos, onde os mais elementares analisam sistemas com poucos graus de liberdade, desta forma, determina-se uma frequência natural mais baixa de um sistema, a partir de uma hipótese razoável de deslocamento dos pontos da estrutura (Pereira, 2003). Tal método utiliza de auxílio de coordenadas generalizadas de modo a facilitar os cálculos, podendo assim se fazer um estudo de rotores simétricos e assimétricos. Já o método de dos elementos finitos trata-se de um método de aplicação de engenharia, em que se aplica matrizes para cada elemento do rotor, em que são obtidas por meio das equações de movimento dos elementos, em que para facilitar o entendimento é preferível que se utilize programas de computadores. Tais métodos permitem que se tenha uma aproximação maior, pelo fato de poder dividir o sistema em diversos pontos/nós, se aproximando mais do sistema real (Lalanne e Ferrais, 1998).

A equação geral do movimento do sistema pode ser obtida por meio das expressões individuais dos elementos de eixo, disco e mancal presente no

projeto. Na figura 1 é mostrado o modelo físico do sistema rotativo que será projetado.

Figura 1 - Modelo do sistema físico.



Fonte: Senko (2013).

Uma vez discutido os parâmetros de projeto, o trabalho se desenvolve para realizar um sistema de forma simples que possa ser utilizada de forma didática, em bancadas de laboratório, de modo à auxiliar o estudo das técnicas de análise experimental dos fenômenos encontrados no âmbito das vibrações mecânicas.

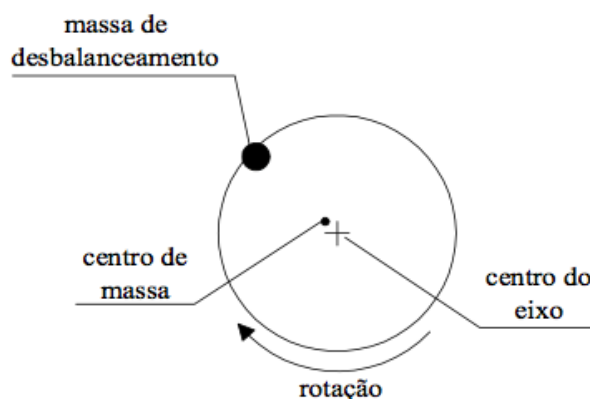
2.2 PROBLEMAS EM SISTEMAS ROTATIVOS

Em máquinas rotativas é possível encontrar diversos problemas por conta de que em suas aplicações são em altas velocidades de rotação e elevadas carga de trabalho. Diversos problemas encontrados ocorrem desde o início da operação, tendo como motivos os mais diversos, como na montagem inadequada do equipamento ou até mesmo na fabricação incorreta do elemento, e ainda pode-se encontrar defeitos com o decorrer do tempo de utilização daquela máquina. Sendo assim apresenta-se diversos tipos de problemas que são mais comuns de ocorrerem em sistemas rotativos (SENKO,2013).

2.2.1 Desbalanceamento

Em se tratando de desbalanceamento, Michell (1993) diz que “é a maior causa de vibrações em máquinas rotativas, onde este fenômeno é caracterizado pela existência de desequilíbrios de massa em relação aos eixos de rotação”.

Figura 2 - Representação do desequilíbrio de massa.



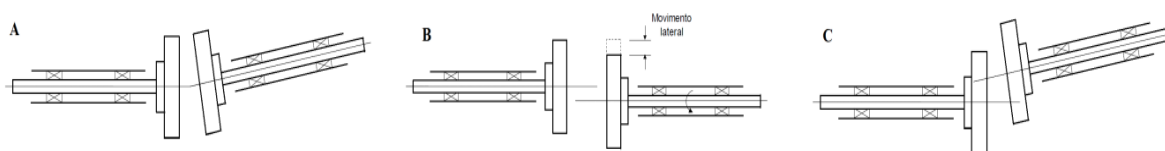
Fonte: Lamim Filho *et al* (2006).

Alguns desses desequilíbrios são causados, de modo geral, por diversos fatores que são inevitáveis, como tolerâncias e desvios de forma, além de algumas assimetrias e ainda diversas imperfeições da matéria-prima e da montagem. No momento em que o sistema está desbalanceado, isso pode gerar comportamentos indesejáveis, onde estes podem gerar diversos danos a outros equipamentos que estejam interligados.

2.2.2 Desalinhamento

Define-se o desalinhamento como a não coincidência entre o eixo de simetria de dois eixos colineares, onde este problema pode ocorrer desde o início da operação de um equipamento rotativo, devido a algum descuido no momento da montagem, podendo ser identificado também quando aparecem massas que venham a “desbalancear” o equipamento. É possível verificar alguns tipos de desalinhamento na figura 3.

Figura 3 - Representação do desalinhamento



Fonte: Adaptado da Piccoli (2002).

A - Desalinhamento angular - Quando é formado um ângulo entre os eixos;

B - Desalinhamento paralelo - Quando é formado um deslocamento paralelo entre os eixos;

C - Desalinhamento combinado - Quando ocorrem ambos os desalinhamentos comentados acima.

2.2.3 Folga

A visualização de folgas em máquinas rotativas pode ser vista tanto devido à algum problema de vibração, como um desbalanceamento, como também devido a falhas na montagem do equipamento. Estas folgas podem ser do tipo vertical ou horizontal e pode-se falar ainda da existência das folgas mecânicas, em que esta resulta em um aumento na amplitude de vibração e sua frequência de rotação natural. Onde pode ser visto um dos exemplos mais comuns de folgas mecânicas, são nos mancais. De modo geral isso ocorre devido a algumas falhas na própria montagem do mancal com o rolamento, ou até mesmo através de erros de projeto no dimensionamento do equipamento. SENKO (2013).

2.2.4 Defeitos de rolamento

Os modos de falhas de rolamento podem estar presentes desde o processo de fabricação até o seu uso final. Como em toda falha, esta tende a gerar um mau funcionamento do equipamento, desta forma, comprometendo todo o sistema. A identificação das falhas pode ser visualizada através do espectro, onde geralmente ocorre em frequências acima de 2 KHz (SILVA, 2007).

Segundo Bastos e Junior (2010), as frequências características de falhas de rolamentos são assíncronas à frequência de rotação, isto é, não são múltiplas inteiras da velocidade de rotação do eixo, uma característica importante a ser considerada durante análise. Assim existem quatro frequências básicas geradas pelos defeitos de rolamentos, que são:

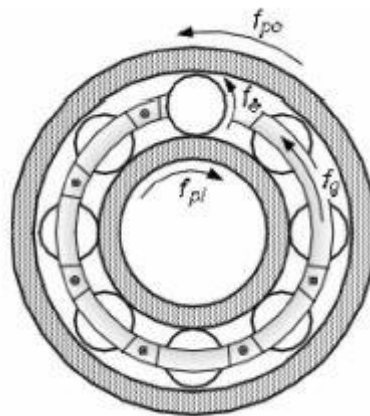
Defeito BPFI - Frequência de passagem de elementos rolantes por um ponto da pista interna tem sua origem do inglês *Ball Pass Frequency Inner Race*, associada a defeitos na pista interna.

Defeito BPFO - Frequência de passagem de elementos rolantes por um ponto da pista externa, tem sua origem do inglês *Ball Pass Frequency Outer Race*, associada a defeitos na pista externa.

Defeito BSF - Frequência de giro dos elementos, tem sua origem do inglês *Ball Spin Frequency*, associada a defeitos nos elementos rolantes (rolos ou esferas).

Defeito FTF - Frequência de giro da gaiola ou do conjunto de elementos rolantes, tem sua origem do inglês *Fundamental Train Frequency*, associada a defeitos na gaiola e a defeitos em alguns dos elementos rolantes.

Figura 4 - Frequências de falha em rolamentos



Fonte: Bastos e Junior (2010).

Onde f_{pe} é a frequência de defeito na pista externa, f_{pi} frequência de defeito na pista interna, f_g frequência da gaiola e f_z frequência de defeito na esfera.

2.3 MODELAGEM DE SISTEMA ROTATIVO

2.3.1 Elemento rotor – modelo Jeffcott

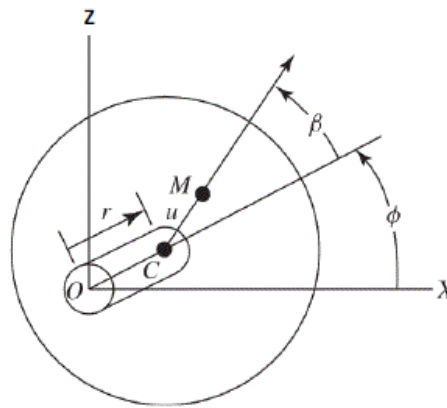
Uma vez que se considere um rotor perfeitamente balanceado, em que numa condição ideal isso nunca ocorre nas máquinas reais, é considerado também que as massa desbalanceadas são responsáveis pela maioria das vibrações observadas em máquinas rotativas síncronas, assim é viável que esse fator seja levado em consideração ao se fazer o modelamento e análise desses sistemas (OLIVEIRA, 2017).

O modelo Jeffcott leva em consideração essas variáveis. Tal modelo extrapola os limites referentes a primeira velocidade crítica e ajuda a explicar como a amplitude de vibração do rotor pode atingir valores máximos ao passo

que se aproxima da velocidade crítica e decresce após o atingir tal velocidade como consequência do efeito da massa desbalanceada (VANCE; ZEIDAN; MURPHY, 2010).

O modelo Jeffcott de rotor, aplicado a um movimento síncrono está representado na figura 5. O centro de massa desbalanceado do disco é m , o ponto C mostra o centro geométrico do disco, o segmento $u = \overline{OC}$ representa a distância da massa desbalanceada ao ponto C e o efeito da gravidade é desprezado.

Figura 5 - Rotor Jeffcott



Fonte: Adaptado de Vance, Zeidan e Murphy (2010).

O eixo tem rigidez k , o disco massa m , o amortecimento do sistema é dado pela variável c e o sistema dinâmico é composto por três graus de liberdade. As coordenadas cartesianas X e Y e o ângulo β geram as equações diferenciais lineares () como podemos ver abaixo:

$$m\ddot{X} + c\dot{X} + kX = m\Omega^2 u \cos \Omega t \quad (1)$$

$$m\ddot{Z} + c\dot{Z} + kZ = m\Omega^2 u \sin \Omega t \quad (2)$$

As soluções para essas equações são:

$$X = \frac{\Omega^2 u}{\sqrt{(\frac{k}{m} - \Omega^2)^2 + (\frac{c\omega}{m})^2}} \cos(\Omega t - \beta s) \quad (3)$$

$$Z = \frac{\Omega^2 u}{\sqrt{(\frac{k}{m} - \Omega^2)^2 + (\frac{c\omega}{m})^2}} \sin(\Omega t - \beta s) \quad (4)$$

Em que a deflexão do eixo se dar por:

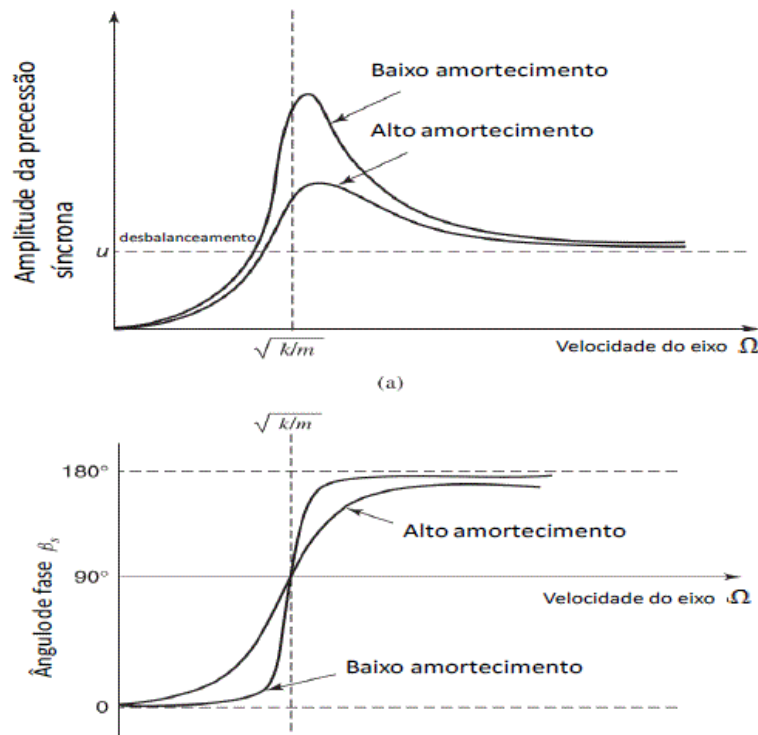
$$r = \sqrt{X^2 + Z^2} \quad (5)$$

O ângulo de fase é dado por:

$$\beta = \tan^{-1}\left(\frac{c\Omega}{m\left(\frac{k}{m} - \Omega^2\right)}\right) \quad (6)$$

Os gráficos de resposta do sistema a partir das equações (5) e (6) podem ser vistos na figura 6.

Figura 6 - Resposta de um rotor Jeffcott: a) amplitude e b) fase

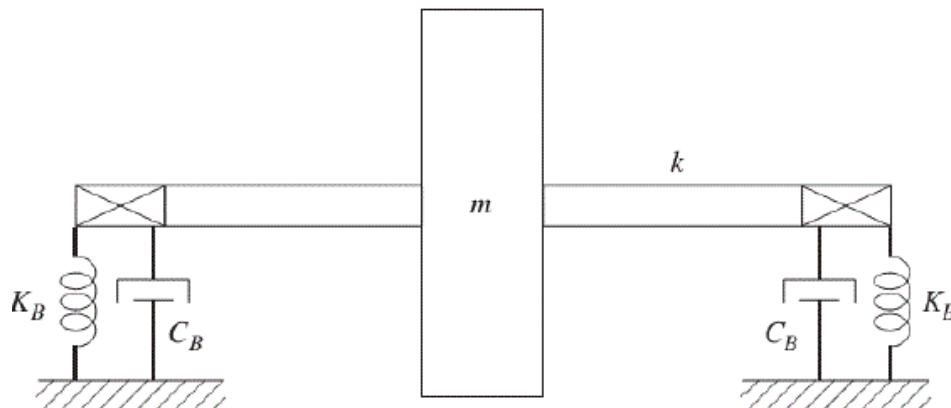


Fonte: adaptado de Vance; Zeidan; Murphy (2010).

Em se tratando do ponto de amplitude máxima, pode-se assim destaca-lo também, calculado pela relação $\sqrt{\frac{k}{m}}$, definido assim como ponto de velocidade crítica, ou seja, ponto onde a resposta ao desbalanceamento gerado é máxima.

Modelo Jeffcott na sua forma mais aprimorada considera tanto a rigidez dos eixos com dos mancais, não levando em consideração o amortecimento do eixo. Um rotor Jeffcott, na configuração que se apresenta, onde k_b e c_b são, respectivamente, a rigidez e amortecimento, pode ser visto na figura 7:

Figura 7 - Modelo de Jeffcott modificado incluindo amortecimento dos mancais e rigidez do eixo.



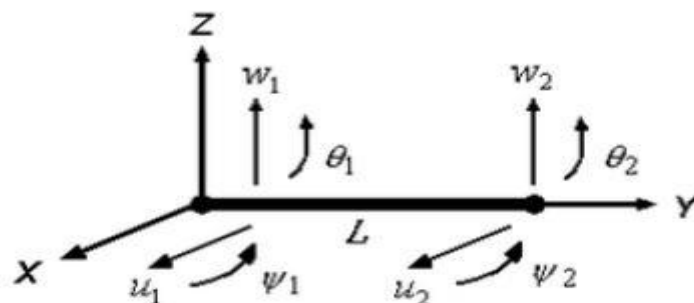
Fonte: - Vance, Zeidan e Murphy (2010).

Desta forma, o fato de considerar a rigidez dos mancais auxilia o projetista na determinação das frequências críticas do sistema rotativo. Uma vez que a tecnologia venha a contribuir, a adoção de uma solução que permita a variação da rigidez dos mancais de diversas formas, ou seja, de acordo como modo que a máquina venha a operar, possibilita minimizar os efeitos das elevadas amplitudes quando se passar pela frequência crítica.

2.3.2 Elemento eixo

Leva-se em consideração o eixo como um elemento de viga com seção transversal circular e uniforme onde o mesmo é caracterizado tanto pela energia potencial como pela energia cinética. Assume-se que o elemento tem um comprimento L , a energia cinética é dada pela equação 1.

Figura - 8 Elemento finito de eixo



Fonte: Lalanne e Ferraris (1998).

$$T_s = \underbrace{\frac{\rho S}{2} \int_0^L (\dot{u}^2 + \dot{w}^2) dy}_{1^\circ \text{ Termo}} + \underbrace{\frac{\rho I}{2} \int_0^L (\dot{\psi}^2 + \dot{\theta}^2) dy}_{2^\circ \text{ Termo}} + \underbrace{\rho I L \Omega^2}_{3^\circ \text{ Termo}} + \underbrace{2\rho I L \Omega \int_0^L \psi \dot{\theta} dy}_{4^\circ \text{ Termo}} \quad (7)$$

em que ρ é a densidade da massa por unidade de volume, S é a área da seção transversal e o I é o momento de inércia do elemento eixo. Desta forma, na equação (1) temos que:

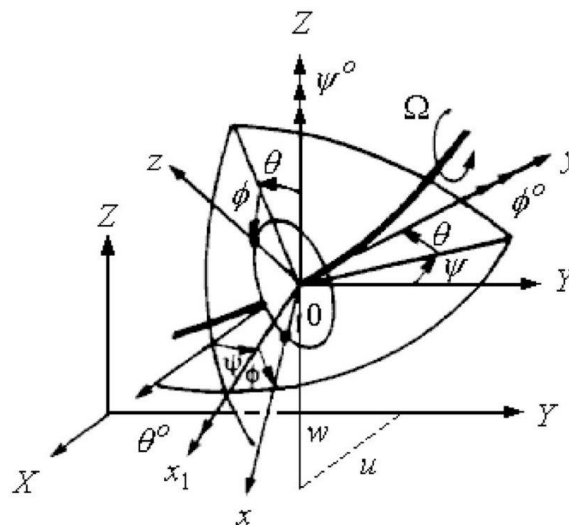
- 1º Termo – Energia cinética de um eixo fletindo
- 2º Termo – Efeito da inércia – Timoshenko
- 3º Termo – Constante
- 4º Termo – Efeito giroscópio.

2.3.3 Elemento Disco

O disco geralmente é caracterizado apenas pela sua energia cinética, Figura 6, onde notamos as seguintes coordenadas de referência do disco, (XYZ) , é a coordenada inercial, $R(x,y,z)$, é a coordenada fixa do disco, onde estas são relacionadas através dos ângulos ψ , θ , e ϕ . Contendo também as coordenadas intermediárias (x',y',z') , pode-se dizer que a ordem das rotações é:

- em torno de Z ;
- em torno de x_1 ;
- em torno de y .

Figura 9 - Coordenadas de referência para o disco sob eixo flexível em rotação



Fonte: Fonte: Lalanne e Ferraris (1998).

Assim obtém-se a velocidade angular do disco, ϕ , e as componentes do vetor velocidade instantânea $\vec{\omega}$ no sistema de coordenadas de referência é:

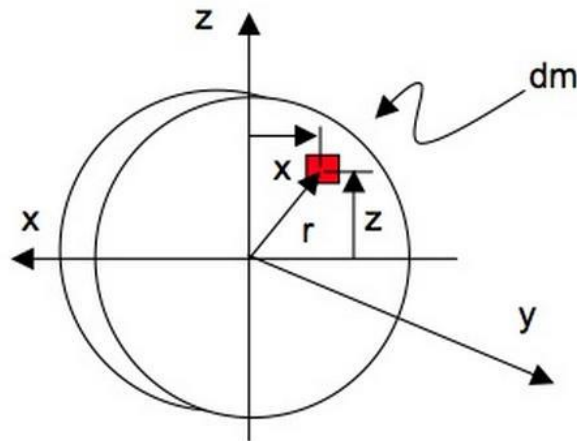
$$\vec{\omega} = \dot{\psi}Z + \dot{\theta}x_1 + \dot{\phi}y \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \omega_x &= -\dot{\psi} \cos \theta \sin \phi + \dot{\theta} \cos \theta \\ \omega_y &= \dot{\phi} + \dot{\psi} \sin \theta \\ \omega_z &= \dot{\psi} \cos \theta \cos \phi + \dot{\theta} \sin \phi \end{aligned} \quad (9)$$

Como se sabe que a energia cinética do disco pode ser dada pela equação 4, onde u e W são as coordenadas centrais de inercia do disco e IDx, IDy e IDz são os momentos de inercia de massa dos discos, tem-se que as equações (5), (6) e (7), com relação as coordenadas de referência, figura 7.

$$T_d = \frac{1}{2}M_D(\dot{u}^2 + \dot{W}^2) + \frac{1}{2}(I_{Dx}\omega_x^2 + I_{Dy}\omega_y^2) + I_{Dz}\omega_z^2 \quad (10)$$

Figura 10 - Momentos de inércia de massa do disco no sistema de referência.



Fonte: Pereira (2003).

$$I_{Dx} = \int_V Z^2 \rho dV \quad (11)$$

$$I_{Dz} = \int_V X^2 \rho dV \quad (12)$$

$$I_{Dy} = \int_V r^2 \rho dV \quad (13)$$

Substituindo na energia cinética do disco, equação (10), obtemos a equação (14):

$$T_D = \frac{1}{2}M_D(\dot{u}^2 + \dot{w}^2) + \frac{1}{2}I_{Dx}(\dot{\theta}^2 + \dot{\psi}^2) + I_{Dy}\Omega\dot{\psi}\theta + \frac{1}{2}I_{Dy}\Omega^2 \quad (14)$$

em que temos M_D sendo a massa do disco, $I_{Dx} = I_{Dz}$ sendo o momento de inércia ou diametral e I_{Dy} como sendo o momento de inercia polar. O penúltimo

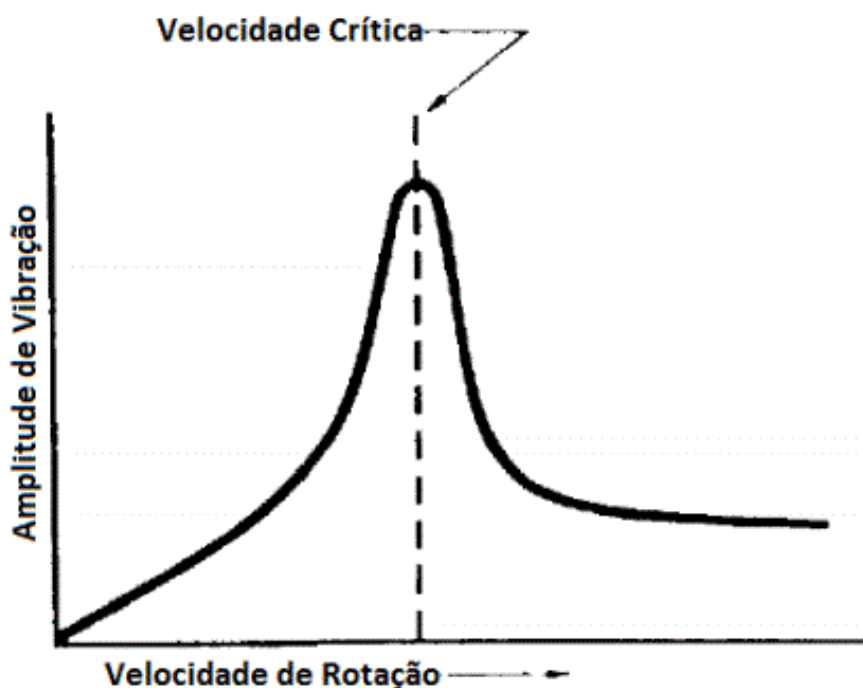
termo da equação trata-se do efeito giroscópio (*coriolis*) e o último termo considera-se como sendo uma constante e representa a energia do disco em rotação.

2.3.4 Velocidade crítica de sistemas rotativos

Ao passo que a velocidade de rotação se aproxima da frequência natural do eixo, o raio de órbita do rotor tende a aumentar ainda mais. Quando a velocidade de rotação é igual a frequência natural do eixo, têm-se o raio de órbita se aproximando do máximo dependendo do nível de amortecimento do eixo. Neste caso, a resposta (atraso) se aproxima de 90° e o centro de gravidade venha a se alinhar com a órbita do rotor, e quanto menor for o amortecimento do eixo, maior será o raio máximo da órbita. Uma vez que a amplitude da órbita do rotor venha a ser grande quando $\Omega = \omega_n$, em se tratando do ponto de vista estrutural, isso é algo indesejado, desta forma convencionou-se assim chamar tal acontecimento de velocidade crítica de rotação (VANCE, 2010).

Na figura 11 nota-se o ponto onde teoricamente se atinge a velocidade crítica, onde a velocidade de rotação se aproxima da máxima e se tem uma elevada amplitude como resposta do sistema.

Figura 11 - Velocidade crítica



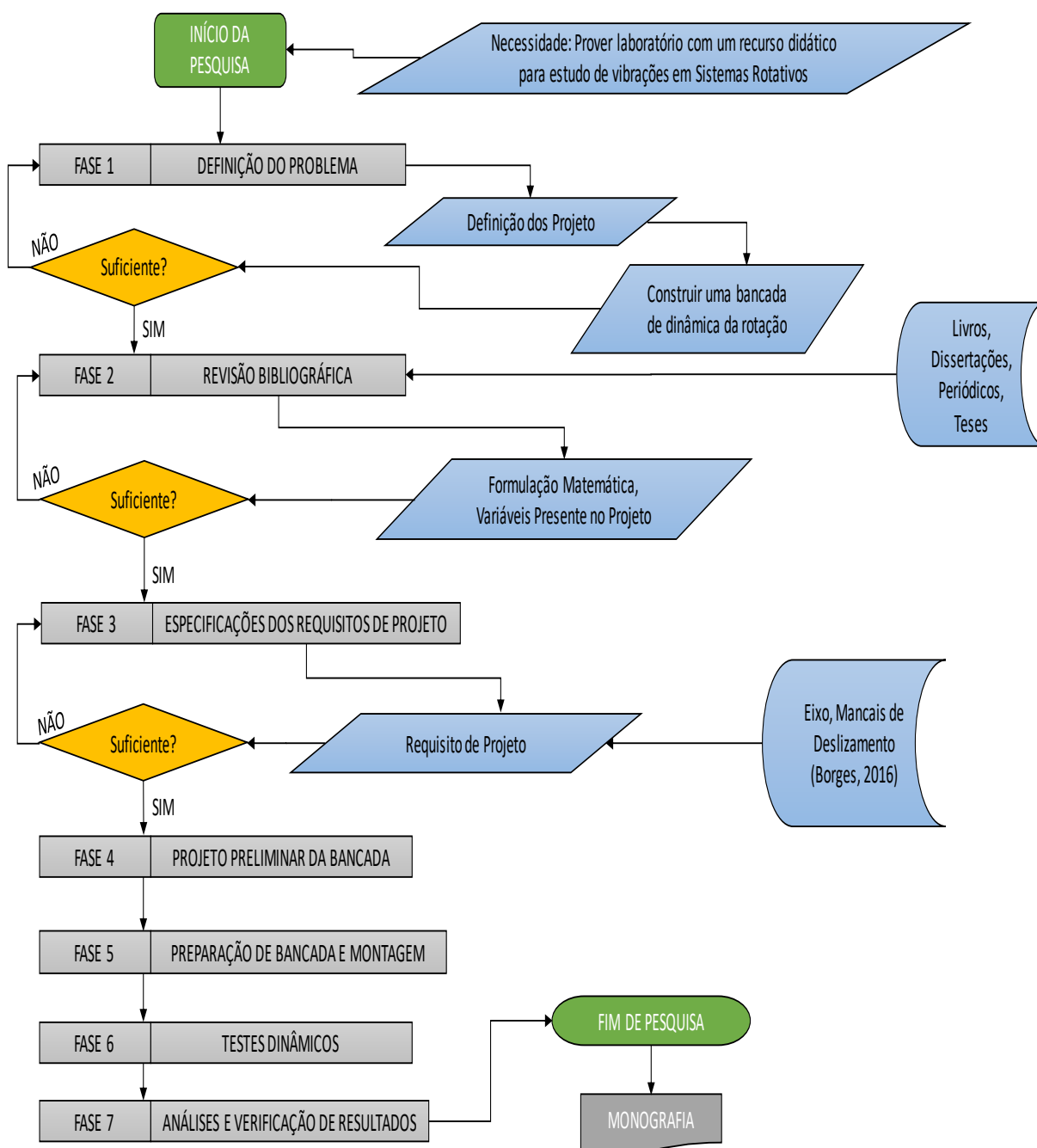
Fonte: Coelho (2013).

3 MATERIAIS E MÉTODOS

3.1 METODOLOGIA

Neste ponto temos como objetivo expor os aspectos metodológicos da pesquisa em si. O fluxograma do processo metodológico adotado podemos ver na figura 5.

Figura 12 - Fluxograma do processo metodológico utilizado na pesquisa.



Fonte: Próprio autor (2019).

3.2 MATERIAIS E INSTRUMENTAÇÃO UTILIZADA

3.2.1 Cálculo da rigidez do eixo

Para fins de obtenção de parâmetros de simulação, considera-se o sistema composto de um eixo bi-apoiado, assim para o cálculo da rigidez do eixo-rotor (k_b), utilizou-se a fórmula padrão para um eixo bi-apoiado, com carga concentrada no meio do vão (THOMSON, 1978), conforme equação 15, reproduzida abaixo:

$$K_b = \frac{48.E.I}{L^3} \quad (15)$$

onde:

E módulo de elasticidade do aço ($E = 210 \times 10^9$ Pa);

I momento de inércia ($4,906 \times 10^{-10} \text{ m}^4$);

L comprimento do eixo (0,77 m).

Substituindo-se os valores na Equação 15, obtém-se $K_b = 10832,181 \text{ N/m}$.

3.2.2 Rigidez dos mancais

De acordo com as referências utilizadas, utilizou-se o valor de rigidez encontrado na tese de Borges 2016, assim sendo definido $K_a = 64090 \text{ N/m}$.

3.2.3 Rigidez equivalente do sistema

$$K_{eq(sist)} = \frac{K_{eq(sist)} \cdot K_b}{K_{eq(sist)} + K_b} \quad (16)$$

Aplicando os valores encontra-se $K_{eq(sist)} = 9266,074 \text{ N/m}$.

Desta forma, foi possível assim se calcular a massa do disco presente no sistema, através da equação:

$$K_{eq(sist)} = Wc^2 \cdot m_d \quad (17)$$

assim,

$$m_d = \frac{K_{eq(sist)}}{Wc^2} \quad (18)$$

Desta forma, encontra-se um valor de massa de $m_d = 0,366 \text{ Kg}$

Em se tratando de velocidade de rotação, o primeiro passo é a determinação da velocidade máxima do motor, para que assim se inicie a construção da máquina de modo que a frequência de ressonância ocorra na metade da velocidade máxima de rotação.

Utilizou-se uma bancada experimental do sistema rotor-eixo-mancal contendo um disco no meio do vão do eixo, conforme a figura 1. O sistema é acionado por um motor elétrico que tem a capacidade de atingir uma rotação máxima de 3600 RPM (60Hz).

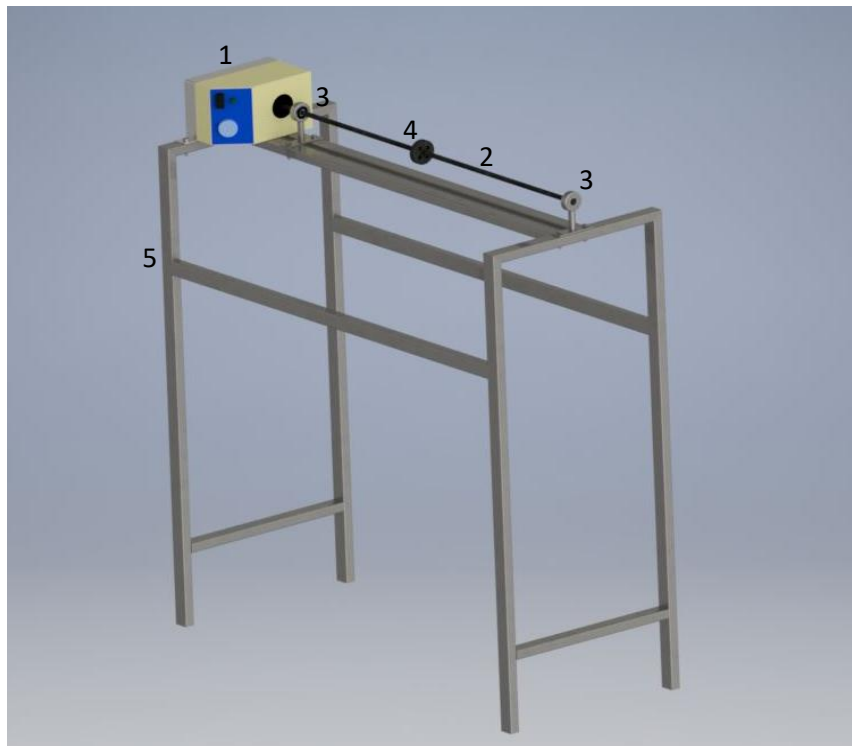
Na tabela 1 podemos ver a descrição dos elementos que compõe a bancada:

Tabela 1 - Descrição de partes do experimento

	Disco	Eixo	Mancais
Massa (kg)	0,336	0,443	-
Diâmetro (mm)	250	10	10
Comprimento (mm)	-	77	-

Fonte: Próprio autor (2019).

Figura 13 - Bancada Experimental, *AutoDesk Inventor*.



Fonte: Próprio autor (2019).

Onde temos, que:

- 1 – Motor elétrico
- 2 – Eixo de rotação
- 3 – Mancais rígidos
- 4 – Disco rígido
- 5 – Estrutura metálica da bancada

É importante levar em consideração um detalhe do disco rígido de rotação, em que o mesmo tem alguns pontos de desbalanceamento (furos), tendo assim a possibilidade de se alterar a massa, fixando parafusos por exemplo, que venha a rotacionar proporcionando um maior desbalanceamento, e ainda a possibilidade de ajuste no comprimento do eixo, variando a fixação de um dos mancais.

O experimento consiste em uma bancada metálica composta por 2 mancais de rolamentos, sendo um fixo e outro móvel, e um eixo de aço galvanizado de 770 mm e diâmetro de aproximadamente 10 mm, e um disco de aço com diâmetro de 250 mm e massa de 340 g. O sistema de acionamento é composto por um motor elétrico, de corrente alternada, trifásico que permite

atingir uma rotação máxima de 3600 RPM (60 Hz) como pode ser visto no item 3.3 a seguir. O acoplamento é feito por interferência entre o eixo de rotação e o eixo do rotor.

3.3 DETERMINAÇÃO DA VELOCIDADE MÁXIMA DO MOTOR

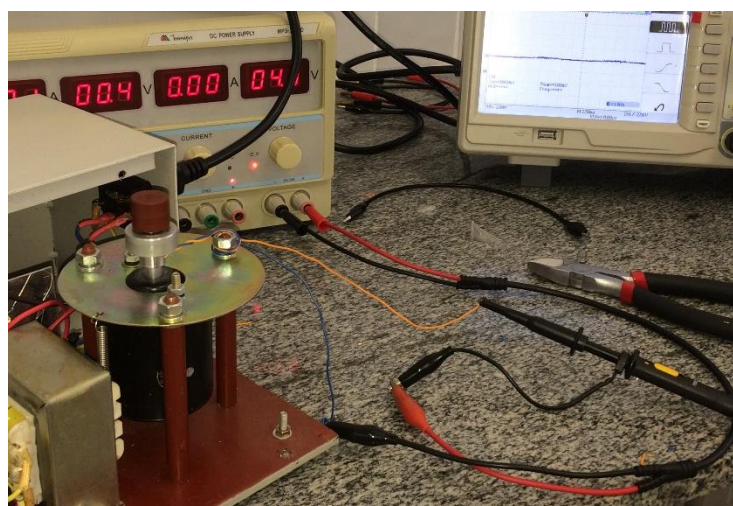
Figura 14 - Sequência de ligação de sistema de análise de velocidade de rotação



Fonte: Próprio autor (2019).

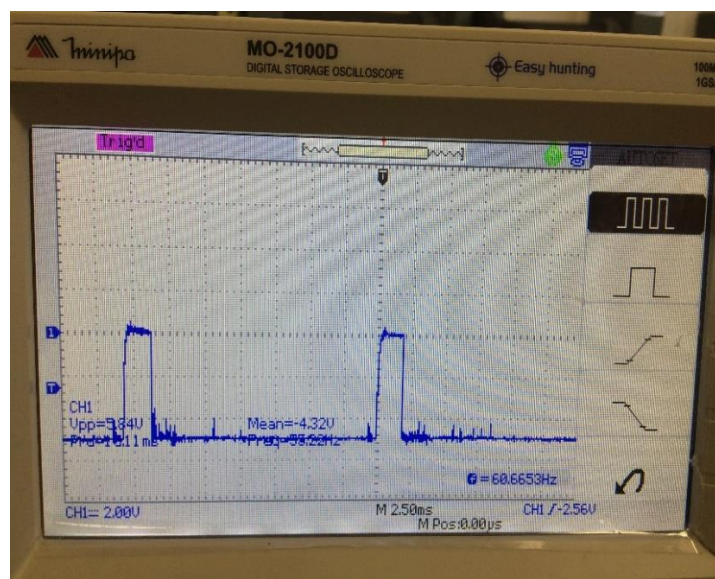
Desta forma, nas figuras 15 e 16 é possível ver a montagem experimental que possibilitou o levantamento da velocidade máxima do motor. Através dos pulsos que o ressalto presente no eixo do motor possibilita a leitura de 3600 RPM (60Hz) como velocidade máxima de rotação do motor.

Figura 15 - Instalação para leitura no osciloscópio



Fonte: Próprio autor (2019).

Figura 16 - Leitura da velocidade máxima de rotação do rotor.



Fonte: Próprio autor (2019).

É de nosso entendimento que a velocidade de rotação do motor está diretamente relacionada ao período dos pulsos de onda gerada, uma vez que a cada rotação completa um pulso é observado na tela do instrumento (osciloscópio). Uma vez que era gerado o pulso, com o corte de sinal vindo do eixo de rotação, era possível verificar a medição.

3.4 OPERAÇÃO DA MÁQUINA

Ao passo que temos a máquina pronta para funcionar, como visto na figura 17, tem-se a possibilidade de se submeter o sistema a testes e posteriormente fazer algumas análises. É possível fazer diversos tipos de alterações uma vez que o sistema entre em funcionamento, como: alteração na velocidade de rotação, da distância entre os mancais e ainda no desbalanceamento causado pela massa do disco, onde se pode alterar sua massa inserindo parafusos nos furos do disco.

Figura 17 - Experimento pronto para os testes



Fonte: Próprio autor (2019).

3.4 ANÁLISE MODAL COM O SISTEMA EM MOVIMENTO

A análise modal é o estudo das propriedades dinâmicas sob excitação por forças conhecidas, Rao 2009. Corresponde a análise modal o campo de medições e a análise da resposta dinâmica estrutural quando excitados por uma força externa. São exemplos a medição das vibrações de um carro quando ligado a um agitador eletromagnético, ou o padrão de ruídos quando excitado por um alto-falante. A análise dos sinais baseia-se principalmente na análise de Fourier. O resultado é uma função transferência que mostra uma ou mais frequências críticas, cujas características de massa, rigidez e amortecimento podem ser estimadas a partir dessas curvas.

Neste caso a análise é feita com o sistema em movimento, onde o resultado são as amplitudes de deslocamento, velocidades e acelerações do sistema. Com estas análises foi possível encontrar as seguintes respostas:

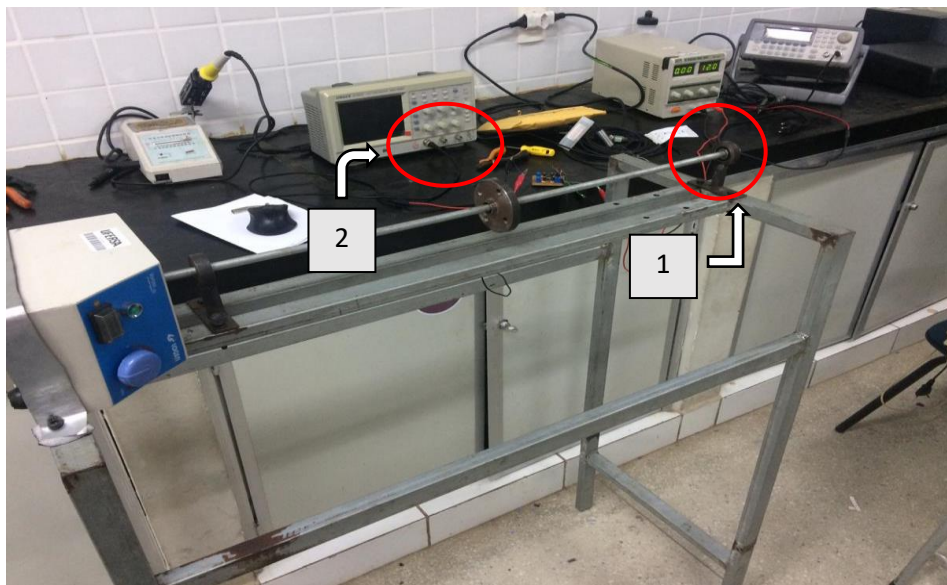
- Frequências naturais;
- Velocidades de rotação;
- Amplitudes de vibração.

3.5 IMPLEMENTAÇÃO DO MONITORAMENTO DE VIBRAÇÃO NO EXPERIMENTO

Para que pudesse ser feito o monitoramento de vibração e posteriormente uma análise dos dados, foi utilizado o programa *MatLab®(MatLab production)*, que gera uma linguagem gráfica de modo a ajudar na interpretação dos resultados. A principal aplicação deste software é na realização de medições, de tal forma que utilizando instrumentos e posteriormente inserindo os dados no mesmo é possível fazer análises acerca do que se deseja. Para que pudessem ser feitas as leituras foram utilizados os seguintes instrumentos:

- Acelerômetro ADXL 250 Je (dois eixos)
- Osciloscópio

Figura 18 – Visão geral do experimento construído.

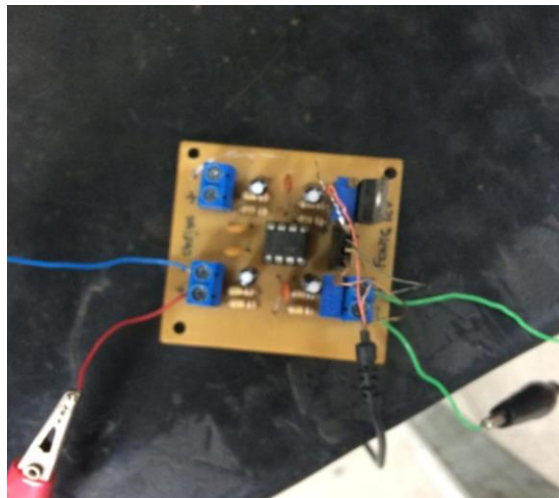


Fonte: Próprio Autor (2019).

- 1 – Fixação do acelerômetro para medições
- 2 – Entrada de sinal no osciloscópio.

Desta forma, com a fixação do acelerômetro no mancal da frente, como vemos no ponto 1, de modo que pudesse se medir a amplitude de vibração naquele local e posteriormente verificado no osciloscópio no ponto 2 para que fizesse as análises futuras.

Figura 19 - Acelerômetro ADXL 250 Je



Fonte: Próprio autor (2019).

Figura 20 - Osciloscópio similar ao utilizado nas medições



Fonte: Minipa do Brasil (2016).

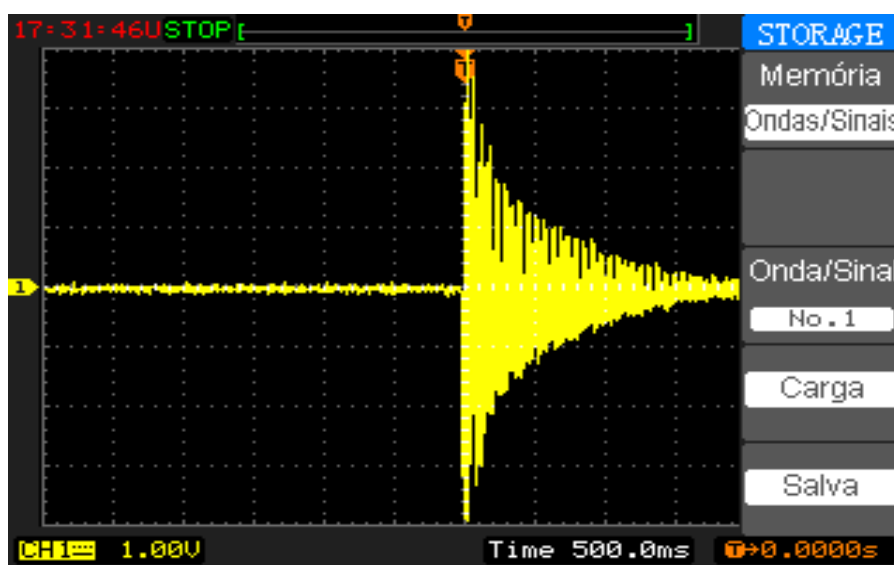
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 - MONITORAMENTO DO SISTEMA COM INSTRUMENTOS DE MEDIÇÃO

4.1.1 Decremento – “Martelo”

Para que pudéssemos descobrir a frequência que se encontrava o eixo do sistema e comparar com o calculado, uma vez que o mesmo esteja acoplado e fixo no conjunto, rotor-eixo-mancais, usou-se a técnica do “martelo”, em que foi dado uma “pancada” no eixo e verificou-se assim uma frequência de 32,2 Hz.

Figura 21 - Resposta de impacto para verificar frequência do eixo, *MatLab*.



Fonte: Próprio autor (2019).

Antes que submetesse o sistema ao teste de impacto, foi verificado por meio de cálculos que a frequência de ressonância que o eixo deveria apresentar seria de aproximadamente 45 Hz, onde ao se fazer a verificação obteve-se a medição de 32 Hz, o valor que foi medido não foi igual ao calculado devido a perdas de energia, seja ela devido a estrutura, modo de fixação, modo de acoplamento do eixo e até mesmo a própria produção de alguns elementos do sistema, como os mancais, gerando assim alguns pontos que o sistema entrava em ressonância que gerava essas perdas.

4.1.2 Análise dinâmica com variação na velocidade de rotação

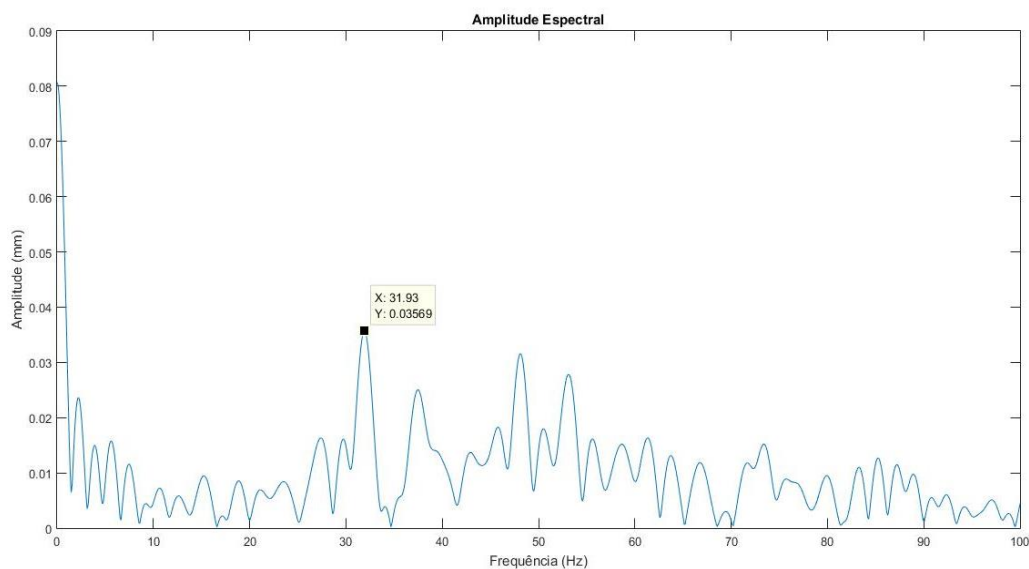
Tendo assim obtidos os parâmetros do sistema e que tenha em mão todos os dados de velocidade de rotação, amplitude de deslocamento e frequência, foi

possível traçar gráficos e assim saber o quanto estas condições em que o sistema se encontra e mostrar as constantes modificações à medida que se altera a velocidade de rotação. Nas figuras a seguir são apresentados gráficos, tendo como variável a velocidade de rotação do eixo, sendo feito um aumento gradativo. É possível perceber uma leve diferença entre os diferentes níveis de vibração apresentados e a condição à medida que se alterava a velocidade de rotação.

O motor teve sua velocidade de rotação variada desde 721,2 (rpm) até a máxima rotação. A cada velocidade escolhida, foram coletados os resultados de amplitude de vibração bem como a máxima amplitude e frequência obtidos para cada rotação.

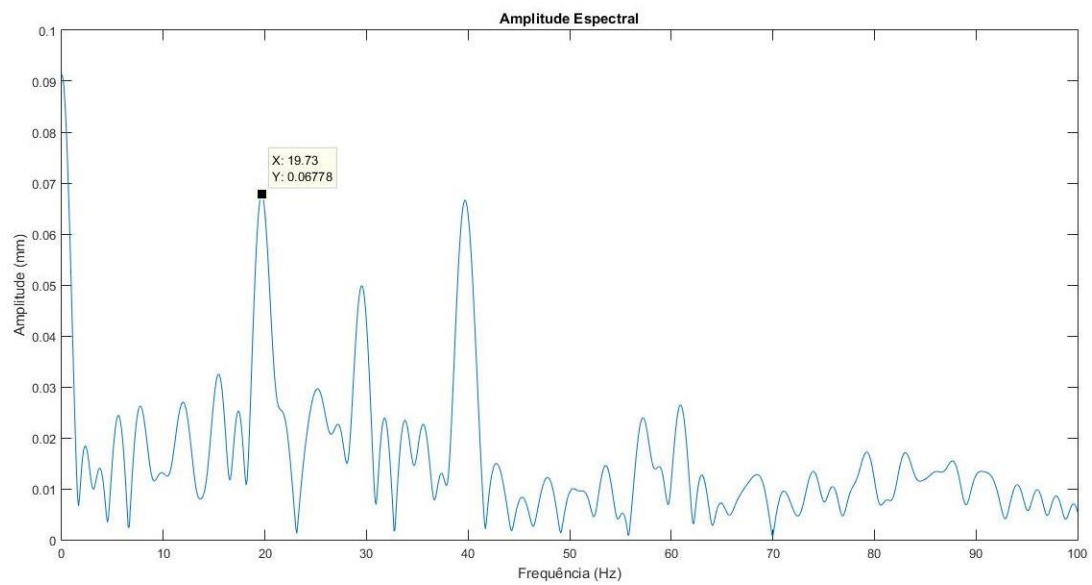
Nos gráficos a seguir tem-se os picos de amplitudes referentes a cada velocidade de rotação do eixo:

Figura 22 - Pico de amplitude na rotação do motor de 721,2 RPM (12,02 Hz).



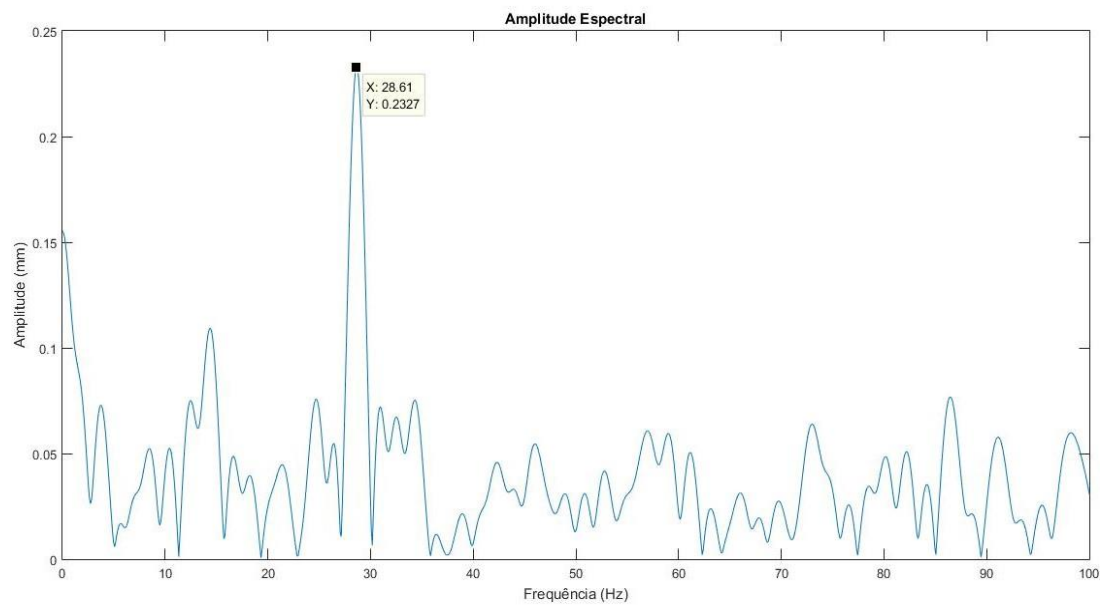
Fonte: Próprio autor (2019).

Figura 23 - Pico de amplitude na rotação do motor de 1266 RPM (21,1 Hz).



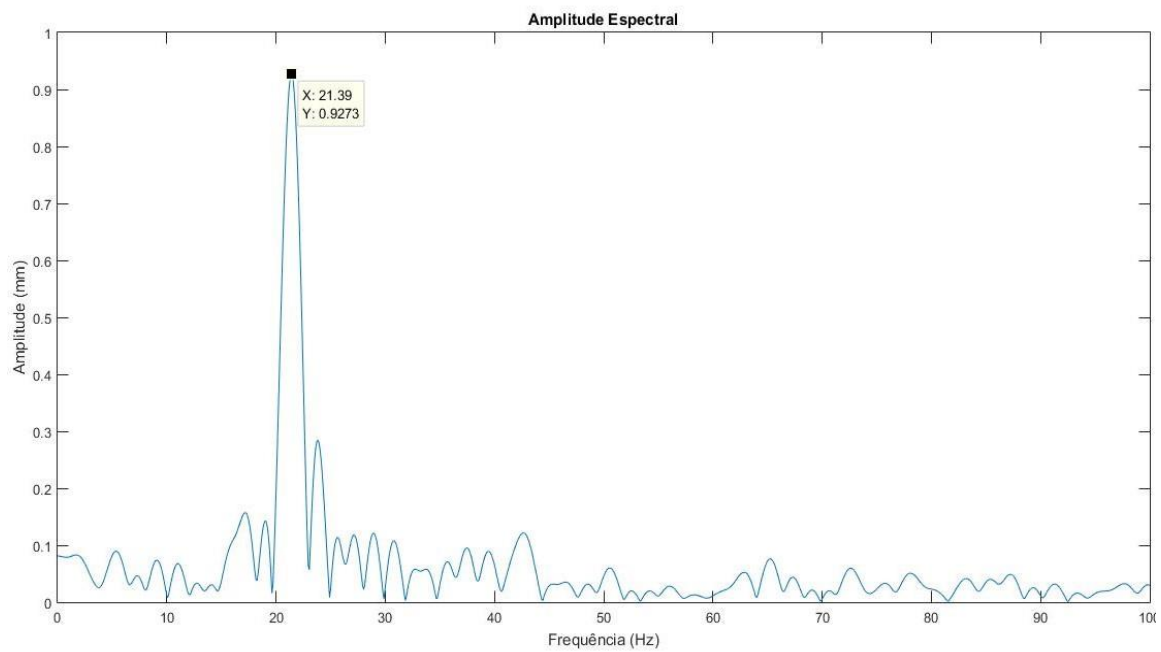
Fonte: Próprio autor (2019).

Figura 24 - Pico de amplitude na rotação do motor de 1704 RPM (28,4 Hz).



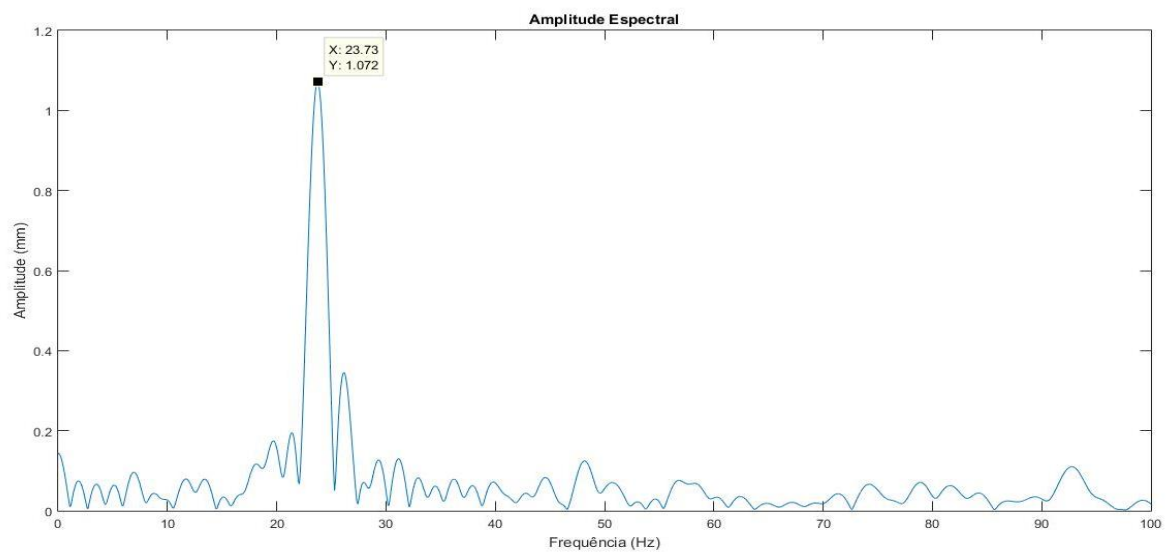
Fonte: Próprio autor (2019).

Figura 25 - Pico de amplitude na rotação do motor de 2010 RPM (33,5 Hz).



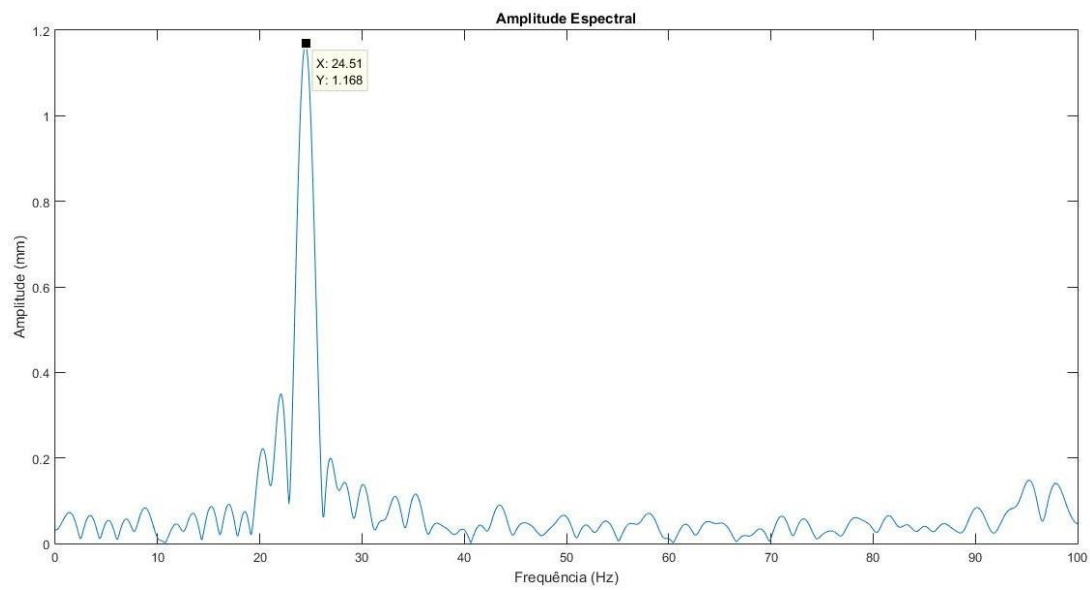
Fonte: Próprio autor (2019).

Figura 26 - Pico de amplitude na rotação do motor de 2268 RPM (37,8Hz).



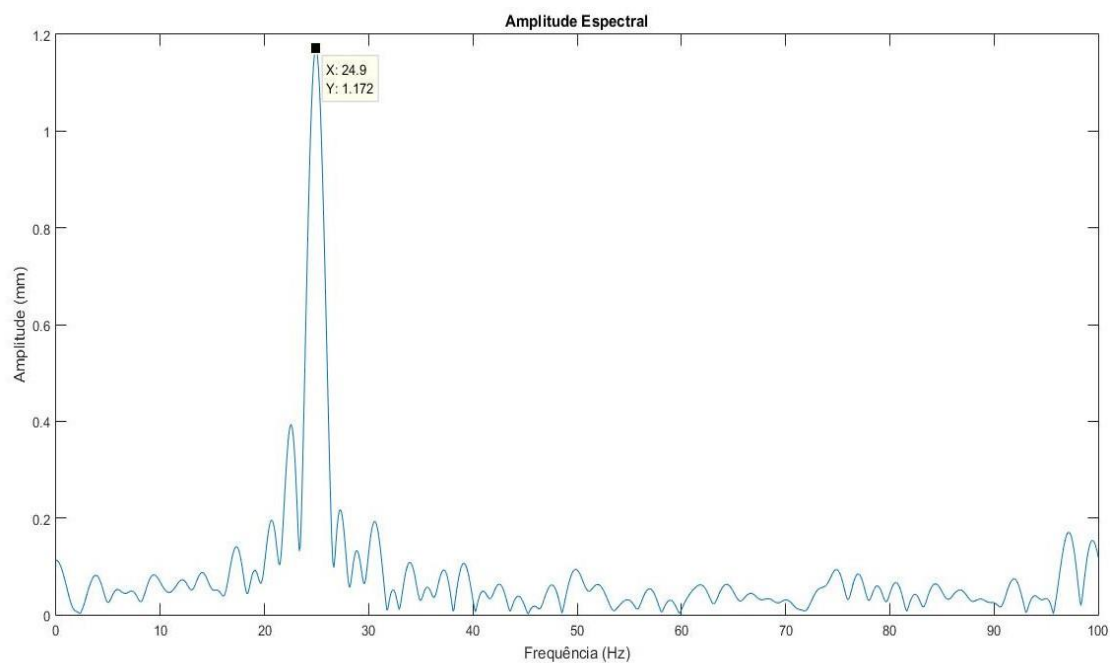
Fonte: Próprio autor (2019).

Figura 27 - Pico de amplitude na rotação do motor de 2655 RPM (44,25 Hz).



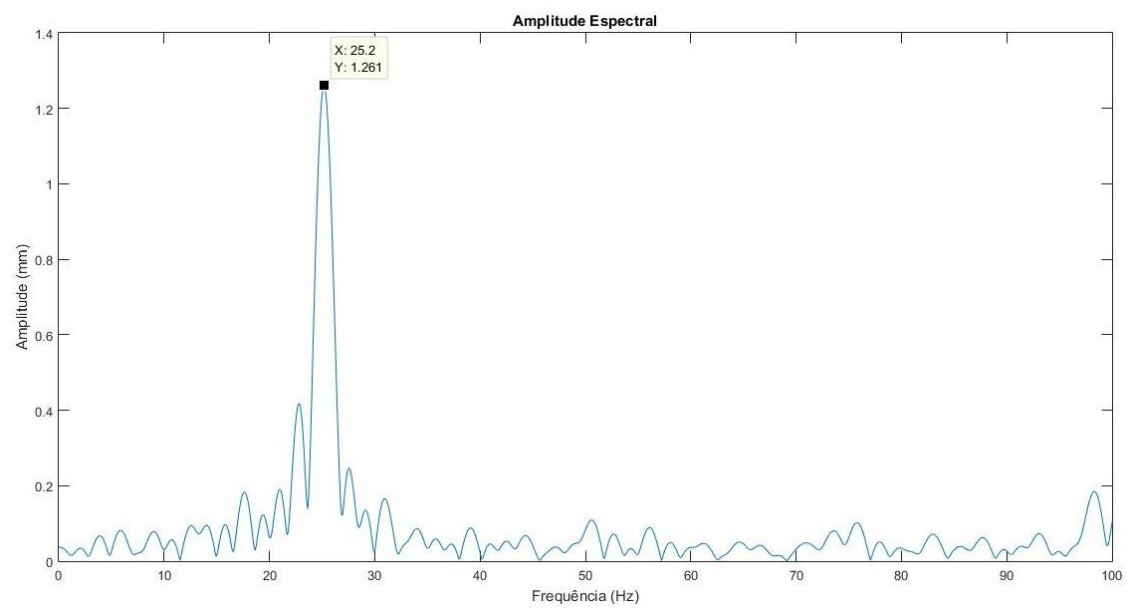
Fonte: Próprio autor (2019).

Figura 28 - Pico de amplitude na rotação do motor de 2980,8 RPM (49,6 Hz).



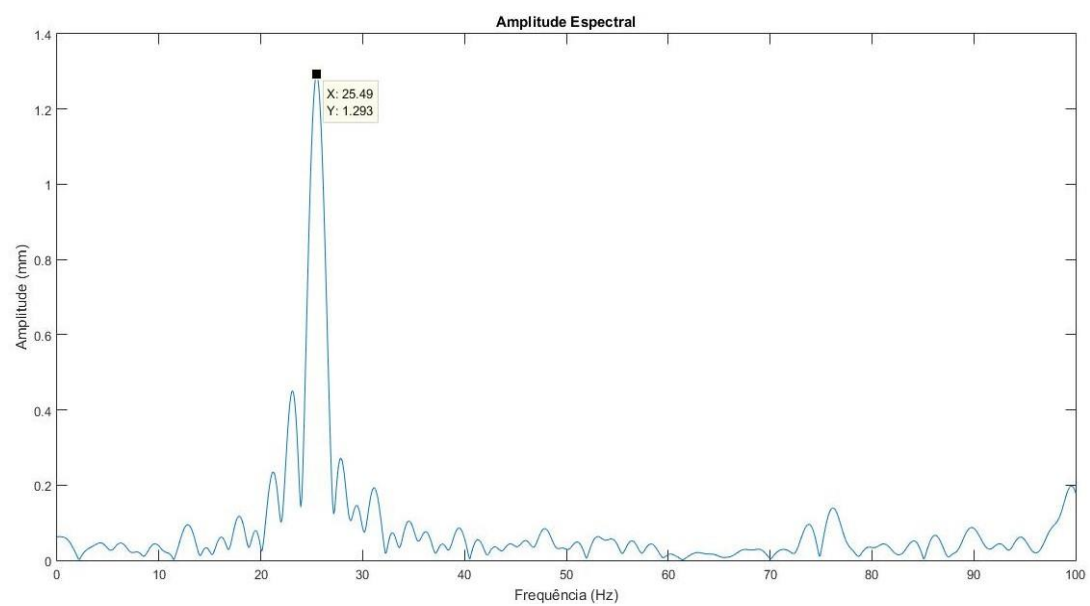
Fonte: Próprio autor (2019).

Figura 29 - Pico de amplitude na rotação do motor de 3118,8 RPM (51,9 Hz).



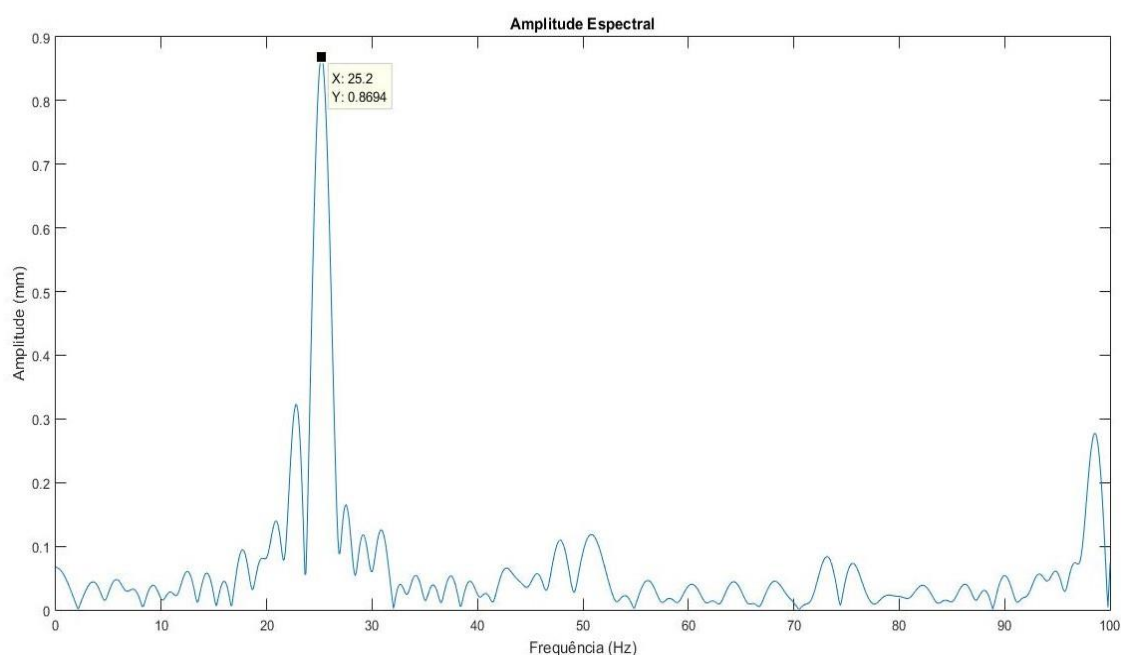
Fonte: Próprio autor (2019).

Figura 30 - Pico de amplitude na rotação do motor de 3336 RPM (56,05 Hz).



Fonte: Próprio autor (2019).

Figura 31 - Pico de amplitude na rotação do motor de 3596 RPM (59,93 Hz).



Fonte: Próprio autor (2019).

As tabelas 2 e 3 mostram os dados relativos a essas leituras:

Tabela 2 - Amplitudes e frequência em função da velocidade de rotação, MatLab.

721,2 (rpm)	1266 (rpm)	1704(rpm)	2010 (rpm)	2268 (rpm)
31,93Hz–0,0359 mm	19,73Hz–0,06778 mm	28,61Hz– 0,2327mm	21,39Hz–0,9273 mm	23,73Hz-1,072 mm

Fonte: Próprio autor (2019).

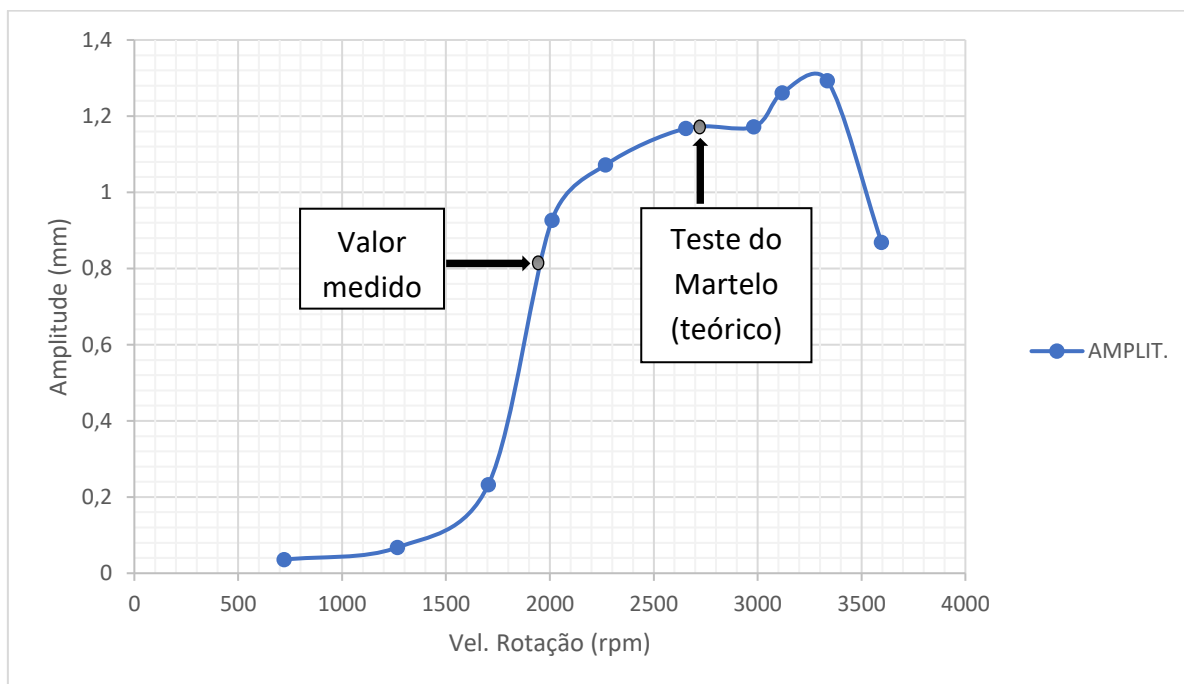
Tabela 3 - Amplitudes e frequência em função da velocidade de rotação, MatLab.

2655 (rpm)	2980,8 (rpm)	3118,8 (rpm)	3336 (rpm)	3596 (rpm)
24,51Hz-1,168mm	24,9Hz-1,172mm	25,2Hz-1,261mm	25,49Hz-1,293mm	25,2-0,8694

Fonte: Próprio autor (2019)..

De posse dos dados de pico de amplitude referente a cada velocidade de rotação, extraímos estes dados das 10 medições de FFT's (Fast Fourier Transform), e gera-se um gráfico para que se possa observar tal comportamento.

Figura 32 - Gráfico dos picos das FFT'S Picos de Amplitude x Velocidade de Rotação



Fonte: Próprio Autor (2019)

Ao passo que se insira todos os pontos encontrados quando eleva-se a velocidade de rotação do eixo do experimento, nota-se que o comportamento, nas condições em que se encontra o sistema, se aproxima da frequência crítica, mas por conter algumas perdas de energia na sua estrutura e falhas no projeto de montagem não é possível atingir tal frequência. Desta forma é possível ter uma ideia acerca do comportamento destas frequências, mas para atingir o ideal é necessário mudanças estruturais e maior precisão e qualidade nos elementos que compõe o experimento.

Destaca-se também na figura 32 os valores do teste de impacto, onde temos o valor teórico (45 Hz) e ainda o valor que foi medido após o teste (32 Hz), em que é possível notar que não se atingiu o esperado devido a perdas energéticas que o sistema possui, como já falado no decorrer do trabalho.

5 CONCLUSÃO

Analisando o que se tinha traçado inicialmente no desenvolvimento do experimento, foi possível perceber que foi produzido de forma satisfatória um conjunto rotor-eixo-mancal, além de aplicar os métodos de análises das mais diferentes formas, e de posse de todos os dados necessários fazer as devidas análises e levantar os possíveis resultados.

Na análise de impacto - martelo, era esperado se ter um resultado de frequência no eixo mais elevado, porém devidos à algumas perdas de energia não se atingiu o valor esperado, uma vez que seja feito alguns ajustes tem-se a possibilidade de se atingir tal frequência.

Já na análise com variação de velocidade de rotação foi possível traçar um gráfico unindo todas FFT's e simular o comportamento de velocidade crítica de rotação do sistema, em que se aproximou de tal velocidade, mas não foi possível atingir devido à alguns problemas de projeto e de montagem do experimento.

Desta forma de acordo com os resultados encontrados, nota-se que se tem um bom início para que possamos avançar em trabalhos futuros, onde o legado que deixa venha a incentivar os alunos, que tenham interesse na área, à desenvolver outros trabalhos utilizando a bancada experimental desenvolvida neste trabalho.

Em se tratando de trabalhos futuros, pode-se fazer algumas alterações, seja ela estrutural ou apenas no sentido de modificações em relação as análises a serem feitas, de modo a buscar novos dados e assim poder acrescentar ainda mais acerca do conteúdo de análise de vibração mecânica.

6 REFERÊNCIAS

ALMEIDA, F. R. V. **Análise Estatística e Reconhecimento de Padrão Aplicados em Diagnósticos de Defeitos em Rolamentos Através de Análise de Vibração**. Itajubá – MG, 2007.

BORGES, Jader Moraes. **CONTROLE DE UM SISTEMA DINÂMICO ROTATIVO UTILIZANDO MANCAIS COM ATUADORES LMF**. 2016. 111 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, 2016.

Bastos, R. J., Junior, R. B., **"Previsão de falhas em rolamentos utilizando a demodulação de sinais de vibração"**, Anuário da produção de iniciação científica discente, Vol.13, N.17, 2010.

CARNEIRO, Antonio Carlos Sanches Grijota Piragibe. **Análise de Estabilidade em Sistemas Rotativos**. 2014. 196 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Unicamp, Campinas, 2014.

COELHO, Gabriel Angelo Tancredi. **Balanceamento Dinâmico de um Simulador de Máquinas Rotativas**. 2013. 44 f. Monografia (Especialização) - Curso de Engenharia Naval, Ufrj, Rio de Janeiro, 2013.

DARONCH, J. Et al. Monografia intitulada: **Desenvolvimento de uma bancada didática de hidráulica. Faculdade Horizontina – FAHOR**, 2013. Disponível em:
http://www.fahor.com.br/publicacoes/TFC/EngMec/2013/Mec_Flavio_Jeferson.pdf
Acesso em 13/05/2017.

KARDEC, Alan; NASCIF Júlio. **Manutenção: função estratégica**. 3.ed. Rio de Janeiro: Ed. Qualitymark, 2009. 384 p.

Lalanne, M.; Ferraris, G., **"Rotordynamics prediction in engineering"**, 2nd Edition, John Wiley & Sons, 1998.

Mitchell, J. S. ***“Introduction to machine analysis and monitoring”***, Ed. PennWell Publishing company, 1993.

MIRSHAWKA, V.; **Manutenção Preditiva: Caminho para Zero Defeitos**, 1 ed. São Paulo: Makron Books, McGrawHill, 1991.

OLIVEIRA, Andersson Guimarães. **CONCEPÇÃO E ANÁLISE DINÂMICA DE SISTEMA COM CONTROLE DE MANCAL ADAPTATIVO INCORPORANDO MOLAS LMF**. 2017. 122 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Campina Grande, Campina Grande, 2017.

Pereira, J. C., ***“Introdução à dinâmica de rotores”***, Apostila, Florianópolis, 2003.

Piccoli, H. C., ***“Mecânica das vibrações”***, Apostila para disciplina de graduação do Departamento de Engenharia Mecânica e Naval, Mecânica das Vibrações. Rio Grande do Sul: FURG. 175p.

PUPO, Hamilton C.; ZIEMATH, Ervino C.. DETERMINAÇÃO DO MOMENTO DE INÉRCIA DE UM VOLANTE USANDO UM FAISCADOR. **Caderno Brasileiro de Ensino de Física**, Rio Claro - Sp, v. 19, n. 1, p.1-7, abr. 2002.

RAO, Singiresu. **Vibrações Mecânicas**. 4. ed. São Paulo: Pearson, 2009. 317 p.

Silva, A. A., **“Desenvolvimento de sistema especialista para o monitoramento e diagnóstico de falhas em bombas de água de alimentação de uma usina termoeletrica”**, Relatórios Técnicos Nº 9, 11 e 12, UFCG, 2007.

SILVA, Bruna Tavares Vieira da. **Bancada Para Análise de Vibração: Análise de falhas em máquinas rotativas**. 2012. 71 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade de Taubaté, Taubaté, 2012.

SENKO, Richard. **IMPLEMENTAÇÃO DE SISTEMA ESPECIALISTA PARA O MONITORAMENTO E DIAGNÓSTICO DE DESBALANCEAMENTO EM SISTEMA MECÂNICO ROTATIVO POR ANÁLISE DE VIBRAÇÕES**. 2013. 94 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Campina Grande, Campina Grande, 2013.

VANCE, John; ZEIDAN, Fouad; MURPHY, Brian. **MACHINERY VIBRATION AND ROTORDYNAMICS**. United States Of America: Wiley, 2010. 412 p.