

FABIO ASSIS DE CAMARGO

AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL E COMPUTACIONAL DE UM VENTILADOR  
CENTRÍFUGO.

Guaratinguetá  
2017

FABIO ASSIS DE CAMARGO

ANÁLISE EXPERIMENTAL E COMPUTACIONAL DE UM VENTILADOR  
CENTRÍFUGO.

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, para a Obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica na área de Projeto Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Mauro Hugo Mathias  
Coorientador: Prof. Dr. Marcelo Sampaio Martins

Guaratinguetá  
2017

C172a	<p>Camargo, Fabio Assis de Avaliação experimental e computacional de um ventilador centrífugo / Fabio Assis de Camargo – Guaratinguetá, 2017. 58 f : il. Bibliografia: f. 53-55</p> <p>Dissertação (Mestrado) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2017. Orientador: Prof. Dr. Mauro Hugo Mathias Coorientador: Prof. Dr. Marcelo Sampaio Martins</p> <p>1. Rotores - dinâmica. 2. Análise de elementos finitos. 3. Ventiladores (Máquinas). I. Título</p>
CDU 621.67(043)	

*FABIO ASSIS DE CAMARGO*

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

  
P/ Prof.ª Dr.ª 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  
BCTA/SIC

Agosto de 2017

## **DADOS CURRICULARES**

### **FABIO ASSIS DE CAMARGO**

- NASCIMENTO** 08.09.1980 – COSMÓPOLIS / SP.
- FILIAÇÃO** Zeferino Assis de Camargo  
Maria Assis de Camargo
- 2002/2007** Curso de Graduação em Engenharia de Produção Mecânica  
UNIABC – Universidade do Grande ABC
- 2014/2017** Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, nível de Mestrado,  
na Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá da  
Universidade Estadual Paulista (UNESP).

Dedico à Deus, pela presença constante em nossas vidas,  
pelo auxílio nas escolhas e conforto nas horas difíceis.

Aos meus pais, pelo exemplo que me deram,  
responsáveis por ser quem sou e estar onde estou.

À minha esposa Juliana, por me motivar nos momentos  
de fraqueza, me ouvir pacientemente sobre este trabalho e estar  
sempre ao meu lado.

Fábio Assis de Camargo

## **AGRADECIMENTOS**

Neste momento gostaria de expressar meu agradecimento a todos que de certa forma colaboraram para a realização deste trabalho. Dentre esses, existem alguns a quem quero fazer agradecimentos especiais.

Aos Professores Mauro Hugo Mathias e Marcelo Sampaio Martins, do Departamento de Mecânica, que durante todo o processo de desenvolvimento deste trabalho, sempre me auxiliaram com motivação, paciência e simpatia e pela contribuição excelente ao meu aprendizado, o que consequentemente possibilitou o meu desenvolvimento profissional.

À empresa Gerdau que me proporcionou tempo e recursos para poder me dedicar a este projeto.

Gostaria também de expressar um grande obrigado ao meu amigo Fabrício Vieira Silva, que me ajudou e muito durante esta jornada em busca de mais conhecimento.

## RESUMO

Este trabalho objetivou um estudo do comportamento dinâmico de rotores em balanço, operando acima da primeira velocidade crítica, suportados em mancais de rolamento. Um caso particular de rotor em balanço, que consiste em um ventilador centrífugo de forno de reaquecimento de uma forjaria, foi selecionado para esse estudo. O rotor analisado encontra-se apoiado em mancais de rolamento, que estão montados em base metálica instalada em fundação de concreto. Alguns aspectos relevantes do comportamento dinâmico desse tipo de rotor foram estudados utilizando-se procedimentos experimentais e procedimentos computacionais. O estudo experimental foi desenvolvido sobre um rotor de ventilador centrífugo utilizado para alimentação de ar de combustão em forno industrial, que possui rotação nominal de 3550 rpm, vazão de 5,11 m<sup>3</sup>/s, pressão de operação de 1150 mm c.a. sendo acionado por motor de potência de 150 cv, de alto rendimento, com partida direta, montado sobre base rígida. Testes de batida (“ensaio estático de ressonância”) e medições de vibração em velocidade constante foram realizados sobre esse rotor em diferentes condições de operação, permitindo a obtenção dos espectros de frequência da resposta vibratória do sistema rotativo. Um procedimento computacional baseado no método de elementos finitos também foi desenvolvido para a determinação das frequências naturais do rotor suportado em mancais elásticos.

**Palavras-chave:** Momentos giroscópicos. Rotores em balanço. Dinâmica de rotores. Elementos finitos.



## ABSTRACT

This work was focused on a study of the dynamic behavior of in-balance rotors operating above the first critical speed, supported on rolling bearings. A particular case of in-balance rotor, which consists of a centrifugal fan reheating forging furnace was selected for this study. The analyzed rotor is supported by ball bearings, which are mounted on metal base installed in concrete foundation. Some relevant aspects of the dynamic behavior of this rotor type were studied, using experimental procedures and computational procedures. The experimental study was carried on a rotor centrifugal fan used to supply combustion air in the kiln, which has a rated speed of 3550 rpm , flow  $5.11 \text{ m}^3 / \text{s}$  operating pressure of 1150 mm WG being motor-driven power of 150 hp , high performance , direct starting , mounted on a rigid base. Hit Testing ("Bump Test") and constant speed vibration tests were performed on this rotor in different operating conditions, allowing to obtain the frequency spectra for the vibrational response of the rotating system. A computational procedure based on the finite element method was also developed to determine the natural frequencies of the rotor supported in elastic bearings.

**KEYWORDS:** Gyroscopic moments. In-balance rotors. Rotor Dynamics. Finite element method.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1-	Modelo de Jeffcot para rotor.....	16
Figura 2-	Movimento Orbital Síncrono (a)/ Movimento Orbital Não-Síncrono (b).....	17
Figura 3-	Movimento orbital síncrono de um rotor.....	18
Figura 4-	Diagrama de Campbell, imagem elaborada pelo autor utilizando o programa COMSOL Multiphysics.....	19
Figura 5-	Influência da Rigidez do suporte nos modos de vibração.....	20
Figura 6-	Ventilador centrífugo (a) (Vista frontal) / (b) (Vista lateral).....	23
Figura 7-	Croqui orientativo do ventilador centrífugo, com pontos de medição de vibração.....	24
Figura 8-	Coletor e martelo utilizado no ensaio em oficina.(a); Mancal monobloco utilizado para o ensaio estático em oficina.(b) ; Mancal monobloco utilizado para o ensaio estático em oficina (c).....	25
Figura 9-	Modelo em CAD do ventilador centrífugo.....	30
Figura 10-	Geometria do conjunto após importação e ajustes. – COMSOL Multiphysics.	31
Figura 11-	Modelo do conjunto após geração da malha de elementos finitos para obtenção das frequências naturais. – COMSOL Multiphysics.....	33
Figura 12-	Gráfico de tendência dos valores globais de vibração, mancal lado rotor, direção vertical.....	35
Figura 13-	Espectro de velocidade RMS, medido no mancal lado rotor, direção vertical, com montagem simples (mancal duplo).....	36
Figura 14-	Espectro de velocidade RMS, medido no mancal lado acoplado, direção vertical, com montagem simples (mancal duplo).....	37
Figura 15-	Espectro de velocidade RMS, medido no mancal lado rotor, direção vertical, com montagem com mancal monobloco (mancal único).....	37
Figura 16-	Espectro de velocidade RMS, medido no mancal lado acoplado, direção vertical, com montagem com mancal monobloco (mancal único).....	38
Figura 17-	Espectro de Ensaio estático de ressonância, obtido pelo impacto do martelo no mancal simples (dupla carcaça), direção horizontal, feito no local de instalação.( Ponto 4).....	41
Figura 18-	Espectro de Ensaio estático de ressonância, obtido pelo impacto do martelo no mancal simples (dupla carcaça), direção vertical, feito no local de instalação. (Ponto 4).....	41
Figura 19-	Pá do rotor, espectro de Ensaio estático de ressonância, obtido pelo impacto do	

martelo nas pás do impelidor, direção vertical, feito no local de instalação....	42
Figura 20- Espectro de ensaio estático de ressonância, obtido pelo impacto do martelo no mancal simples (dupla carcaça), direção vertical, feito no local de instalação, com destaque para frequência natural de 37,5 Hz.....	43
Figura 21- Espectro de Ensaio estático de ressonância, obtido pelo impacto do martelo no mancal simples (dupla carcaça), direção vertical, feito no local de instalação, com destaque para frequência natural de 46,3 Hz.....	44
Figura 22- Imagem elaborada pelo autor utilizando o programa COMSOL Multiphysics.	45
Figura 23- Gráfico do decremento logarítmico em função da velocidade angular do rotor.	46
Figura 24- Diagrama de Campbell.....	47
Figura 25- Modos de vibrar e frequências naturais obtidas na simulação por elementos finitos com modelo 3D.....	48
Figura 26- Gráfico de decremento logarítmico.....	49

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1- Parâmetros do eixo para análise dinâmica.....	28
Tabela 2- Parâmetros do eixo para análise dinâmica.....	29
Tabela 3- Parâmetros dos mancais para análise dinâmica.....	29
Tabela 4- Parâmetros dos mancais e lubrificante para análise dinâmica.....	29
Tabela 5- Tipo de elemento.....	32
Tabela 6- Parâmetros quantitativos da malha de elementos finitos para obtenção das frequências naturais.....	32
Tabela 7- Parâmetros qualitativos da malha de elementos finitos para obtenção das frequências naturais.....	33
Tabela 8- Dados comparativos das medições de vibração em condição normal de operação com mancal simples e monobloco.....	39
Tabela 9- Frequências naturais obtidas no Ensaio estático de ressonância.....	44
Tabela 10- Frequências naturais obtidas no Diagrama de Campbell, simulação como elemento de viga.....	45
Tabela 11- Frequências naturais obtidas na simulação por elementos finitos com modelo 3D.....	48
Tabela 12- Comparação dos resultados (frequências naturais obtidas) pelos dois métodos.	49

## LISTA DE QUADROS

Quadro 1- Configuração de espectro.....	26
Quadro 2- Configuração de disparo.....	27

## SUMÁRIO

1	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	13
1.1	OBJETIVOS .....	14
1.2	ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO .....	14
2	<b>REVISÃO DE LITERATURA</b> .....	16
2.1	HISTÓRICO DA ANÁLISE DE DINÂMICA DE ROTORES .....	16
2.3	SISTEMAS DE SUPORTES FLEXÍVEIS.....	20
3	<b>METODOLOGIA</b> .....	22
3.1	DADOS TÉCNICOS DO VENTILADOR CENTRÍFUGO .....	22
3.2	ENSAIO ESTÁTICO DE RESSONÂNCIA PARA ESTIMATIVA DAS FREQUÊNCIAS NATURAIS .....	23
3.2.1	Metodologia utilizada no Ensaio estático de ressonância.....	25
3.3	MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS – MODELAGEM COMO ELEMENTO DE VIGA .....	27
3.4	MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS – MODELO EM 3D .....	30
<b>3.4.1</b>	<b>Modelagem dos componentes mecânicos do sistema rotativo</b> .....	31
3.4.1.1	Definição do tipo de malha.....	31
3.4.1.2	Condição de carregamento .....	33
3.4.1.3	Definição das condições de contorno .....	34
3.4.1.4	Definição do tipo de análise. ....	34
4	<b>RESULTADOS E DISCUSSÃO</b> .....	35
4.1	MEDIÇÕES REALIZADAS COM VENTILADOR CENTRÍFUGO OPERANDO NA ROTAÇÃO NOMINAL, COM MANCAL SIMPLES E MANCAL MONOBLOCO .....	35
4.1.1	Espectros obtidos pelo ensaio de estático de ressonância .....	40
4.2	RESULTADOS MODELAGEM COMO ELEMENTO DE VIGA .....	44
4.3	RESULTADOS DA ANÁLISE POR ELEMENTOS FINITOS – MODELO EM 3D .....	46
4.4	COMPARATIVO DOS RESULTADOS .....	49
5	<b>CONCLUSÃO</b> .....	51
	<b>REFERÊNCIAS</b> .....	53
	<b>BIBLIOGRAFIA CONSULTADA</b> .....	55
	<b>ANEXO A - DESENHO CONSTRUTIVO</b> .....	56

## 1 INTRODUÇÃO

O rápido desenvolvimento industrial das últimas décadas pode ser apontado como o principal fator para o crescimento expressivo do número de máquinas rotativas industriais nos setores siderúrgico, petrolífero, petroquímico e de processos em geral.

Atualmente, existem muitas máquinas rotativas de alta velocidade instaladas na indústria siderúrgica, onde as mesmas possuem altas cargas devido às forças de inércia de seus componentes, gerando com isso potenciais problemas de vibração e instabilidade dos rotores. Obviamente, estas máquinas requerem ajustes mais precisos na montagem de seus componentes, bem como no alinhamento entre eixos e também no grau de balanceamento de rotores.

Para avaliar as numerosas causas dos problemas de vibração observados em máquinas rotativas, as teorias correspondentes de dinâmica de rotores têm sido desenvolvidas a partir de pesquisa (FRISWELL et al., 2010; VANCE, J.; ZEIDAN; MURPHY, 2010).

No passado, um rotor rígido ou um modelo de rotor Jeffcott era adotado para investigar o comportamento de vibração básica de um rotor simples. As velocidades críticas, a resposta síncrona ou estabilidade do sistema podem ser resolvidas pelas suas soluções exatas.

O desenvolvimento de modelos matemáticos para rotores pode ser feito utilizando diferentes métodos, como por exemplo, um deles, o método de elementos finitos (CALDIRON, 2004; DHARMADHIKARI, S. R; MAHAKALKAR, S. G, GIRI, J. P, 2013).

Para a análise adequada do comportamento dinâmico de rotores, diversas etapas são frequentemente empregadas. Algumas das etapas de análise de dinâmica de rotores mais comuns estão listadas a seguir:

- Determinação das velocidades críticas dos rotores;
- Estudo de modificações de projeto do rotor, visando afastar sua velocidade de operação de suas velocidades críticas;
- Determinação da resposta desbalanceada de rotores e cálculo das massas de correção do desbalanceamento;

Esses estudos se tornam de extrema importância em rotores de alta velocidade, como turbinas a gás e a vapor, compressores, ventiladores industriais, bombas, exaustores, e outros. Neste trabalho, diversos estudos baseados em procedimentos experimentais e computacionais foram utilizados com o objetivo de se analisar os aspectos dinâmicos relacionados a rotores de máquinas de alta velocidade.

Esses procedimentos são altamente utilizados nas fases iniciais do projeto e no comissionamento de máquinas rotativas industriais empregadas na indústria siderúrgica. O modelo experimental é importante na validação dos procedimentos computacionais, aprimorando com isso, a capacidade de prever os diversos fenômenos dinâmicos das máquinas, além do desenvolvimento de métodos de monitoramento e inspeção preditiva.

A grande maioria dos estudos efetuados sobre o tema está baseada na utilização de modelos simplificados do sistema rotativo. Com o intuito de trazer uma contribuição ao estudo de máquinas rotativas com rotores em balanço, esse trabalho apresenta um estudo utilizando procedimentos computacionais e experimentais na análise. O caso de rotores de ventiladores centrífugos industriais, cujos eixos encontram-se apoiados em mancais de rolamento simples, foi selecionado para a realização desse estudo. O método de elementos finitos foi empregado para a construção de um modelo para rotores em balanço. As frequências naturais e as velocidades críticas de rotores em balanço foram determinadas utilizando métodos experimentais e por elementos finitos.

Esse trabalho também apresenta uma comparação dos resultados obtidos (frequências naturais) pelos métodos mencionados.

## 1.1 OBJETIVOS

Este trabalho tem como objetivo apresentar e comparar procedimentos experimentais e computacionais para identificação de frequências naturais presentes em rotores flexíveis em balanço, suportados por mancais de rolamento com montagem simples (carcaça dupla), montados sobre base rígida (sem sistemas de amortecimento). A avaliação do comportamento dinâmico incluiu: (i) identificação das velocidades críticas relacionadas às frequências de ressonâncias, (ii) identificação de como as frequências naturais mudam com a variação da velocidade de rotação dos rotores, (iii) avaliação dos modos de vibrar nas frequências de ressonância e (iv) avaliação do efeito da condição de operação nos mancais.

## 1.2 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

A dissertação é composta da revisão da literatura no campo da dinâmica de rotores abrangendo: conceitos básicos e modelagem de rotores através de elementos finitos. No capítulo 3, metodologia, compreende as diversas etapas do trabalho: (i) dados técnicos do ventilador centrífugo em estudo, (ii) medições de vibração realizadas com ventilador



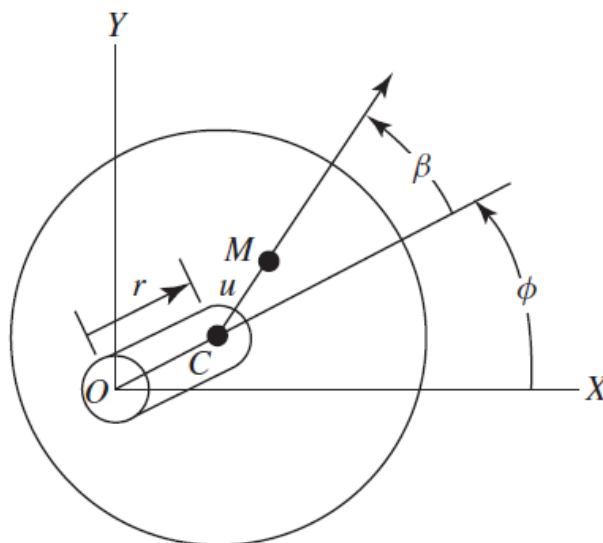
centrífugo operando na rotação nominal, (iii) metodologia do ensaio estático de ressonância para estimativa das frequências naturais, (iv) modelagem por elementos finitos para determinação das frequências naturais. No capítulo 4 é apresentada a discussão dos resultados obtidos. As conclusões gerais do trabalho estão expostas no capítulo 5.

## 2 REVISÃO DE LITERATURA

### 2.1 HISTÓRICO DA ANÁLISE DE DINÂMICA DE ROTORES

Conforme apresentado por Gunter (1966), o pesquisador em dinâmica de rotores Jeffcott deu uma importante contribuição para o desenvolvimento da dinâmica de rotores, em 1919. Ele propôs um modelo de sistema rotativo composto por um eixo elástico e um disco rígido desbalanceado, suportado em dois apoios rígidos. O amortecimento foi introduzido no modelo considerando-se o arrasto aerodinâmico sobre o disco. Pelo modelo de Jeffcott, tornou-se possível explicar a precessão do eixo em torno da linha de centro dos mancais. A Figura 1 mostra uma vista lateral esquemática do modelo de Jeffcott, onde  $C$  é o centro geométrico do disco e  $M$  é o centro de massa.

Figura 1 – Modelo de Jeffcott para rotor



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

O modelo apresentado por Jeffcott em 1919 foi um dos primeiros estudos analíticos de vibrações em rotores, demonstrando ser possível a operação estável de máquinas acima da primeira velocidade crítica.

## 2.2 MOVIMENTO ORBITAL SÍNCRONO E NÃO-SÍNCRONO

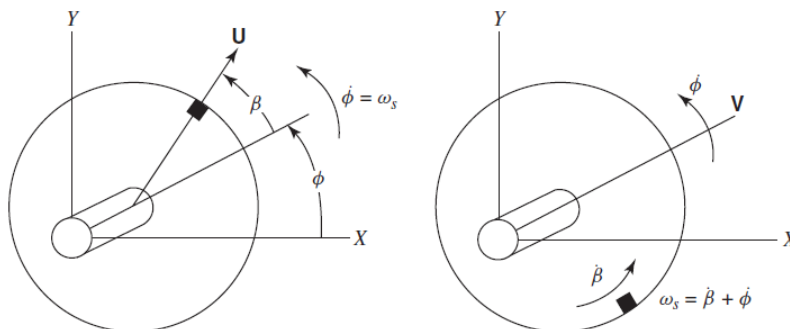
O movimento orbital síncrono ou giro síncrono é o movimento realizado normalmente por um rotor desbalanceado e sincronizado com o movimento de rotação do eixo. No entanto, nem todos os giros são síncronos. Os problemas mais destrutivos encontrados em dinâmica de rotores são os movimentos orbitais não síncronos.

Na Figura 2 é mostrado o giro do rotor a partir da vista de uma de suas extremidades. O elemento hachurado representa uma massa desbalanceadora.

Na Figura 2a, a taxa de variação do ângulo  $\phi$  ( $\phi'$ ) é a velocidade de giro. O ângulo  $\beta$  permanece constante, portanto, a velocidade do giro e a velocidade de rotação do eixo ( $\omega$ ) são as mesmas (giro síncrono).

Na Figura 2b, a taxa de variação do ângulo  $\beta$  ( $\beta'$ ) é a velocidade de rotação do rotor, relativa ao vetor velocidade de giro  $V$ . Então a velocidade do eixo é a soma de  $\beta'$  e  $\phi'$ . Neste caso, a velocidade de giro  $\phi'$  e a velocidade do rotor  $\omega$  não são as mesmas (giro não síncrono).

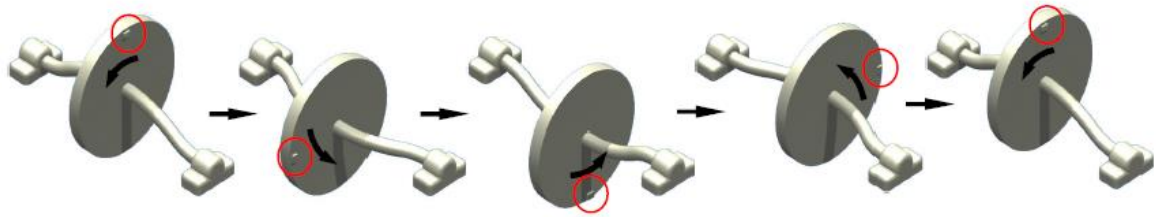
Figura 2 – Movimento Orbital Síncrono (2a) / Movimento Orbital Não-Síncrono (2b)



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

Na Figura 3, é apresentado um exemplo tridimensional (3D) de giro síncrono com uma volta completa do movimento orbital de um rotor bi-apoiado com uma massa desbalanceadora.

Figura 3 - Movimento orbital síncrono de um rotor.



Fonte: Cota (2008)

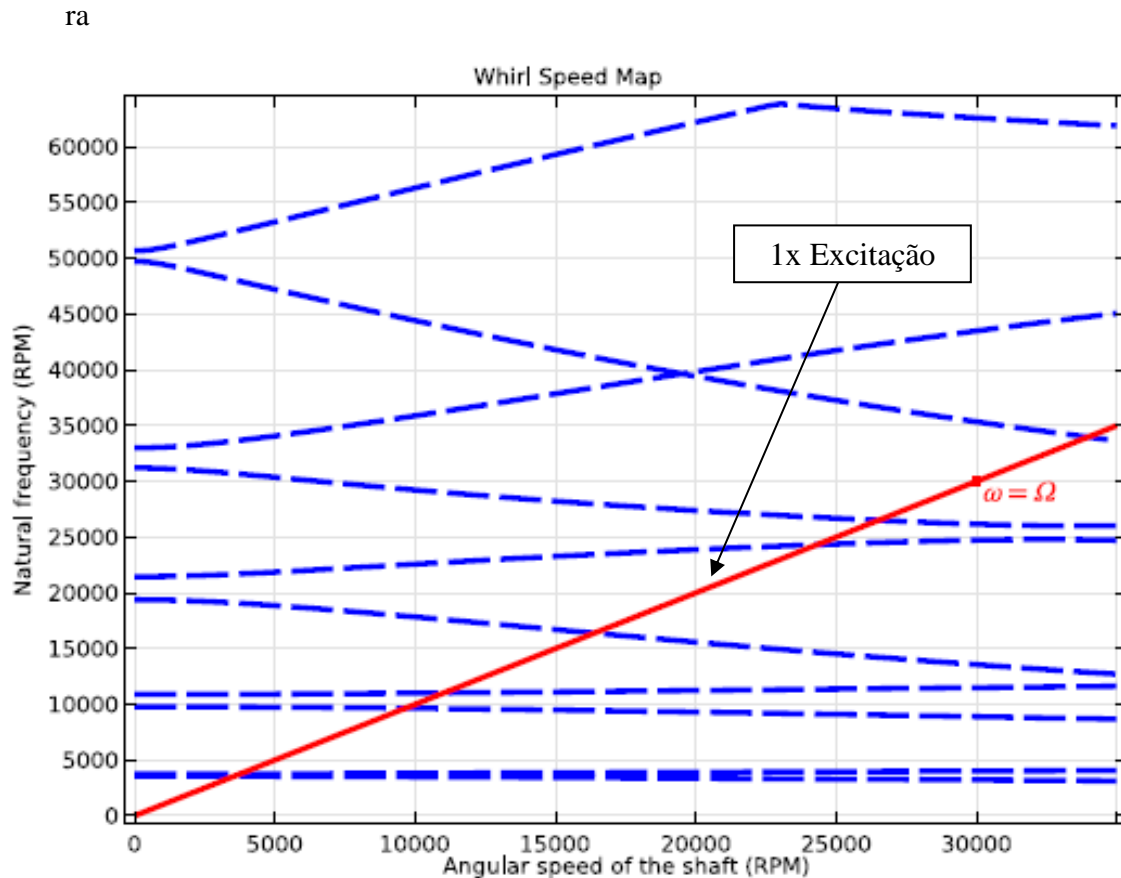
Uma das fontes mais úteis para diagnóstico de problemas na dinâmica de rotores é o espectro de frequências. O desbalanceamento é uma das causas mais comuns para o aparecimento de vibrações orbitais síncronas de grande amplitude em rotores.

De maneira menos comum, têm-se também as velocidades orbitais não-síncronas, que podem representar problemas graves na operação de máquinas rotativas. Grandes amplitudes de vibração subsíncrona podem representar fontes de instabilidade dinâmica em rotores de alta velocidade.

Esse padrão de comportamento pode ser observado com o auxílio do diagrama de Campbell. Dependendo da velocidade de rotação  $\theta$  de um determinado ponto do eixo e da razão entre momentos polar e diametral, a influência na variação das frequências naturais pode ser expressiva, tênue ou até mesmo nula (SWANSON; POWELL; WEISSMAN, 2005). Através do diagrama de Campbell pode-se também: (i) traçar diversas curvas que representam a frequência de excitação com relação à velocidade do eixo, em geral representadas pelo múltiplo da velocidade de rotação do eixo (1X, 2X...); (ii) identificar as frequências de ressonância nos pontos em que as curvas de excitação interceptam as curvas de frequência natural; (iii) identificar a influência da eventual diferença de rigidez entre direções ortogonais (anisotropia) nos mancais ao identificar valores distintos de frequência natural para velocidade de rotação nula.

A Figura 4 apresenta um diagrama de Campbell convencional gerado no programa COMSOL Multiphysics, a partir de uma série de análises modais com velocidades de rotação do eixo crescente. A frequência de excitação correspondente ao desbalanceamento está indicada pela linha inclinada vermelha ( $F=1x$  spin), as demais frequências naturais são indicadas na cor azul (linhas tracejadas).

Figura 4 - Diagrama de Campbell, imagem elaborada pelo autor utilizando o programa COMSOL Multiphysics.



Fonte: Produção do próprio autor

Os conceitos de frequência natural e velocidade crítica são muitas vezes confundidos. RAO, 1995 define frequência natural como: a frequência que um sistema oscila sem forças externas, quando deixado a vibrar por si só, após um distúrbio inicial. Um sistema dinâmico de  $n$  graus de liberdade terá  $n$  frequências naturais.

A norma API 648 (1996, apud SWANSON; POWELL; WEISSMAN, 2005, p.14) define velocidade crítica como: uma velocidade rotacional do eixo que corresponde ao pico de amplitude (fator de amplificação  $> 2.5$ ) de uma frequência de ressonância de um sistema rotativo não criticamente amortecido. Portanto, para um dado rotor, nem toda frequência natural é necessariamente também uma velocidade crítica.

O aumento exagerado da amplitude do movimento orbital é extremamente indesejável. Três procedimentos podem minimizar esse problema (VANCE, J., ZEIDAN; MURPHY, 2010). São eles:

- 1) Balancear o rotor;

- 2) Mudar a velocidade da máquina de maneira a fazê-la operar longe da velocidade crítica;
- 3) Adicionar amortecimento ao sistema rotor-mancal.

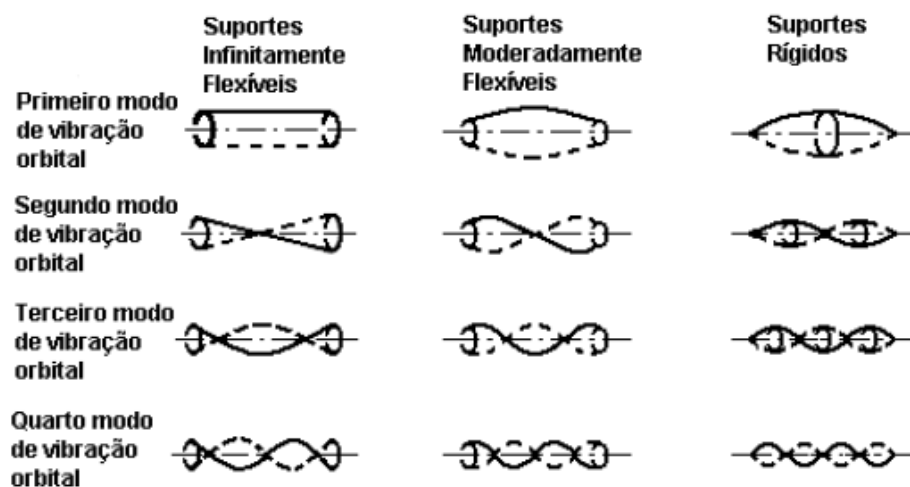
### 2.3 SISTEMAS DE SUPORTES FLEXÍVEIS

O sistema de suporte de qualquer máquina real é necessariamente flexível, pois todo material tem elasticidade. Além disso, é desejável para máquinas rotativas que o suporte seja mais flexível que o rotor pelos dois motivos:

- Baixa rigidez reduz as cargas dinâmicas transmitidas dos mancais para partes não rotativas da estrutura, prolongando a vida do equipamento e minimizando a vibração da estrutura.
- A baixa rigidez dos suportes permite que o amortecimento em mancais hidrodinâmicos ou amortecedores operem mais efetivamente, atenuando a amplitude do movimento orbital do rotor ao passar pela velocidade crítica.

É importante analisar o efeito da condição de operação nos suportes (SUDHAKAR; SEKHAR, 2011). O efeito da flexibilidade do sistema de suporte em relação à rigidez do eixo pode ser observado da Figura 5, que mostra os modos de vibração do eixo para diferentes valores de rigidez do sistema de suporte.

Figura 5 - Influência da Rigidez do suporte nos modos de vibração.



Fonte: Sternlicht ; Lewis (1968)

Na primeira coluna da Figura (5), pode-se observar que os dois primeiros modos de vibração para suportes infinitamente flexíveis apresentam deformação apenas nos mancais, sendo que o eixo mantém sua forma indeformada.

Na segunda coluna Figura (5), pode-se observar que os modos de vibração para suportes moderadamente flexíveis apresentam deformação no eixo e também nos mancais. Na terceira coluna, para suportes rígidos, pode-se observar que os modos de vibração apresentam deformação apenas no eixo.

### 3 METODOLOGIA

Este capítulo descreve os procedimentos experimentais e computacionais utilizados no desenvolvimento do estudo sobre o comportamento dinâmico de rotores em balanço. O procedimento computacional pelo Método dos Elementos Finitos foi feito utilizando-se o programa COMSOL *Multiphysics* e pode ser dividido nas seguintes etapas:

- a) Etapa de Pré-processamento: Modelagem geométrica do sistema rotativo e dos mancais e criação do modelo;
- b) Etapa de Solução: Aplicação das restrições de deslocamento;
- c) Etapa de Pós-processamento: Análise de frequências naturais encontradas e análise dos resultados obtidos.

Em linhas gerais, o procedimento experimental pelo método do “Ensaio estático de ressonância” pode ser dividido nas seguintes etapas:

- a) Preparação da instrumentação: configuração do coletor/analizador de dados e software;
- b) Coleta de dados: Preparação da superfície e posicionamento dos sensores (acelerômetros);
- c) Análise dos dados: Avaliação das frequências e amplitudes presentes nos sinais armazenados.

Os procedimentos computacionais, bem como os procedimentos experimentais e analíticos serão detalhados no decorrer deste capítulo, utilizando como estudo o rotor de ventilador centrífugo industrial que foi selecionado para a análise dinâmica de rotores em balanço.

#### 3.1 DADOS TÉCNICOS DO VENTILADOR CENTRÍFUGO

O ventilador centrífugo selecionado para esse estudo é utilizado para alimentação de ar de combustão em forno industrial, que possui rotação nominal de 3550 rpm, vazão de 5,11 m<sup>3</sup>/s, pressão de operação de 1150 mm C.A (11,28 kPa), suportado por mancais de rolamento, sendo acionado por motor de potência de 150 cv, de alto rendimento, com partida direta, montado sobre base rígida, conforme Figura 6-a (vista frontal) e Figura 6-b (vista lateral).



Figura 6 - Ventilador centrífugo (a) (Vista frontal) / (b) (Vista lateral)



(a)



(b)

Fonte: Produção do próprio autor

O ventilador que foi objeto de estudo deste trabalho é centrífugo, de alta pressão, único estágio, com rotor de simples sucção e pás radiais para trás. O rotor possui a configuração em balanço, e apresenta duas configurações de mancais, sendo:

- Configuração 1: apoiado por dois mancais de rolamento YR513-39 (FCM) autocompensadores de rolos, montados diretamente nos mancais, com ajuste interferente no eixo e lubrificadas à óleo.
- Configuração 2: apoiado por mancal de rolamento monobloco, montado com ajuste interferente e lubrificado com graxa sintética Klubber Stabutherm GH-461.

O Anexo A, detalha as demais características técnicas do ventilador centrífugo.

### 3.2 ENSAIO ESTÁTICO DE RESSONÂNCIA PARA ESTIMATIVA DAS FREQUÊNCIAS NATURAIS

Segundo a definição de RAO (1995), o ensaio estático de ressonância, trata da determinação de frequências naturais por meio de medições de vibração. Há duas ideias básicas envolvidas:

- a) Quando uma estrutura, máquina, ou qualquer sistema são excitados, sua resposta exhibe um pico acentuado na ressonância quando a frequência forçante for igual à sua frequência natural e o amortecimento não for grande.
- b) A fase da resposta muda de 180 graus quando a frequência forçante passa pela frequência natural da estrutura ou máquina, e a fase será de 90 graus na ressonância.

No ensaio de ressonância estático é possível identificar a frequência natural de uma máquina ou estrutura para esta condição.

O objetivo deste ensaio é excitar a frequência natural através de uma batida, com martelo ou algo semelhante e preparar o aparelho de medição para captar as frequências excitadas.

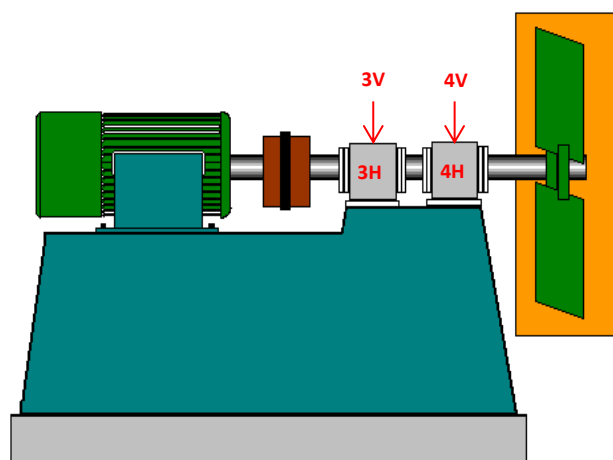
Estimam-se as frequências naturais pelo teste de batida com o rotor parado, realizando-se o teste com o rotor nas condições térmicas de operação, feito imediatamente após a sua parada e em seu local de instalação.

Também foram realizados ensaios em bancada com os dois tipos de mancais e também com o impelidor em oficina (sem o conjunto eixo e mancais).

Realiza-se o teste de batida com o rotor em operação com batidas suaves, inicialmente, com aumento gradativo das marteladas com o intuito preventivo de segurança. Finalmente, realizam-se as medições com batidas de maior intensidade para obtenção das frequências naturais bem definidas no espectro de frequência. As batidas são do tipo de golpe seco e localizadas diretamente no eixo entre os mancais.

As medições de vibração experimentais foram executadas nas duas configurações de mancais, para que pudesse ser verificado na prática qual apresentava os maiores valores de vibração, monitorados em operação. A Figura 7 abaixo apresenta os pontos onde foram feitas as medições de vibração, bem como a nomenclatura utilizada para denominar os pontos e direções.

Figura 7 – Croqui orientativo do ventilador centrífugo, com pontos de medição de vibração.



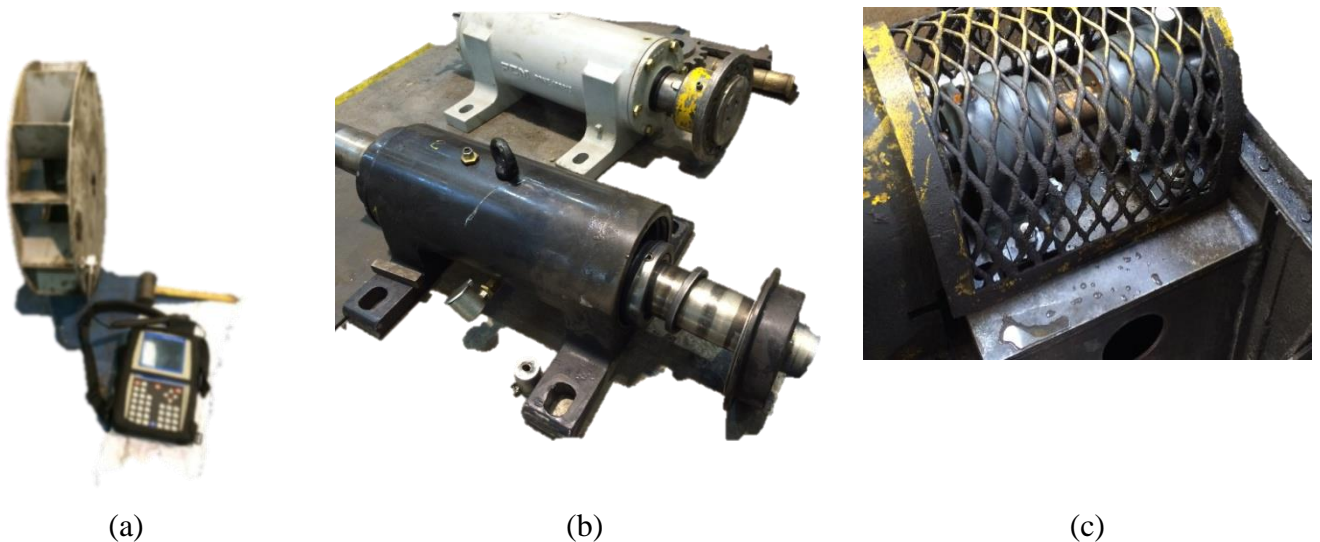
Fonte: Produção do próprio autor

O ponto de medição código 3H indica que o acelerômetro está posicionado no mancal lado acoplamento do ventilador, na direção horizontal, o código 4H indica que o acelerômetro está posicionado no mancal lado oposto ao acoplamento, na direção horizontal. A letra “V” indica as medições feitas na direção vertical.

Todas as medições foram realizadas com coletor de dados CMVA-55 SKF, acelerômetro piezelétrico, de saída lateral com sensibilidade de 100 mV/g, com o ventilador trabalhando nas condições normais de operação (rotação, temperatura, pressão e vazão). O software utilizado para as análises foi o “Aptitude Analyst” versão 2013.

As Figura 8 (a), (b) e (c) ilustram o instrumento utilizado e o tipo de martelo aplicado no ensaio.

Figura 8 – Coletor e martelo utilizado no ensaio em oficina.(a); Mancal monobloco utilizado para o ensaio estático em oficina.(b) ; Mancal duplo utilizado para o ensaio estático em oficina (c).



Fonte: Produção do próprio autor

### 3.2.1 Metodologia utilizada no Ensaio estático de ressonância

No coletor de dados, menu *Analyzer*, foi selecionado “*Input Setup*” e no campo “*Type*” a opção “*Acceleration*”. Esta seleção é devido ao uso do acelerômetro como captador do sinal, portanto não haverá demodulação do sinal. Na opção ajuste de escala, foi escolhido “*Full Scale*”: 10 Gs, no caso de ocorrer “*overload signal*” ou “sinal saturado” durante a coleta, deve-se aumentar o fundo de escala manualmente. A configuração de espectro “*Spectrum*”

*Setup*” foi feita, definindo as frequências máxima e mínima de coleta, além do número de médias e demais configurações conforme Quadro (1). É importante ressaltar que o número de médias para este ensaio não deve ser maior do que uma média, para que não ocorra atenuação da amplitude do sinal.

Quadro 1 – Configuração de espectro

<b>Descrição</b>	<b>Dados</b>
Numero de linhas	400
Tipo de frequência	Frequência
Frequência de início	0
Frequência máxima	500
Numero de medias	1
Tipo de media	Peak Hold
Modo de frequência	Contínuo
Sobreposição de media	Nenhuma
Janela	Uniforme

Fonte: Produção do próprio autor

A medição *Peak hold* registra o maior valor de amplitude ocorrido em cada frequência. Após efetuar estas configurações, devemos selecionar o menu “Display Setup”; Trace: Dual, medindo em FFT e tempo e mostrando as duas medições na tela do coletor. Escolheu-se então o tipo de disparo a ser usado na análise, configuração de disparo no menu *Analyzer*, este menu é muito importante para registrar o espectro do ensaio, pois o coletor precisa estar preparado e medir após o impacto. No menu modo de disparo foi escolhido o item disparo, esta opção fará o coletor aguardar e só coletar quando a amplitude do sinal atingir pelo menos 20% do fundo de escala. As configurações de disparo estão detalhadas no Quadro (2).

Quadro 2 – Configuração de disparo

Descrição	Dados
Modo de disparo	Disparo
Fonte de disparo	Entrada
Inclinação da entrada do disparo	Positivo (+)
Nível da entrada do disparo	20% do fundo de escala
Atraso do disparo	-50 milisegundos
Pulsos por revolução	1
Comprimento	1

Fonte: Produção do próprio autor

Também ajusta-se “Atraso do disparo”: -50 milisegundos. É um pré-filtro, que ajustará o display para -0.050 segundos de antes da batida.

A mensagem “*NO TRIGGER*” aparecerá no visor, até que seja dada a batida. Esta mensagem deverá desaparecer quando a batida for aplicada com a força suficiente. Após o impacto a onda aparecerá no display. Poderá demorar alguns minutos, dependendo do sistema e de toda a configuração utilizada. É interessante a realização de 3 ou 4 vezes o mesmo ensaio, certificando-se assim que as mesmas frequências estão presentes em todos os ensaios. É importante, também, a realização de uma medição sem excitação do martelo, para o registro do espectro de fundo. A medição e registro do espectro de fundo é importante, pois irá informar se não existe frequências excitadoras externas de outros equipamentos que possam estar interferindo nos resultados.

### 3.3 MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS – MODELAGEM COMO ELEMENTO DE VIGA

O principal objetivo da análise dinâmica por elementos finitos foi a obtenção dos valores de frequência natural e os respectivos modos de vibrar do rotor. Para a primeira simulação foi utilizada a interface “*Beam Rotor*” (Elemento de viga) disponível no software COMSOL Multiphysics. Esta interface é um modelo abstrato da montagem do rotor real, não considerando o modelo tridimensional. A informação da seção transversal do rotor é especificada em termos de propriedades tais como a área e os momentos de inércia.

Elementos de viga, baseados na teoria de Timoshenko onde as deformações de cisalhamento são levadas em conta, são usados para modelar a montagem do rotor. Isto também torna possível modelar com precisão rotores bastante grossos usando elementos de viga. Nesta interface, a resposta de vibração pode ser dividida em componentes axiais, de flexão e de torção. Como é habitual em um estudo de dinâmica de rotores, analisar a resposta do rotor a diferentes velocidades angulares, esta abordagem é muito eficiente, em termos de custo computacional (comparado a utilização de modelos sólidos em 3D), usar elementos de viga para modelar o sistema de rotor sem perder suas características básicas.

Como já mencionado, para modelar o eixo e o rotor, elementos de viga baseado na teoria de Timoshenko foram utilizados. Esses elementos incluem efeitos de deformação devido a forças cortantes. *BEAM ROTOR* é o nome do elemento utilizado no programa COMSOL, sua definição é feita por dois nós, I e J (K é opcional e serve para orientar a seção se necessário) e uma seção transversal. Ele possui até 7 graus de liberdade, sendo que para essa análise apenas 6 graus de liberdade foram considerados: 3 deslocamentos (UX, UY e UZ), e 3 rotações (ROTX, ROTY e ROTZ).

O comprimento de cada elemento é de no máximo 45,1 mm, inferior ao diâmetro de 50 mm. Esse comprimento foi escolhido seguindo a recomendação de Vance, J., Zeidan e Murphy (2010), de que se o comprimento do elemento não exceder o seu diâmetro, os resultados da análise modal terão boa precisão.

Na Tabela (1) estão listadas as propriedades do eixo:

Tabela 1 – Parâmetros do eixo para análise dinâmica.

<b>Propriedade</b>	<b>Valor</b>
Módulo de elasticidade	2e11 N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson	0,33
Densidade	7800 kg/m <sup>3</sup>
Diâmetro	0,06 m
Distância entre mancais ( <i>L1</i> )	0,3 m
Distância entre mancal mais próximo e rotor ( <i>L2</i> )	0,25 m

Fonte: Produção do próprio autor.

Na análise de frequência natural, o rotor é montado no eixo sem qualquer folga. Os mancais são modelados por constantes de rigidez e amortecimento equivalentes. A rigidez à flexão e o amortecimento rotacional nos rolamentos não são considerados. A velocidade angular do rotor varia de 100 rpm a 3600 rpm em passos de 100 rpm. Os valores de rigidez

dos mancais apresentados na tabela foram obtidos junto ao fabricante do mancal (os valores de rigidez calculados apresentaram-se muito próximos destes, em torno de 2% de diferença).

Analisa-se a variação nas frequências naturais, através do Diagrama de Campbell e os decrementos logarítmicos com a velocidade angular do rotor, além dos gráficos de precessão durante as velocidades críticas.

As propriedades do rotor e dos mancais utilizados nesta análise são dadas nas tabelas 2 e 3:

Tabela 2– Parâmetros do eixo para análise dinâmica.

<b>Propriedade</b>	<b>Valor</b>
Massa $m$ (kg)	59,27
Momento polar de inércia ( $I_p$ ) ( $\text{kg m}^2$ )	1,171
Momento diametral de inércia ( $I_d$ ) ( $\text{kg m}^2$ )	0,602

Fonte: Produção do próprio autor.

Tabela 3– Parâmetros dos mancais para análise dinâmica.

<b>Propriedade</b>	<b>Mancal 1</b>	<b>Mancal 2</b>
$K_{yy}$ (N/m)	$7e7$	$6e7$
$K_{zz}$ (N/m)	$5e7$	$4e7$

Fonte: Produção do próprio autor.

Com o conjunto de respostas é possível então traçar o diagrama de Campbell e identificar as intersecções entre as curvas de frequências naturais e frequências de excitação.

Os rolamentos são modelados usando-se as constantes não lineares de rigidez e amortecimento obtidas pela aproximação de rolamentos curtos da equação de Reynolds para um rolamento simples. Esta opção é integrada no COMSOL Multiphysics. A rigidez à flexão e o amortecimento rotacional do rolamento são também negligenciados neste caso. O amortecimento estrutural é adicionado para amortecer as vibrações de alta frequência do rotor. As propriedades dos mancais para esta análise são dadas na Tabela 4:

Tabela 4– Parâmetros dos mancais e lubrificante para análise dinâmica.

<b>Propriedade</b>	<b>Valor</b>
Folga	$1e-4$ m
Raio do mancal	$d/2$
Comprimento do mancal	D
Viscosidade do lubrificante	0,072 Pa s

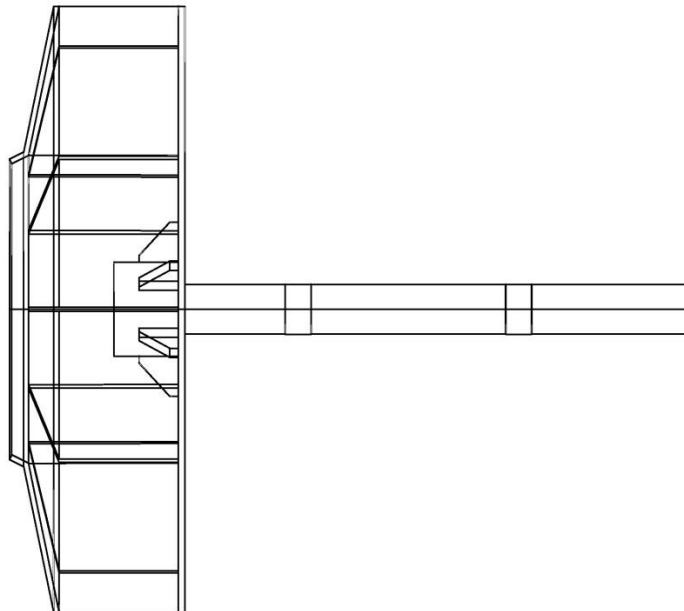
Fonte: Produção do próprio autor.

A velocidade angular do rotor é aumentada linearmente em forma de rampa para proporcionar um início suave da simulação. A duração da rampa é escolhida de modo que o rotor complete uma revolução com a velocidade linearmente crescente de 0 a  $\Omega$ , e então continue com a velocidade angular constante  $\Omega$ .

### 3.4 MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS – MODELO EM 3D

Para a segunda simulação foi utilizada a interface “*Rotordynamics Solid Rotor*” (Modelo em 3D) disponível no software COMSOL Multiphysics. Esta interface utiliza desenhos geométricos importados de programas como AutoCad, por exemplo. A Figura 9 mostra o desenho que foi feito em CAD do ventilador centrífugo. Após a importação da geometria, foram realizadas algumas operações geométricas adicionais para remoção de furos e outros detalhes que não são importantes na simulação do rotor (Figura 9). Foi utilizada para o contato entre as partes a opção “colada” (*bounded*), disponível no programa COMSOL Multiphysics.

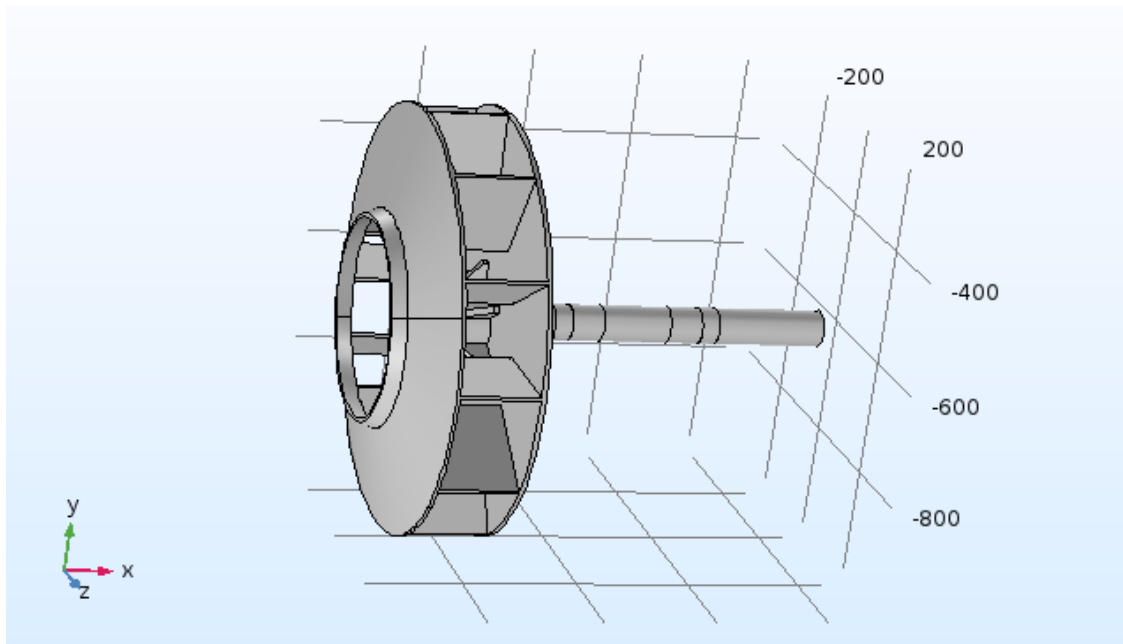
Figura 9 – Modelo em CAD do ventilador centrífugo.



Fonte: Produção do próprio autor.



Figura 10 – Geometria do conjunto após importação e ajustes. – COMSOL Multiphysics.



Fonte: Produção do próprio autor.

Com a geometria adequada, foram definidos os parâmetros globais (rigidez dos mancais, rotação do eixo, coeficiente de Poisson etc), idênticos aos apresentados nas Tabelas 2, 3 e 4 da simulação como elemento de viga.

Foram definidas também as propriedades do material, sendo que foi utilizado para esta simulação Aço AISI 4340.

### 3.4.1 Modelagem dos componentes mecânicos do sistema rotativo


Para modelagem do sistema rotativo, foi necessário modelar os mancais em forma de apoios de acordo com a deformação obtida na análise. Esses apoios, também foram adotados por (COTA, R.; 2008) e equivalem aos apoios simples utilizados nos textos básicos de Resistência dos Materiais. São posicionados nas direções vertical e horizontal para impedir o deslocamento do eixo nessas direções.

#### 3.4.1.1 Definição do tipo de malha

A malha utilizada para o rotor nesta simulação possui elementos do tipo tetraédrico livre. Esta malha possui as características conforme a Tabela (5), esta mesma malha foi adotada por karlsson, M.e Eling, R, (2012). Neste caso também foi seguida a recomendação

de Vance, J., Zeidan e Murphy (2010), de que o comprimento do elemento não deve exceder o seu diâmetro, para se obter bons resultados da análise modal.

Tabela 5 – Tipo de elemento

<b>Ícone</b>	<b>Nome</b>	<b>Descrição</b>	<b>Nível de entidade geométrica</b>
	<b>Tetraédrico livre</b>	Cria uma malha tetraédrica não estruturada. Se nenhuma seleção for especificada, esse recurso cria uma malha nos domínios, limites, bordas e pontos restantes.	Domínio, limite, aresta ou ponto.

Fonte: Produção do próprio autor.

O número de elementos é apresentado na Tabela 6 e as Figuras 11 e 12 ilustram as demais informações referentes à malha.

Tabela 6 – Parâmetros quantitativos da malha de elementos finitos para obtenção das frequências naturais

<b>Denominação</b>	<b>Parâmetros</b>
Número de vértices	3858
Tipo de elemento	Tetraédrico de quatro nós
Número de elementos	11270
Volume da malha	1,008E7 mm <sup>3</sup>

Fonte: Produção do próprio autor.

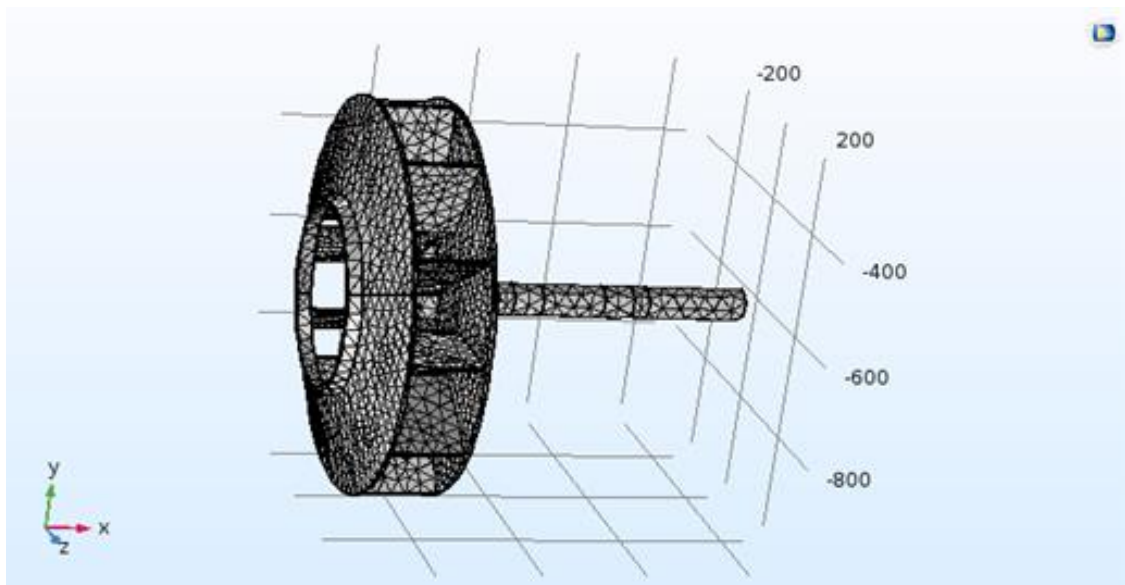
A Tabela 7 apresenta as definições de tamanho adotadas nos elementos.

Tabela 7 – Parâmetros qualitativos da malha de elementos finitos para obtenção das frequências naturais.

<b>Descrição</b>	<b>Valor</b>
Tamanho máximo do elemento	45,1
Tamanho mínimo do elemento	3,28
Fator de curvatura	0,4
Resolução das regiões estreitas	0,7
Taxa de crescimento máximo do elemento	1,4
Tamanho pré-definido	Refinada

Fonte: Produção do próprio autor.

Figura 11 – Modelo do conjunto após geração da malha de elementos finitos para obtenção das frequências naturais. – COMSOL Multiphysics.



Fonte: Produção do próprio autor.

#### 3.4.1.2 Condição de carregamento

Define-se o carregamento apenas como o peso próprio da massa do rotor, devido à ação da força da gravidade na direção y, sendo desprezada a pressão do ar no impelidor.

#### 3.4.1.3 Definição das condições de contorno

Os mancais são basicamente mancais de rolamentos radiais. O mancal do lado do impelidor não restringe rotação, tem movimento livre no sentido radial e oferece liberdade de movimento na direção axial para permitir dilatações térmicas. O mancal do lado do acionamento difere do mancal do lado do impelidor apenas por restringir movimento na direção axial.

#### 3.4.1.4 Definição do tipo de análise.

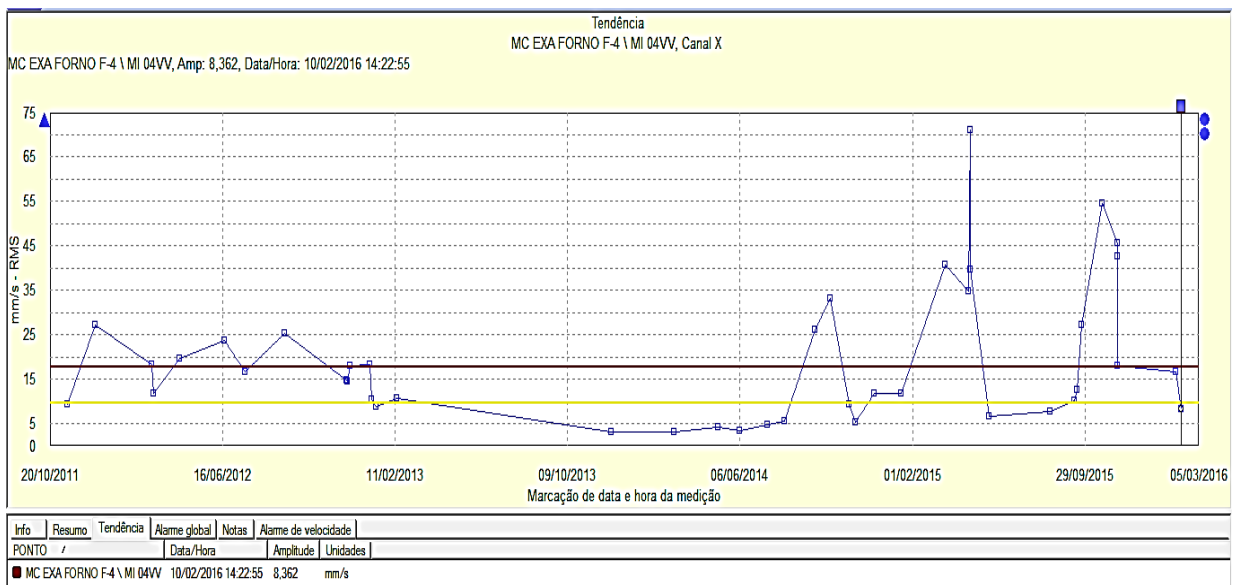
Definem-se as frequências encontradas para o tipo de análise. É limitado em seis o número de frequências na análise, das quais são de interesse no trabalho os modos da quinta e sexta frequência natural da vibração lateral.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

### 4.1 MEDIÇÕES REALIZADAS COM VENTILADOR CENTRÍFUGO OPERANDO NA ROTAÇÃO NOMINAL, COM MANCAL SIMPLES E MANCAL MONOBLOCO

O rotor selecionado possui histórico operacional de problemas de vibração excessiva, inclusive com ocorrências de travamentos e quebra de mancais. A Figura 12 mostra a curva de tendência dos níveis globais de vibração, no ponto 4V, lado rotor, direção vertical, parâmetro velocidade RMS. Onde se pode observar o valor medido de amplitude de velocidade do sinal de vibração em relação ao número de dias de operação.

Figura 12 – Gráfico de tendência dos valores globais de vibração, mancal lado rotor, direção vertical.



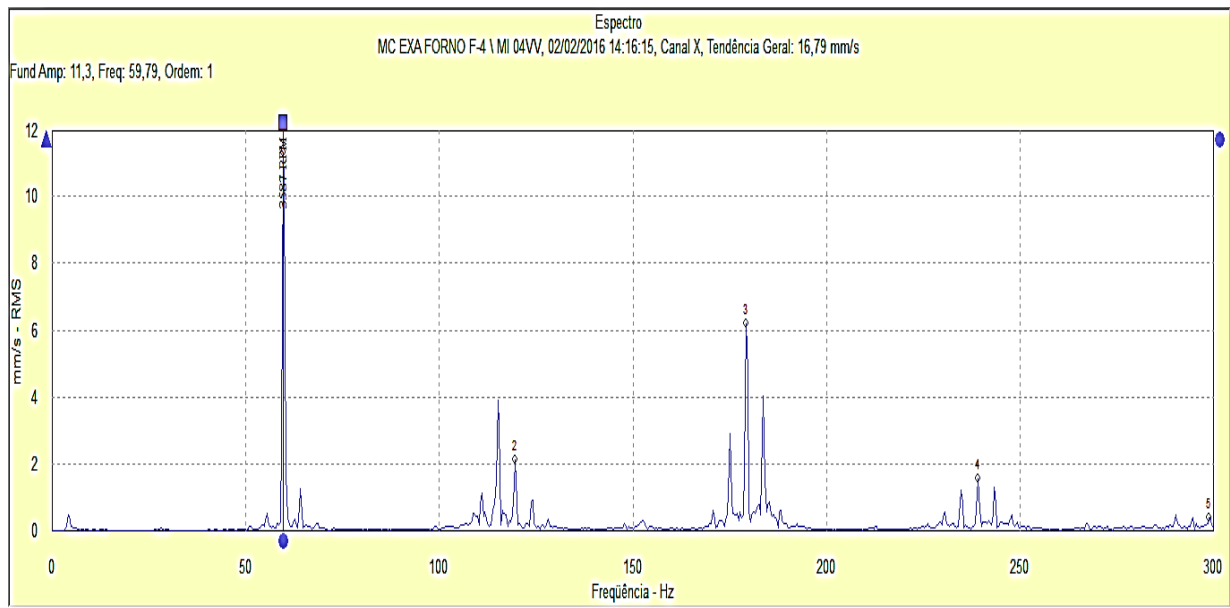
Fonte: Produção do próprio autor.

No gráfico de tendência é recomendável que os valores do nível de vibração dos mancais sejam inferiores a 5 mm/s (RMS). O espectro de frequência do ventilador em estudo apresenta alto valor de amplitude na frequência de operação e amplitudes consideráveis nos múltiplos da frequência de rotação, o que indica problemas associados à folga e/ou falta de rigidez mecânica.

A Figura 13 mostra o resultado de uma medição do espectro de frequência do ventilador centrífugo (ponto 4V), operando com mancais em montagem simples (duplo) apresentando as frequências em Hertz (Hz) e suas amplitudes de velocidade do sinal de vibração

correspondentes em mm/s RMS. No resultado global de 16,79 mm/s RMS do valor de velocidade, aparece o valor de 11,3 mm/s que ocorre na frequência de 3587 rpm (59,79 Hz), igual à velocidade de operação do rotor, sendo que podem ser observadas também as frequências múltiplas da velocidade de operação do ventilador, com amplitudes consideráveis (2,13 mm/s RMS em 2x rpm e 6,2 mm/s RMS em 3x rpm).

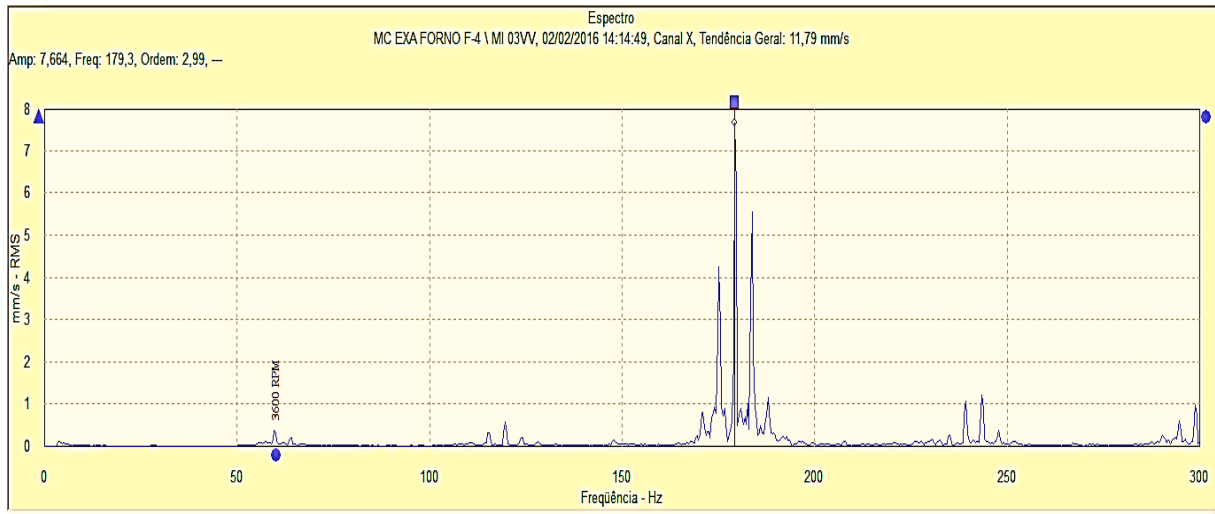
Figura 13 – Espectro de velocidade RMS, ponto 4V, medido no mancal lado rotor, direção vertical, com montagem simples (mancal duplo).



Fonte: Produção do próprio autor.

A Figura 14 mostra o resultado de uma medição do espectro de frequência do ventilador centrífugo (ponto 3V). No resultado global de 11,79 mm/s RMS do valor da vibração, aparece o valor de 7,66 mm/s que ocorre na frequência de 179,3 Hz, componente esta que é múltipla inteira da rotação (3x rpm), portanto é síncrona com a mesma, sendo que podem ser observadas bandas laterais (frequências equidistantes em torno de uma frequência central), de 4,2 a 4,35 Hz em torno da componente 179,3 Hz (3x rpm).

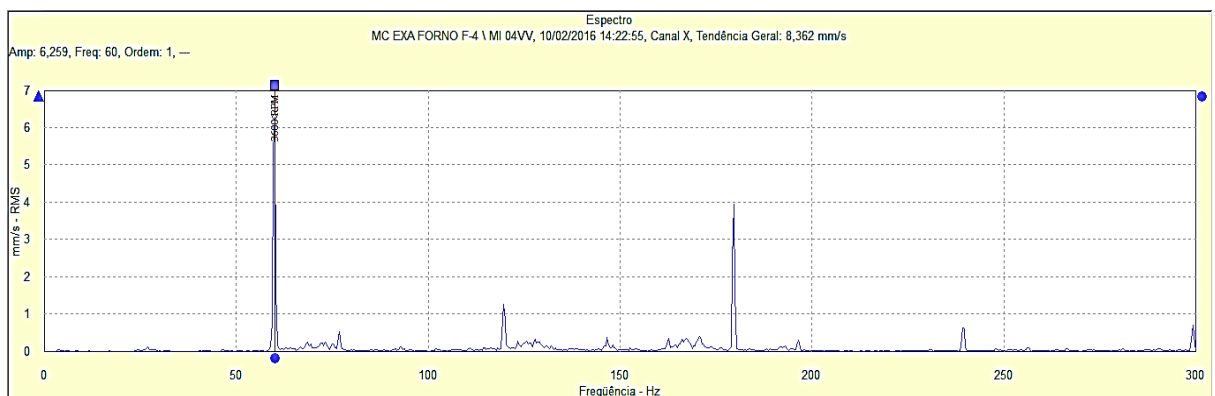
Figura 14 – Espectro de velocidade RMS, ponto 3V, medido no mancal lado acoplado, direção vertical, com montagem simples (mancal duplo).



Fonte: Produção do próprio autor.

A figura 15 mostra o resultado de uma medição do espectro de frequência do ventilador centrífugo (ponto 4V), operando com mancal monobloco (carcaça única) tendo na abscissa a frequência em Hertz (Hz) e na ordenada a amplitude da vibração em mm/s RMS. No resultado global de 8,3 mm/s RMS do valor da vibração, aparece o valor de 6,2 mm/s que ocorre na frequência de 3587 RPM (59,79 Hz), igual à velocidade de operação do rotor, sendo que podem ser observadas as frequências múltiplas da velocidade de operação do ventilador, com amplitudes também consideráveis (0,8 mm/s RMS em 2x rpm e 3,9 mm/s RMS em 3x rpm).

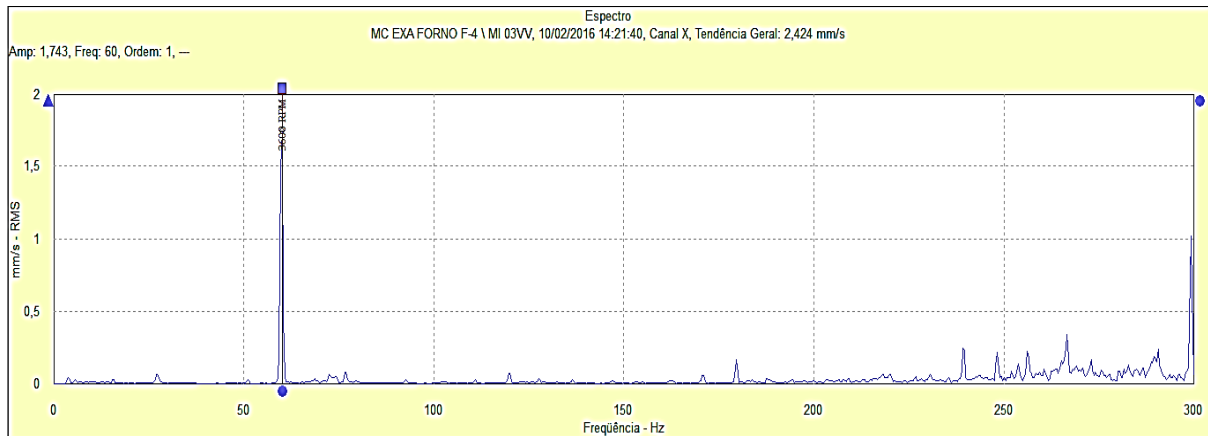
Figura 15 – Espectro de velocidade RMS, ponto 4V, medido no mancal lado rotor, direção vertical, com montagem com mancal monobloco (mancal único).



Fonte: Produção do próprio autor.

A Figura 16 mostra o resultado de uma medição do espectro de frequência do ventilador centrífugo (ponto 3V), operando com mancal monobloco (carcaça única). No resultado global de 2,4 mm/s RMS do valor da vibração, aparece o valor de 1,7 mm/s que ocorre na frequência de rotação (1xRpm). Fica evidente que o valor global de vibração na direção vertical, antes de 11,78 mm/s RMS com mancal duplo, agora é de apenas 2,4 mm/s RMS com mancal monobloco, sendo que apenas é percebida a baixa amplitude de vibração na componente de rotação (1,74 mm/s RMS), indicando um pequeno desbalanceamento residual e não é percebida amplitude significativa na componente 179,3 Hz (3xRpm), que agora é de apenas 0,16 mm/s RMS.

Figura 16 – Espectro de velocidade RMS, ponto 3V, medido no mancal lado acoplado, direção vertical, com montagem com mancal monobloco (mancal único).



Fonte: Produção do próprio autor.

A Tabela 8 apresenta, de forma resumida, os valores das medições efetuadas nos mancais lado rotor e lado acoplado do ventilador centrífugo, com configurações com mancal duplo e monobloco.



Tabela 8 – Dados comparativos das medições de vibração em condição normal de operação com mancal simples e monobloco.

<b>Tipo de mancal</b>	<b>Ponto 3VV - Vibração Lado Acoplado, direção vertical (mm/s RMS).</b>	<b>Ponto 4VV - Vibração Lado Rotor, direção vertical (mm/s RMS).</b>	<b>Frequência dominante (Hz) e amplitude correspondente (mm/s RMS).</b>	<b>Percentual de alteração (%)</b>
Simple (duplo)	11,79 (Figura 14)	2,42 (Figura 16)	Com mancal simples, 3xRpm com amplitude de 7,66 mm/s RMS e com mancal monobloco, 1x Rpm com amplitude de 1,74 mm/s RMS.	79,4
Monobloco	16,79 (Figura 13)	8,36 (Figura 15)	Com mancal simples, 1x Rpm com amplitude de 11,3 mm/s RMS, 2,13 mm/s RMS em 2xRpm e 6,2 mm/s RMS em 3xRpm) e com mancal monobloco, 1xRpm com 6,2 mm/s RMS.	50,2

Fonte: Produção do próprio autor.

Como pode ser demonstrado nas medições, os níveis de vibração na direção vertical em velocidade RMS, tiveram sensível melhora após a troca dos mancais com configuração dupla pelo mancal monobloco, lembrando que, para as duas medições tratam-se do mesmo rotor, sendo que não foi executado nenhum procedimento de balanceamento em campo, que pudesse interferir nos resultados, modificando a condição dinâmica do conjunto.

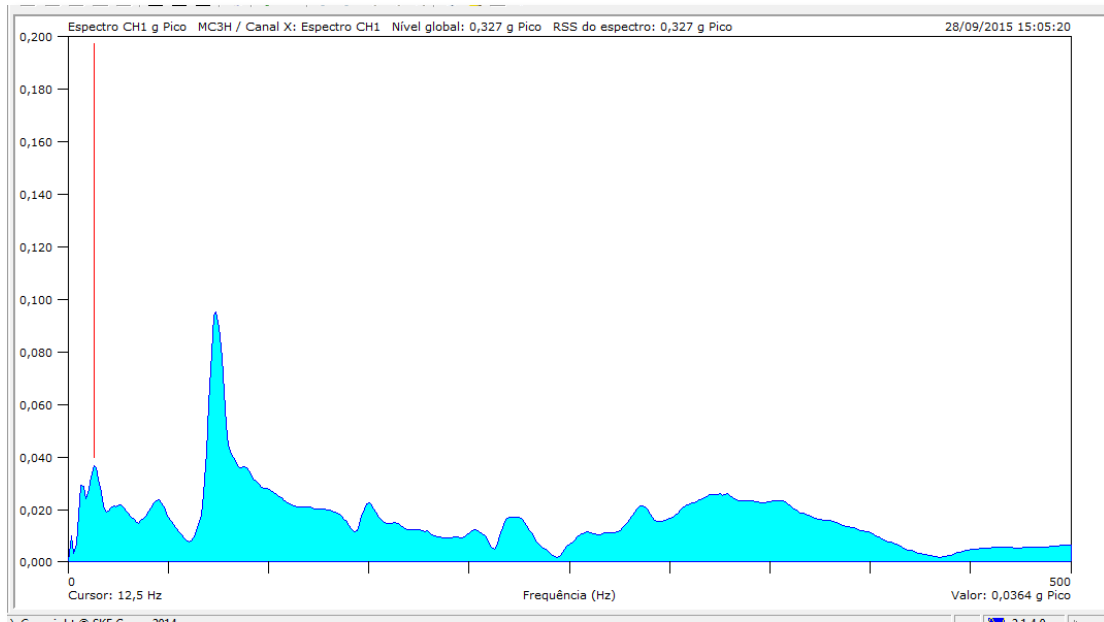
#### **4.1.1 Espectros obtidos pelo ensaio estático de ressonância**

Após executados os ensaios estáticos, foram salvas as medições e descarregadas para análise no software “*SKF Analysis and Reporting Manager*”, o qual é destinado para análises deste tipo. Foram executadas medições nos seguintes pontos do conjunto rotor:

- Ponto 3 e 4, direção vertical e horizontal, do mancal duplo em oficina;
- Ponto 3 e 4, direção vertical e horizontal, do mancal duplo no local de instalação;
- Ponto 3 e 4, direção vertical e horizontal, do mancal monobloco em oficina;
- Ponto 3 e 4, direção vertical e horizontal, do mancal monobloco no local de instalação;
- Pá do impelidor em oficina;
- Pá do impelidor no local de instalação;
- Cubo do impelidor no local de instalação;

A seguir são apresentados os espectros mais relevantes que foram obtidos em cada ponto, bem como as frequências naturais presentes.

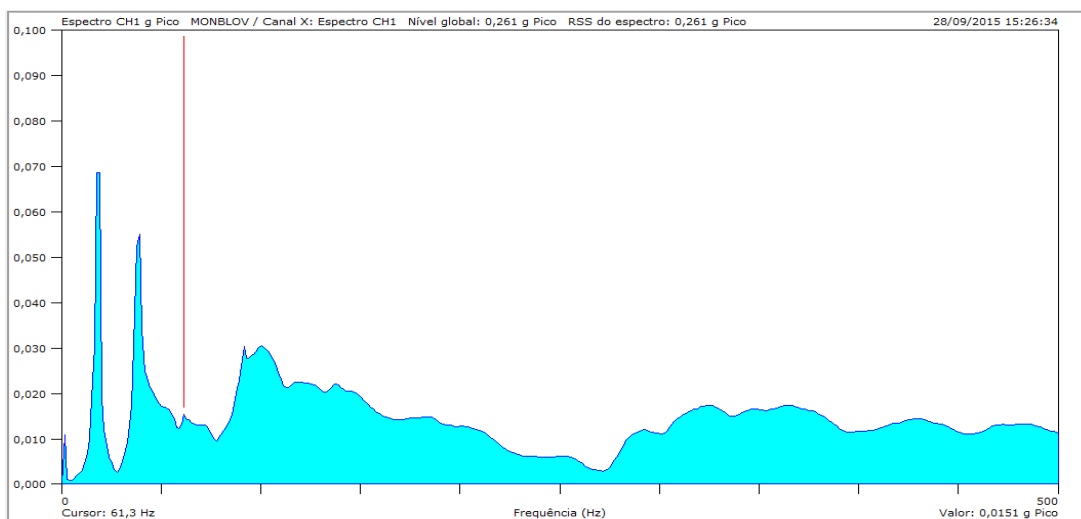
Figura 17 – Espectro de Ensaio estático de ressonância, obtido pelo impacto do martelo no mancal simples (duplo), direção horizontal, feito no local de instalação. (Ponto 4H)



Fonte: Produção do próprio autor.

Foi evidenciado pelo ensaio estático realizado no mancal simples (Figura 17), que a primeira frequência natural obtida (12,5 Hz) está situada 79% abaixo da frequência de operação do ventilador, portanto não configurando caso de ressonância neste caso.

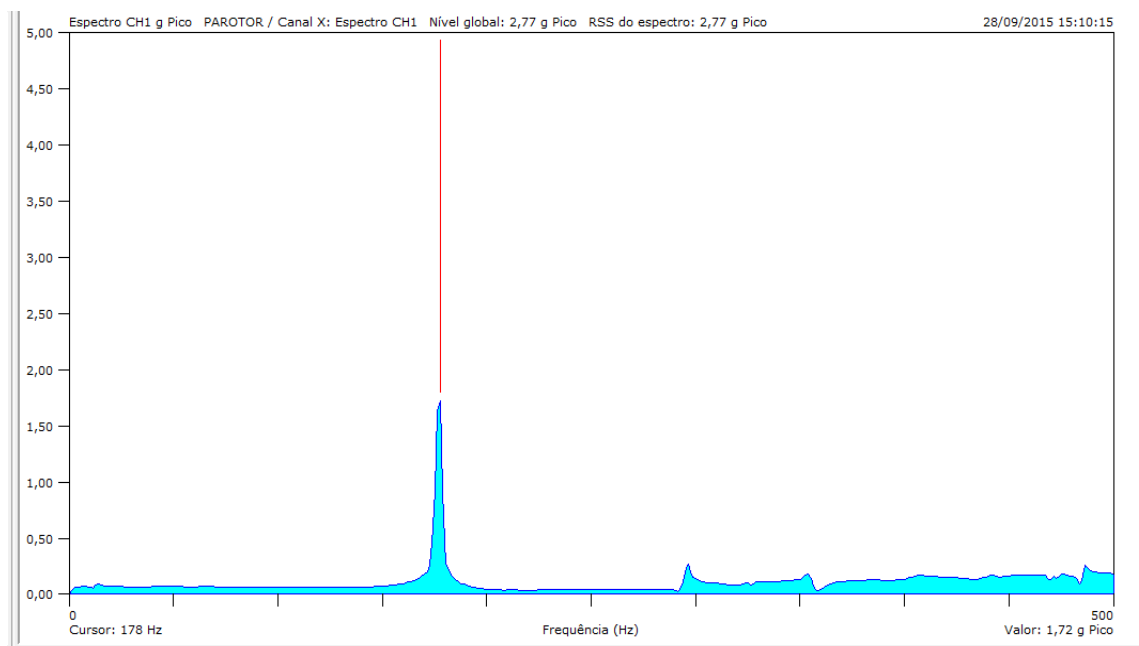
Figura 18 – Espectro de Ensaio estático de ressonância, obtido pelo impacto do martelo no mancal simples (duplo), direção vertical, feito no local de instalação. (Ponto 4V)



Fonte: Produção do próprio autor.

Observou-se pelo ensaio estático realizado no mancal simples (Figura 18), que a frequência natural obtida (61,3 Hz) está situada muito próxima da frequência de operação do ventilador (59,7 Hz), porém acima desta, não configurando caso de ressonância neste caso.

Figura 19 - Pá do rotor, espectro de Ensaio estático de ressonância, obtido pelo impacto do martelo nas pás do impelidor, direção vertical, feito no local de instalação.



Fonte: Produção do próprio autor.

O resultado obtido pelo ensaio estático realizado nas pás do impelidor (Figura 19), mostrou que a frequência natural obtida (178 Hz) está situada muito próxima da frequência de 3xRpm do ventilador (179,3 Hz). Este fato não seria problema se não ocorresse a excitação desta frequência natural pela componente 3xRpm (que é observada na prática).

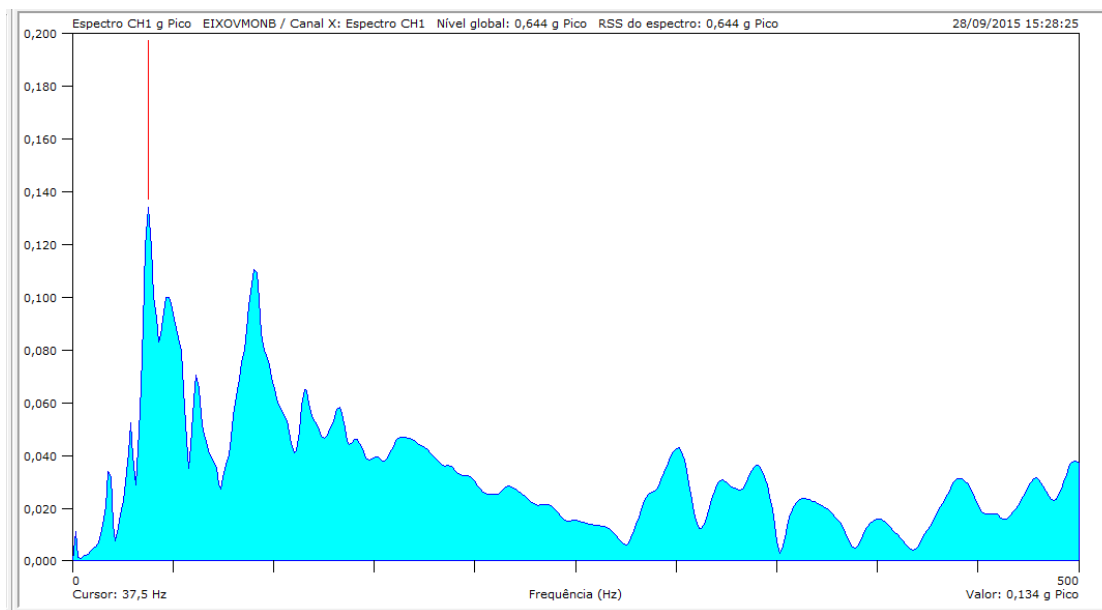
Sabendo-se que as amplitudes das componentes múltiplas da rotação, aumentam com o agravamento dos sintomas de folga e/ou falta de rigidez mecânica em mancais ou na própria base do ventilador, no caso de uma folga elevada nos mancais ou em falta de rigidez da base do ventilador, é esperada uma forte amplitude na componente 3xRpm no caso em estudo, pois a mesma irá coincidir em serviço com a frequência natural do impelidor.

Por outro lado, o mancal com configuração simples se mostra suscetível a vibrações elevadas, uma vez que possui frequência natural próxima da rotação do ventilador (Figura 19).

Além da condição descrita, pôde-se evidenciar no ensaio estático, a presença de duas frequências naturais abaixo da frequência de rotação do ventilador, são elas as frequências de

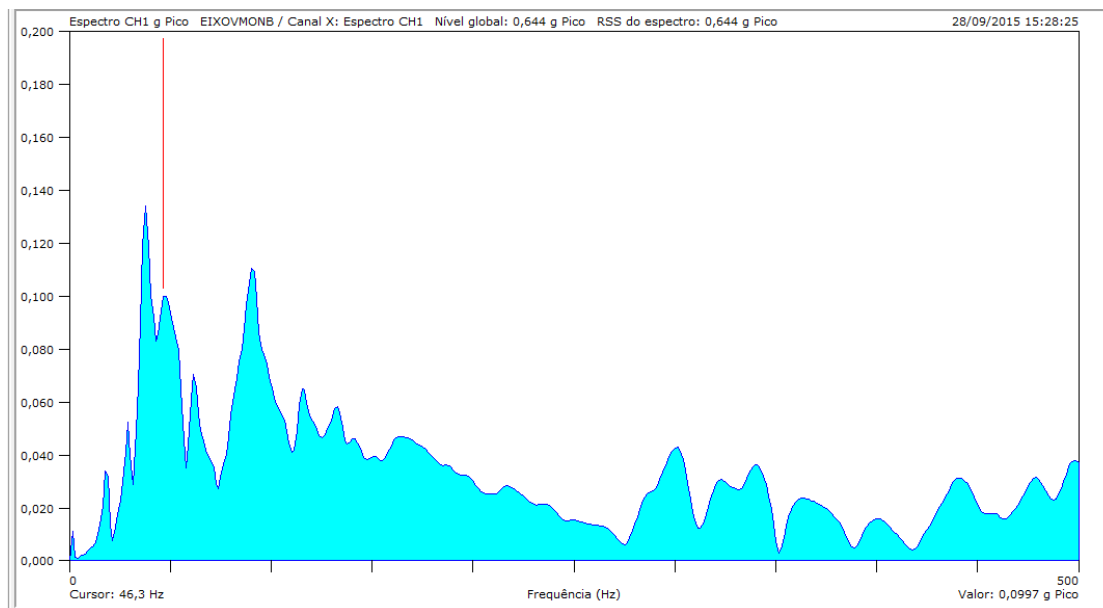
37,5 Hz (2250 rpm) e 46,3 Hz (2778 rpm) mostradas nas Figuras 20 e 21. Estas componentes são consideradas rotações críticas e deve-se, por segurança, evitar a operação do ventilador nestas rotações, sob o risco das vibrações alcançarem amplitudes extremamente elevadas e destruir o equipamento.

Figura 20 – Espectro de ensaio estático de ressonância, obtido pelo impacto do martelo no mancal simples (duplo), direção vertical, feito no local de instalação, com destaque para frequência natural de 37,5 Hz



Fonte: Produção do próprio autor.

Figura 21 – Espectro de Ensaio estático de ressonância, obtido pelo impacto do martelo no mancal simples (dupla carcaça), direção vertical, feito no local de instalação, com destaque para frequência natural de 46,3 Hz.



Fonte: Produção do próprio autor.

Na Tabela 9 estão destacadas as frequências naturais, para os 3 primeiros modos. Não está incluída a frequência natural da pá do ventilador, por se tratar de uma análise adicional.

Tabela 9 – Frequências naturais obtidas no Ensaio estático de ressonância

<b>Modo</b>	<b>Frequência (Hz)</b>
1	22,5
2	37,5
3	46,3

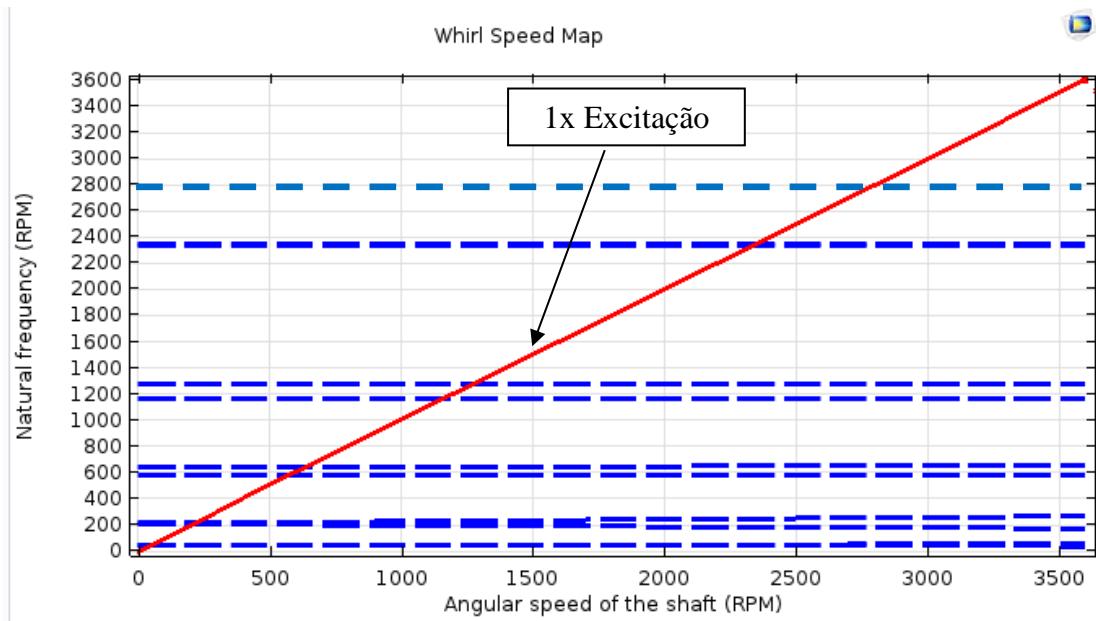
Fonte: Produção do próprio autor.

## 4.2 RESULTADOS DA MODELAGEM COMO ELEMENTO DE VIGA

A Figura 22 destaca o diagrama de Campbell, apresenta as frequências naturais presentes no conjunto. As interseções entre as frequências naturais com a frequência de excitação (neste caso a rotação) indicam rotações críticas. A proximidade da frequência de excitação com as frequências naturais deve ser evitada, pois altas amplitudes são observadas na prática, podendo causar sérios danos aos mancais e eixo.

No diagrama de Campbell pode-se observar primeiramente que as primeiras frequências naturais encontram-se nas proximidades das seguintes rotações: 200, 400, 1200, 1400 rpm, entretanto não se observam grandes vibrações nestas rotações devido sua passagem rápida pela excitação e distância em relação à frequência de rotação nominal. Estas componentes estão condizentes com as obtidas no ensaio estático de ressonância.

Figura 22- Imagem elaborada pelo autor utilizando o programa COMSOL Multiphysics.



Fonte: Produção do próprio autor.

As duas frequências naturais de 38,33 e 46,5 Hz, (2299,8 e 2790 rpm), são as mais próximas da frequência de rotação nominal de 59,63 Hz (3577,8 rpm). Estas componentes também se encontram com valores bem próximos das frequências naturais obtidas no ensaio de ensaio estático de ressonância.

A Tabela 10 mostra, de forma resumida os valores de frequência natural obtidos na simulação, destacando os modos 2 e 3.

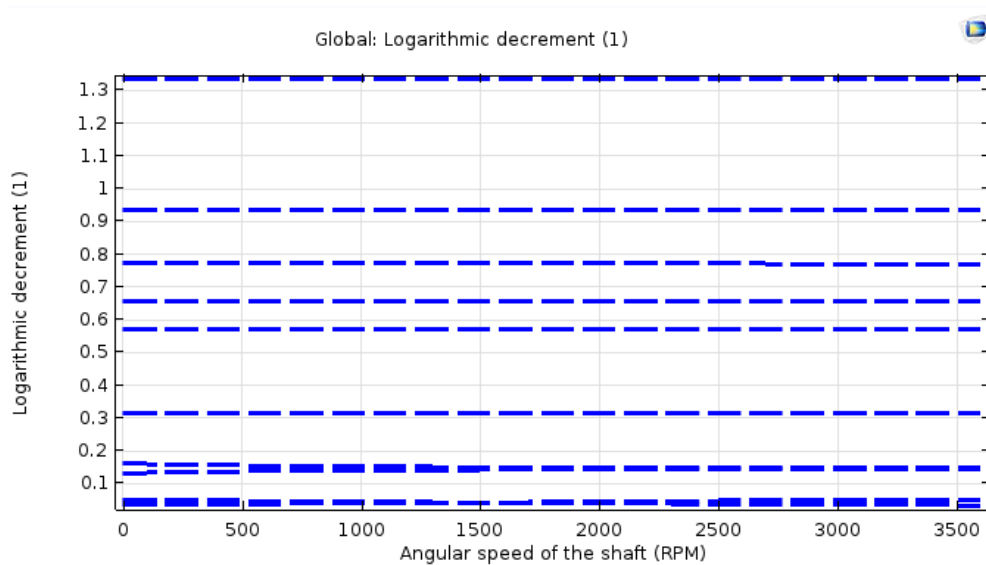
Tabela 10 – Frequências naturais obtidas no Diagrama de Campbell, simulação como elemento de viga.

<b>Modo</b>	<b>Frequência (Hz)</b>
1	23,33
2	38,33
3	46,5

Fonte: Produção do próprio autor

O gráfico do decremento logarítmico em função da velocidade angular do rotor é mostrado na Figura (23). Este gráfico mostra como o amortecimento em um modo particular muda com a velocidade angular do rotor. Pode-se observar pela linearidade do gráfico que não há mudança significativa no amortecimento com o acréscimo de rotação, diferente de rotores que operam em rotações mais elevadas.

Figura 23 – Gráfico do decremento logarítmico em função da velocidade angular do rotor.



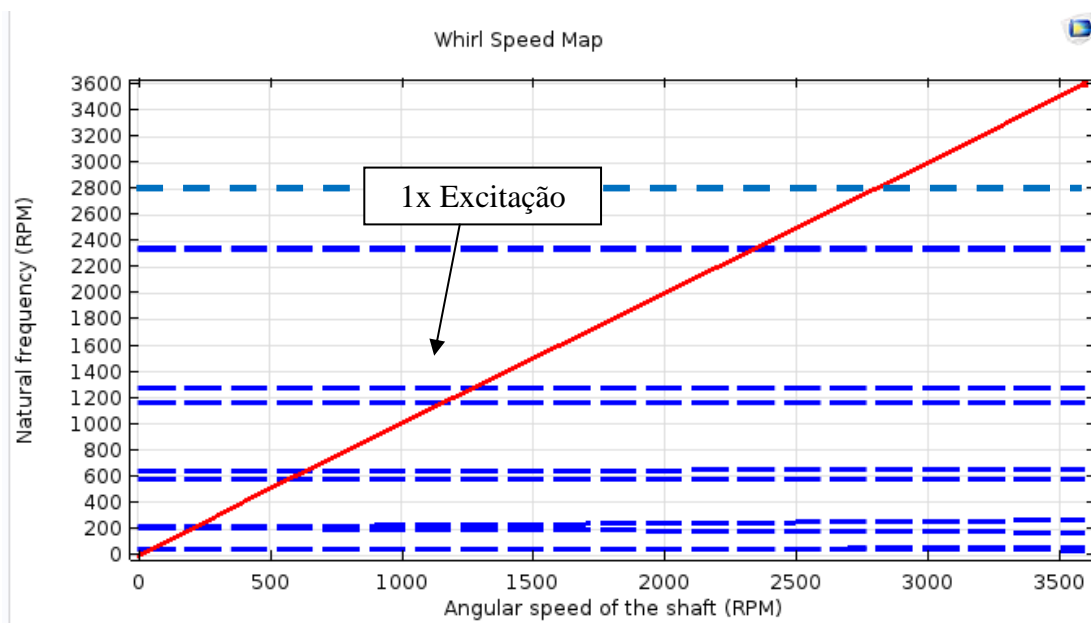
Fonte: Imagem elaborada pelo autor utilizando o programa COMSOL Multiphysics.

#### 4.3 RESULTADOS DA ANÁLISE POR ELEMENTOS FINITOS – MODELO EM 3D

Dentro da análise Modal do programa COMSOL Multiphysics, foi adicionado o elemento de fixação “*Remote Displacement*” em cada lateral do eixo permitindo rotação nas três direções e deslocamento constante (zero) também nas três direções e habilitada a função do diagrama de Campbell. Consideram-se a força da gravidade na direção y e velocidade rotacional no eixo z.



Figura 24 – Diagrama de Campbell.



Fonte: Imagem elaborada pelo autor utilizando o programa COMSOL Multiphysics

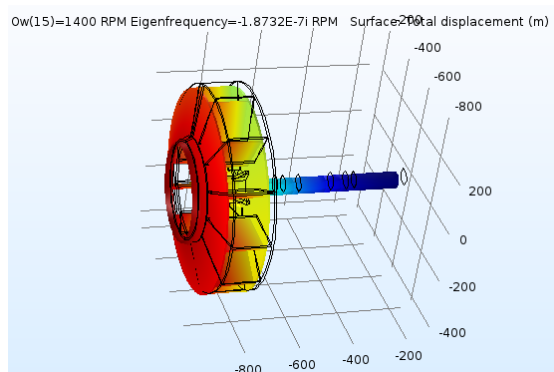
Como pode ser verificado na Figura 24 - Diagrama de Campbell, a região onde se encontram as frequências naturais, teve pouca mudança, comparado com a simulação anterior, e também pouca variação em relação aos ensaios experimentais.

As frequências naturais obtidas através do MEF estão apresentadas na Tabela 10 e o diagrama de Campbell na Figura 24. Foram obtidas as frequências naturais, com valores condizentes com as outras simulações. Como os mancais são rígidos, os deslocamentos nos pontos de apoio do eixo são praticamente nulos, dessa forma não influenciam na dinâmica do rotor, portanto, os quatro primeiros modos de vibrar estão associados a flexão do eixo.

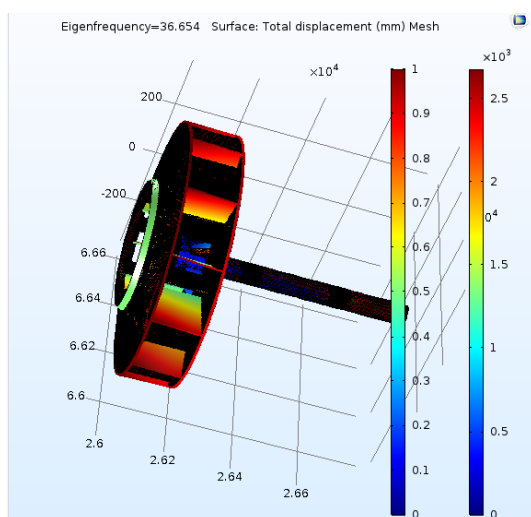
As frequências naturais obtidas, apresentaram os valores de 23,33 Hz, 36,65 Hz e 46,77 Hz (1399,8 rpm, 2199 rpm e 2806,2 rpm, respectivamente), apresentadas em destaque na Tabela 11, são as frequências naturais mais próximas da frequência de rotação nominal de 59,63 Hz (3577,8 rpm). Deve-se evitar a operação do rotor nestas rotações.

As frequências naturais superiores não são de interesse neste estudo, pois se tratam de componentes que se localizam acima da frequência de operação do ventilador (59,75 Hz), portanto não oferecendo risco de ocasionar o fenômeno de ressonância abaixo figura (25)

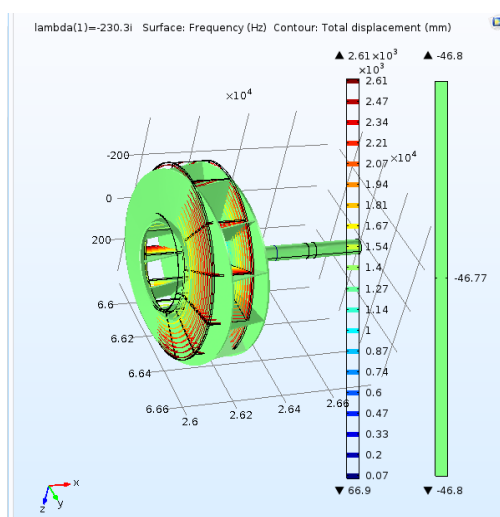
Figura 25 – Modos de vibrar e frequências naturais obtidas na simulação por elementos finitos com modelo 3D.



Modo 1, conjunto rotor, frequência natural de 23,33 Hz



Modo 2, conjunto rotor, frequência natural de 36,65 Hz



Modo 3, conjunto rotor, frequência natural de 46,77 Hz

Fonte: Produção do próprio autor

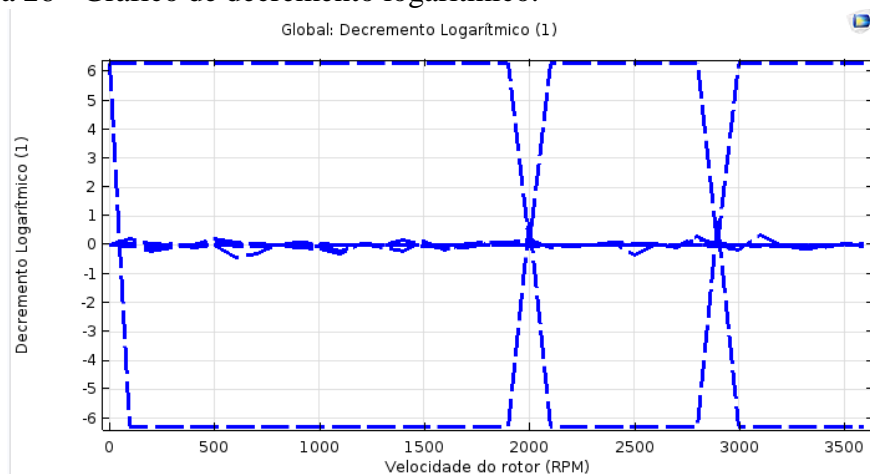
Tabela 11 – Frequências naturais obtidas na simulação por elementos finitos com modelo 3D.

Modo	Frequência (Hz)
1	23,38
2	36,65
3	46,77

Fonte: Produção do próprio autor.

Assim como na simulação anterior, foi obtido o gráfico de decremento logarítmico (Figura 26), que mostra como o amortecimento em um modo particular muda com a velocidade angular do rotor. Podem-se observar pequenas alterações no amortecimento com o acréscimo de rotação, próximo das frequências naturais dos modos de vibrar 5 e 6, 2199 rpm e 2806,2 rpm, respectivamente, o que confirma as análises anteriores.

Figura 26 - Gráfico de decremento logarítmico.



Fonte: Imagem elaborada pelo autor utilizando o programa COMSOL Multiphysics

#### 4.4 COMPARATIVO DOS RESULTADOS

Pode ser observado pela Tabela 12, que os resultados encontrados (frequências naturais) se apresentaram bem próximos, principalmente nas componentes mais próximas da frequência de rotação (59,63 Hz). A diferença entre as frequências obtidas foi próxima das que foram obtidas por Jalali et al (2014), no qual foi encontrada diferença média de 5 % e neste trabalho a diferença média foi de 1,54%.

Tabela 12 – Comparação dos resultados (frequências naturais obtidas) pelos dois métodos.

<b>Modo</b>	<b>Ensaio estático de ressonância (Hz)</b>	<b>MEF (Hz)</b>	<b>Diferença (%)</b>
1	22,5	23,4	4
2	37,5	37,5	0
3	46,3	46,6	0,64

Fonte: Produção do próprio autor.

Os resultados mostram existir uma coerência entre os valores obtidos no Ensaio estático de ressonância e na modelagem por elementos finitos. Quando comparamos as duas modelagens por elementos finitos (modelo como elemento de viga e modelo 3D), foi observado que houve também pouca alteração nas frequências obtidas, o que indica ser possível utilizar a modelagem do rotor como elemento de viga bastante viável para este tipo de simulação. Este tipo de simulação demanda menos tempo, pois não necessita da elaboração do modelo em CAD, e também o recurso computacional requerido é bastante inferior à simulação com modelo em 3D.

## 5 CONCLUSÃO

Neste trabalho foram avaliadas as características dinâmicas de um rotor de ventilador centrífugo de forno de reaquecimento de uma forjaria industrial. Foram feitas medidas de vibração mecânicas em condições normais de operação, além do ensaio estático de ressonância para identificação das frequências naturais. O ensaio estático de ressonância foi executado com o ventilador instalado no local de trabalho em diversos pontos e também em oficina.

Além das medições e ensaios mencionados, foi feita a simulação pelo Método de Elementos Finitos, com o rotor sendo modelado como elemento de viga, e também com o rotor sendo modelado em 3D (desenho importado CAD).

A análise por elemento finitos seguiu as etapas: (i) determinar os parâmetros de rigidez nos mancais; (ii) identificar as frequências naturais e a influência da velocidade de rotação sobre elas, (iii) identificar as velocidades críticas e avaliar os modos de vibrar das máquinas, e (iv) comparar os resultados obtidos.

A comparação entre os valores de frequências naturais obtidos indicou um acordo satisfatório entre eles. Adicionalmente, o comportamento dinâmico do sistema foi investigado através da obtenção do diagrama Campbell e gráfico de decremento logarítmico. Os resultados foram comparados e indicaram boa aproximação entre o teste experimental e as simulações por elementos finitos. Comparando os dois métodos de simulação por elementos finitos, pode-se concluir que a simulação que modela o rotor como elemento de viga apresenta resultados próximos da simulação com modelo 3D, porém a um custo computacional menor, com menor tempo despendido nas simulações.

A parte experimental do trabalho (ensaio estático de ressonância) indicou, além das frequências naturais relacionadas aos modos de vibrar, uma frequência natural de 178 Hz, quando executado o teste de impacto nas pás do impelidor.

As duas velocidades críticas mais relevantes são de 38,33 Hz (2299,8 rpm) e 46,5 Hz (2790 rpm) pois encontram-se mais próximas da frequência de excitação (1x rpm = 59,63 Hz, 3577,8 rpm).

A ferramenta utilizada foi o programa COMSOL *Multiphysics*, que dispõe de elementos, recursos e rotinas dedicadas para análise dinâmica de rotores. A utilização de elementos de viga possibilitou a criação de um modelo de cálculo leve, que permitiu respostas acuradas e rápidas.

Simulações com diferentes valores de rigidez de mancais, bem como análises da resposta ao desbalanceamento ficam como proposta para trabalhos futuros.

## REFERÊNCIAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 10131**: bombas hidráulicas de fluxo Rio de Janeiro, 2015.

CALDIRON, L. **Estimação de rigidezes de mancais de rotores por análise de sensibilidade**. 2004. 82 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2004.

COTA, R. E. **Análise dinâmica de rotores em balanço utilizando procedimentos computacionais e experimentais**. 2008. 77 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2008.

DHARMADHIKARI, S. R; MAHAKALKAR, S. G, GIRI, J. P. Design and analysis of composite drive shaft using ANSYS and genetic algorithm a critical review. **International Journal of Modern Engineering Research**. v.3, n.1, p. 490-496, jan/fev. 2013.

FRANÇA, F. A. **Ventiladores**: conceitos gerais, classificação, curvas características típicas e leis dos ventiladores. FEM / UNICAMP, 1999. (Apostila do curso EM 712 - Sistemas Fluidomecânicos, da FEM Unicamp) Disponível em: <<http://www.fem.unicamp.br/~em712/sisflu09.doc>>. Acesso em: 06 mar. 2017.

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

GERDAU. **Arquivo técnico Gerdau ventilador do forno forjaria**. Porto Alegre: Gerdau, 2016

GUNTER, E. J., Jr. **Dynamic stability of rotor-bearing systems**. Washington: Scientific and Technical Information Division, National Aeronautics and Space Administration, 1966. (NASA SP-113)

JALALI, M.H. et al. Dynamic analysis of a high speed rotor-bearing system. **Measurement**, v. 53, n. 5, p. 1-19, jul. 2014. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.measurement.2014.01.035>>. Acesso em: 06 mar. 2017.

MACINTYRE, A. J. **Ventilação industrial e controle de poluição**. 2. ed. Rio de Janeiro : LTC, 1990.

MCKERVEY, G. W.; PERRY, B.. Fan applications in the cement industry. In: IEEE CEMENT INDUSTRY TECHNICAL CONFERENCE, 35., 1993, New York. **Conference Record** ... New York: IEEE, 1993 p.467 - 476. Disponível em: <<http://ieeexplore.ieee.org/stamp/stamp.jsp?tp=&arnumber=296970>>. Acesso em: 25 fev. 2017.

MESQUITA, A. L. S.; GUIMARAES, F. A.; NEFUSSI, N. **Engenharia de ventilação industrial**. São Paulo : CETESB, 1988.

RAO, S. S. **Mechanical vibration**. 2nd. ed. Reading, Mass: Addison-Wesley. 1990.

SAMUELSSON, J. **Rotor dynamic analysis of 3D-modeled gas turbine rotor in ANSYS**. 2009. Dissertation (Master's Degree in Mechanical Engineering) - Department of Management and Engineering - Solid Mechanics, Linköping University, Finspang, 2009.

SRIKRISHNANIVAS, D. **Rotor Dynamic Analysis of RM12 Jet Engine Rotor using ANSYS**. 2012. Dissertation (Master's Degree in Mechanical Engineering) Department of mechanical engineering – Blekinge Institute of Technology, Karlskrona , 2012.

STERNLICHT, B.; LEWIS, P. Vibration problems with high-speed turbomachinery. **ASME J. Eng. Ind.** v. 90, n. 1, p. 174–185, fev. 1968.

SUDHAKAR, G. N. D. S.; SEKHAR, A. S. Identification of unbalance in a rotor bearing system. **Journal of Sound and Vibration**, v. 330, n. 10, p. 2299–2313, may 2011. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2010.11.028>>. Acesso em: 10 mar. 2017.

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, may. 2005. Disponível em: <<http://www.sandv.com/downloads/0505swan.pdf>>.

TAPLAK, H.; PARLAK, M. Evaluation of gas turbine rotor dynamic analysis using the finite element method. **Measurement**, v. 45, n. 5, p. 1089–1097, jun. 2012. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.measurement.2012.01.032>>. Acesso em: 10 mar. 2017.

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

VIANA, C. N. A. **Manual do programa de eficiência industrial - módulo: ventiladores e exaustores**. Rio de Janeiro: ELETROBRÁS / PROCEL, 2002.

VINAUD, F. J. **Aplicação de metodologias numéricas para a análise de dinâmica de rotores**. 2005. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Universidade de Brasília, Brasília - DF, 2005.

WAGNER, M. B. et al. Model reduction methods for rotor dynamic analysis: a survey and review. **International Journal of Rotating Machinery**, v. 2010, p.1-17, set./dec. 2010. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1155/2010/273716>>. Acesso em: 15 mar. 2017.



**BIBLIOGRAFIA CONSULTADA**

AL YAHYAI, M.; MBA, D. Rotor dynamic response of a centrifugal compressor due to liquid carry over: a case study. **Engineering Failure Analysis**, v. 45, p. 436–448, Oct., 2014. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1350630714002374>>. Acesso em: 15 mar. 2017.

BAVASTRI, C. A. et al. Modeling of dynamic rotors with flexible bearings due to the use of viscoelastic materials. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, v. 30, n. 1, p. 22–29, Jan./Mar. 2008.

BENKÖ, G.B.; HOLMÉN, E.K. Parametric resonances in umbrella-type generating units. In: SYMPOSIUM ON VIBRATIONS IN HYDRAULIC PUMPS AND TURBINES, Manchester, 1966. **Proceedings ...**, Birdcage Walk, Westminster, London, UK: The Institution of Mechanical Engineers, v.181, Part 3A, Jun., 1967.

CAVALCA, K. L.; CAVALCANTE, P. F.; OKABE, E. P. An investigation on the influence of the supporting structure on the dynamics of the rotor system. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v. 19, n. 1, p. 157–174, May., 2005.

CAVALCANTE, P. F. **Método de solução para o estudo da influência da estrutura de suporte no comportamento dinâmico de máquinas rotativas**. 2001. 131 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – UNICAMP, Campinas, 2001.

DE SANTIAGO, O. C.; SAN ANDRÉS, L. Field methods for identification of bearing support parameters – Part. II: identification from rotor dynamic response due to imbalances. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v. 129, n. 1, p. 213, Jan., 2007.

DRTINA, P.; SALLABERGER, M. Hydraulic turbines: basic principles and state-of-the-art computational fluid dynamics applications. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers**, v. 213, n. Jul. 1998, p. 85–103, jan. 1999. Disponível em: <<http://pic.sagepub.com/content/213/1/85.short>>. Acesso em: 15 mar. 2017.

EDWARDS, S.; LEES, A. W.; FRISWELL, M. I. Experimental identification of excitation and support parameters of a flexible rotor-bearings-foundation system from a single run-down. **Journal of Sound and Vibration**, v. 232, n. 5, p. 963–992, May. 2000. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0022460X99927797>>. Acesso em: 15 mar. 2017.

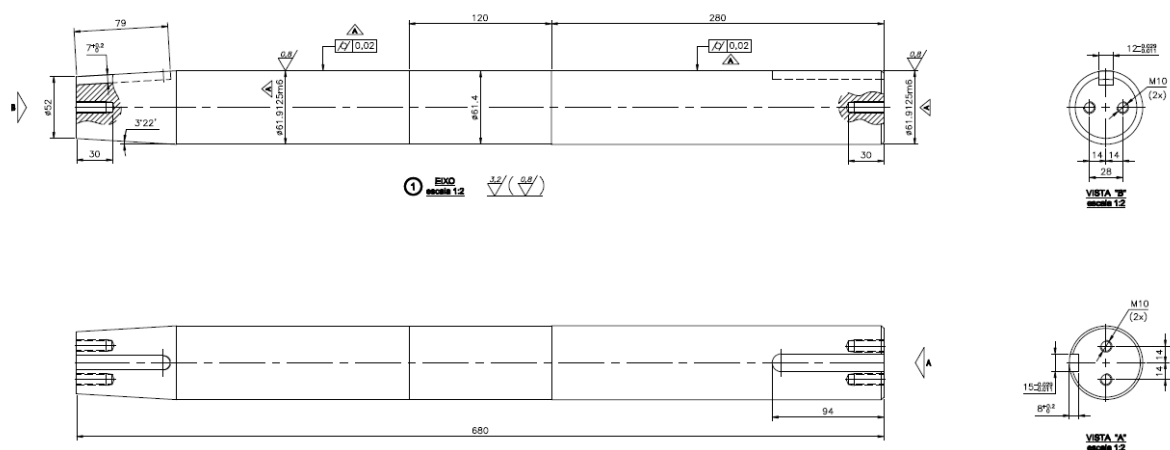
VANCE, J. M. et al. Critical speeds of turbomachinery computer predictions vs. experimental measurements. In: TURBOMACHINERY SYMPOSIUM, 13., 1967, Houston, Texas. **Proceedings ...** Houston, Texas: Texas A&M's Department of Mechanical Engineering, 1967. p. 105-130.

STEVENSON, J. D. Structural damping values as a function of dynamic response stress and deformation levels. **Nuclear Engineering and Design**. v. 60., n. 2., p. 211-238, Sep. 1980.

## ANEXO A - DESENHO CONSTRUTIVO

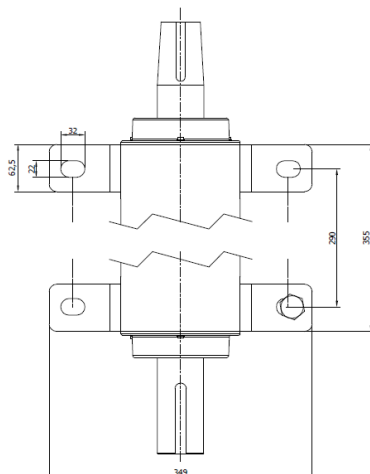
O eixo é fabricado de aço SAE 1020, e as dimensões de 61,91 mm de diâmetro e 680 mm de comprimento, conforme Figura 1.

Figura 1 – Desenho construtivo do eixo do ventilador centrífugo.

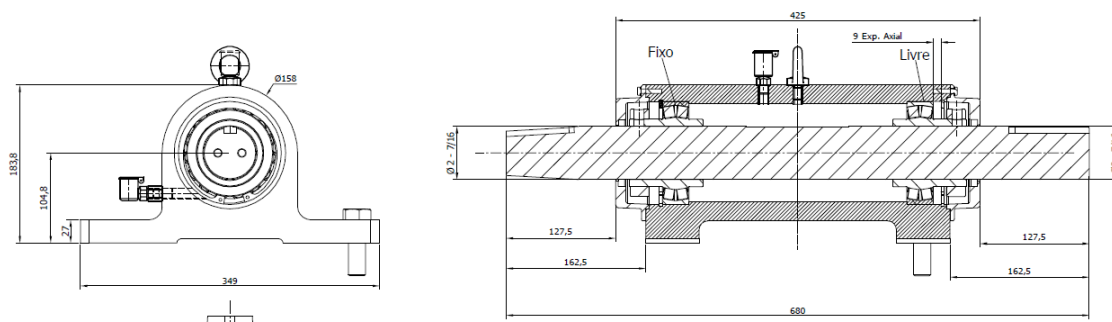


Fonte: Gerdau (2016)

Figura 2– Mancal monobloco (a) (Vista superior) ; (b) (Vista frontal e em corte).



(a)



(b)

Fonte: Gerdau (2016)

O disco impelidor possui massa de 59,279 kg, diâmetro de 730 mm e largura de 214 mm, fabricado em aço SAE 1020 conforme figura 4.

