

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA  
CELSO SUCKOW DA FONSECA - CEFET/RJ**

**PROJETO DE MÁQUINA DE ENSAIO DE  
FADIGA RESSONANTE**

Emanuel Pessoa Lemos Silva

Giovanni Seiji Cozzolino Enokibara

Profº Orientador: Fernando Ribeiro da Silva

Paulo Pedro Kenedi

**RIO DE JANEIRO**

**DEZEMBRO/2015**

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA  
CELSO SUCKOW DA FONSECA - CEFET/RJ**

**PROJETO DE MÁQUINA DE ENSAIO DE  
FADIGA RESSONANTE**

Emanuel Pessoa Lemos Silva

Giovanni Seiji Cozzolino Enokibara

Projeto final apresentado em cumprimento às  
normas do Departamento de Educação Superior  
do CEFET/RJ, como parte dos requisitos para obtenção  
do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Prof<sup>o</sup> Orientador: Fernando Ribeiro da Silva

Paulo Pedro Kenedi

**RIO DE JANEIRO**

**DEZEMBRO/2015**

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Central do CEFET/RJ

S586 Silva, Emanuel Pessoa Lemos  
Projeto de máquina de ensaio de fadiga ressonante / Emanuel  
Pessoa Lemos Silva [e] Giovanni Seiji Cozzolino Enokibara.—2015.  
xv, 63f. + apêndices e anexos : il. (algumas color.) , grafs. , tabs.  
; enc.

Projeto Final (Graduação) Centro Federal de Educação  
Tecnológica Celso Suckow da Fonseca , 2015.

Bibliografia : f. 62-63

Orientadores : Fernando Ribeiro da Silva  
Paulo Pedro Kenedi

1. Engenharia mecânica. 2. Máquinas – Projetos. 3. Materiais –  
Fadiga – Testes. I. Enokibara, Giovanni Seiji Cozzolino. II. Silva,  
Fernando Ribeiro da (Orient.). III. Kenedi, Paulo Pedro (Orient.). IV.  
Título.

CDD 621

## DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho a todos os meus amigos, à minha família, minha namorada e à minha mãe que sempre estiveram presentes quando eu mais precisei.

Dedico também aos meus orientadores Fernando e Kenedi por terem nos guiado nesse último ano.

Giovanni Seiji Cozzolino Enokibara

Dedico, não somente este trabalho como minha conclusão de curso, a todos aqueles que contribuíram nestes anos de luta, trabalho, aprimoramento e também diversão.

Minha família, minha namorada e companheira, minha mãe e todos os amigos que fiz neste extenso caminho que inicia uma nova jornada.

Dedico também aos meus orientadores, Paulo e Fernando por todo o apoio dado.

Emanuel Pessoa Lemos Silva

## AGRADECIMENTOS

Agradeço a todos aqueles que de alguma forma mudaram a minha vida com suas falas, sorrisos, presença e amizade. Aos nossos orientadores Paulo e Fernando por todo o conhecimento transmitido e pela luta diária pela melhoria da educação em nossa instituição, CEFET/RJ.

Em especial a minha namorada e companheira, Karina Brito, que esteve ao meu lado nos momentos mais difíceis me incentivando a nunca desistir, acreditando em mim quando eu não acreditava e me dando forças para chegar aqui.

Ao meu amigo e parceiro de projeto, Giovanni Seiji, pelo exemplo de determinação e força, por não abaixar a cabeça e seguir em frente quando as coisas ficaram difíceis, por vencer e continuar vencendo as barreiras que o destino colocou a sua frente para dar continuidade a vida, pois sem ela este trabalho não seria possível.

As minhas irmãs, Laura, Mariana e Joana pelo apoio e companhia mesmo tendo que vencer a distância que por horas nos separa.

A minha mãe, Ana Lucia, por ter me transmitido caráter e valores de vida pelo exemplo de uma mulher guerreira, determinada, com fé na vida e em seus filhos.

Ao meu pai, João Emanuel, que, mesmo não tendo mais sua presença, ensinou-me e continua me ensinando pelo seu legado de homem justo, bondoso, capaz de mudar para melhor a vida das pessoas que tiveram o prazer de conviver com ele.

Também aos meus avós, todos guerreiros desta vida, Maria Ligia, Gelson, Celeste e Antônio, por todos os ensinamentos transmitidos de suas vastas sabedorias.

E por fim aos meus amigos, principalmente ao Arthur Simões, e aqueles que tive o prazer de conhecer durante a faculdade e que levarei para o resto da vida e aqueles que me acompanham desde sempre e que continuaram ao meu lado. Agradeço por todas as conversas, momentos de diversão e tantas outras experiências que me fizeram chegar aqui exatamente como cheguei.

Emanuel Pessoa Lemos Silva

Agradeço aos meus orientadores por terem nos guiado e nos explicado tudo o que precisávamos para esse projeto.

Agradeço aos meus amigos e em especial ao Arthur Simões, por terem estado ao meu lado quando eu precisei. E à minha família por terem sido meu apoio durante toda a minha vida e por terem me incentivado em todas as minhas lutas. Agradeço à minha namorada pelo seu amor e por ter me ajudado a passar esses últimos anos tão complicados.

Agradeço ao Emanuel por me aturado durante todo esse projeto e ter me ajudado a manter a sanidade. E com certeza agradeço às nossas respectivas namoradas pela infinita paciência e por terem compreendido todas as noites e fins de semana que não pudemos passar juntos.

E finalmente agradeço à minha mãe por ter estado sempre ao meu lado, nos melhores e nos piores momentos. Não sei aonde chegaria sem ela.

Giovanni Seiji Cozzolino Enokibara

## RESUMO

Estruturas e construções são constantemente expostas a diferentes níveis de vibração e esforços em seu uso diário que podem acarretar uma falha provocada por fadiga. Os testes realizados normalmente requerem um maquinário e forças aplicadas muito grandes à proporção em que se aumenta os corpos de prova. A proposta deste trabalho é projetar uma máquina capaz de realizar testes de falha de fadiga por flexão em tubulações de variadas dimensões utilizando do fenômeno de ressonância para gerar maiores esforços internos a partir de uma menor força aplicada. Este trabalho, em um primeiro instante simula, através do método de elementos de elementos finitos com o auxílio de um software, o exemplo de um tubo com a força exercida sobre ele, analisando os esforços e sua vida útil e depois detalha um projeto da máquina desenvolvida e seu funcionamento idealizado capaz de realizar o teste.

Palavras chave: Fadiga, Elementos Finitos, Máquina, Ressonância.

## **ABSTRACT**

Structures and constructions are constantly exposed to different levels of vibration and stress in its daily use which can generate a failure provoked by fatigue. The tests normally realized require a machinery and forces applied too big as the proportion of the specimen is enlarged. The goal of this work is to project a machine capable of realizing fatigue tests by flexion in pipes of various dimensions using the phenomenon of resonance to generate greater internal stress originated by a small force applied. This work in a first stance, simulates through the finite element method, by the means of a numerical software, the example of a tube with an applied force onto it, analyzing their stresses and its service life and then makes a project of the developed machine and its idealized function capable of realizing the test.

Key words: Fatigue, Finite Elements, Machine, Resonance.



## SUMÁRIO

<b>CAPÍTULO 1.....</b>	<b>1</b>
1.1 INTRODUÇÃO.....	1
1.2 MOTIVAÇÃO E OBJETIVO.....	1
1.3 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO.....	2
<b>CAPÍTULO 2.....</b>	<b>3</b>
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	3
2.1 FADIGA.....	3
2.1.2 FALHA POR FADIGA.....	4
2.1.3 MODELOS DE FALHA POR FADIGA.....	5
2.1.4 LIMITE DE RESISTÊNCIA À FADIGA ( $S'e$ ).....	7
2.1.5 MODIFICADORES DO LIMITE DE RESISTÊNCIA ( $S'e$ ).....	7
2.1.6 FATOR DE SUPERFÍCIE ( $ka$ ).....	8
2.1.7 FATOR DE TAMANHO ( $kb$ ).....	8
2.1.8 FATOR DE CARREGAMENTO ( $kc$ ).....	10
2.1.9 FATOR DE TEMPERATURA ( $kd$ ).....	10
2.1.10 FATOR DE CONFIABILIDADE ( $ke$ ).....	11
2.1.11 FATOR DE EFEITOS DIVERSOS ( $kf$ ).....	12
2.1.12 RESISTÊNCIA À FADIGA.....	12
2.2 RESSONÂNCIA.....	14
2.2.1 VIBRAÇÃO LIVRE EM UM SISTEMA AMORTECIDO.....	15
2.2.2 SISTEMA SUBAMORTECIDO.....	16
2.2.3 CARREGAMENTO HARMÔNICO.....	17
2.2.4 FENÔMENO DE RESSONÂNCIA.....	19
2.3 MÁQUINAS PARA TESTE DE FADIGA.....	22
<b>CAPÍTULO 3.....</b>	<b>25</b>
3. ANÁLISE DINÂMICA.....	25
3.1 ESQUEMATIZAÇÃO DO MODELO.....	25
3.2 DETERMINAÇÃO DA FORÇA EXTERNA $F(t)$ .....	26
3.3 MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS.....	28
3.3.1 DETERMINAÇÃO DAS MATRIZES DE RIGIDEZ E DE MASSA.....	29
3.3.2 EQUAÇÃO MATRICIAL.....	31
3.3.3 PROGRAMAÇÃO NO MATLAB®.....	32
3.4 OBTENÇÃO DE RESULTADOS.....	37
3.5 ANÁLISE DE FADIGA.....	43

<b>CAPÍTULO 4.....</b>	<b>46</b>
4. CONSTRUÇÃO DA MÁQUINA .....	46
4.1 ASPECTOS GERAIS.....	46
4.2 SISTEMA GIRATÓRIO .....	49
4.2.1 MOTOR .....	50
4.2.2 EIXOS.....	51
4.2.3 ENGRENAGENS.....	54
4.2.4 EXCENRICIDADES .....	56
4.2.5 PROTEÇÃO .....	57
4.3 CUSTO DA MÁQUINA .....	58
<b>CAPÍTULO 5.....</b>	<b>60</b>
5.1 CONCLUSÃO .....	60
5.2 SUGESTÕES.....	61
<b>BIBLIOGRAFIA.....</b>	<b>62</b>
<b>APÊNDICE A: MATRIZES DE RIGIDEZ E MASSA.....</b>	<b>64</b>
<b>APÊNDICE B: PROGRAMA PARA ANÁLISE DINÂMICA DE</b>	
<b>VIBRAÇÃO FLEXIONAL .....</b>	<b>65</b>
<b>APÊNDICE C: MEMÓRIA DE CÁLCULO .....</b>	<b>74</b>
C-1 ESCOLHA DO MOTOR .....	74
C-2 DIMENSIONAMENTO DOS EIXOS .....	75
C-3 DIMENSIONAMENTO DOS PARAFUSOS .....	77
C-4 DIMENSIONAMENTO DA CONEXÃO EIXO – EXCENRICIDADE .....	79
<b>APÊNDICE D: PARÂMETROS DOS CORPOS DE PROVA</b>	
<b>UTILIZÁVEIS.....</b>	<b>80</b>
<b>ANEXO I – CATÁLOGO DO MOTOR.....</b>	<b>82</b>
<b>ANEXO II – CATÁLOGO DE TUBOS.....</b>	<b>85</b>
<b>ANEXO III – CATÁLOGO DE ACOPLAMENTOS .....</b>	<b>86</b>
<b>ANEXO IV – CATÁLOGO DE MANCAL.....</b>	<b>87</b>
<b>ANEXO V – CATÁLOGO DOS ROLAMENTOS.....</b>	<b>88</b>
<b>ANEXO VI – CATÁLOGO VIBRA-STOP.....</b>	<b>91</b>
<b>ANEXO VII - DESENHOS DA MÁQUINA .....</b>	<b>92</b>



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Exemplo de peça com fratura por fadiga [2] .....	5
Figura 2 - Curva de Wöhler [2] .....	6
Figura 3 - Fórmulas para área sob tensão $A_{95}$ [1].....	10
Figura 4 - Sistema massa-mola-amortecedor .....	14
Figura 5 - D.C.L do sistema .....	14
Figura 6 - Curvas de sistemas amortecidos .....	17
Figura 7 - Gráficos de Amplitude e Ângulo de fase pela Razão de frequências [6] .....	18
Figura 8 - Gráfico Razão de amplitude pela Razão de frequências [6].....	19
Figura 9 - Ressonância em um sistema sem amortecimento .....	20
Figura 10- Ressonância em um sistema com amortecimento .....	21
Figura 11 - Máquina de teste para perfuratriz de petróleo de L. Bertini [7] .....	22
Figura 12 - Máquina de teste torsional Tonon [8].....	23
Figura 13 - Máquina de teste flexão Claeys [9].....	23
Figura 14 - Máquina de Bertini de bancada [7].....	24
Figura 15 - Esquemático do modelo.....	25
Figura 16 - Massa excêntrica girante.....	26
Figura 17 - Força resultante na excentricidade.....	27
Figura 18 - Força resultante $F(t)$ .....	27
Figura 19 - Divisão do tubo com respectivos graus de liberdade.....	30
Figura 20 - Elemento com 2 nós e 4 graus de liberdade.....	30
Figura 21 - Tubo bi-apoiado com forçamento no nó 1 e massas em ambas extremidades .....	33
Figura 22 - Tubo bi-apoiado somente com as massas nas extremidades .....	33
Figura 23 - Gráfico de momentos do tubo com ação dos pesos e massa própria.....	34
Figura 24 - Amplitudes dos nós 1 e 4.....	35
Figura 25 - Modos de vibração do tubo.....	36
Figura 26 - Deslocamento dos nós .....	37
Figura 27 - Deslocamentos dos nós 1, 4 e 7 .....	38
Figura 28 – Tensão de flexão do nó 4 em diferentes frequências de excitação .....	39
Figura 29 - Momentos de flexão .....	40
Figura 30 - Cisalhamento e Momento fletor na seção crítica.....	41
Figura 31 - Tensão de Cisalhamento e de Flexão na seção crítica .....	42

Figura 32 - Tensão de Von Mises no ponto crítico .....	43
Figura 33 - Montagem da Máquina .....	46
Figura 34 - Tubo de 14" .....	47
Figura 35 - Apoio do tubo .....	48
Figura 36 - Amortecedor Vibra-Stop [16] .....	48
Figura 37 - Peso da extremidade .....	49
Figura 38 - Sistema Giratório .....	50
Figura 39 - Motor WEG W22 [17] .....	51
Figura 40 - Variador de Frequência WEG [18] .....	51
Figura 41 - Eixo Interno .....	52
Figura 42 - Eixo externo .....	52
Figura 43 - Rolamento tipo agulha [19] .....	53
Figura 44 - Rolamento flangeado quadrado tipo Y [20] .....	53
Figura 45 - Acoplamento Acriflex® [21] .....	54
Figura 46 - Posicionamento das engrenagens e eixos .....	54
Figura 47 - Sistema de transmissão .....	55
Figura 48 - Mancal de rolamento para as engrenagens [22] .....	55
Figura 49 - Conjunto de Excentricidades .....	56
Figura 50 - Posicionamento Excentricidades e Eixos .....	57
Figura 51 - Proteção .....	57
Figura 52 - Posicionamento das excentricidades nos eixos .....	76
Figura 53 - Seção crítica da excentricidade .....	79

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1- Relação de Fatores a e Expoentes b [2].....	8
Tabela 2 – Valores de $k_d$ para temperatura [2] .....	11
Tabela 3 - Valores de $z_a$ e $k_e$ para confiabilidades [2].....	12
Tabela 4 - Propriedades do tubo .....	32
Tabela 5 - Deslocamentos dos nós 1 e 4.....	34
Tabela 6 - Propriedades das excentricidades .....	37
Tabela 7 – Custo da máquina .....	58

## LISTA DE SÍMBOLOS

- A – Área da seção transversal  
 $a_{cp}$  – Aceleração centrípeta  
 $c$  – Constante de amortecimento  
 $c_c$  – Constante de amortecimento crítico  
[C] – Matriz de amortecimento  
De – Diâmetro externo do tubo  
 $\delta_{st}$  – Deslocamento estático  
E – Módulo de elasticidade  
Esp – Espessura da parede do tubo  
 $f$  – Força de reação à aceleração centrípeta  
F(t) – Força externa  
 $F_d(t)$  – Força de amortecimento  
 $F_k(t)$  – Força elástica  
I – Momento de inércia  
 $k$  – Rigidez  
[K] – Matriz de rigidez  
 $k_a$  – Fator de modificação de condição de superfície  
 $k_b$  – Fator de modificação de tamanho  
 $k_c$  – Fator de modificação de carga  
 $k_d$  – Fator de modificação de temperatura  
 $k_e$  – Fator de modificação de confiabilidade  
 $k_f$  – Fator de modificação por efeitos variados  
 $l$  – comprimento  
 $m$  – Massa  
[M] – Matriz de massa  
M – Fator de amplificação  
Mom – Momento fletor  
N – Número de ciclos  
 $N_e$  – Limite de resistência à fadiga  
P – Pesos nas extremidades do tubo

$r$  – Razão de frequências  
 $r_e$  – Raio da excentricidade  
 $\rho$  – Massa específica  
 $S_e$  – Limite de resistência à fadiga  
 $S_f$  – Resistência à fadiga  
 $S_{ut}$  – Limite de resistência à tração  
 $S_y$  – Limite de escoamento  
 $\sigma$  – Tensão do cortante  
 $\sigma_a$  – Tensão completamente alternada  
 $\sigma'_F$  – Tensão verdadeira  
 $t$  – Tempo  
 $\tau$  – Tensão do momento fletor  
 $V$  – Cortante  
 $\omega$  – Frequência  
 $\omega_d$  – Frequência amortecida  
 $\omega_n$  – Frequência normal  
 $X$  – Amplitude  
 $\emptyset$  - Ângulo de fase  
 $\zeta$  – Coeficiente de amortecimento viscoso



# Capítulo 1

## 1.1 Introdução

Construções e estruturas mecânicas são, em geral, constantemente expostas a diversos níveis de vibração e forças externas atuantes em seu uso cotidiano. Essas excitações acarretam um problema que deve ser considerado ao longo da elaboração de um projeto, o problema da falha provocada por fadiga.

Estruturas expostas a esforços dinâmicos frequentes, como motores cíclicos, tubulações sob pressão variável ou estruturas expostas em regiões com fortes correntes de vento, são mais propícias a serem sujeitas ao fenômeno de fadiga, o que pode causar falhas potencialmente catastróficas e, portanto, devem ser mais atentamente analisadas sob esse aspecto.

Um caso extremo dessa excitação é o fenômeno de ressonância, onde o corpo é submetido a um forçamento oscilatório harmônico na mesma frequência que uma de suas frequências naturais.

Todo corpo possui uma frequência de vibração natural livre, tal valor depende de diversos fatores como seu material e seu formato. Quando forçado nessa periodicidade específica ele sofre oscilações maiores do que o normal, ocasionando forças internas maiores e conseqüentemente aumentando as chances de falhas por fadiga.

Tendo essas considerações em mente, é proposto a elaboração do projeto de uma máquina de ensaio de fadiga ressonante para auxiliar no emprego correto de estruturas com resistência à falhas e com uma vida útil longa que aproveite o efeito ressonante para auxiliar a fonte de energia do sistema.

## 1.2 Motivação e Objetivo

Tubulações podem ser expostas a diversos tipos de esforços, estáticos e flutuantes, dependendo de sua aplicação. Portanto, torna-se de suma importância saber se o tubo será utilizado dentro de padrões de segurança aceitáveis no local de trabalho e se ele não sofrerá uma possível falha.

Este projeto tem finalidade de desenvolver uma máquina de ensaio ressonante estudando as tensões provenientes de uma força harmônica aplicada transversalmente sobre uma tubulação de aço. Ao longo do trabalho será desenvolvido um método analítico para análise da vibração forçada com auxílio de um programa computacional a fim de obter resultados gráficos como as curvas de amplitude, forças e tensões, além de definir as frequências naturais do sistema.

Será analisada a seção crítica do tubo sob a abordagem de fadiga em comparação à Curva de Wöhler e obtido seu Limite de Resistência. Com objetivo de determinar a capacidade de um tubo de resistir ao carregamento de fadiga.

### **1.3 Organização do Trabalho**

Este projeto foi desenvolvido ao longo de cinco capítulos.

No Capítulo 1 é introduzida a forma como o trabalho é estruturado, assim como seu objetivo e a motivação para sua realização.

No Capítulo 2 é feita uma revisão Bibliográfica para expor e revisar conceitos e ideias que serão utilizados ao longo do estudo, assim como obter um embasamento dos tipos de máquinas desenvolvidas para ensaio de fadiga de estruturas em escala 1:1 utilizadas atualmente.

No Capítulo 3 é realizado o desenvolvimento de uma simulação computacional, assim como a utilização de uma ferramenta gráfica para melhor análise dos resultados e o cálculo da fadiga do corpo de prova.

No Capítulo 4 é detalhado a construção e os elementos que constituem a máquina para realizar a simulação detalhada no Capítulo 3.

E finalmente, no Capítulo 5 são realizadas as considerações finais sobre as informações obtidas e sugestões para alterações e melhorias futuras para o projeto.

## Capítulo 2

### 2. Revisão Bibliográfica

Neste capítulo, serão abordados os conceitos teóricos, assim como as equações, definições e termos a respeito do estudo de fadiga e vibração que, ao longo do trabalho, serão utilizados para a elaboração deste projeto.

#### 2.1 Fadiga

É importante pontuar que a maior parte das falhas em máquinas e estruturas ocorrem em níveis de tensão menores que os valores de resistência a tração e até mesmo o limite de escoamento dos materiais.

O termo “fadiga” foi aplicado à situação recém-descrita pela primeira vez por Poncelet em 1839.

Em 1800 que esse fenômeno foi observado pela primeira vez, na ocasião os eixos de um vagão ferroviário começaram a falhar depois de um curto período em serviço. O material dos vagões era um aço dúctil, mas exibiam características de fraturas frágeis e repentinas [1].

A partir desse episódio, em 1843, Rankine publica um artigo denominado *As Causas da Ruptura Inesperada de Munhões de Eixos Ferroviários* [2]. No artigo o autor deixa claro que o material havia “cristalizado” e se tornado frágil por conta das tensões flutuantes.

É importante pensar nesse episódio pontuando que os eixos em questão foram projetados e pensados com a perícia e engenharia disponíveis na época, baseadas em experiências resultantes dos estudos com estruturas carregadas estaticamente. Surgem então cargas dinâmicas que eram na época um fenômeno novo, em decorrência da entrada das máquinas movidas a vapor nesse cenário.

A tensão de flexão em qualquer ponto da superfície do eixo tem uma variação cíclica entre valores ativos e compressivos, já que os eixos estavam fixos às rodas e girando em conjunto com elas, esse carregamento foi denominado alternado.

August Wohler 1819, um engenheiro alemão, realizou em um período de 12 anos uma investigação científica que tinha como objeto a falha por fadiga. O engenheiro testava em laboratório, eixos até a falha sob carregamento alternado e descobriu que o número de ciclos de tensão alternada no tempo como o causador de falha e a descoberta da existência de uma tensão

limite de resistência à fadiga para aços, ou seja, um nível de tensão abaixo do qual o eixo teria vida infinita se exposto a carregamentos alternados.

Seus estudos resultaram no diagrama ou curva de Wohler que é até hoje a forma padrão para caracterizar o comportamento dos materiais submetidos a solicitações alternadas.

Faz-se necessário demarcar a contribuição de outros cientistas que constituem a evolução dos trabalhos nessa área. Como alguns selecionados pelo autor Lee [3]. São eles: Gerber, 1874 e Goodman, 1899 (Tratamento das tensões medias), Bauchinger, 1886 (Constatação da variação das propriedades elásticas devido as cargas cíclicas), Ewing e Humfrey 1903 (Colapso do componente devido a uma única trinca “dominante”), Soderbergh, 1939 (Avaliação do efeito de tensão medida), Griffith, 1921 (Desenvolvimento da propagação das trincas e mecânicas da fratura) e Gough, 1926 (Mecanismo físico de dano por fadiga através da microscopia ótica) [4]

O termo *falha por fadiga* não é recente, porém permaneceu e ainda é usado para descrever qualquer falha devido a cargas variantes no tempo.

É necessário pontuar que as falhas por fadiga são de grande relevância para o setor econômico, a exemplo disso os EUA mostra que em 1982 o custo anual da fadiga correspondia a 3% do PIB.

“O custo anual da fadiga de materiais para a economia dos EUA em 1982 está por volta de US\$100 bilhões, correspondendo a aproximadamente 3% do produto interno bruto (PIB). Esses custos são o resultado da ocorrência ou da prevenção da falha por fadiga em veículos terrestres, veículos ferroviários, aviões de todos os tipos, pontes, guindastes, equipamentos industriais, estruturas marítimas de poços de petróleo e uma ampla variedade de mecanismos e equipamentos incluindo itens de uso doméstico, brinquedos e equipamentos esportivos.” (p. 305) [1]

O autor pontua a relevância do estudo do fenômeno para a vida humana, exemplificado com o primeiro avião a jato comercial de passageiros, o Comet, em que a aeronave caiu duas vezes em 1954 em consequência de falhas por fadiga em sua fuselagem, ocasionadas pelos ciclos de pressurização/despressurização da cabine.

### **2.1.2 Falha por fadiga**

A falha por fadiga se caracteriza por três estágios principais que são o início da trinca, propagação da trinca e a fratura do elemento.

O início da trinca tem dimensões microscópicas e ocorrem em regiões concentradoras de tensão como entalhes ou até mesmo falhas no material.

A propagação da trinca é responsável pela maior parte do tempo de vida do elemento após o início da trinca, geralmente caracterizada por platôs lisos e normais na direção perpendicular de máxima tensão de tração, conforme pode ser visto na Figura 1. Essas marcas, que se assemelham a uma concha de praia, indicam os ciclos de tensão, desde o início da trinca até sua ruptura, e apontam para o início da trinca.

Durante o estágio de propagação da trinca ela irá crescer até a fatura final, geralmente caracterizada por uma ruptura do tipo frágil, mesmo para materiais dúcteis, acontecendo de forma repentina.

Na Figura 1 é possível visualizar os três estágios. Na parte superior da imagem ocorre o início da trinca, no meio a sua propagação com as marcas de praia, e por fim o estágio onde ocorre a fratura repentina do material.

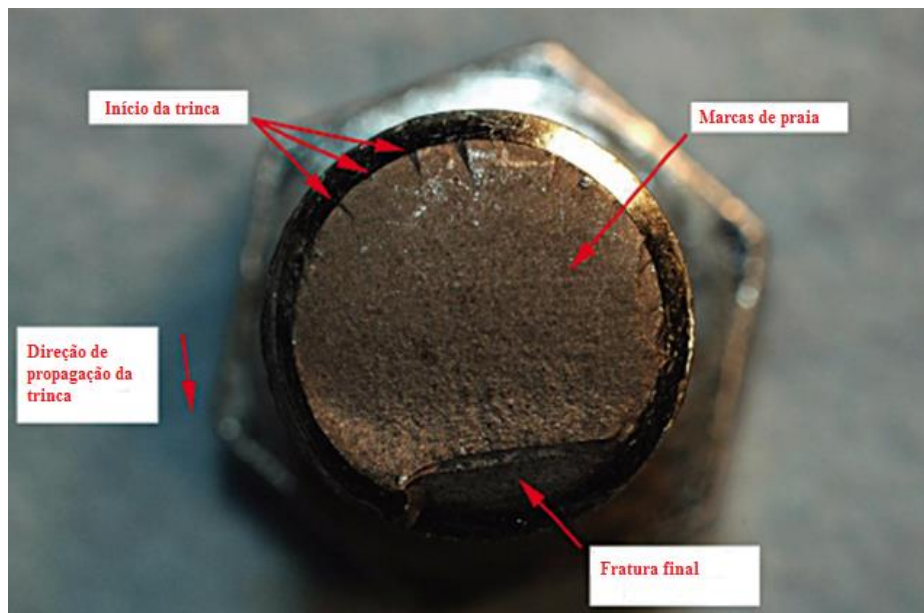


Figura 1 - Exemplo de peça com fratura por fadiga [2]

### 2.1.3 Modelos de falha por Fadiga

Existem três modelos de falha por fadiga em uso atualmente, e cada um possui uma área de aplicação e um propósito. As abordagens são:

- Modelo tensão-número de ciclos (S-N)

- Modelo deformação-número de ciclos ( $\epsilon$ -N)
- Modelo da mecânica da fratura linear-elástica (MFLE)

O Modelo tensão-número de ciclos é o método mais utilizado por ser o mais antigo e com maior quantidade de dados empíricos nas aplicações que envolvem fadiga de alto ciclo (FAC) [2], onde o número de ciclos é maior que  $10^3$ .

É um modelo que tenta determinar a resistência à fadiga e/ou limite de fadiga para que as tensões equivalentes de um projeto não ultrapassem esse limite, portanto, procura-se evitar que o estágio da trinca inicial ocorra.

Seus dados são baseados nos resultados da máquina de teste de fadiga (a máquina de viga rotativa de alta velocidade de R.R Moore é largamente usada) onde um corpo de prova padrão é exposto a ciclos de tensões alternadas até a falha por fadiga. A partir destes resultados é montado um diagrama S-N, como o da Figura 2, que relaciona a tensão alternada com o número de ciclos até a falha do espécime.

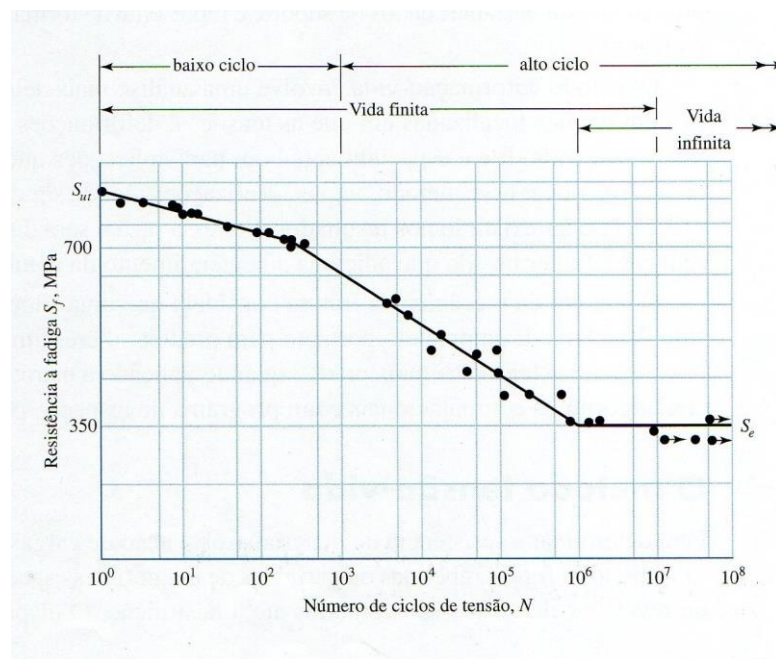


Figura 2 - Curva de Wöhler [2]

A partir deste gráfico pode-se determinar a resistência à fadiga ( $S_f$ ) e, no caso dos metais ferrosos, o limite de resistência à fadiga ( $S_e$ ), onde não ocorrerá falha por fadiga abaixo desta tensão completamente alternada. Na Figura 2 nota-se a faixa para baixo e alto ciclo como a faixa para vida finita e vida infinita para aços.

No modelo deformação-número de ciclos, o início da trinca envolve um escoamento do material o que torna a aproximação por tensão pouco apropriada para a avaliação do seu

surgimento. Para isto, a abordagem da deformação-número de ciclos se torna própria para baixos ciclos ou em materiais de vida finita, como o alumínio, onde se procura avaliar como a trinca irá iniciar [2].

O Modelo da mecânica da fratura linear-elástica é o método mais indicado para avaliar o estágio de propagação da trinca onde a peça apresenta a trinca e se deseja estimar o tempo até a falha por fadiga ou até mesmo se a peça não falhará.

#### 2.1.4 Limite de resistência à fadiga ( $S'_e$ )

Foi estudada por Mischke [5] que o limite de resistência à fadiga se relaciona a resistência a tração nos aços. Desta forma uma aproximação para  $S'_e$  é dada na Equação 1 com corpos de prova em aço e viga rotativa.

$$S'_e = \begin{cases} 0,504 S_{ut} & S_{ut} \leq 1460 \text{ MPa} \\ 740 \text{ MPa} & S_{ut} > 1460 \text{ MPa} \end{cases} \quad (1)$$

Onde  $S_{ut}$  é o limite de resistência à tração.

#### 2.1.5 Modificadores do Limite de Resistência ( $S'_e$ )

O limite de resistência para peças reais depende de alguns fatores para ser determinado como: tipo de carga, dimensões da peça, temperatura de trabalho, acabamento superficial entre outros. Esses fatores foram calculados empiricamente e a fórmula para o real limite de resistência é dada na Equação 2 [2].

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (2)$$

Onde:

$k_a$  = fator de modificação de condição de superfície

$k_b$  = fator de modificação de tamanho

$k_c$  = fator de modificação de carga

$k_d$  = fator de modificação de temperatura

$k_e$  = fator de confiabilidade

$k_f$  = fator de modificação por efeitos variados

$S'_e$  = limite de resistência à fadiga de corpo de prova de teste da viga rotativa

$S_e$  = limite de resistência no local crítico de uma peça de máquina na geometria e na condição de uso.

### 2.1.6 Fator de Superfície ( $k_a$ )

O  $k_a$  é o fator relacionado ao acabamento superficial da peça onde na Tabela 1 encontra-se valores para acabamento superficial retificado, usinado ou laminado a frio, laminado a quente e forjado onde sua formula é:

$$k_a = aS_{ut}^b \quad (3)$$

Onde  $S_{ut}$  é a resistência a tração mínima e  $a$  e  $b$  são encontrados na Tabela 1.

Tabela 1- Relação de Fatores a e Expoentes b [2]

Acabamento Superficial	Fator a	Expoente b
Retificado	1,58	-0,085
Usinado ou laminado a frio	4,51	-0,265
Laminado a quente	57,7	-0,718
Forjado	272	-0,995

### 2.1.7 Fator de Tamanho ( $k_b$ )

O fator de tamanho  $k_b$  é calculado a partir da Equação (4) para seções circulares rotativas e carregamento de flexão e torção [1]



$$K_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0.107} = 1,24d^{-0.107} & 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1,51d^{-0.107} & 1 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (4)$$

Para  $d > 254 \text{ mm}$ : [2]

$$k_b = 0,6 \quad (5)$$

Não há efeito da dimensão para carregamento axial, então:

$$k_b = 1 \quad (6)$$

Para carregamento não rotativo de seção transversal circular:

$$d_e = 0,37d \quad (7)$$

Onde  $d_e$  é o diâmetro equivalente.

OBS: Para a determinação de  $d_e$  utiliza-se o  $d$  da Equação 8:

$$A_{0,95} = 0,0104 \cdot d^2 \quad (8)$$

Onde  $A_{0,95\sigma}$  é a parcela da área da seção transversal não circular que está sujeita a tensões entre 95% e 100% da máxima tensão atuante na seção e seu valor, para algumas geometrias, é determinado a partir da Figura 3 [1]

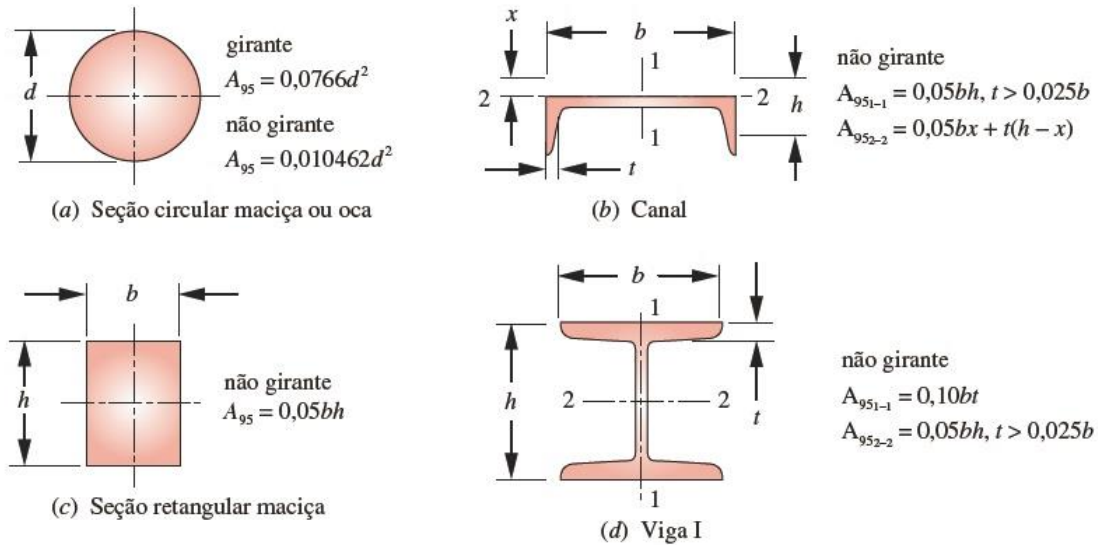


Figura 3 - Fórmulas para área sob tensão  $A_{95}$  [1]

### 2.1.8 Fator de Carregamento ( $k_c$ )

O fator  $k_c$  é determinado a partir do carregamento aplicado a partir da equação abaixo:

$$K_c = \begin{cases} 1 & \text{flexão} \\ 0,85 & \text{axial} \\ 0,59 & \text{torção} \end{cases} \quad (9)$$

### 2.1.9 Fator de Temperatura ( $k_d$ )

Para a maioria dos aços a temperatura tem grande influência no limite de resistência à fadiga, da mesma forma como a resistência a tração ( $S_t$ ) e resistência última ( $S_{ut}$ ) também reduzem drasticamente com o aumento da temperatura. Uma estimativa de  $k_d$  é dada na Equação 10, que foi estipulada a partir da Tabela 2, onde o valor de  $k_d$  pode ser determinado a partir da temperatura de trabalho ( $T_c$ )

$$K_d = 0,9877 + 0,6507 (10^{-3})T_c - 0,3414 (10^{-5})T_c^2 + 0,5621 (10^{-8})T_c^3 - 6,246 (10^{-12})T_c^4 \quad (10)$$

Onde  $37 \leq T_c \leq 540^\circ\text{C}$

Tabela 2 – Valores de  $k_d$  para temperatura [2]

Temperatura, °C	$S_t/S_{RT}$
20	1,000
50	1,010
100	1,020
150	1,025
200	1,020
250	1,000
300	0,975
350	0,943
400	0,900
450	0,843
500	0,768
550	0,672
600	0,549

Se for conhecido o limite de resistência à fadiga à temperatura ambiente podemos usar a Equação 11.

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}} \quad (11)$$

Onde  $S_T$  é o limite de resistência à tração na temperatura ambiente e  $S_{RT}$  é o limite de resistência à tração na temperatura de trabalho.

### 2.1.10 Fator de Confiabilidade ( $k_e$ )

É o fator que considera a dispersão nos ensaios considerando condições de trabalho semelhante e mesmo material. Com a confiabilidade desejada calcula-se o fator de confiabilidade a partir da Equação 12.

$$k_e = 1 - 0,08z_a \quad (12)$$

Onde  $z_a$  é a variante de transformação e seu valor para alguns valores de confiabilidade é dado na Tabela 3.

Tabela 3 - Valores de  $z_a$  e  $k_e$  para confiabilidades [2]

Confiabilidade, %	Fator de confiabilidade $k_e$
50	1,000
90	0,897
95	0,868
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659
9,99999	0,620

### 2.1.11 Fator de Efeitos Diversos ( $k_f$ )

O fator  $k_f$  serve como um indicativo para outros fatores que devem ser levados em consideração, e nem sempre se tem dados disponíveis, como tensões residuais, endurecimento superficial, processos de fabricação, corrosão, revestimentos metálicos entre outros.

### 2.1.12 Resistência à fadiga

Ao se projetar uma máquina ou componente mecânico nem sempre é necessário que este tenha vida infinita em relação à fadiga, tornando-se necessário o cálculo da resistência à fadiga para um determinado número de ciclos, ou até mesmo o processo inverso, tendo-se a tensão que estará sujeita ao equipamento calcular o número de ciclos que este resistirá antes da falha por fadiga.

A partir da Equação 13 encontra-se a resistência à fadiga  $S_f$  para um determinado número de ciclos  $N$ .

$$S_f = a.N^b \quad (13)$$

Onde:

$$b = -\frac{\log(\sigma'_F/S'_e)}{\log(2N_e)} \quad (14)$$

Onde  $N_e$  é o limite de resistência à fadiga do material, que é de cerca de  $10^6$  a  $10^7$  ciclos.

E

$$a = \frac{(f.S_{ut})^2}{S_e} \quad (15)$$

Onde:

$$f = \frac{\sigma'_F}{S_{ut}} (2 \cdot 10^3)^b \quad (16)$$

Uma aproximação de  $\sigma'_F$  para aços com Dureza Brinell,  $H_b > 500$  é dada na Equação 17.

$$\sigma'_F = S_{ut} + 345 \text{ MPa} \quad (17)$$

A partir destes chega-se na Equação 18 onde deseja-se achar o número de ciclos  $N$  a partir de uma dada tensão completamente alternada  $\sigma_a$ .

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a}\right)^{1/b} \quad (18)$$

## 2.2 Ressonância

Para compreender melhor o fenômeno de ressonância, é útil explorá-lo a partir do sistema vibratório mais simples possível, uma associação massa-mola-amortecedor com um grau de liberdade ( $x$ ), mostrado na Figura 4.

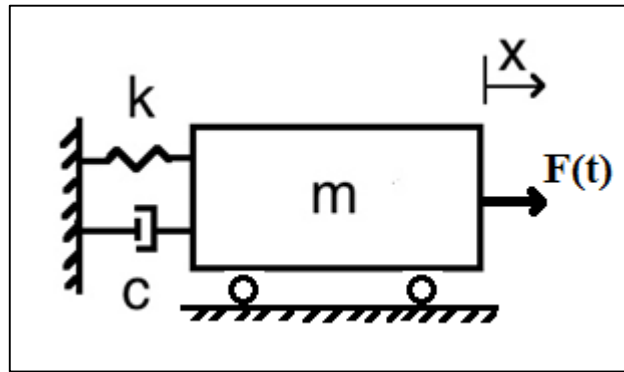


Figura 4 - Sistema massa-mola-amortecedor

Para o estudo nessa seção, será considerado um sistema ideal onde a massa ( $m$ ) é rígida e homogênea, a mola ( $k$ ) e o amortecedor ( $c$ ) são ideais e as forças atuantes no bloco são a força externa,  $F(t)$ , a força elástica,  $F_k(t)$  e força de amortecimento,  $F_d(t)$ . Todas esquematizadas no diagrama de corpo livre (D.C.L.) da Figura 5:

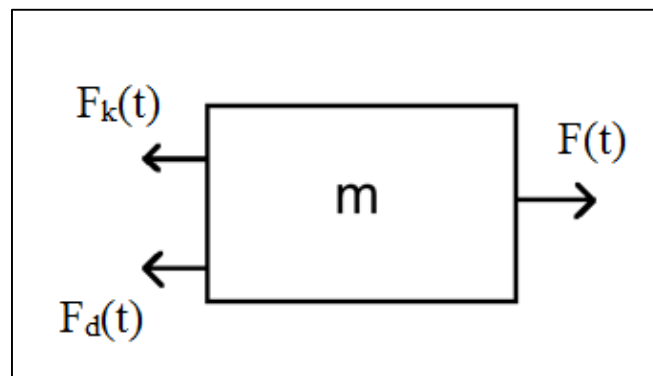


Figura 5 - D.C.L do sistema

Aplicando a 2ª Lei de Newton para o D.C.L., obtêm-se:

$$F(t) - F_k(t) - F_d(t) = m\ddot{x}(t) \quad (19)$$

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \quad (20)$$

### 2.2.1 Vibração livre em um sistema amortecido

Neste caso, será considerado um sistema sem atuação de forças externas, ou seja,  $F(t) = 0$  o que torna a Equação (20) na forma:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (21)$$

Todos os sistemas amortecidos possuem um fator de amortecimento crítico,  $c_c$ , onde a dissipação da vibração é máxima e ocorre o mínimo de oscilação, além de um coeficiente de amortecimento viscoso,  $\zeta$ , obtidos através das Equações 22 e 23 [6]:

$$c_c = 2m\sqrt{\frac{k}{m}} = 2mw_n \quad (22)$$

$$\zeta = \frac{c}{c_c} \quad (23)$$

Através do coeficiente de amortecimento viscoso, pode-se classificar a vibração livre amortecida em três diferentes casos [6]:

- Superamortecido, quando  $\zeta > 1$ ;  
Caracteriza um movimento não periódico, independente das condições iniciais impostas no sistema e seu movimento decai exponencialmente com o tempo.
- Criticamente amortecido, quando  $\zeta = 1$ ;  
Neste caso, quando  $c = c_c$ , representa o menor amortecimento necessário para um movimento aperiódico, com isso, a massa retorna à posição de repouso em menor tempo.
- Subamortecido, quando  $0 < \zeta < 1$ .  
Situação que será explorada neste trabalho, ela representa o único caso em que ocorre oscilação, porém ela decai ao longo do tempo até retornar à posição de repouso.

### 2.2.2 Sistema subamortecido

O sistema subamortecido possui como característica uma oscilação decrescente, presente graças à constante de amortecimento menor que a constante de amortecimento crítico,  $c < c_c$ . Este caso também possui uma frequência de vibração denominada frequência natural amortecida,  $w_d$ . Que pode ser determinada através da Equação 24 [6]:

$$w_d = w_n \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (24)$$

Como se pode perceber, o valor da frequência amortecida é menor do que a frequência natural do sistema uma vez que  $0 < \zeta < 1$ . E uma das soluções para a E.D.O. da Equação 21 é descrita na Equação 25 [6] abaixo.

$$x(t) = X_0 e^{-\zeta w_n t} \cos(w_d t - \phi_0) \quad (25)$$

Onde as constantes  $X_0$  e  $\phi_0$  são denominadas a amplitude inicial do movimento e o ângulo de fase do sistema. Ambas podem ser determinadas considerando as condições de contorno iniciais  $x(0) = x_0$  e  $\dot{x}(0) = \dot{x}_0$ .

$$X_0 = \sqrt{x_0^2 + \left(\frac{\dot{x}_0 + \zeta w_n x_0}{w_d}\right)^2} \quad (26)$$

$$\phi_0 = \tan^{-1}\left(\frac{\dot{x}_0 + \zeta w_n x_0}{w_d x_0}\right) \quad (27)$$

A comparação entre os casos superamortecido, criticamente amortecido, e subamortecido pode ser melhor observado através da representação gráfica na Figura 6.



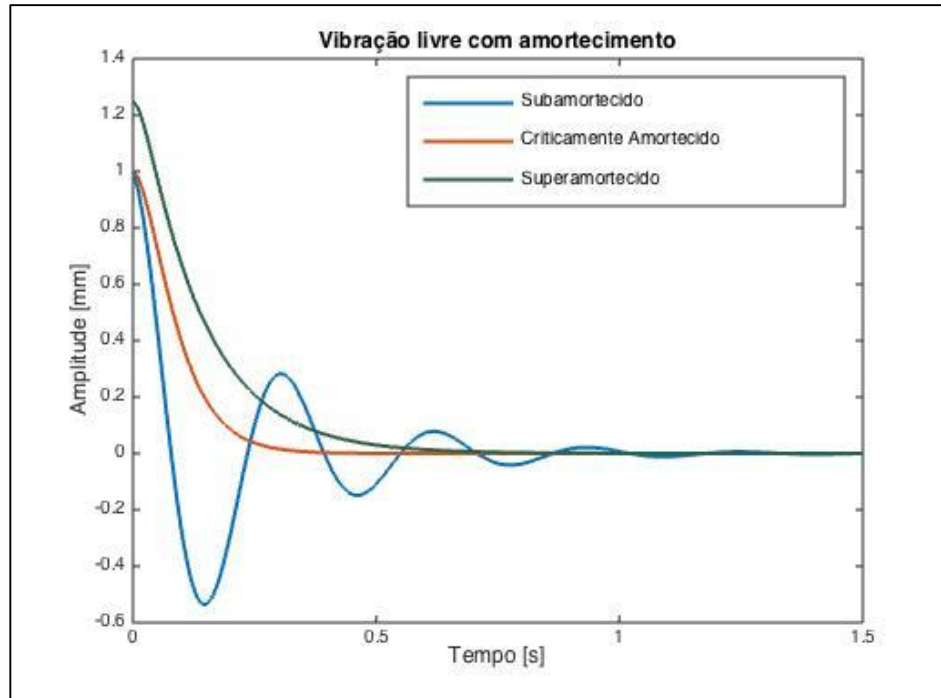


Figura 6 - Curvas de sistemas amortecidos

Pode-se perceber que a amplitude do sistema subamortecido diminui a cada ciclo periódico, tendendo a um valor nulo. Isso ocorre porque a Equação 25 apresenta um decaimento de sua amplitude inicial  $X_0$  ao longo do tempo, devido ao decremento logarítmico,  $\delta$ , relacionado à presença do fator  $e^{-\zeta\omega_n t}$  que indica justamente o amortecimento associado ao sistema.

### 2.2.3 Carregamento harmônico

Segundo Rao [6], um sistema mecânico ou estrutural sofre vibração forçada sempre que energia é fornecida ao sistema durante vibração. A energia externa pode ser fornecida por meio de uma força aplicada ou por um deslocamento imposto.

Nesta seção, será tratada a situação onde existe uma força externa  $F(t)$ , além de considerar-se um sistema com amortecimento viscoso. O modo da força de excitação estudado será uma força harmônica, uma vez que este será o modelo de carregamento adotado neste trabalho.

Considerando a nova força harmônica atuante, a Equação 21 da 2ª Lei de Newton gera a solução particular na forma [6]:

$$x_p(t) = X \cos(\omega t - \phi) \quad (28)$$

Onde:

- $X$  é a amplitude da resposta;
- $\phi$  é o ângulo de fase da resposta.

A amplitude e o ângulo de fase são obtidos considerando as equações (22) E (23), além da deflexão sob uma força estática e adotando que  $\frac{w}{w_n} = r$  gerando assim as Equações 29 e 30 [6]:

$$\frac{X}{\delta_{st}} = \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (29)$$

$$\phi = \tan^{-1}\left(\frac{2\zeta r}{1-r^2}\right) \quad (30)$$

Onde:

- $\frac{X}{\delta_{st}} = M$  representa o fator de amplificação do sistema;
- $r$  é a razão de frequências.

A variação do fator de amplificação,  $M$  pela razão de frequência,  $r$  ao longo do fator de amortecimento,  $\zeta$  pode ser observado nas Figuras 7:

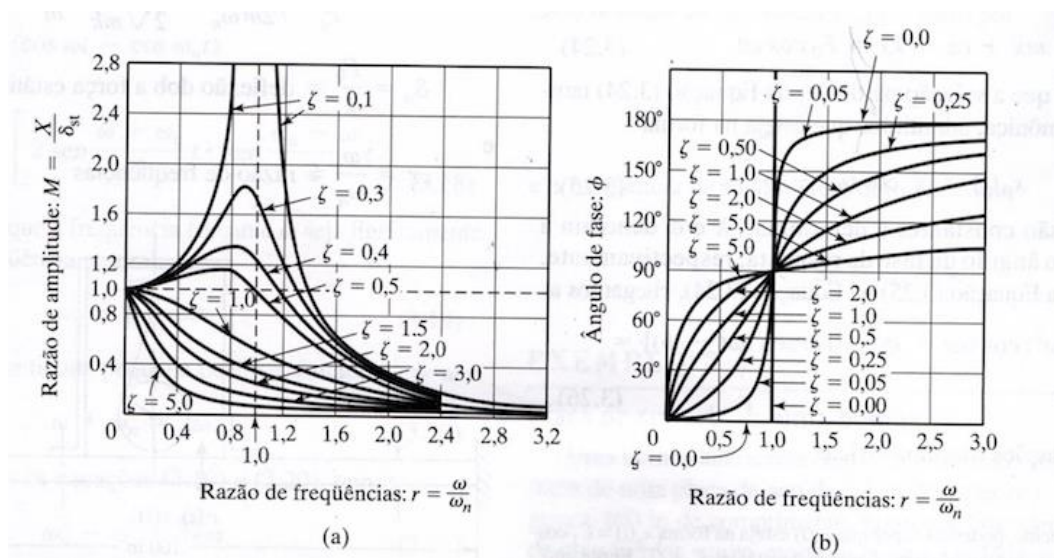


Figura 7 - Gráficos de Amplitude e Ângulo de fase pela Razão de frequências [6]

Estes gráficos são de grande importância no projeto, já que eles mostram a relação entre a amplificação e a frequência ao longo das linhas de amortecimento do sistema.

Somando a solução homogênea de um sistema em vibração livre amortecido, Equação 25, com a solução particular de um sistema forçado, Equação 28, obtêm-se a solução completa, como mostrada na Equação 31 a seguir:

$$x(t) = X_0 e^{-\zeta \omega_n t} \cos(\omega_d t - \phi_0) + X \cos(\omega t - \phi) \quad (31)$$

### 2.2.4 Fenômeno de ressonância

Como dito anteriormente, utiliza-se do fenômeno de ressonância de um sistema para o desenvolvimento deste projeto. Este fenômeno ocorre quando a frequência de excitação se iguala a frequência natural do sistema, ou seja,  $\omega = \omega_n$ .

Um ponto importante a ser considerado é que o valor de X no estado de ressonância é dado substituindo  $r = 1$  na Equação 29, obtendo-se assim a amplitude máxima, descrita na Equação 32 [6].

$$X_{max} = \frac{\delta_{st}}{2\zeta} \quad (32)$$

O estado de ressonância pode ser visualizado novamente na Figura 8, onde são montadas as curvas de resposta do sistema no domínio da frequência.

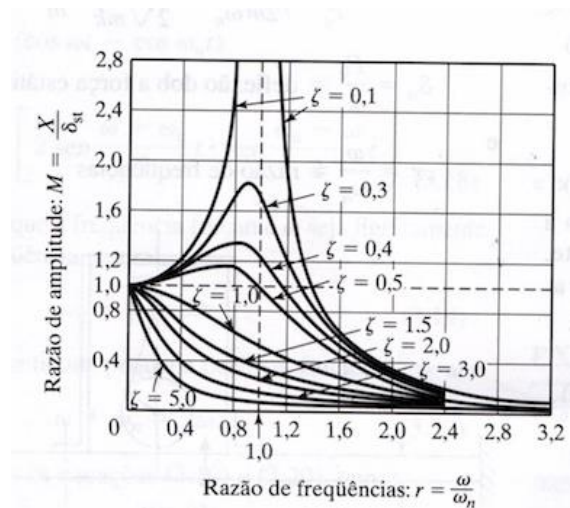


Figura 8 - Gráfico Razão de amplitude pela Razão de frequências [6]

No estado de ressonância de um sistema sem amortecimento, ao substituir o valor  $w = w_n$  o último termo assume um valor indefinido, pois o denominador tende ao valor 0. Para tal, aplica-se a regra de L'Hospital no limite  $w \rightarrow w_n$ , obtendo-se assim a expressão:

$$x(t) = \sqrt{x_0^2 + \left(\frac{\dot{x}_0}{w_n}\right)^2} \cos\left(w_n t - \tan^{-1}\left(\frac{\dot{x}_0}{w_n x_0}\right)\right) - \left(\frac{\delta_{st} w_n t}{2}\right) \text{sen}(w_n t) \quad (33)$$

Com a Equação 33, observa-se que  $x(t)$  aumenta indefinidamente ao longo do tempo e, analisando a Figura 9 observa-se que a amplitude da resposta aumenta linearmente com o tempo, graças a variável  $t$  presente no último termo.

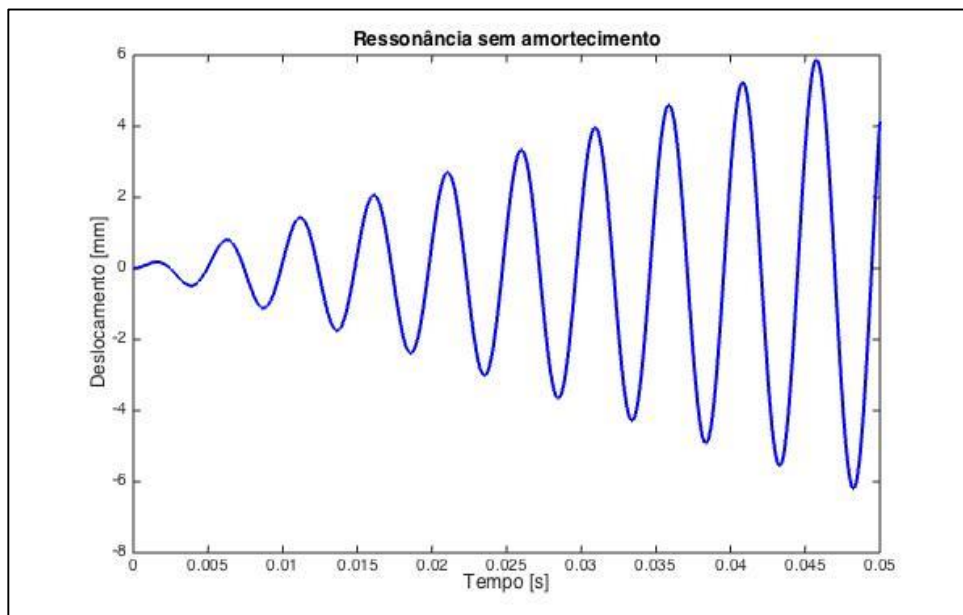


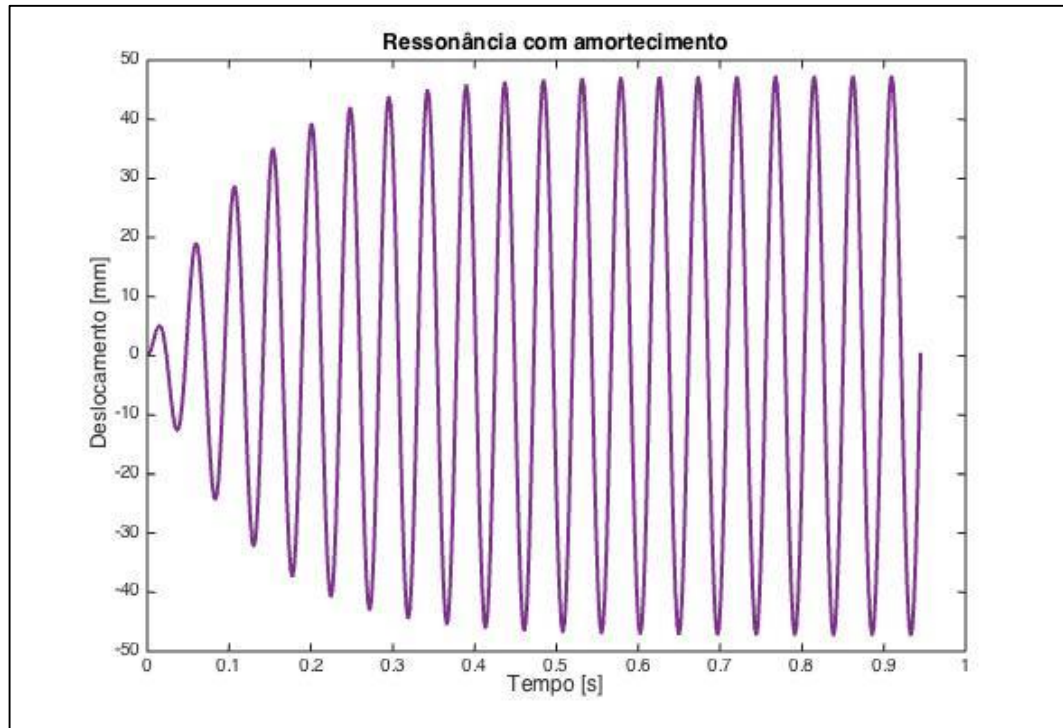
Figura 9 - Ressonância em um sistema sem amortecimento

O que, em teoria, amplificaria a amplitude de forma catastrófica, mesmo com uma pequena força excitante.

Por outro lado, na prática, todos os sistemas possuem amortecimento e, portanto, em um sistema forçado com amortecimento na frequência ressonante, tem-se a resposta:

$$x(t) = \sqrt{x_0^2 + \left(\frac{\dot{x}_0 + \zeta w_n x_0}{w_d}\right)^2} e^{-\zeta w_d t} \cos\left(w_d t - \tan^{-1}\left(\frac{\dot{x}_0 + \zeta w_n x_0}{w_d x_0}\right)\right) + \frac{\delta_{st}}{2\zeta} \cos(w_n t) \quad (34)$$

A Equação 33 difere da Equação 34 principalmente pela presença do elemento  $e^{-\zeta\omega_n t}$ , o que garante que a resposta do sistema tenda a um valor de amplitude constante,  $\frac{\delta_{st}}{2\zeta}$ , após um determinado tempo, como pode ser observado na Figura 10:



**Figura 10- Ressonância em um sistema com amortecimento**

A analogia com um sistema massa-mola-amortecedor com um grau de liberdade é uma simplificação da realidade com objetivo de auxiliar na compreensão do fenômeno de ressonância.

Em situações reais, sistemas possuem inúmeros graus de liberdade, que tendem a gerar equações cada vez mais complexas. Em certos casos, a análise com um grau de liberdade pode ser utilizada sem perda significativa de resultado, como por exemplo, um pêndulo simples.

Mas, se for analisada uma viga em balanço, ou outra estrutura composta por infinitos pontos, trata-se de uma situação com infinitos graus de liberdade. Desta forma, a precisão do resultado depende diretamente da quantidade de pontos e elementos analisados no sistema.

## 2.3 Máquinas para teste de fadiga

Existem inúmeros tipos de máquinas ressonantes para teste de fadiga, dentre as quais se fazem necessárias as citações de algumas que foram estudadas para a elaboração deste projeto.

L. Bertini et al. [7] projetou uma máquina para perfuratriz de poço de petróleo em escala real. O equipamento consiste de duas massas excêntricas contra rotativas no topo de dois braços de flexão que induzem forças inerciais no corpo de prova a partir das rotações geradas por um motor ligado as massas. A Figura 11 exemplifica o funcionamento da máquina onde é possível visualizar que as duas massas excêntricas têm a função de direcionar as forças relacionadas à inercia das massas para causar apenas momento no espécime.

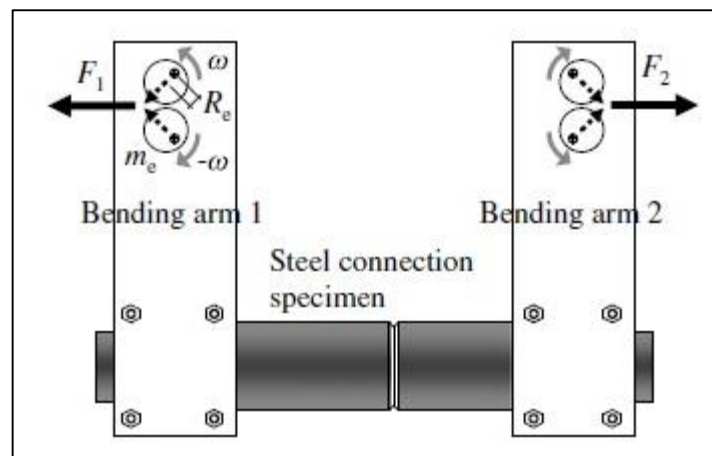


Figura 11 - Máquina de teste para perfuratriz de petróleo de L. Bertini [7]

Tonon, F et al. por sua vez, projetaram um protótipo de uma máquina para fadiga torsional. O funcionamento do equipamento ocorre através de um motor ligado a uma correia, ligada a uma massa, que por sua vez, está ligada a um braço gerador de momento torsor no corpo de prova. A Figura 12 mostra esquematicamente como a máquina é modelada. O torque no corpo de prova é gerado na direção z em razão de um desbalanceamento da força e depende da velocidade angular da massa [8].

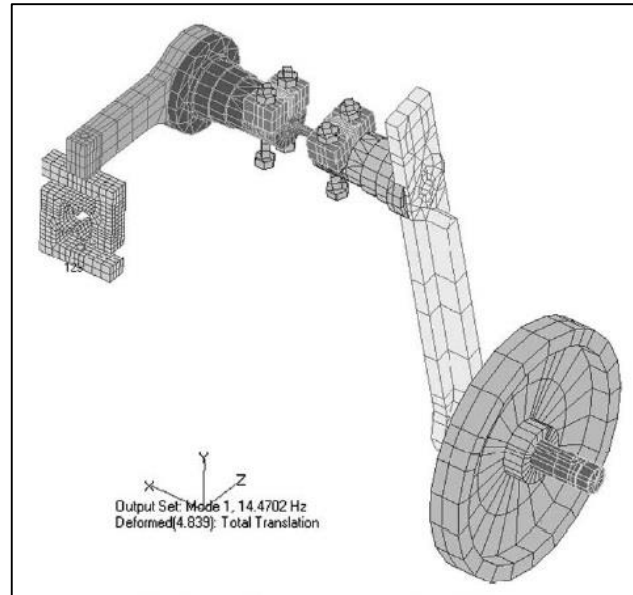


Figura 12 - Máquina de teste torsional Tonon [8]

J. Claeys et al. analisaram uma máquina ressonante de flexão onde o desbalanceamento de uma massa excêntrica rotacionada por um motor gera a flexão no tubo. O tubo é pressurizado com água para manter sua integridade e detectar fraturas através da queda de pressão. Na Figura 13 é possível visualizar as massas e como o arranjo delas não há transmissão de força numa dada direção [9].

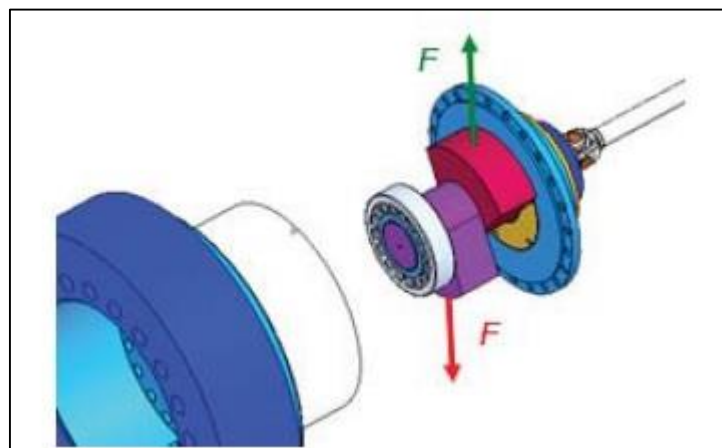


Figura 13 - Máquina de teste flexão Claeys [9]

L. Bertini et al. projetaram uma máquina de fadiga rotativa similar a máquina de J. Claeys onde o desbalanceamento das massas gera a força harmônica responsável por alcançar o estado de ressonância. Um tubo é suportado por dois pares de pneus. Numa extremidade do tubo há uma massa fixa enquanto na outra extremidade é posicionada outra massa fixa e uma massa rotativa excêntrica como é possível ver na Figura 14 [10].

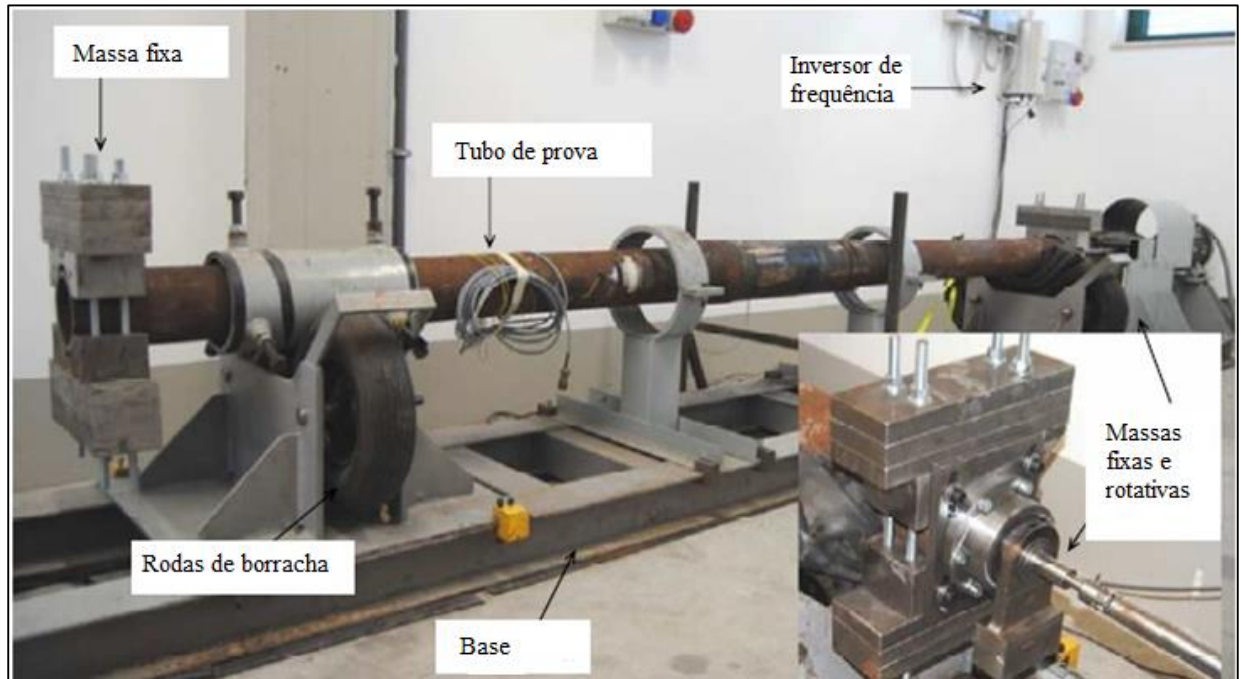


Figura 14 - Máquina de Bertini de bancada [7]



## Capítulo 3

### 3. Análise dinâmica

Neste capítulo são descritos a metodologia utilizada na análise e o estudo dos resultados encontrados.

Serão desenvolvidos modelos matemáticos com base no método de elementos finitos para a representação do caso e a elaboração de um código com o auxílio do Software MATLAB® para a obtenção dos resultados da simulação.

Finalmente, será realizada a análise da vida finita do corpo sujeito aos esforços dinâmicos, como contemplados no Capítulo 2.

#### 3.1 Esquematização do modelo

O modelo utilizado para a análise é demonstrado na Figura 15 a seguir

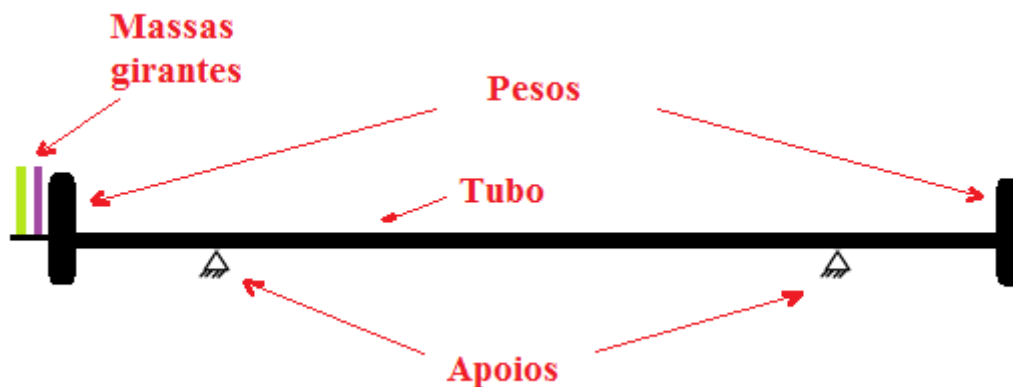


Figura 15 - Esquemático do modelo

Ele consiste no tubo a ser estudado fixado em dois apoios para limitar sua movimentação vertical, dois pesos fixados às extremidades e um par de massas girantes responsáveis por gerar o forçamento no corpo de prova.

### 3.2 Determinação da Força Externa $F(t)$

A força externa aplicada na extremidade do tubo é originada através do movimento rotacional das duas massas excêntricas. Isso ocorre tendo em vista a força inercial gerada pela aceleração resultante do sistema.

Ao analisar somente uma das massas, ela possui a representação ilustrada na Figura 16:

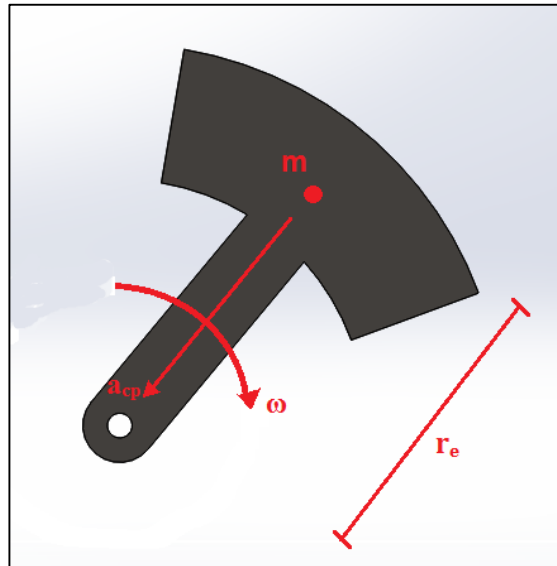


Figura 16 - Massa excêntrica girante

Como pode ser observado, a massa possui uma velocidade angular constante  $\omega$ , e não possui aceleração angular. Logo, sua única aceleração é a centrípeta  $a_{cp}$ , que pode ser expressa pela Equação (35):

$$a_{cp} = \omega^2 r_e \quad (35)$$

Essa aceleração gera uma força de mesma direção, mas com sentido oposto  $f$ , representado na Figura 17 com a forma da Equação 36:

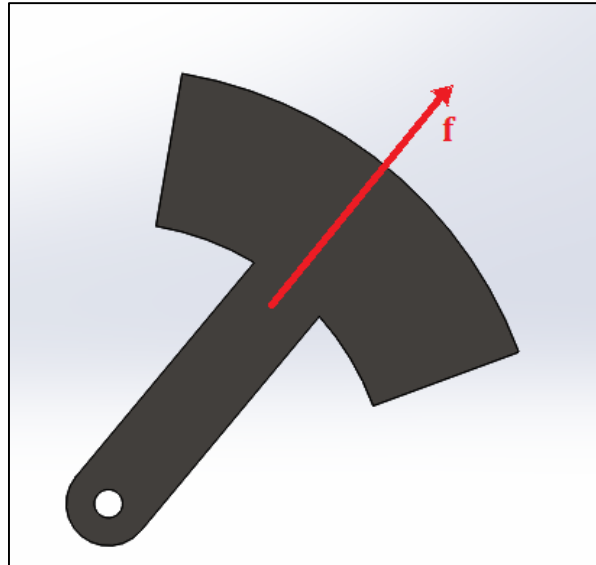


Figura 17 - Força resultante na excentricidade

$$f = m\omega^2 r_e \quad (36)$$

Com as duas massas girando com velocidades idênticas e em sentidos contrários, a resultante da força assume a forma ilustrada na Figura 18.

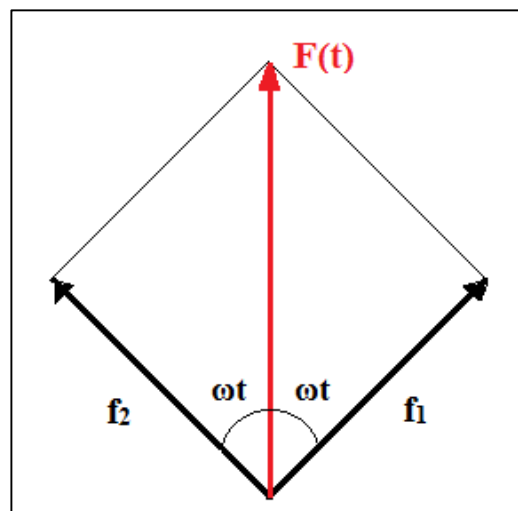


Figura 18 - Força resultante  $F(t)$

É importante notar que cada força gira em sentidos opostos e, portanto: A resultante varia com o tempo, atingindo seu valor máximo quando ambas as massas estão na posição vertical positiva e os vetores  $f_1$  e  $f_2$  se somam completamente.  $F(t)$  assume valor 0 (zero)

quando os vetores encontram-se na horizontal e estes se anulam. Retorna ao seu valor máximo quando os vetores atingem a posição vertical, mas desta vez, no eixo negativo.

Desta forma,  $F(t)$  tem o comportamento de uma curva senoidal, alterando seu valor à frequência em que as massas se movem em torno do eixo, resultando em uma equação da forma:

$$F(t) = 2m\omega^2 r_e \cos(\omega t) \quad (37)$$

E sua grandeza depende diretamente da massa e raio da excentricidade, além da frequência com que está girando.

### 3.3 Método de Elementos Finitos

Segundo Rao [6], uma grande quantidade de sistemas práticos pode ser descrita usando um número finito de graus de liberdade, como o caso de um pêndulo simples ou sistemas massa-mola. Vários sistemas, dos quais envolvem elementos elásticos contínuos, possuem um número infinito de graus de liberdade como o caso de sistemas estruturais, ou máquinas.

Define-se que sistemas com número determinado de graus de liberdade são denominados Sistemas Discretos, enquanto sistemas com infinitos graus de liberdade são denominados Sistemas Contínuos.

Em geral, é possível aproximar o caso de sistemas contínuos como sistemas discretos sem perda significativa de resultado, desde que sejam adotados graus de liberdade suficiente para o problema.

Como será estudado o caso de uma tubulação, trata-se de um sistema contínuo, ocasionando um caso matemático de difícil e longa solução. Para tanto será utilizado o Método de Elementos Finitos (MEF) para uma melhor avaliação do sistema.

O MEF é um procedimento numérico para análise de estruturas e meios contínuos através da criação e estudo de malhas. Ele foi inicialmente desenvolvido em 1909 por Walter Ritz (1878-1909) para determinar a solução aproximada de problemas em mecânica dos sólidos deformáveis.

Em 1943, Richard Courant (1888-1972) aumentou consideravelmente as possibilidades do método de Ritz utilizando o princípio da energia potencial estacionária

com regiões triangulares e interpolação polinomial e então aplicou este método para problemas de torção de Saint-Venant.

As possibilidades práticas para este método não foram muito difundidas nessa época pela falta de computadores capazes de generalizar e resolver grandes conjuntos de equações algébricas simultaneamente e com o tempo excessivo demandado para compilar as soluções.

Em 1953, engenheiros começavam a escrever equações de rigidez em forma matricial, resolvendo em computadores, porém seu uso ainda era restrito à indústria aeroespacial devido ao seu alto custo e tempo.

Coube a Ray William Clough Jr. Em 1960 introduzir pela primeira vez o termo Elemento Finito no artigo *The finite element method in a plane stress analysis*, utilizando um método similar ao de Ritz considerando as alterações feitas por Courant.

Com o início difundido de ferramentas computacionais para o uso em simulações para análise estruturais, no final da década de 60 o MEF passou a ser largamente utilizado em simulações de também fluídos, termodinâmica e eletromagnetismo [11].

O método consiste basicamente em dividir um sistema contínuo em inúmeros sistemas discretos menores, cada um, constituído de um elemento com dois nós localizados em seus extremos.

Com os elementos definidos e seus graus de liberdade determinados, relações de equilíbrio e compatibilidade são atribuídas para determinar os deslocamentos e deformações de cada nó. Ele então utiliza uma lógica matricial para representar a massa, rigidez, amortecimento, deslocamentos e forças para representar o sistema como um todo.

### **3.3.1 Determinação das matrizes de rigidez e de massa**

No estudo do problema proposto, o tubo sofre um forçamento no eixo vertical e para a análise ele será dividido em seis menores elementos, cada um com quatro graus de liberdade, como mostrado nas Figuras 19 e 20.

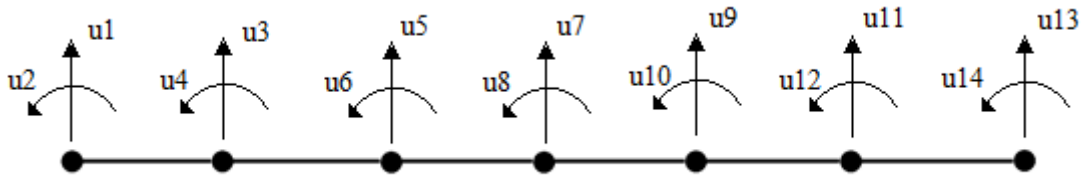


Figura 19 - Divisão do tubo com respectivos graus de liberdade

Considere um elemento de comprimento  $l$  da viga total. Ele possui um deslocamento transversal em  $u_1$ , deslocamento angular em  $u_2$ , deslocamento transversal em  $u_3$  e deslocamento angular em  $u_4$ . A Figura 19 representa este elemento.

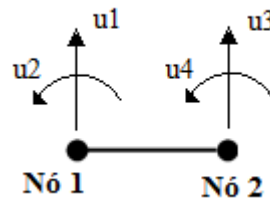


Figura 20 - Elemento com 2 nós e 4 graus de liberdade

Segundo Craig [12], as matrizes que representam a rigidez e a massa local de um elemento com quatro graus de liberdade, são definidas a partir das Equações:

$$k = \frac{EI}{l^3} \begin{bmatrix} 12 & 6l & -12 & 6l \\ 6l & 4l^2 & -6l & 2l^2 \\ -12 & -6l & 12 & -6l \\ 6l & 2l^2 & -6l & 4l^2 \end{bmatrix} \quad (38)$$

$$m = \frac{\rho l A}{420} \begin{bmatrix} 156 & 22l & 54 & -13l \\ 22l & 4l^2 & 13l & -3l^2 \\ 54 & 13l & 156 & -22l \\ -13l & -3l^2 & -22l & 4l^2 \end{bmatrix} \quad (39)$$

Deve-se notar que a coluna e linha 1 são referentes à movimentação transversal  $u_1$  nó 1, a coluna e linha 2 são referentes à movimentação angular  $u_2$  do nó 1 e as linhas e colunas 3 e 4 repetem o padrão, porém para o nó 2.

É útil também observar que colunas e linhas ímpares são referentes ao movimento de translação, enquanto as colunas e linhas pares são os referentes ao movimento de rotação.

Com as matrizes locais de cada elemento determinadas, deve-se construir a matriz global do sistema, isso se dá justapondo-se as matrizes locais em uma matriz global, alocando os elementos de cada linha e coluna em suas respectivas posições. Como é estudado um tubo constituído por seis elementos e cada nó com dois graus de liberdade, obtém-se uma matriz quadrada de dimensão 14.

Todavia, uma vez que o tubo está apoiado nos nós 2 e 6, as respectivas posições na matriz global são eliminadas, reduzindo a matriz para uma matriz quadrada de dimensão 12. Ambas seguem em anexo no APÊNCIDE A :

A matriz de amortecimento pode ser obtida através do conceito de amortecimento proporcional, o que estabelece uma relação entre  $[K]$  e  $[M]$  [12]:

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] \quad (40)$$

Onde  $\alpha$  e  $\beta$  são as constantes de proporcionalidade associadas à matriz de massa e rigidez, respectivamente.

### 3.3.2 Equação Matricial

Uma vez tendo todas as matrizes globais, pode-se expressar a Equação 21 na forma matricial a seguir:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F(t)\} \quad (41)$$

Para solucionar essa expressão, será utilizado o programa MATLAB<sup>®</sup>, porém ele requer a transformação da Equação 41 em um conjunto de equações diferenciais de primeira ordem. Para isso admite-se  $\dot{u} = v$ , chegando-se às Equações 42.

$$\begin{aligned} \{\dot{u}\} &= \{v\} \\ [M]\{\dot{v}\} + [C]\{v\} + [K]\{u\} &= \{F(t)\} \end{aligned} \quad (42)$$

Colocando  $\{\dot{v}\}$  em evidência:

$$\{\dot{v}\} = -[M]^{-1}[C]\{v\} - [M]^{-1}[K]\{u\} + [M]^{-1}\{F(t)\} \quad (43)$$

Esta, por sua vez, pode ser colocada em uma forma matricial, como mostrado na Equação 44:

$$\begin{Bmatrix} \dot{u} \\ \dot{v} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} [0] & [I] \\ -[M]^{-1}[K] & -[M]^{-1}[C] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u \\ v \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [0] \\ [M]^{-1} \end{bmatrix} \{F(t)\} \quad (44)$$

Esta equação pode então ser aplicada na rotina de um programa do MATLAB<sup>®</sup>.

### 3.3.3 Programação no MATLAB<sup>®</sup>

Como este trabalho tem como objetivo projetar uma máquina capaz de ser utilizada para diversos tamanhos e geometrias de tubos, além de ser capaz de alterar a força aplicada no sistema, isso gera uma alta possibilidade de escolhas com relação à tubulação e às massas excêntricas.

A tubulação utilizada no problema foi escolhida através de um catálogo da empresa US Steel Tubular<sup>®</sup> [13] e é especificado como um tubo de diâmetro nominal 14", Schedule 80 com composição A53GrB segundo a norma ASTM [14] por se tratar de um tubo de alto diâmetro e com grande espessura de parede.

As demais informações mecânicas do elemento estão descritas a seguir:

**Tabela 4 - Propriedades do tubo**

<b>Comprimento</b>	L = 6 m
<b>Diâmetro Externo</b>	De = 355,56 mm
<b>Espessura</b>	Esp = 19,05 mm
<b>Módulo de Elasticidade</b>	E = 205 Gpa
<b>Massa específica</b>	$\rho = 7890 \text{ kg/m}^3$
<b>Limite de Escoamento</b>	$S_y = 250 \text{ MPa}$
<b>Limite de Tração</b>	$S_{ut} = 400 \text{ MPa}$



Como descrito anteriormente, será estudado a situação da tubulação bi-apoiada com duas massas fixas de 100 kg em suas extremidades, além de uma força atuando em uma extremidade.

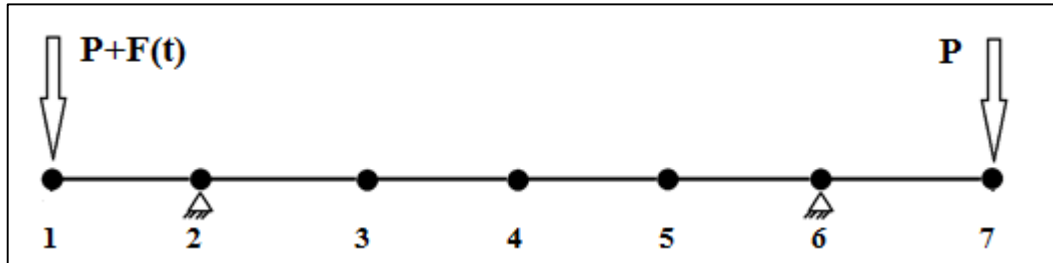


Figura 21 - Tubo bi-apoiado com forçamento no nó 1 e massas em ambas as extremidades

O código utilizando o MATLAB<sup>®</sup> para solucionar essa situação encontra-se no APÊNDICE B.

Em um primeiro instante foi analisado o corpo com a atuação apenas das duas massas fixas de  $P = 100$  kg e o próprio peso do tubo, mostrado na Figura 22, com uma curva de momento caracterizada na Figura 23 a seguir, a fim de verificar se os resultados encontrados pela rotina condizem com os encontrados através de uma análise de resistência de materiais [15].

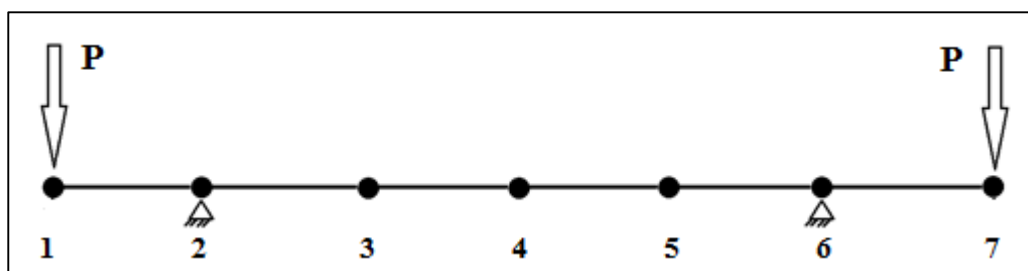


Figura 22 - Tubo bi-apoiado somente com as massas nas extremidades

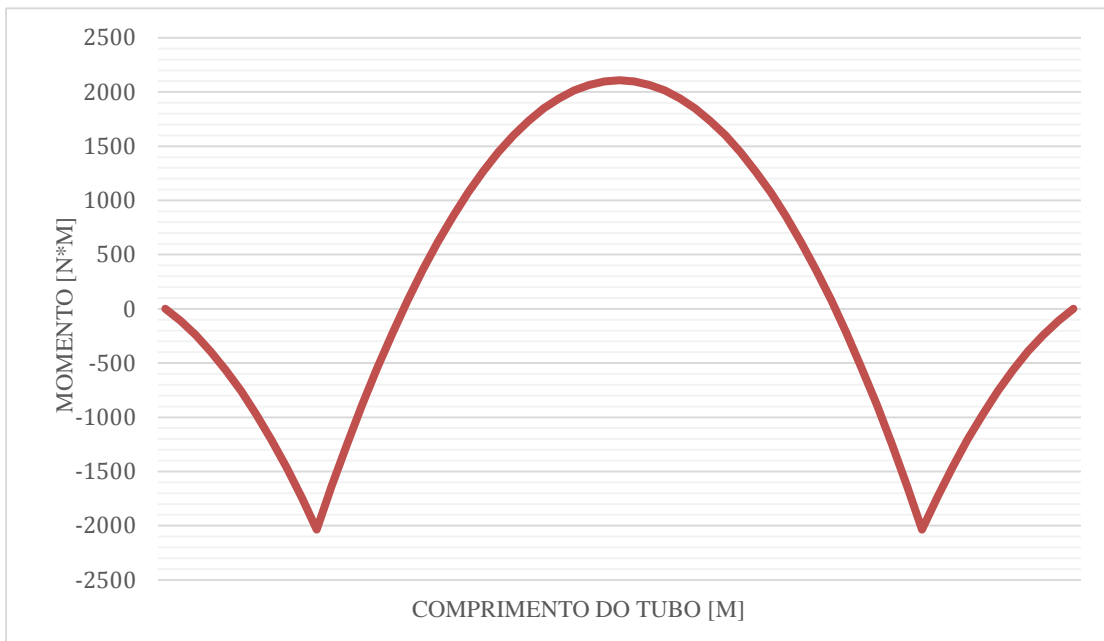


Figura 23 - Gráfico de momentos do tubo com ação dos pesos e massa própria

A equação para o deslocamento dos pontos no tubo é obtida através da construção da equação da Linha Elástica [15]:

$$EIV = 1000 \left( \frac{x^3}{6} - \frac{1}{6} \langle x - 1 \rangle^3 - \frac{1}{6} \langle x - 5 \rangle^3 \right) - 2500x + 2333,3 \quad (45)$$

Onde  $I$  é o momento de inércia do tubo, determinado através da Equação 46:

$$I = \frac{\pi}{64} (De^4 - (De - 2Esp)^4) \quad (46)$$

Quando estudado nos pontos de interesse,  $x = 0$  m e  $x = 3$  m, referentes às posições dos nós 1 e 4, obtém-se os valores de:

Tabela 5 - Deslocamentos dos nós 1 e 4

Nó	Deslocamento vertical [mm]
1	0,039
4	-0,034

O que condiz com os valores obtidos através do MATLAB, como mostrado a seguir na Figura 24:

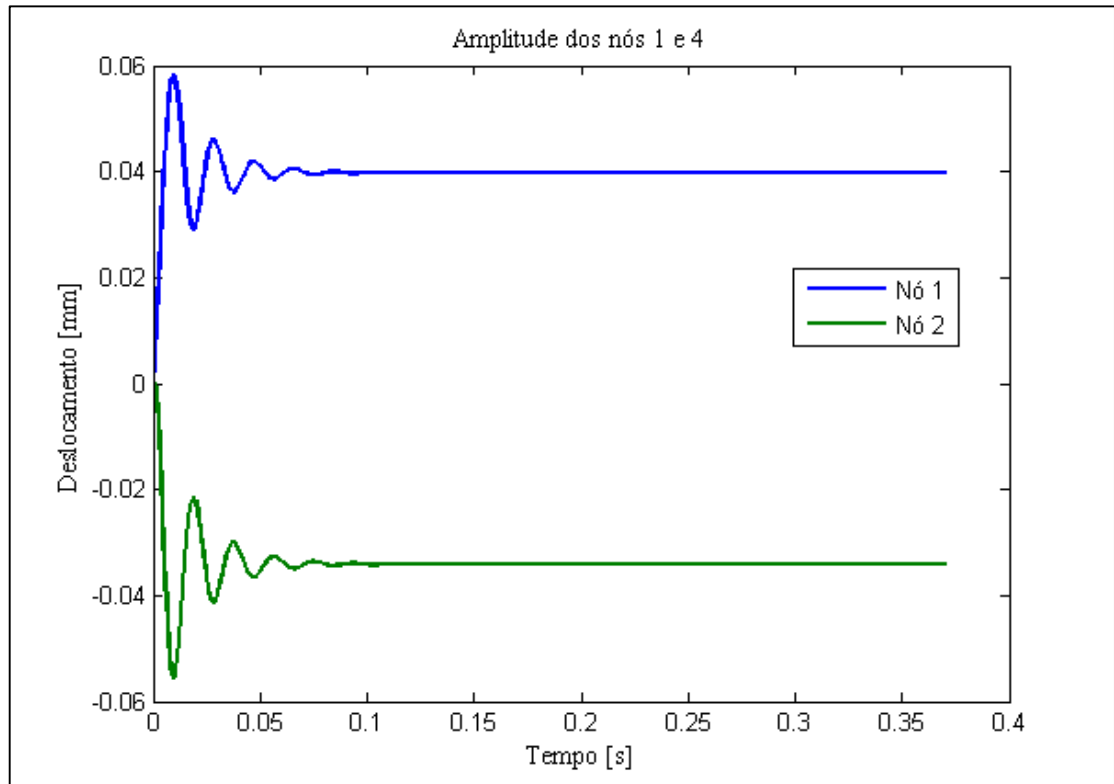


Figura 24 - Amplitudes dos nós 1 e 4

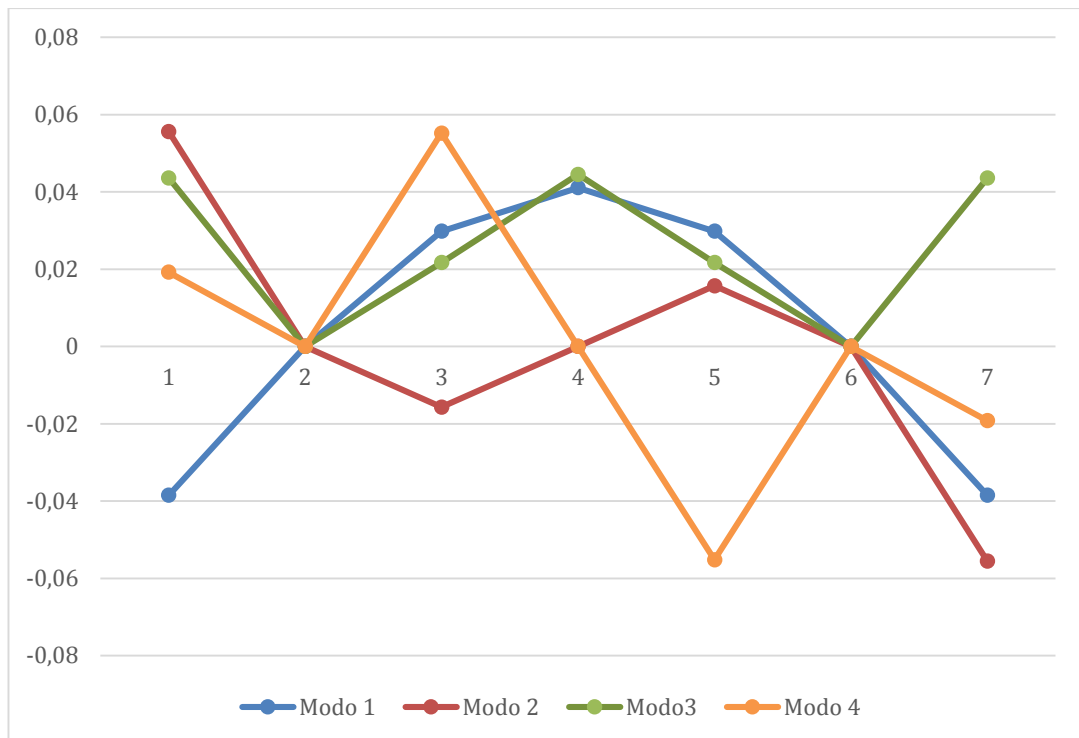
A seguir, foram obtidos os valores das frequências naturais do sistema a partir da matriz de rigidez  $[K]$  e massa  $[M]$ , utilizando a equação característica do problema.

$$\det(k - \omega^2 M) = 0 \quad (47)$$

Os resultados para as frequências naturais,  $\omega$ , foram:

$$FN = \begin{bmatrix} 288 \\ 606 \\ 969 \\ 2035 \\ 3963 \\ 6908 \\ 8941 \\ 10797 \\ 14377 \\ 20866 \\ 28164 \\ 30934 \end{bmatrix} \text{ rad/s}$$

Os quatro primeiros modos de vibração, correspondentes as quatro primeiras frequências estão mostrados na Figura 25.



**Figura 25 - Modos de vibração do tubo**

### 3.4 Obtenção de resultados

Como se deseja excitar a tubulação em uma frequência de ressonância será utilizada a primeira frequência natural,  $w_n = 288$  rad/s (correspondente a 2751 RPM) pois esta garante uma maior amplificação das tensões ocorrentes na tubulação.

As massas escolhidas para os excêntricos possuem as seguintes propriedades:

Tabela 6 - Propriedades das excentricidades

<b>Massa total</b>	10,4 kg
<b><math>r_e</math></b>	169,3 mm

Através da Equação 37 pode-se determinar que o forçamento terá a forma  $F(t) = 140260 \cdot \cos(288t)$ .

Utilizando essa força variável no código, obtêm-se os deslocamentos dos nós 1, 3, 4, 5 e 7.

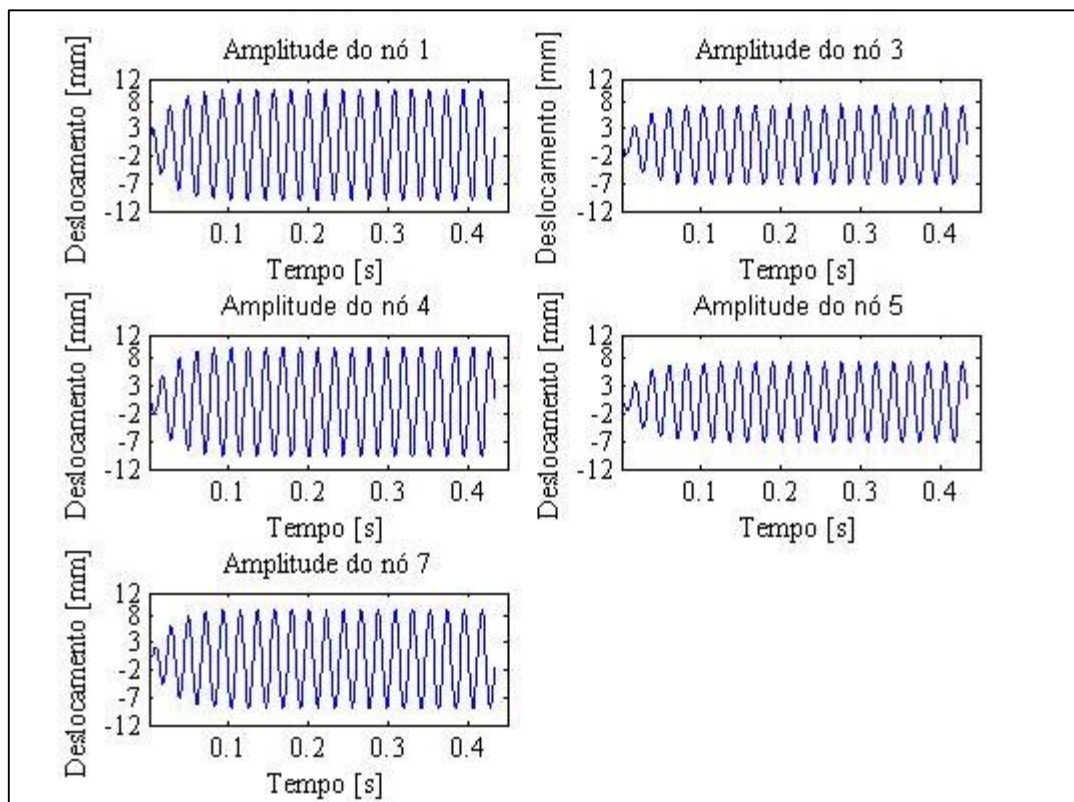


Figura 26 - Deslocamento dos nós

Com esses valores, percebe-se que sob a atuação de uma força harmônica na condição de ressonância os nós atingem um deslocamento crescente e que os pontos com maior amplitude são, como esperado, os nós 1, 4 e 7, com mais detalhes na Figura 27 a seguir.

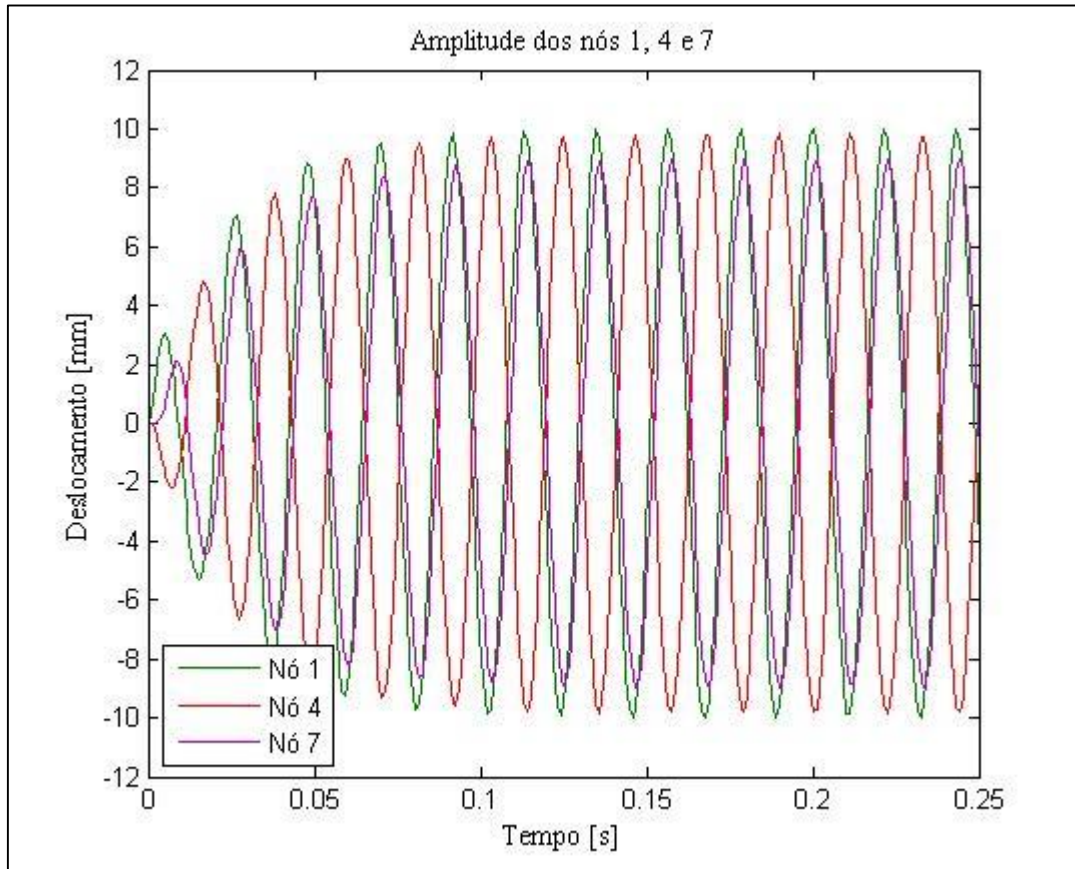


Figura 27 - Deslocamentos dos nós 1, 4 e 7

Três pontos importantes devem ser observados neste gráfico. O primeiro é notar que os nós 1 e 7 movimentam-se em sentido diretamente contrário ao do nó 4 devido ao movimento de oscilação do tubo quando exposto à força oscilatória, conforme esperado uma vez que primeiro modo está sendo excitado. O segundo ponto é que o nó 1 possui uma amplitude tão grande quanto o do ponto mediano do tubo, isso se dá devido ao fato deste ser o ponto onde é aplicada a força. O terceiro ponto é a constatação de que o nó central está defasado de meio período dos nós 1 e 7, conforme estabelecido pelo primeiro modo.

É interessante também perceber que a utilização de uma das frequências naturais no forçamento do sistema garante maiores esforços externos e deslocamentos do que se estivesse situado em outras frequências. Essa ideia pode ser comprovada ao comparar-se o

mesmo sistema, com os mesmos valores, porém com diferentes frequências de vibração, como mostrado na Figura 28.

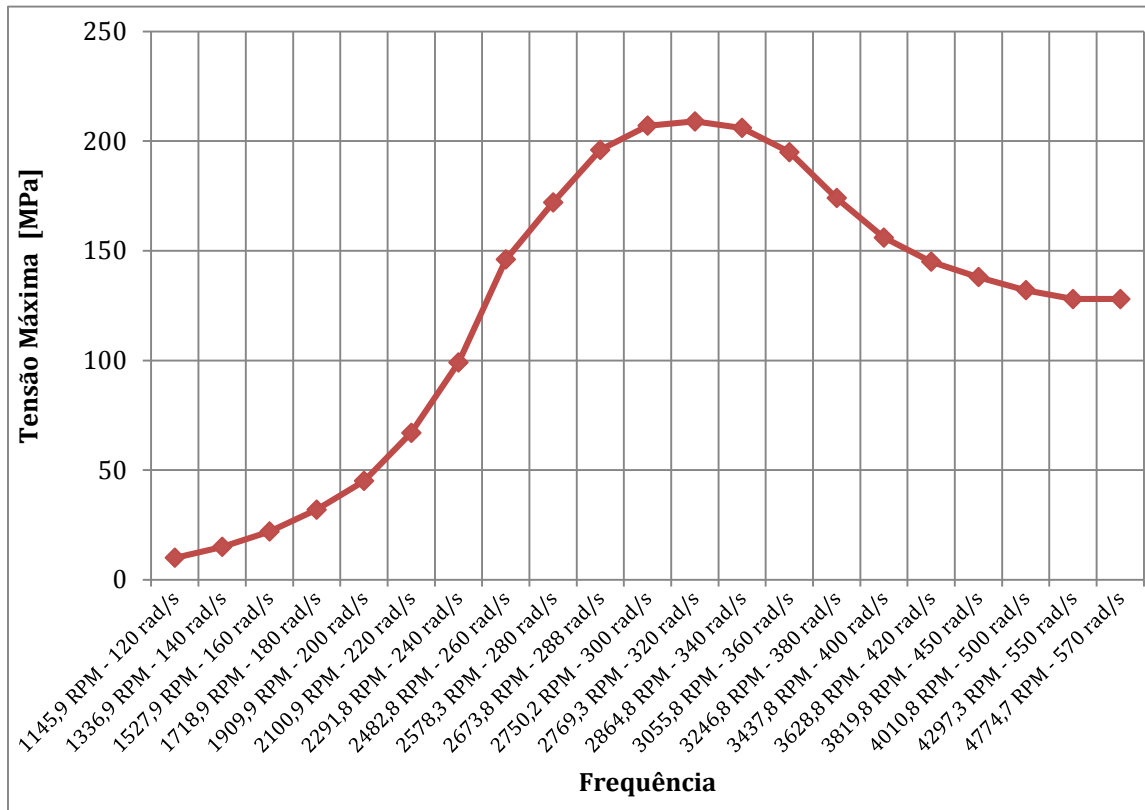


Figura 28 – Tensão de flexão do nó 4 em diferentes frequências de excitação

Onde pode ser observado que, quando em ressonância,  $w_n = 288 \text{ rad/s}$ , o sistema oscila com maiores amplitudes do que em faixas diferentes de sua frequência natural, e em todos os casos, significativamente maiores do que quando sujeitos a uma força constante.

Com os valores dos deslocamentos de cada nó em mãos, torna-se fácil calcular as forças, tensões, momentos e outras informações de todo o tubo, como demonstrado na Figura 29 que mostra os Momentos Fletores de cada um dos pontos observados.

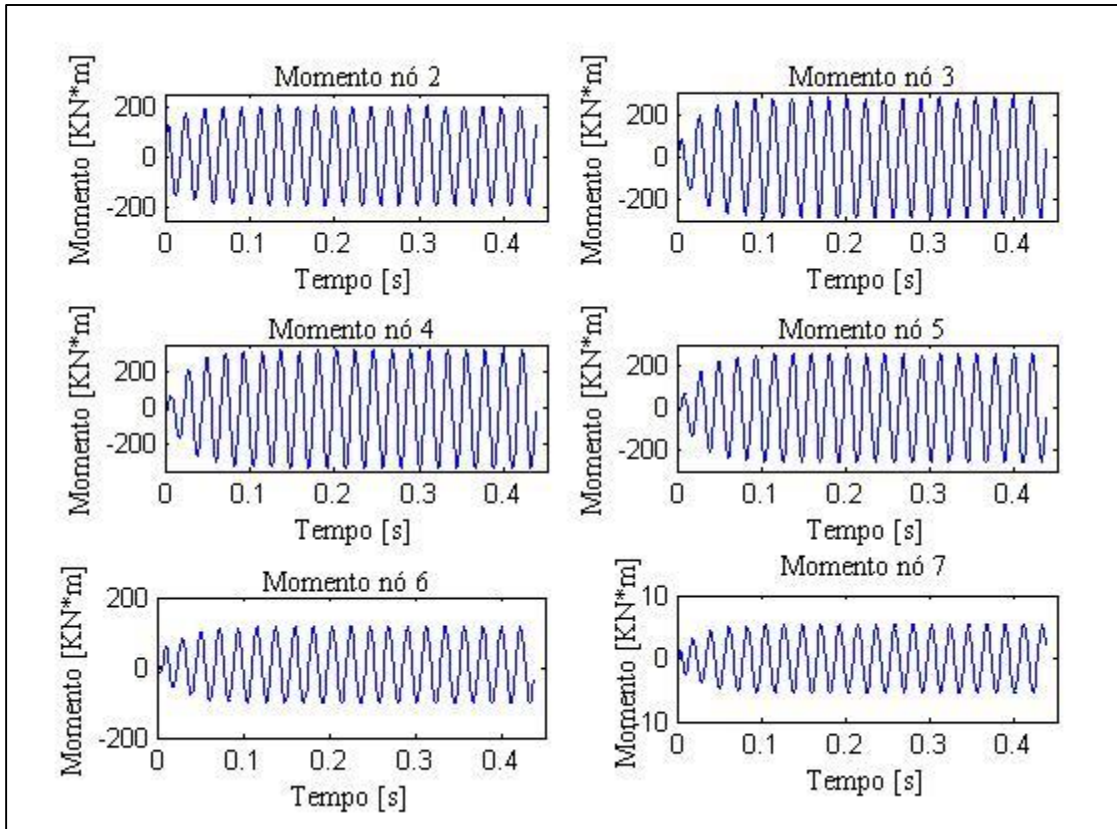


Figura 29 - Momentos de flexão

Neste trabalho serão estudados os valores das tensões localizadas na superfície do externa da seção transversal referente ao nó 4, pois esta é caracterizada como a seção crítica do sistema. A Figura 30 representa os valores obtidos do Momento e do Cortante na seção crítica:



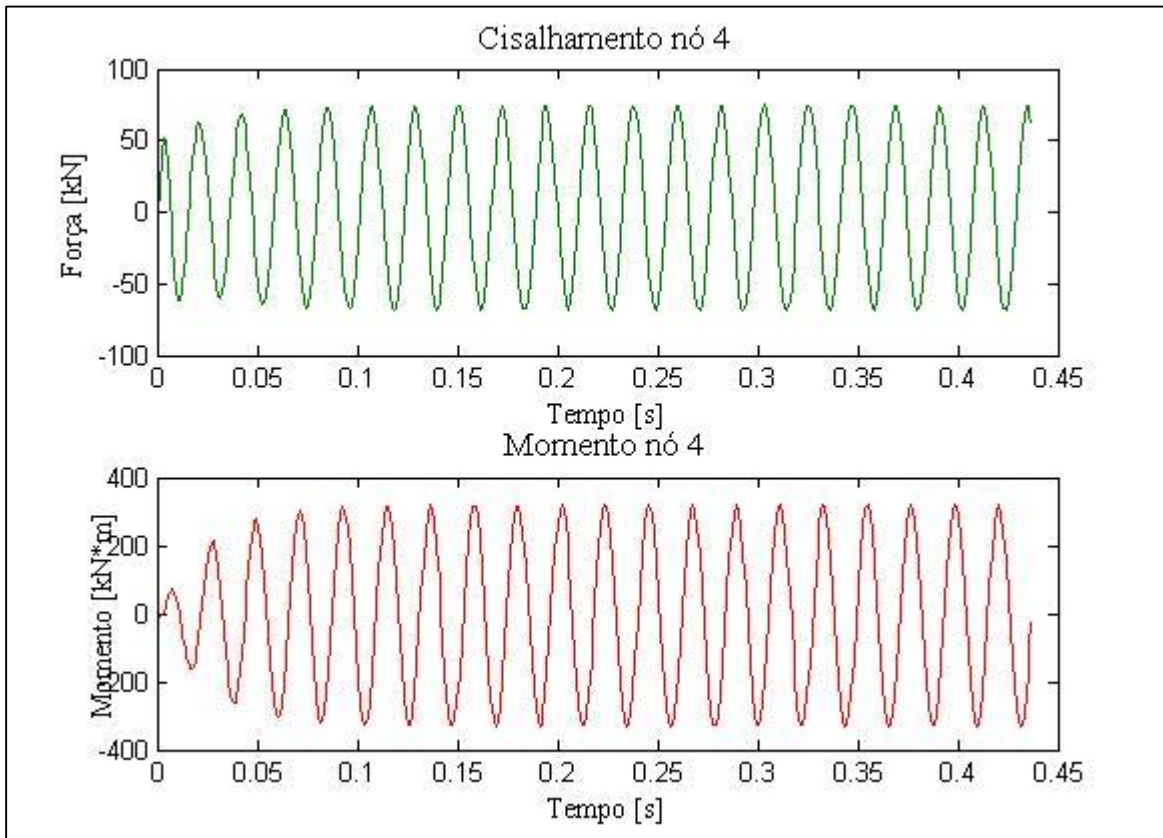


Figura 30 - Cisalhamento e Momento fletor na seção crítica

Em seguida, podem ser calculados os valores das Tensões provenientes de cada uma das forças acima a partir das Equações 48 e 49 de Tensão de Flexão e Tensão de Cisalhamento [2].

$$\sigma = \frac{Mom \cdot De/2}{I} \quad (48)$$

$$\tau = \frac{2V}{A} \quad (49)$$

E as curvas referentes à cada tensão são mostradas na Figura 31.

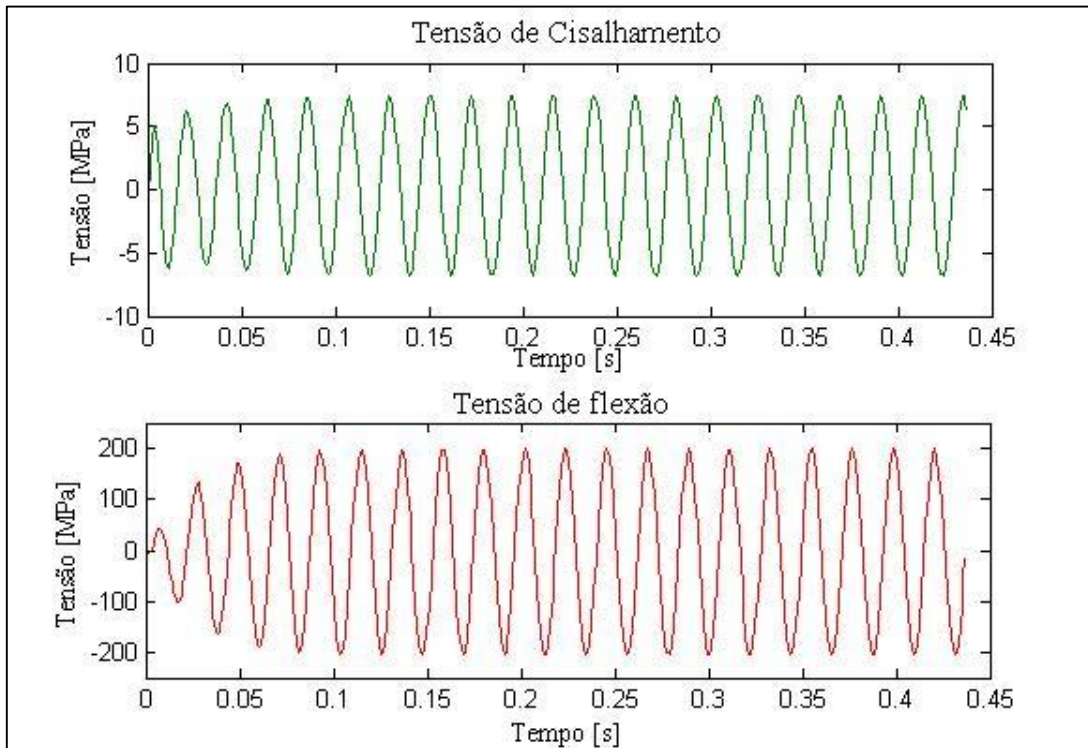


Figura 31 - Tensão de Cisalhamento e de Flexão na seção crítica

Essas curvas demonstram que a Tensão de Flexão é muito maior do que a Tensão de Cisalhamento na seção do tubo. O que já é esperado, uma vez que se trata de um corpo longo onde seu comprimento é maior do que dez vezes a sua largura,  $L/D_e = 16,87$ , e sua tensão cisalhante poderia ser desprezada desde o início.

Portanto, a Tensão Equivalente pelo critério de falha de Von Mises, em função da Tensão de Flexão e da Tensão de Cisalhamento, é obtida através da Equação 50 [15], na qual  $\sigma_a$  é a Tensão de Flexão e  $\tau_a$  é a Tensão de Cisalhamento, e sua representação gráfica encontra-se na Figura 32.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} \quad (50)$$

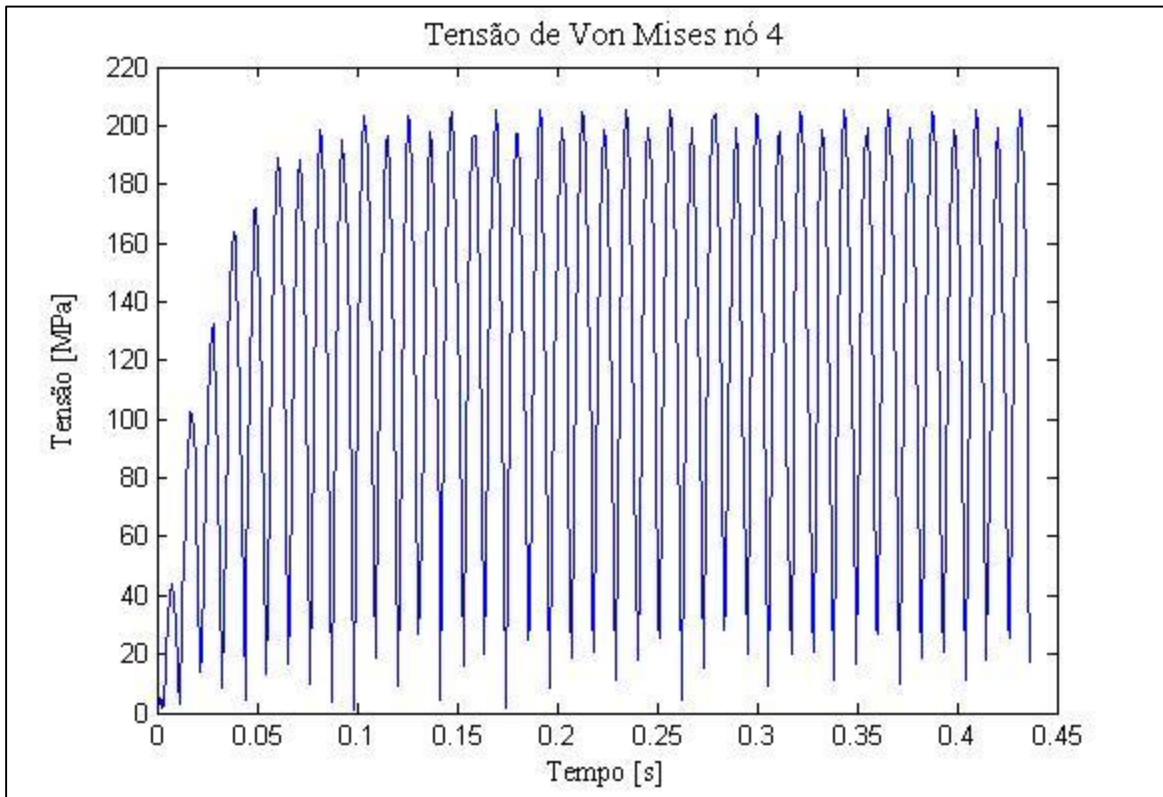


Figura 32 - Tensão de Von Mises no ponto crítico

### 3.5 Análise de Fadiga

A partir dos dados obtidos na seção anterior e das propriedades mecânicas do tubo de aço de diâmetro nominal 14" [13], pode-se calcular a vida à fadiga teórica do material como descrito no Capítulo 2.

Calculando-se o limite de resistência à fadiga temos da Equação 51 que:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (51)$$

Com:

$$S'_e = 0,504 S_{ut} = 201,6 \text{ MPa} \quad (52)$$

$$k_a = a S_{ut}^b = 0,7814 \quad (53)$$

Considerando um acabamento superficial laminado a quente. Com os valores de  $a$  e  $b$  retirados da Tabela 1.

$$k_b = 1,51d_e^{-0.107} = 0,8959 \quad (54)$$

Onde:

$$d_e = 0,370d. \quad (55)$$

Para a condição de temperatura ambiente, carga de flexão, confiabilidade de cinquenta por cento e sem fatores diversos tem-se que:

$$k_c = k_d = k_e = k_f = 1 \quad (56)$$

Com estes valores acha-se que:

$$S_e = 141,28 \text{ MPa} \quad (57)$$

A partir da Equação 17, calcula-se o valor de  $\sigma'_F$ :

$$\sigma'_F = S_{ut} + 345 \text{ MPa} = 745 \text{ MPa} \quad (58)$$

Considerando um  $N_e = 10^6$  e resolvendo as Equações 14, 15 e 16 tem-se que:

$$b = -\frac{\log(\sigma'_F/S_e)}{\log(2N_e)} = -0,1148 \quad (59)$$

$$f = \frac{\sigma'_F}{S_{ut}}(2 \times 10^3)^b = 0,7790 \quad (60)$$

$$a = \frac{(f.S_{ut})^2}{S_e} = 688,0785 \text{ MPa} \quad (61)$$

O tubo está sob a influência de uma tensão senoidal completamente reversa, no caso estudado, a tensão alternada  $\sigma_a$  terá o mesmo valor da tensão de Von Mises, e portanto:

$$\sigma_a = 207 \text{ MPa} \quad (62)$$

A partir destes valores resolve-se a Equação 18 e acha-se o número de ciclos que o espécime de tubo resistirá até a falha por fadiga.

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a}\right)^{1/b} = 3,5 \times 10^4 \text{ ciclos} \quad (63)$$

Como as fórmulas utilizadas são baseadas em dados empíricos e carregam um erro relacionado à confiabilidade das análises é de boa prática considerar apenas a faixa de ciclos e não um valor exato. Sendo assim, estima-se que o tubo, ao ser exposto à força harmônica  $F_{(t)} = 149130\cos(288t)$  possua uma vida finita na casa de:

$$N = 3 \times 10^4 \text{ ciclos} \quad (64)$$

Com esse resultado, observa-se que o tubo está localizado em um regime de vida finita, demonstrando que a máquina projetada, utilizando as excentricidades escolhidas, consegue realizar o teste com sucesso.

É interessante notar que a frequência utilizada no teste equivale a 2751 RPM e que, para alcançar os  $3 \times 10^4$  ciclos, seriam necessários cerca 11 minutos. Demonstrando a praticidade e velocidade para concluir o experimento nas condições dadas.

## Capítulo 4

### 4. Construção da Máquina

Neste capítulo será detalhada a construção e os elementos que compõe a máquina idealizada para realizar a simulação exemplificada no Capítulo 3.

Será utilizado o software Solidworks® para auxiliar no desenho e demonstração da montagem dos componentes, assim como a escolha do motor necessário para o seu pleno funcionamento.

#### 4.1 Aspectos Gerais

A máquina foi projetada para realizar testes de fadiga flexiva em tubos de vários diâmetros, além de ser capaz de gerar forças de diferentes grandezas e frequência de aplicação.

O equipamento é constituído de 4 partes: O tubo; os apoios; os pesos; e o sistema giratório, como pode ser visto na Figura 33 a seguir.

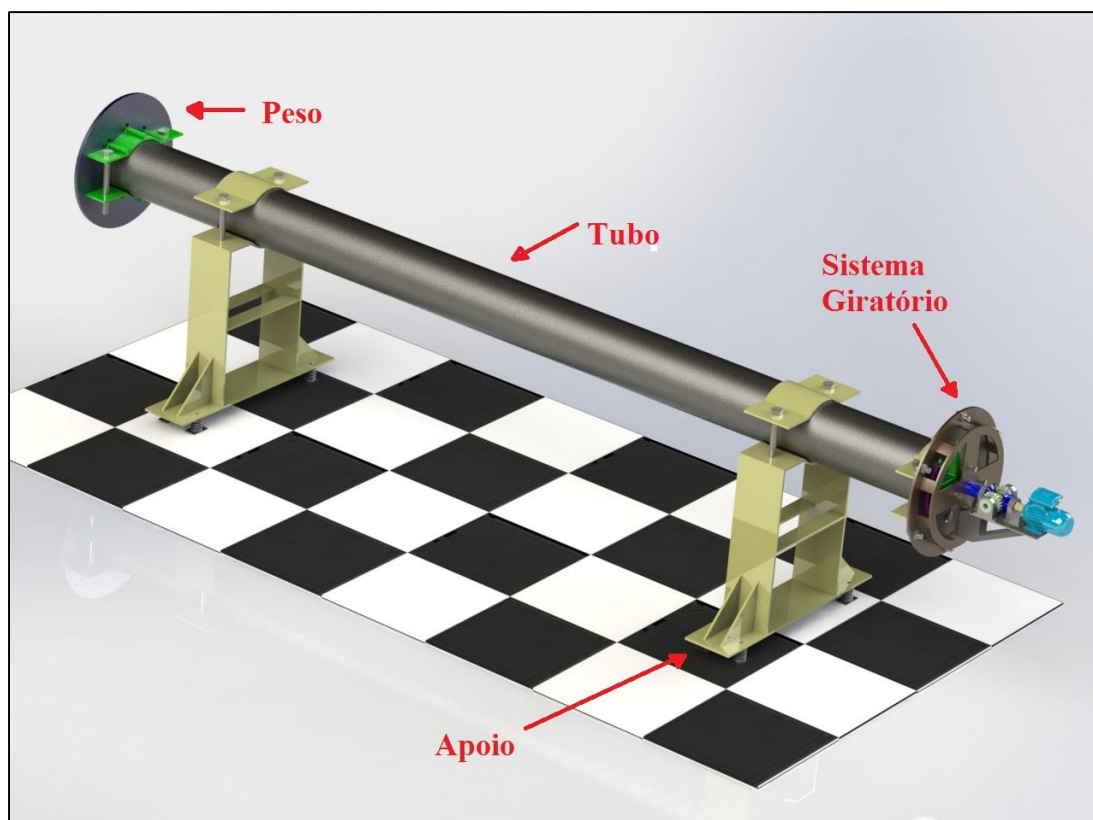


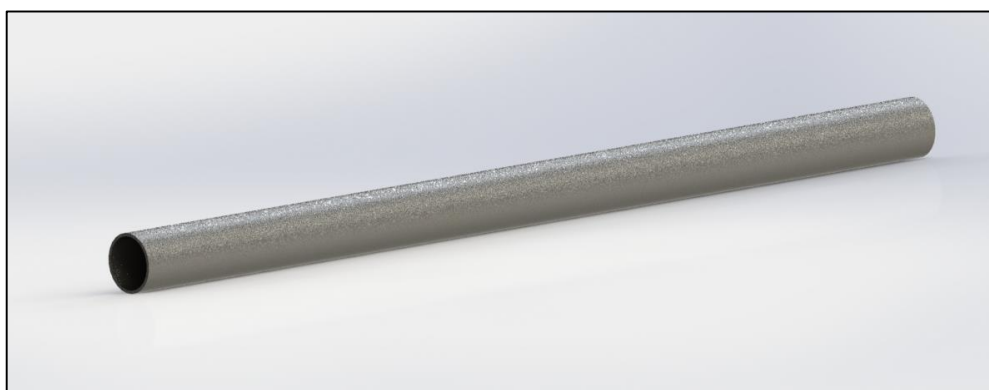
Figura 33 - Montagem da Máquina

- **Tubo**

O tubo é o corpo de prova a ser testado e para o projeto, foi determinado que podem ser utilizados tubos de 10'' a 14'' de diâmetro de diversos materiais com 6 (seis) metros de comprimento.

Para o projeto foi utilizado seu maior diâmetro, 14'' e Schedule 120, a fim de garantir que a estrutura suporte a utilização no seu pior cenário onde os esforços são maiores.

No APÊNDICE D encontram-se os parâmetros dos corpos de prova utilizáveis na máquina.



**Figura 34 - Tubo de 14''**

- **Apoios**

Os apoios são os suportes aonde o tubo é fixado de modo a limitar seu deslocamento vertical e capaz de suportar a vibração do sistema.

Eles ficam localizados a 1 (um) metro de distância de cada extremidade, localizados nos pontos nodais de vibração do tubo e entre o tubo e a fixação ao apoio faz-se necessário o uso de borrachas a fim de possibilitar o movimento angular do tubo, ainda que restringindo seu deslocamento vertical.



**Figura 35 - Apoio do tubo**

Fixado nos pés dos apoios, foram adicionados os amortecedores Vibra-Stop [16], ANEXO VI. Estes amortecedores têm como função reduzir a vibração e permitir a alocação da máquina sem grandes alterações no ambiente do teste.

É importante ressaltar que as borrachas e os Vibra-Stops alterariam as matrizes globais de rigidez do modelo, porém, neste projeto, foi mantido um caso simplificado desconsiderando a rigidez destes amortecedores.



**Figura 36 - Amortecedor Vibra-Stop [16]**



- **Pesos**

Os pesos são fixados em cada extremidade da máquina, sendo um deles uma massa de 100 kg e o outro composto pelo Sistema Giratório com mesma massa.

Eles possuem a finalidade de reduzirem a frequência natural do tubo, reduzindo assim, a potência necessária do motor.



**Figura 37 - Peso da extremidade**

## **4.2 Sistema Giratório**

O sistema giratório é responsável por gerar e transmitir as forças alternadas que serão aplicadas ao tubo permitindo o ensaio de fadiga. Este sistema consiste em um motor, eixos, engrenagens, mancais, rolamentos, excentricidades e a tampa protetora como na Figura 38

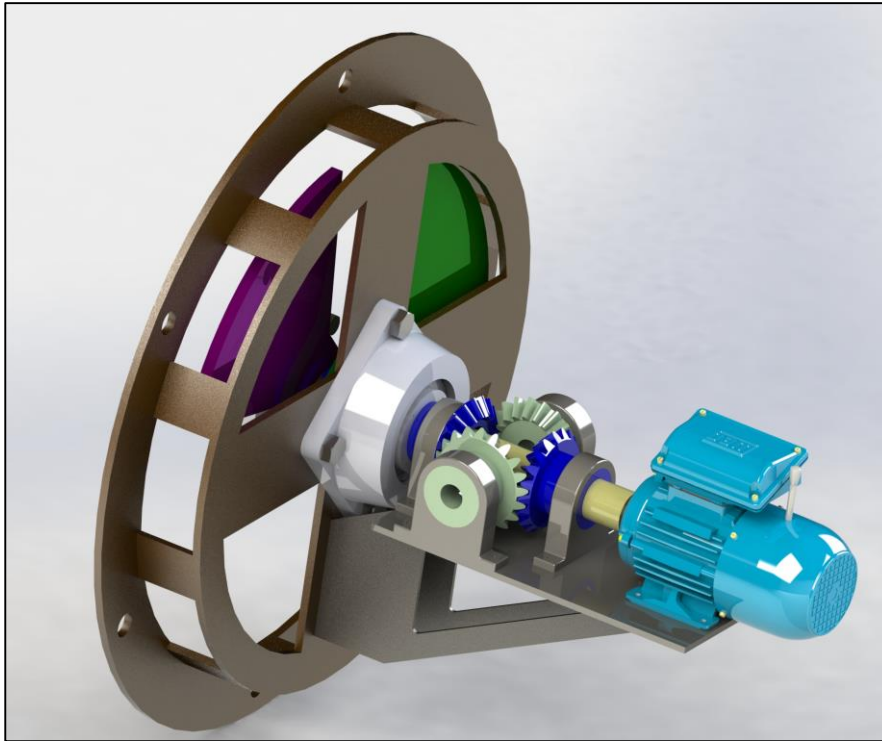


Figura 38 - Sistema Giratório

#### 4.2.1 Motor

O motor tem a função de transmitir rotação até as massas excêntricas com o auxílio dos eixos, rolamentos e mancais.

Na escolha do motor foi considerado o cenário em que se utilizaria o tubo com maior diâmetro determinado para o projeto, 14'', assim como as excentricidades com maior massa capaz de produzir tensões acima do limite de escoamento do tubo, 7 kg cada.

Com estes dados, foi possível escolher o motor tendo confiança que ele será capaz de garantir o pleno funcionamento do mecanismo.

O motor escolhido foi o WEG® W22 Motofreio IR3 Premium, carcaça 71 com 1 HP, a partir do dimensionamento detalhado no APÊNDICE C-1 e catálogo no ANEXO I [17].



Figura 39 - Motor WEG W22 [17]

Em conjunto com o motor foi escolhido um inversor de frequência com o intuito de regular a força que será aplicada no tubo, assim como a frequência de vibração que se deseja alcançar. O modelo escolhido foi o WEG<sup>®</sup> CFW500 [18], ilustrado na Figura 40.

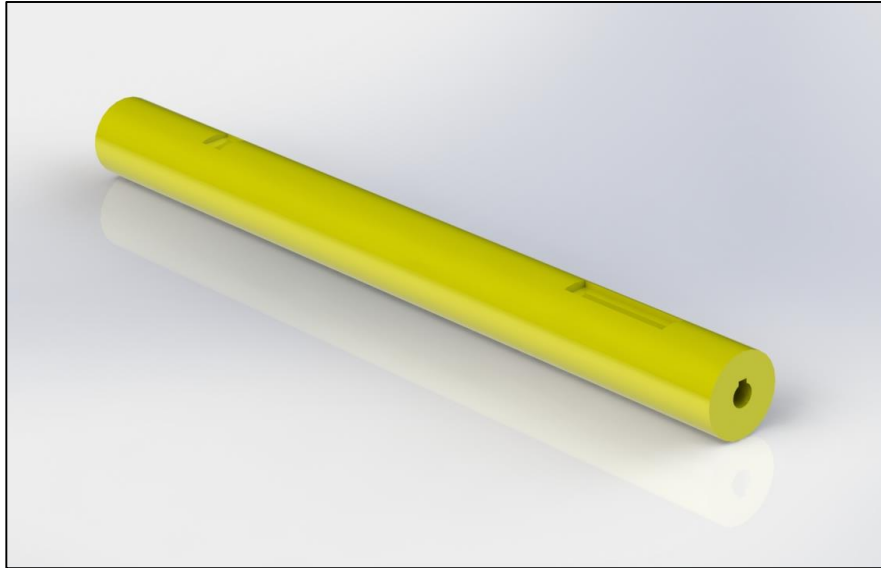


Figura 40 - Variador de Frequência WEG [18]

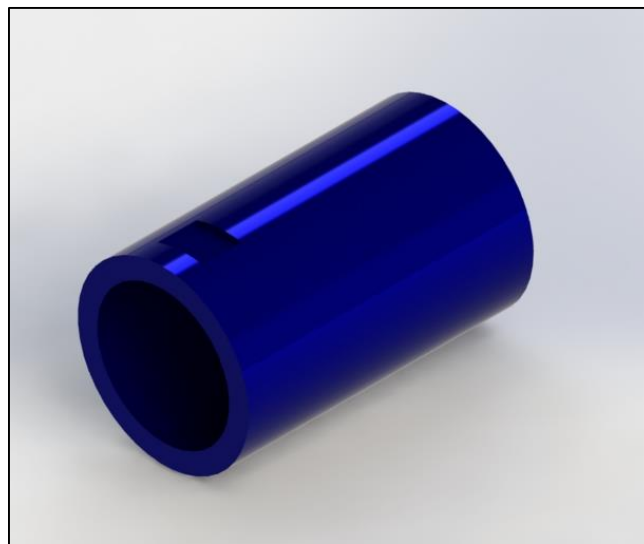
#### 4.2.2 Eixos

Os eixos têm a função essencial ao transmitirem o movimento giratório do motor para as massas com o auxílio das engrenagens e rolamentos. A escolha do material e diâmetro foi feito a fim de diminuir o peso total e garantir a resistência do conjunto, seu dimensionamento encontra-se no APÊNDICE C-2.

Para permitir que as massas excêntricas se movam em sentidos opostos e de forma sincronizada, fez-se necessário a utilização de dois eixos, um eixo interno maciço, Figura 41, e um eixo externo vasado, Figura 42, por onde o eixo interno movimentava-se em sentido contrário.

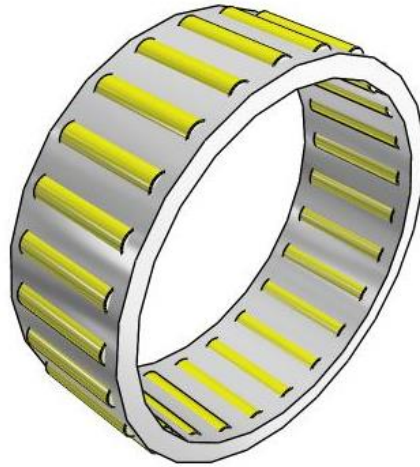


**Figura 41 - Eixo Interno**

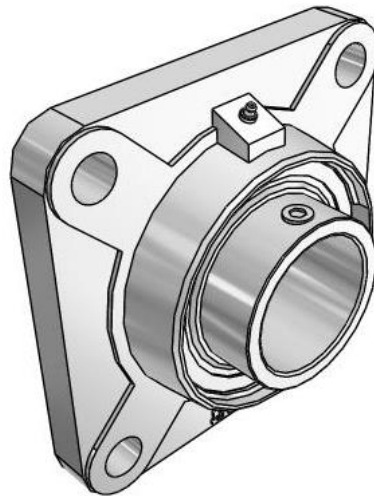


**Figura 42 - Eixo externo**

Para garantir a movimentação dos eixos fez-se uso de dois modelos de rolamentos para os eixos, um rolamento tipo agulha [19], Figura 43, e uma unidade de rolamento flangeada quadrada em Y [20], Figura 44, ambas da fabricante SKF<sup>®</sup> detalhadas no ANEXO V.



**Figura 43 - Rolamento tipo agulha [19]**



**Figura 44 - Rolamento flangeado quadrado tipo Y [20]**

Este segundo rolamento será utilizado em duas diferentes dimensões. Um para o diâmetro do eixo interno, 50 mm, e outro para o diâmetro do eixo externo, 75 mm. Ambos servirão como pontos de apoio de forma a evitar a deflexão no eixo devido à aplicação da força gerada pelas massas contra rotativas.

A fim de permitir que a vibração proveniente do sistema não afete a transmissão de rotação entre o eixo e o motor e também para absorver deflexões oriundas no eixo, será empregado um acoplamento.

Para este projeto, foi selecionado o acoplamento de garra da Linha ASN da fabricante Acriflex® [21], ANEXO III. O acoplamento é composto por dois cubos simétricos de ferro fundido nodular, e um elemento elástico de poliuretano alojado entre eles.



Figura 45 - Acoplamento Acriflex® [21]

Este modelo foi escolhido por permitir grandes variações de deflexão, vibração e choques, com temperatura de trabalho até 80°C, possui um baixo peso e dispensa lubrificação e manutenções preventivas.

### 4.2.3 Engrenagens

As engrenagens deste projeto têm como função a mudança do sentido de rotação do eixo do motor até a uma das massas excêntricas. Essa configuração fez-se necessária para permitir a rotação sincronizada das massas em sentidos contrários para que as forças resultantes das excentricidades estejam sempre no sentido vertical.

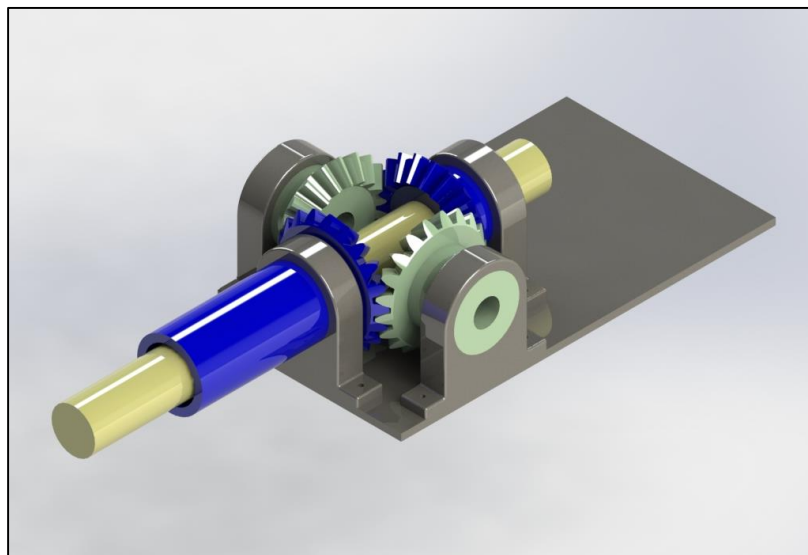


Figura 46 - Posicionamento das engrenagens e eixos

Como é possível visualizar na Figura 47, a engrenagem motora é ligada ao eixo que sai do motor, recebendo seu movimento giratório no sentido horário que é repassado no sentido anti-horário às engrenagens perpendiculares, estas, por sua vez, repassam o giro no sentido oposto para a engrenagem paralela a engrenagem motora. Dessa forma a engrenagem motora e a engrenagem oposta giram em sentidos contrários, a primeira rotaciona junto ao eixo que sai do motor e a segunda transmite o movimento a um segundo eixo que está ligado a uma das massas.

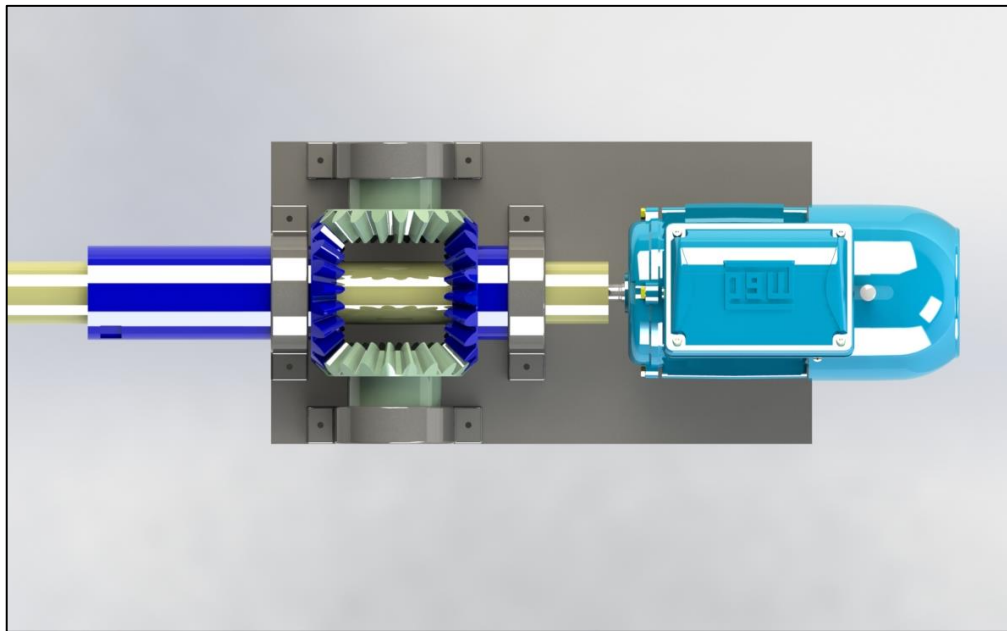


Figura 47 - Sistema de transmissão

Para permitir a rotação das engrenagens fez-se o uso de mancais de rolamento SKF® com 75 mm e furos concêntricos com as engrenagens, detalhados no ANEXO IV.

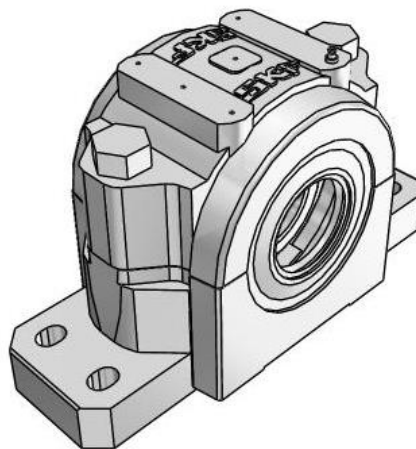


Figura 48 - Mancal de rolamento para as engrenagens [22]

#### 4.2.4 Excentricidades

As massas excêntricas têm como função gerar as forças para vibração do tubo a partir da distância dos seus centros de massa até o eixo de rotação. Seu projeto fez-se baseado na sua massa e o raio excêntrico para alcançar a força desejada para aplicação no tubo. Elas possuem 300 mm de raio e uma massa máxima de 7 kg cada, podendo ser alteradas de acordo com a força que se deseja aplicar ao corpo de prova.

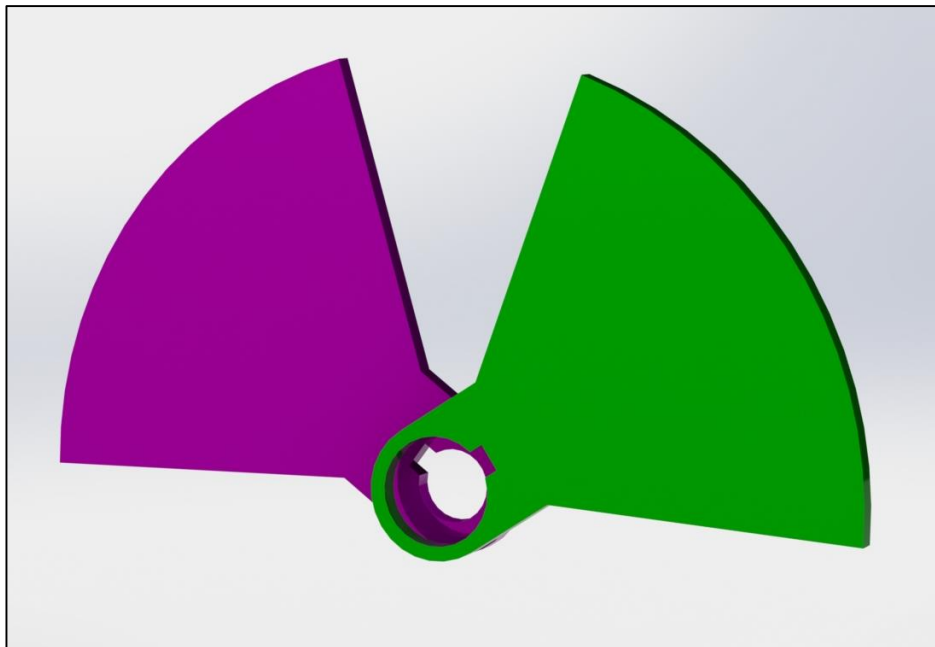


Figura 49 - Conjunto de Excentricidades

Como é visto na Figura 50, a excentricidade com furo menor é fixada no eixo interno por uma chaveta e assim, girando com a mesma velocidade e sentido que o motor, enquanto que a maior é fixada ao eixo externo, girando em sentido contrário ao motor devido à ação das engrenagens, possibilitando assim, o movimento desejado.



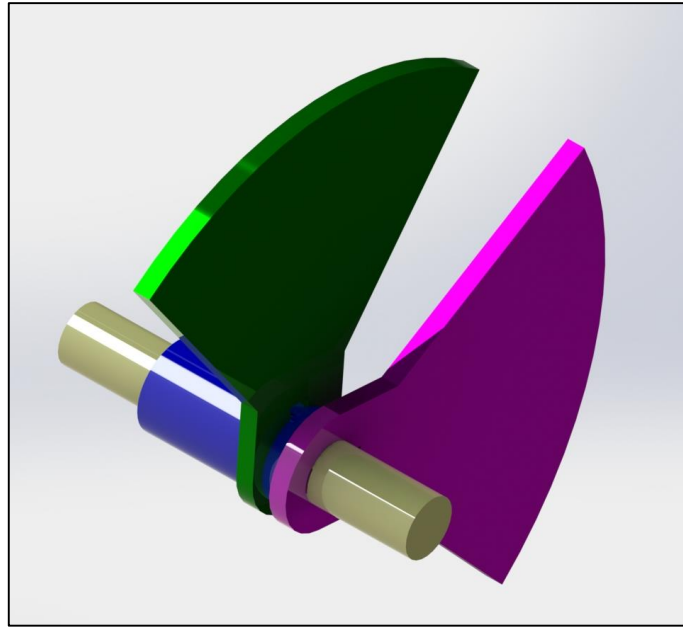


Figura 50 - Posicionamento Excentricidades e Eixos

#### 4.2.5 Proteção

A proteção tem uma dupla função no projeto, primeiramente ela serve como um anteparo no caso de uma falha nas excentricidades e, uma vez que o sistema opera em alta rotação, foi projetada para evitar um contato acidental entre o operador e o sistema giratório.

Sua segunda finalidade consiste em adicionar massa ao sistema giratório, alcançando assim os 100 kg para se equiparar à massa fixa localizada na outra extremidade do tubo.

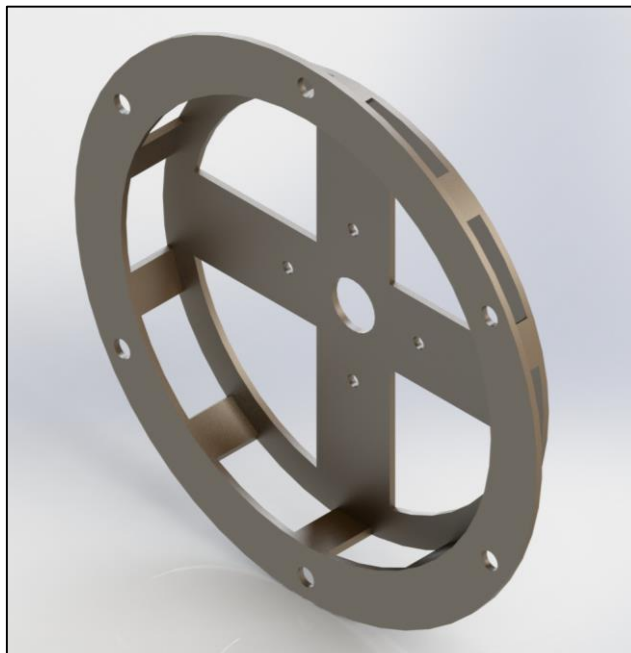


Figura 51 - Proteção

### 4.3 Custo da máquina

Tendo em vista as peças que foram utilizadas na construção da máquina, nesta seção pretende-se estimar o custo total da mesma, desde a obtenção de material até o custo de usinagem, soldagem e montagem das peças.

A metodologia utilizada para estimar o custo da máquina baseou-se no preço médio das peças no mercado, utilizando sites de compra a varejo para calcular a estimativa de preços de peças semelhantes, uma vez que para a obtenção dos exatos valores far-se-ia necessário a utilização de um CNPJ para a realização de um orçamento junto aos fabricantes/fornecedores.

A Tabela 7 detalha os valores estimados para cada peça, levando em consideração o custo do material e custo de usinagem e soldagem por hora [23] até a obtenção do custo total da máquina.

Tabela 7 – Custo da máquina

<b>Peça (quantidade)</b>	<b>Valor em Reais</b>
<b>Apoios (2)</b>	1060,00
<b>Chapas para peso 100kg (2)</b>	500,00
<b>Flanges (6)</b>	1000,00
<b>Vibra-Stops (8)</b>	480,00
<b>Tampa protetora</b>	360,00
<b>Eixos (2)</b>	640,00
<b>Engrenagens (4)</b>	440,00
<b>Chapa de apoio motor com suporte</b>	140,00
<b>Motor WEG W22<sup>1</sup></b>	250,00
<b>Mancais (4)</b>	280,00
<b>Rolamentos (4) com suportes (2)</b>	440,00
<b>Variador de Frequência WEG® CFW500</b>	800,00
<b>Total</b>	6390,00

---

<sup>1</sup> <http://produto.mercadolivre.com.br/MLB-700099712-motor-weg-linha-w22-plus- JM> . Acesso em 21 de nov. de 2015.

Chega-se ao valor final de R\$ 6390,00 para o custo da máquina, sendo importante ressaltar que se trata de uma estimativa e que os valores estão sujeitos, ainda, as flutuações monetárias.

## Capítulo 5

Neste capítulo final serão expostas as conclusões obtidas a partir dos estudos e análises apresentados no Projeto, assim como sugestões para projetos futuros.

### 5.1 Conclusão

O trabalho desenvolvido apresentou o estudo a respeito da influência da aplicação de uma força harmônica sobre uma tubulação industrial, em especial, uma força aplicada em uma frequência de ressonância compatível à do corpo de prova.

Foi desenvolvido um modelo matemático com o auxílio do Software MATLAB<sup>®</sup> para representar de forma teórica o sistema proposto e para se obter resultados gráficos resultantes do carregamento ao longo do tempo.

Realizou-se o estudo de um tubo com diâmetro nominal de 14’’ e Schedule 80 exposto a um forçamento de  $F_{max} = 140260 N$  na primeira frequência natural de vibração do sistema a fim de demonstrar a utilização do código e determinar o limite de resistência à fadiga do corpo de prova. Com isso, foi demonstrado que, pelo fato da peça ter sido excitada na frequência de ressonância, é possível gerar esforços e deslocamentos de uma ordem muito maior do que em outras frequências, o que permite a aplicação de menores esforços para se obter os resultados esperados. Então, utilizando o método S-N, foi estimado que para o carregamento avaliado, a peça rompe por fadiga na sua seção crítica em um tempo de vida na ordem de  $3 \times 10^4$  ciclos.

Por fim, foi projetada uma máquina capaz de reproduzir o efeito de forçamento estudado em espécimes de variados diâmetros e espessuras. A máquina se baseia em um tubo fixado nos seus pontos nodais de vibração e de duas massas excêntricas contra rotativas que, através do giro sincronizado destas, aplicam o forçamento na estrutura.

Toda a estrutura foi projetada a fim de garantir o uso de diferentes excentricidades e assim exercer a intensidade do forçamento desejado em cada teste, permitindo controle sobre os parâmetros que levam a falha por fadiga e aplicação da tensão desejada que implique em uma maior confiabilidade nos resultados.

## 5.2 Sugestões

A partir do estudo realizado, foram observados alguns fatores que se sugere uma análise mais profunda e que não foram contemplados neste trabalho, como por exemplo:

O modelo de elementos finitos utilizado no trabalho consiste em uma malha com 7 nós e 14 graus de liberdade, este modelo é uma simplificação de um corpo real que possui infinitos graus de liberdade. Como forma de aumentar a confiabilidade do estudo, é indicado refinar a malha, aumentando assim sua precisão.

A utilização dos amortecedores e das borrachas de apoio alteram a matriz global de rigidez do problema, portanto, é interessante analisar um novo modelo considerando a influência de suas propriedades mecânicas e do deslocamento vertical originado pelos amortecimentos.

O projeto utilizou um Sistema Giratório que está fixado em balanço ao tubo, é interessante estudar a possibilidade de utilizar uma estrutura para apoiar o sistema, melhorando assim a estabilidade da máquina. Para tanto faz-se necessário a criação de um novo modelo analítico para a definição dos parâmetros de projeto da máquina.

O corpo de prova foi escolhido como uma tubulação industrial de uso cotidiano e que não necessariamente é projetada para suportar o carregamento imposto. Futuramente faz-se necessário a escolha de um novo corpo de prova que possua um carregamento condizente ao estudo.

## Bibliografia

- [1] R. L. Norton, Projeto de Máquinas: uma abordagem integrada, Porto Alegre: Bookman, 2013.
- [2] J. E. Shigley, Projeto de Engenharia Mecânica, Porto Alegre: Bookman, 2005.
- [3] J. P. R. B. H. Yung-Li Lee, Fatigue Testing and Analysis (Theory and Practice), Butterworth-Heinemann, 2005.
- [4] H. J. Gough, Fatigue of Metals, Greenwood: London, 1924.
- [5] C. R. Mischke, “Prediction of Stochastic Endurance Strength,” *Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design*, pp. 113-122, Janeiro 1987.
- [6] S. Rao, Vibrações Mecânicas, São Paulo: Pearson, 2011.
- [7] L. e. Bertini, “Resonant test rigs for fatigue full scale testing of oil drill,” *International Journal of Fatigue*, pp. 978-988, 26 02 2007.
- [8] F. e. a. Tonon, “Investigation torsional fatigue with a novel resonant testing fixture,” *international Journal of Fatigue*, pp. 1271-1277, 2009 02 04.
- [9] J. e. a. Claeys, “Characterisation of a resonant bending fatigue test setup for pipes,” *Sustainable Construction and Design*, 2011.
- [10] L. e. a. Bertini, “Resonant bench for a fatigue testing of steel drill,” *Associazione Italiana Per L'analisi delle Dollecitazioni*, 08 09 2012.
- [11] L. J. Segerlind, Applied Finite Element Analysis, John Wiley & Sons, 1984.
- [12] R. R. Craig Jr., Structural Dynamics, Republic of Singapore: John Wiley & Sons, 1981.
- [13] U. S. Tubular, *Standard Pipe and Line Pipe Catalog*, Houston, TX, 2012.
- [14] American Society for Testing and Materials International, “ASTM,” 2015.
- [15] R. Hibbeler, Resistência dos Materiais, São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2004.
- [16] Vibra-Stop, Catálogo de Amortecedores Vibra-Stop, São Paulo - SP.
- [17] WEG, Catálogo de Motores W22 WEG, Jaraguá do Sul.
- [18] W. Motores, Catálogo de Inversor de Frequência, Jaraguá do Sul .
- [19] SKF, Catálogo de Rolamentos tipo Agulha.
- [20] SKF, Catálogo de Rolamentos Flangeados Quadrados.
- [21] A. Acoplamentos, Catálogo de acoplamentos, São Luiz, Criciúma – SC.
- [22] SKF, Catálogo de Mancais de Rolamento.

- [23] B. D. Leme, *Elaboração de um sistema de custeio para a formação do custo do serviço de usinagem de uma pequena empresa*, Joinville: Universidade do Estado de Santa Catarina Centro de Ciências e Tecnológicas, 2011.

## APÊNDICE A: Matrizes de Rigidez e Massa

Matriz de Rigidez:

$$[K] = \frac{EI}{l^3} \begin{bmatrix} 12 & 6l & 6l & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 6l & 4l^2 & 2l^2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 6l & 2l^2 & 8l^2 & -6l & 2l^2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -6l & 24 & 0 & -12 & 6l & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 2l^2 & 0 & 8l^2 & -6l & 2l^2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -12 & -6l & 24 & 0 & -12 & 6l & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 6l & 2l^2 & 0 & 8l^2 & -6l & 2l^2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -12 & -6l & 24 & 0 & 6l & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 6l & 2l^2 & 0 & 8l^2 & 2l^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 6l & 2l^2 & 8l^2 & -6l & 2l^2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -6l & 12 & -6l \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2l^2 & -6l & 4l^2 \end{bmatrix}$$

Matriz de Massa:

$$[M] = \frac{\rho l A}{420} \begin{bmatrix} 156 & 22l & -13l & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 22l & 4l^2 & -3l^2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -13l & -3l^2 & 8l^2 & 13l & -3l^2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 13l & 312 & 0 & 54 & -13l & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -3l^2 & 0 & 8l^2 & 13l & -3l^2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 54 & 13l & 312 & 0 & 54 & -13l & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -13l & -3l^2 & 0 & 8l^2 & 13l & -3l^2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 54 & 13l & 312 & 0 & -13l & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -13l & -3l^2 & 0 & 8l^2 & -3l^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -13l & -3l^2 & 8l^2 & 13l & -3l^2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 13l & 156 & -22l \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -3l^2 & -22l & 4l^2 \end{bmatrix}$$



## APÊNDICE B: Programa para análise dinâmica de vibração flexional

- Código do programa “flex\_6elem\_v3”

```

% Vibração forçada em um tubo com 6 elementos      Versão 3
%
%
clear
close all
global a r wf Q r6 r7 P%
*****
%
% Dados da Barra
L0 = 6; % Comprimento do tubo [m]
de = 0.3556; % Diâmetro externo do tubo [m]
esp = 19.05; % Espessura da parede [mm]
Ro = 7890; % Massa específica do material do tubo [Kg/m^3]
E = 205*(10^9); % Módulo de elasticidade do material do tubo [N/m^2]

di = de - 2*esp/1000 % Diâmetro interno do tubo [m]
A = (pi/4)*(de*de-di*di); % Área seção transversal do tubo [m^2]
I = (pi/64)*(de*de*de*de-di*di*di*di); % Momento de inércia de um tubo
[m^4]
%
Mtub = A * L0 * Ro %Massa total do tubo
mtub = Mtub/6;

% Dados do MEF
z = 6; % Número de elementos
L = L0/z; % Comprimento de cada elemento
%
% Constantes do amortecimento proporcional
alfa = 0.001;
beta = 0.001;
%
% Dados da integração
t1 = 0; % Instante inicial de integração
%
%%
% Matriz de rigidez
K=(E*I/(L*L*L))*[12      6*L      6*L      0      0      0
0      0      0      0      0      0;
0      6*L      4*L*L      2*L*L      0      0
0      0      0      0      0      0;
0      6*L      2*L*L      8*L*L      -6*L      2*L*L
0      0      0      0      -6*L      24      0      -12
6*L      0      0      0      0      0      0      0
2*L*L      0      0      0      0      2*L*L      0      8*L*L      -6*L
0      -12      6*L      0      0      0      -12      -6*L      24
8*L*L      -6*L      2*L*L      0      0      0      6*L      2*L*L      0
-6*L      24      0      0      0      0      0      0      -12
2*L*L      0      8*L*L      2*L*L      0      0      0      0      6*L

```

```

0          0          0          0          0          0          0          0
0          6*L       2*L*L     8*L*L     -6*L       2*L*L*L;    0          0
0          0          0          0          0          0          0          0
0          0          0          0          -6*L       12         -6*L;       0          0
0          0          0          0          2*L*L     -6*L       4*L*L*L];  0          0
%%
%%
% Matriz de massa
M=(Ro*L*A/420)*[156      22*L      -13*L      0          0          0          0
0          0          0          0          0;
                22*L      4*L*L     -3*L*L     0          0          0          0
0          0          0          0          0;
                -13*L     -3*L*L     8*L*L     13*L     -3*L*L     0          0
0          0          0          0          0;
13*L      0          0          0          13      312      0          54      -
3*L*L     0          0          0          -3*L*L     0          8*L*L     13*L     -
54      -13*L     0          0          0          54      13      312      0
8*L*L     13*L     -3*L*L     0          0          0          -13*L     -3*L*L     0
13*L      312      0          0          -13*L     0          0          0          54
3*L*L     0          8*L*L     -3*L*L     0          0          0          0          -13*L     -
-13*L     -3*L     8*L*L     13*L     -3*L*L;
0          0          13*L     156     -22*L;
0          0          0          0          0          0          0          0          0
0          0          -3*L*L     -22*L     4*L*L*L];
M(1,1)=M(1,1)+ 100;
M(11,11)=M(11,11)+ 100;

IM = inv(M); % Inversa da matriz de massa
%%
%%
% Cálculo autovalores e autovetores
[V,D] = eig(K,M); % Autovetores V e Autovalores D
FN = diag(sqrt(D)); % Frequências naturais (rad/s) *****

wf=FN(1)% ***** Primeira frequência natural

fn = FN/(2*pi); % Frequências naturais (Hz)

%%
MN = V; % Modos normais de vibração

nos=[1,2,3,4,5,6,7]

modo1 = [-0.0385, 0, 0.0298, 0.0411, 0.0298, 0, -0.0385];
modo2 = [0.0556, 0, -0.0157, 0, 0.0157, 0, -0.0556];
modo3 = [0.0436, 0, 0.0217, 0.0445, 0.0217, 0, 0.0436];
modo4 = [0.0192, 0, 0.0552, 0, -0.0552, 0, -0.0192];

%%
% Matriz de Amortecimento
C = alfa*M + beta*K;
%
```

```

%%
% Vetor forçamento
%
raio = 0.1693; % excentricidade [m]
massas = 10.4; % massa do excentrico [kg]
F0 = raio * massas * wf*wf

Q = [F0; 0; 0; 0; 0; 0; 0; 0; 0; 0; 0; 0; 0]; % Forçamento variável

P0 = 1000; %Massas nas extremidades, 100 kg
Pmtub = mtub*40; %Peso de cada seção do tubo
P = [P0 + Pmtub; 0; 0; Pmtub; 0; Pmtub; 0; Pmtub; 0; 0; P0 + Pmtub; 0];
%
%%
% Análise computacional - Integrador
%
a = [zeros(12) eye(12);-IM*K -IM*C];
r = [zeros(12);IM];
r6 = r * Q; % *****
r7 = r * P;
y0 = zeros(1,24); % Condições iniciais x0=0 e v0=0
t2 = 20*2*pi/wf; % período de tempo para 20 oscilações
tspan = [t1 t2]; % Intervalo de tempo para a integração das equações
[t,y] = ode15s('equa6_v3',tspan,y0); % *****
n = length (t);
%
%%
% Resultados
%
% [u3 e u11 são nulos pois são os pontos de apoio]
u1=y(1:n,1);
u2=y(1:n,2);
u3=zeros(n,1);
u4=y(1:n,3);
u5=y(1:n,4);
u6=y(1:n,5);
u7=y(1:n,6);
u8=y(1:n,7);
u9=y(1:n,8);
u10=y(1:n,9);
u11=zeros(n,1);
u12=y(1:n,10);
u13=y(1:n,11);
u14=y(1:n,12);
%
%
%%
% Tensão e Momento
k= (E*I/(L*L*L))*[ 12 6*L -12 6*L; % Matriz Rigidez elemento 3
6*L 4*L*L -6*L 2*L*L;
-12 -6*L 12 -6*L;
6*L 2*L*L -6*L 4*L*L];

%
% Elemento 1
%
U1 = [u1'; u2'; u3'; u4']; % Nós do elemento 1
S1 = k*U1;

% Elemento 2
%
U2 = [u3'; u4'; u5'; u6']; % Nós do elemento 2

```

```

S2 = k*U2;

% Elemento 3
%
U3 = [u5'; u6'; u7'; u8']; % Nós do elemento 3
S3 = k*U3;

%Elemento 4
U4 = [u7'; u8'; u9'; u10' ]; % Nós do elemento 4
S4 = k*U4;

%Elemento 5
U5 = [u9'; u10'; u11'; u12' ]; % Nós do elemento 5
S5 = k*U5;

%Elemento 6
U6 = [u11'; u12'; u13'; u14' ]; % Nós do elemento 6
S6 = k*U6;
%

%%
%TENSOES nó 4
Tv = S3(3,:) * 2 / (1000000 * A); % Tensão de Cisalhamento
Tm = S3(4,:) * (de/2) / (1000000 * I); % Tensão do Momento

%
%%
%Von Misses nó 4
%
Tvm = sqrt(Tm.*Tm); %Tv=0 pois no ponto crítico (superfície) Tv é mínimo
%
```

- Código do programa “gráficos”

```

%CÓDIGO DOS GRAFICOS

% Gráfico Amplitude separadas
figure(1)
%
my_axes (1) = subplot(3,2,1)
plot(t,u1*1000);
title('Amplitude do nó 1');
xlabel('Tempo [s]');
ylabel('Deslocamento [mm]')
%
my_axes (2) = subplot(3,2,2)
plot(t,u5*1000);
title('Amplitude do nó 3');
xlabel('Tempo [s]');
ylabel('Deslocamento [mm]')
%
my_axes (3) = subplot(3,2,3)
plot(t,u7*1000);
title('Amplitude do nó 4');
xlabel('Tempo [s]');
ylabel('Deslocamento [mm]')
```

```

%
my_axes (4) = subplot(3,2,4)
plot(t,u9*1000);
title('Amplitude do nó 5');
xlabel('Tempo [s]');
ylabel('Deslocamento [mm]')
%
my_axes (5) = subplot(3,2,5)
plot(t,u13*1000);
title('Amplitude do nó 7');
xlabel('Tempo [s]');
ylabel('Deslocamento [mm]')
%
%%
figure(2) %Gráfico das amplitudes sobrepostas
plot(t,u1*1000, t,u5*1000, t,u7*1000, t,u9*1000, t,u13*1000);
title('Amplitude dos nós 1, 3, 4, 5 e 7');
xlabel('Tempo [s]');
ylabel('Deslocamento [mm]');
%
%%
figure(3) %Gráfico das amplitudes nós 1 e 4
plot(t,u1*1000, t,u7*1000);
title('Amplitude dos nós 1 e 4');
xlabel('Tempo [s]');
ylabel('Deslocamento [mm]');

%%
figure(5) % Cisalhamento e Momento elemento 1
subplot(2,1,1)
plot(t,S1(3,:)/1000);
title('Cisalhamento nó 2 ELE 1');
xlabel('Tempo [s]');
ylabel('Força [kN]');
%
subplot(2,1,2)
plot(t,S1(4,:)/1000);
title('Momento nó 2');
xlabel('Tempo [s]');
ylabel('Momento [kN*m]');

%%
figure(3) % Cisalhamento e Momento elemento 2
subplot(2,1,1)
plot(t,S2(3,:)/1000);
title('Cisalhamento nó 3 ELE 2');
xlabel('Tempo [s]');
ylabel('Força [kN]');
%
subplot(2,1,2)
plot(t,S2(4,:)/1000);
title('Momento nó 3');
xlabel('Tempo [s]');
ylabel('Momento [kN*m]');

%%
figure(4) % Cisalhamento e Momento elemento 3
subplot(2,1,1)
plot(t,S3(3,:)/1000);
title('Cisalhamento nó 4 ELE 3');
xlabel('Tempo [s]');
ylabel('Força [kN]');
%
subplot(2,1,2)

```

```

plot(t,S3(4,:)/1000);
title('Momento nó 4');
xlabel('Tempo [s]');
ylabel('Momento [kN*m]');
%%
figure(5) % Cisalhamento e Momento elemento 4
subplot(2,1,1)
plot(t,S4(3,:)/1000);
title('Cisalhamento nó 5 ELE 4');
xlabel('Tempo [s]');
ylabel('Força [kN]');
%
subplot(2,1,2)
plot(t,S4(4,:)/1000);
title('Momento nó 5');
xlabel('Tempo [s]');
ylabel('Momento [kN*m]');
%%
figure(6) % Cisalhamento e Momento elemento 5
subplot(2,1,1)
plot(t,S5(3,:)/1000);
title('Cisalhamento nó 6 ELE 5');
xlabel('Tempo [s]');
ylabel('Força [kN]');
%
subplot(2,1,2)
plot(t,S5(4,:)/1000);
title('Momento nó 6');
xlabel('Tempo [s]');
ylabel('Momento [kN*m]');
%%
figure(7) % Cisalhamento e Momento elemento 6
subplot(2,1,1)
plot(t,S6(3,:)/1000);
title('Cisalhamento nó 7 ELE 6');
xlabel('Tempo [s]');
ylabel('Força [kN]');
%
subplot(2,1,2)
plot(t,S6(4,:)/1000);
title('Momento nó 7');
xlabel('Tempo [s]');
ylabel('Momento [kN*m]');
%%
figure(4) % Graficos de todos os momentos

my_axes (1) = subplot(3,2,1)
plot(t,S1(4,:)/1000)
title('Momento nó 2');
xlabel('Tempo [s]');
ylabel('Momento [KN*m]')

my_axes (1) = subplot(3,2,2)
plot(t,S2(4,:)/1000)
title('Momento nó 3');
xlabel('Tempo [s]');
ylabel('Momento [KN*m]')

my_axes (1) = subplot(3,2,3)
plot(t,S3(4,:)/1000)
title('Momento nó 4');
xlabel('Tempo [s]');
ylabel('Momento [KN*m]')

```

```

my_axes (1) = subplot(3,2,4)
plot(t,S4(4,:)/1000)
title('Momento nó 5');
xlabel('Tempo [s]');
ylabel('Momento [KN*m]')

my_axes (1) = subplot(3,2,5)
plot(t,S5(4,:)/1000)
title('Momento nó 6');
xlabel('Tempo [s]');
ylabel('Momento [KN*m]')

my_axes (1) = subplot(3,2,6)
plot(t,S6(4,:)/1000)
title('Momento nó 7');
xlabel('Tempo [s]');
ylabel('Momento [KN*m]')

linkaxes(my_axes);

%%
%TENSOES nó 4
%
figure(2) % Tensões
subplot(2,1,1)
plot(t,Tv);
title('Tensão de Cisalhamento nó 4');
xlabel('Tempo [s]');
ylabel('Tensão [MPa]');
%
subplot(2,1,2)
plot(t,Tm);
title('Tensão do Momento nó 4');
xlabel('Tempo [s]');
ylabel('Tensão [MPa]');
%
%%
%Von Misses nó 4
%
figure(5) %Tensão Von Mises nó 4
plot(t,Tvm);
title('Tensão de Von Mises nó 4');
xlabel('Tempo [s]');
ylabel('Tensão [MPa]');

```

- Código do programa “animação”

```

% Animação do modo de vibração

x = [0:0.1:L0];
nn = length(x);

for jj = 1:n
    for i=1:nn
        if x(i)>=0 & x(i)<=L
            xx=x(i);

```

```

fi1= 1 - 3*xx*L*xx*L + 2*xx*L*xx*L*xx*L;
fi2= xx*L - 2*L*xx*L*xx*L + L*xx*L*xx*L*xx*L;
fi3= 3*xx*L*xx*L - 2*xx*L*xx*L*xx*L;
fi4= -L*xx*L*xx*L + L*xx*L*xx*L*xx*L;

xu1=u1(jj);
xu2=u2(jj);
xu3=u3(jj);
xu4=u4(jj);
u(i)= fi1*xu1 + fi2*xu2 + fi3*xu3 + fi4*xu4;
else
end

if x(i)>=L & x(i)<=2*L
xx=x(i)-L;
fi1= 1 - 3*xx*L*xx*L + 2*xx*L*xx*L*xx*L;
fi2= xx*L - 2*L*xx*L*xx*L + L*xx*L*xx*L*xx*L;
fi3= 3*xx*L*xx*L - 2*xx*L*xx*L*xx*L;
fi4= -L*xx*L*xx*L + L*xx*L*xx*L*xx*L;

xu1=u3(jj);
xu2=u4(jj);
xu3=u5(jj);
xu4=u6(jj);
u(i)= fi1*xu1 + fi2*xu2 + fi3*xu3 + fi4*xu4;
else
end

if x(i)>=2*L & x(i)<=3*L
xx=x(i)-2*L;
fi1= 1 - 3*xx*L*xx*L + 2*xx*L*xx*L*xx*L;
fi2= xx*L - 2*L*xx*L*xx*L + L*xx*L*xx*L*xx*L;
fi3= 3*xx*L*xx*L - 2*xx*L*xx*L*xx*L;
fi4= -L*xx*L*xx*L + L*xx*L*xx*L*xx*L;

xu1=u5(jj);
xu2=u6(jj);
xu3=u7(jj);
xu4=u8(jj);
u(i)= fi1*xu1 + fi2*xu2 + fi3*xu3 + fi4*xu4;
else
end

if x(i)>=3*L & x(i)<=4*L
xx=x(i)-3*L;
fi1= 1 - 3*xx*L*xx*L + 2*xx*L*xx*L*xx*L;
fi2= xx*L - 2*L*xx*L*xx*L + L*xx*L*xx*L*xx*L;
fi3= 3*xx*L*xx*L - 2*xx*L*xx*L*xx*L;
fi4= -L*xx*L*xx*L + L*xx*L*xx*L*xx*L;

xu1=u7(jj);
xu2=u8(jj);
xu3=u9(jj);
xu4=u10(jj);
u(i)= fi1*xu1 + fi2*xu2 + fi3*xu3 + fi4*xu4;
else
end

if x(i)>=4*L & x(i)<=5*L
xx=x(i)-4*L;
fi1= 1 - 3*xx*L*xx*L + 2*xx*L*xx*L*xx*L;
fi2= xx*L - 2*L*xx*L*xx*L + L*xx*L*xx*L*xx*L;

```



```

fi3= 3*xx*L*xx*L - 2*xx*L*xx*L*xx*L;
fi4= -L*xx*L*xx*L + L*xx*L*xx*L*xx*L;

xu1=u9(jj);
xu2=u10(jj);
xu3=u11(jj);
xu4=u12(jj);
u(i)= fi1*xu1 + fi2*xu2 + fi3*xu3 + fi4*xu4;
else
end

if x(i)>=5*L & x(i)<=6*L
xx=x(i)-5*L;
fi1= 1 - 3*xx*L*xx*L + 2*xx*L*xx*L*xx*L;
fi2= xx*L - 2*L*xx*L*xx*L + L*xx*L*xx*L*xx*L;
fi3= 3*xx*L*xx*L - 2*xx*L*xx*L*xx*L;
fi4= -L*xx*L*xx*L + L*xx*L*xx*L*xx*L;

xu1=u11(jj);
xu2=u12(jj);
xu3=u13(jj);
xu4=u14(jj);
u(i)= fi1*xu1 + fi2*xu2 + fi3*xu3 + fi4*xu4;
else
end
end

%Animação
uu=u;
xa=[1 5];
ya=[0 0];
figure (10)
plot(x,u,x,uu+0.001,'b', xa,ya, 'r*')
axis([-1 7 -0.04 0.04])
title('Animação');
xlabel('Comprimento [m]');
ylabel('Deslocamento [m]')
pause(0.002)

end

```

## APÊNDICE C: Memória de cálculo

### C-1 Escolha do Motor

Através do Software Solidworks®, foi determinado as seguintes informações a respeito da excentricidade:

<b>Massa [kg]</b>	$m = 7$
<b>Espessura [mm]</b>	$esp = 15$
<b>Distância ao centro de massa [mm]</b>	$r_e = 180$
<b>Momento de Inércia [kg*m<sup>2</sup>]</b>	$I = 0,0789$

Através do Teorema dos Eixos Paralelos:

$$I_{eq} = I + m \cdot r_e^2$$

$$I_{eq} = 0,3058 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Frequência de ressonância do tubo de 14'', e conseqüentemente, a velocidade angular da excentricidade:

$$\omega_n = 288 \text{ rad/s}$$

Será considerado um período de 3 min até alcançar a velocidade angular máxima.

$$\alpha = \Delta\omega / \Delta t$$

$$\alpha = 1,60 \text{ rad/s}^2$$

Trata-se da situação de dois conjuntos de excentricidades girando, portanto, o Torque é multiplicado por 2 (dois):

$$T = 2 \cdot I \cdot \alpha$$

$$T = 0,98 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Com isso torna-se possível calcular a Potência Nominal do Motor, na forma:

$$Pot_n = T \cdot \omega$$

$$Pot_n = 281,78 \text{ W} = 0,378 \text{ HP}$$

Levando em consideração um rendimento do sistema de 70%, a Potência requerida do Motor é:

$$Pot_{motor} = 0,539 \text{ HP}$$

## C-2 Dimensionamento dos eixos

Os eixos são usinados em aço 4340 normalizado com  $S_{ut} = 1200 \text{ MPa}$  e  $S_y = 700 \text{ MPa}$ .

- **Eixo interno**

Utiliza-se um eixo com diâmetro  $d = 50 \text{ mm}$  que transfere a rotação do motor para todo o sistema, sofrendo um torque máximo de:

$$T = 0,98 \text{ N} \cdot \text{m}$$

A Tensão Torsional é:

$$\tau = \frac{T \cdot d/2}{J}$$

$$J = \frac{\pi d^4}{32}$$

Logo:

$$\tau = 399,49 \text{ kPa}$$

- **Eixo externo**

Utiliza-se um eixo com diâmetro externo  $d_e = 75 \text{ mm}$  e diâmetro interno  $d_i = 58 \text{ mm}$  que transfere a rotação das engrenagens para somente uma excentricidade sofrendo metade do torque máximo no valor de:

$$T = 0,48 \text{ N} \cdot \text{m}$$

A Tensão Torsional possui a forma:

$$\tau = \frac{T \cdot d_e/2}{J}$$

Onde:

$$J = \frac{\pi(d_e^4 - d_i^4)}{32}$$

Logo:

$$\tau = 9,03 \text{ kPa}$$

Portanto, fica claro que ambos os eixos estão expostos a esforços mínimos quando considerados seus limites de escoamento e o projeto não corre o risco de qualquer um deles falhar devido à tensão torsional.

- **Cálculo de Fadiga**

Os eixos estão expostos ao carregamento alternado devido à rotação de cada massa.

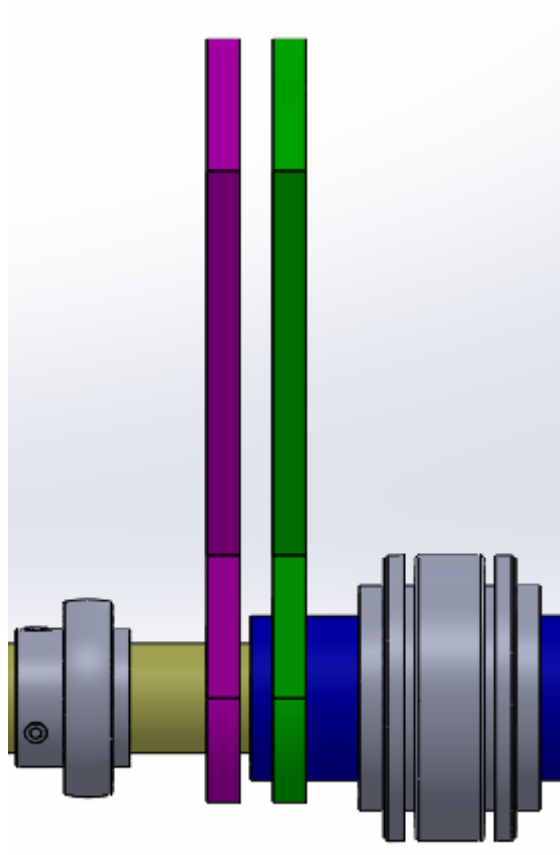


Figura 52 - Posicionamento das excêntricas nos eixos

Cada excêntrica gera uma força reativa com  $F = 70130 \text{ N}$ , portanto o Momento ao longo do eixo é:

$$M = F(x - 0)^1 - F(x - 0,042)^1 - F(x - 0,065)^1$$

Analisando na seção crítica, com  $x = 0,055 \text{ m}$ , localizado na conexão entre os dois eixos:

$$M = 2945,46 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Tensão de flexão é:

$$\sigma = \frac{32M}{\pi d^3} = 240,14 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = 240,14 \text{ Mpa}$$

Limite de vida à fadiga:

$$S'_e = 0,504 \cdot S_{ut} = 554,4 \text{ MPa}$$

$$k_a = 4,51 \cdot S_{ut}^{-0,265} = 0,705$$

$$k_b = \left( \frac{d}{7,62} \right)^{-0,113} = 0,808$$

$$k_c = k_d = k_e = k_f = 1$$

$$S_e = 315,84 \text{ MPa}$$

Uma vez que a tensão equivalente não ultrapassa o Limite à fadiga, o eixo se caracteriza como de vida infinita e podemos garantir que ele não irá falhar se exposto às situações determinadas.

### C-3 Dimensionamento dos parafusos

Todos os dimensionamentos foram realizados considerando o cenário em que a máquina trabalha com o carregamento máximo. Isso ocorre quando se usa um tubo de 14'', excentricidades com  $m = 7 \text{ kg}$  cada e uma velocidade angular  $\omega = 288 \text{ rad/s}$ . Os limites de escoamento e de tração são utilizando os valores de um parafuso 12.9.

- **Flanges – Tampa e Proteção-Tampa**

Ambas as conexões estão submetidas a uma força de grandeza máxima no valor de:

$$V = 140,26 \text{ kN}$$

A fixação será realizada por 6 parafusos com Limite de Escoamento igual a  $\tau = 1098 \text{ MPa}$ , um Fator de Segurança  $\eta = 3$ .

A tensão normal máxima é:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{4}{3} \frac{V}{6A} \cdot \eta$$

Logo, a menor área da seção transversal do parafuso é:

$$A = 85,16 \text{ mm}^2$$

Para se determinar o parafuso, coloca-se em evidência o diâmetro  $d$ , na forma:

$$d = \left( \frac{4}{\pi} A \right)^{1/2} = 10,42 \text{ mm}$$

No entanto, estes parafusos de fixação estão expostos a tensões flutuantes, se fazendo necessário realizar cálculos para se ter certeza que eles serão capazes de suportar à fadiga.

- **Limite à fadiga**

Os parafusos de fixação entre o conjunto Flange-Tampa e Tampa-Proteção estão expostos à mesma força que o tubo, e a espessura da Tampa é de 5 mm logo, para o cálculo considera-se as seguintes informações para a fadiga dos mesmos.

<b>S<sub>ut</sub> [MPa]</b>	1220
<b>S<sub>y</sub> [MPa]</b>	1098
<b>Acabamento</b>	usinado
<b>d<sub>e</sub> [mm]</b>	30
<b>Cortante [kN]</b>	510,75
<b>N<sub>e</sub></b>	10 <sup>6</sup>
<b>Nº de parafusos</b>	6

$$S'_e = 0,504S_{ut} = 614,88 \text{ MPa}$$

$$k_a = aS_{ut}^b = 0,686$$

$$k_b = 1,24d_e^{-0.107} = 0,862$$

$$k_c = k_d = k_e = k_f = 1$$

$$S_e = 363,48 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{4V}{3A} = 11,03 \text{ MPa}$$

$$\sigma = \frac{M d/2}{I} = 264,70 \text{ MPa}$$

Logo, pode-se perceber que os parafusos são capazes de resistir ao esforço alternado, já que sua tensão gerada é inferior ao limite à fadiga.

Portanto, para a fixação entre a Tampa-Flange e Tampa-Proteção serão utilizados parafusos 12.9 M30x40x40

## C-4 Dimensionamento da conexão Eixo – Excentricidade

A seção crítica da excentricidade está localizada na conexão Eixo-Excentricidade no plano médio do diâmetro do eixo externo, demonstrado na Figura 53 abaixo:

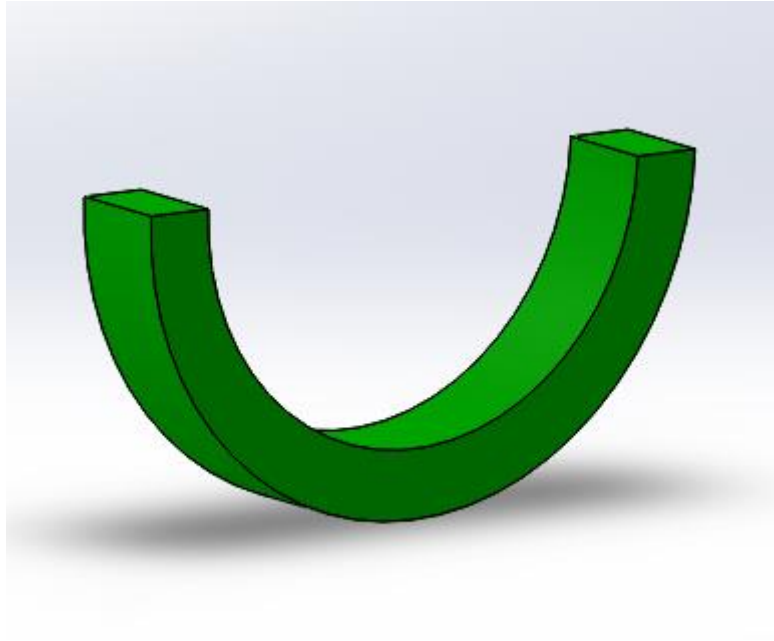


Figura 53 - Seção crítica da excentricidade

A seção está submetida a uma carga de tração:

$$F = 70130 \text{ N}$$

A peça foi projetada de Aço 4340 normalizado com Limite de Escoamento  $\tau = 710 \text{ MPa}$  e um Fator de Segurança  $\eta = 2$ .

A tensão máxima da seção retangular é:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{F}{2A} \cdot \eta$$

Logo, a menor área da seção é:

$$A = 98,77 \text{ mm}^2$$

A espessura da excentricidade é fixa como 15 mm, logo, a largura mínima da peça é:

$$larg = A/esp = 6,58 \text{ mm}$$

No projeto será utilizado a dimensão de larg = 10 mm

## APÊNDICE D: Parâmetros dos corpos de prova utilizáveis

Diâmetro Nominal [in]	De [mm]	Schedule	esp [mm]	Freq. Nat. [rad/s]	Massa Excêntrica <sup>1</sup> [kg]	Força Aplicada [kN]	Deslocamento Máximo [mm]	Tensão Máxima [MPa]
10	273,05	20	6,35	166,6	4	18,8	12,5	193
						37,6	25	385
		100	18,26	207	4	29	6,3	100
						72,6	15,7	252
		160	28,57	212,7	4	61,3	9,3	152
						107,3	16,4	265
12	323,85	20	6,35	209,4	4	29,7	9,4	174
						59,4	18,8	345
		100	21,43	259,3	8	91	8,1	156
						159,3	14,2	275
		160	33,32	262	8	93,7	6	114
						163,9	10,4	202
14	355,6	20	7,92	243	8	80	13,8	285
						140	14,5	500
		80	19,05	288	8	112	7,3	155
						196,3	12,8	271
		100	23,82	293,2	8	115	6,2	132
						203,8	10,2	217
120	27,78	293,9	8	117	5,5	118		
				204,7	9,7	207		

2

<sup>1</sup> Valor apenas de referência. As massas podem ser alteradas conforme indicado na seção 4.2.4 deste projeto.



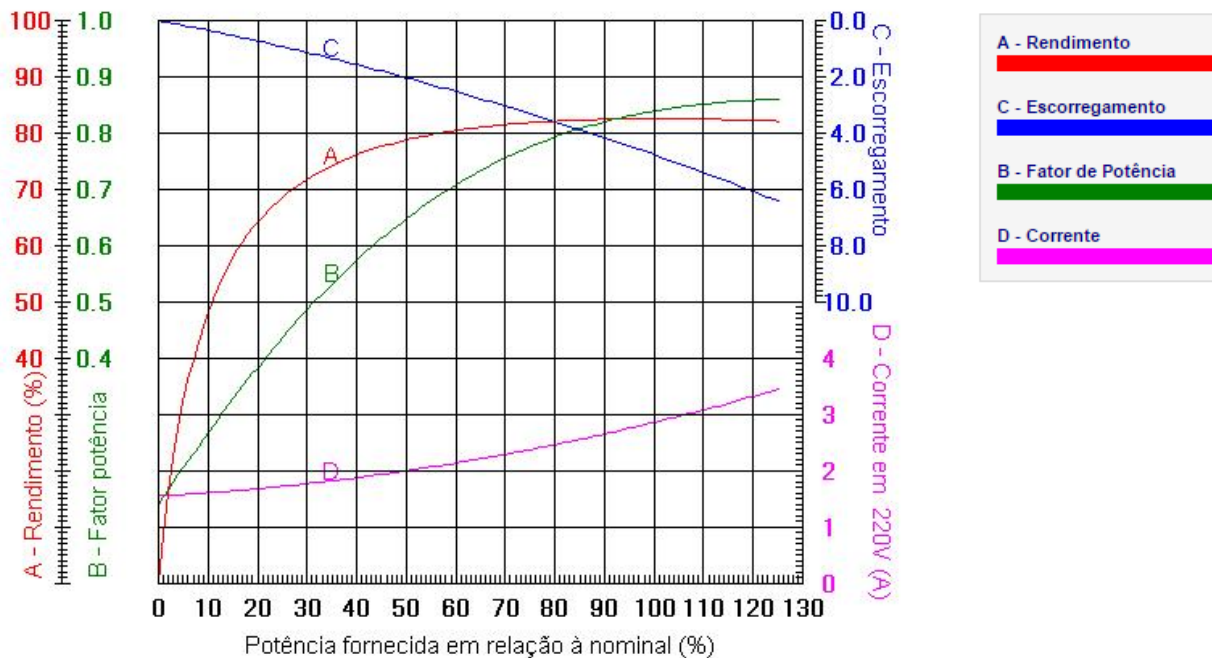


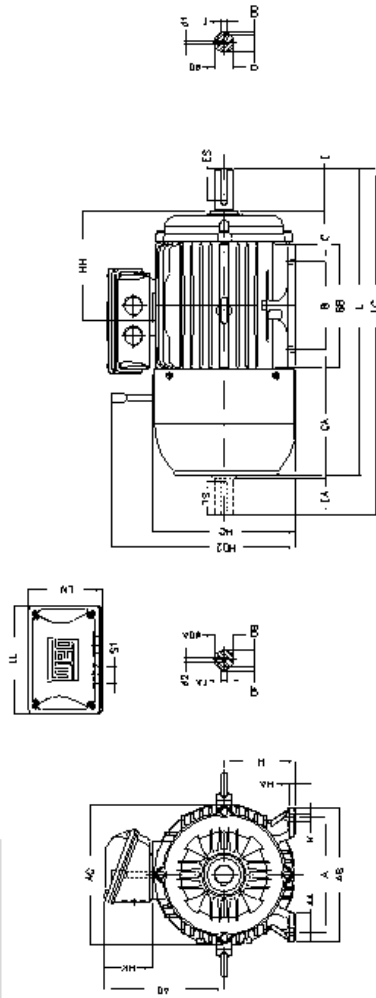
# ANEXO I – Catálogo do Motor

## W22 IR3 Premium <sup>(1)</sup>

Potência		Carcaça	Conjugado Nominal (kgfm)	Corrente com Rotor Bloqueado Ip/In	Conjugado de Partida Cp/Cn	Conjugado Máximo Cmáx/Cn	Momento de Inércia J (kgm²)	Tempo máximo com rotor bloqueado (s)		Massa (kg)	Nível médio de pressão sonora dB(A)	Fator de Serviço	220V						Corrente Nominal In (A) <sup>(2)</sup>				
KW	HP							% de Carga					RPM	Quente	Frio	Rendimento				Fator de Potência			
								50	75							100	50	75		100			
II polos																							
0,12	0,16	63	0,034	6,6	3,0	3,2	0,0001	12	26	5,7	56	1,25	3430	50,0	58,0	62,0	0,48	0,60	0,68	1,28			
0,18	0,25	63	0,051	6,0	2,6	2,8	0,0001	10	22	6,2	56	1,25	3410	57,0	63,0	65,0	0,54	0,66	0,75	1,28			
0,25	0,33	63	0,072	5,6	2,5	2,6	0,0002	10	22	6,7	56	1,25	3390	60,0	64,0	67,0	0,55	0,68	0,77	1,28			
0,37	0,5	63	0,107	6,0	2,7	2,7	0,0002	8	18	7,7	56	1,25	3370	64,0	68,0	69,0	0,58	0,71	0,80	1,73			
0,55	0,75	71	0,156	6,3	2,6	2,7	0,0004	8	18	7,5	60	1,25	3425	69,0	73,0	73,0	0,66	0,79	0,86	2,30			
0,75	1	71	0,213	7,0	3,4	3,6	0,0005	17	37	9,0	60	1,25	3425	79,0	81,5	82,5	0,65	0,77	0,84	2,82			
1,1	1,5	80	0,311	8,4	3,6	3,8	0,0009	19	42	14,0	62	1,25	3445	81,0	84,0	84,6	0,64	0,76	0,83	4,11			
1,5	2	L80	0,427	7,8	3,6	3,6	0,0010	16	35	16,0	62	1,25	3425	84,0	85,0	85,7	0,68	0,79	0,85	5,37			
2,2	3	L90S	0,618	7,8	3,4	3,1	0,0023	13	29	22,0	68	1,25	3470	86,0	86,5	86,5	0,69	0,80	0,85	7,82			
3	4	L90L	0,841	7,8	3,7	3,7	0,0028	11	24	23,0	68	1,25	3475	87,0	88,0	88,5	0,62	0,75	0,82	10,9			
3,7	5	100L	1,03	8,7	3,1	3,8	0,0064	14	31	32,0	71	1,25	3505	86,4	88,3	88,6	0,69	0,80	0,86	12,8			
4,5	6	112M	1,26	7,5	2,5	3,1	0,0080	22	48	40,0	69	1,25	3490	87,7	89,0	89,5	0,74	0,84	0,88	15,0			
5,5	7,5	112M	1,53	8,2	3	3,6	0,0095	17	37	43,0	69	1,25	3500	87,9	89,4	89,7	0,72	0,82	0,87	18,5			
7,5	10	132S	2,07	8,1	2,5	3,4	0,0216	19	42	67,0	72	1,25	3530	88,2	89,9	90,6	0,74	0,83	0,87	24,8			
9,2	12,5	132M	2,54	8,1	2,5	3,4	0,0269	16	35	74,0	72	1,25	3525	89,6	90,8	91,2	0,76	0,85	0,89	29,8			
11	15	132M	3,04	8,5	2,7	3,5	0,0305	13	29	78,0	72	1,25	3525	90,3	91,3	91,5	0,76	0,85	0,89	35,4			
15	20	160M	4,13	7,4	2,2	3	0,0553	14	31	115	72	1,25	3540	91,3	92,3	92,2	0,74	0,83	0,87	49,0			
18,5	25	160M	5,09	7,8	2,4	3	0,0626	11	24	119	72	1,25	3540	92,0	92,8	92,8	0,74	0,83	0,87	60,2			
22	30	160L	6,04	7,8	2,5	3,2	0,0700	9	20	131	72	1,25	3545	92,4	93,2	93,2	0,74	0,83	0,87	71,2			
30	40	200M	8,21	7,4	2,4	2,7	0,1703	20	44	219	76	1,25	3560	92,5	93,4	93,4	0,74	0,83	0,86	98,0			
37	50	200L	10,1	7,5	2,9	2,9	0,2128	18	40	265	76	1,25	3565	93,0	94,0	94,0	0,76	0,84	0,87	119			
45	60	225S/M	12,3	8,2	2,5	3	0,2991	12	26	393	79	1,25	3565	92,3	93,6	94,3	0,79	0,87	0,89	141			
55	75	225S/M	15,0	8,2	2,5	3	0,3251	10	22	406	79	1,25	3565	93,1	94,2	94,6	0,80	0,87	0,90	170			
75	100	250S/M	20,5	8,4	2,6	3	0,4366	10	22	477	79	1,25	3560	94,0	94,8	95,0	0,81	0,86	0,88	236			
90	125	280S/M	24,5	7,7	2	3	1,07	18	40	747	81	1,25	3575	93,3	94,9	95,3	0,78	0,86	0,88	282			
110	150	280S/M	30,0	7,7	2,2	3	1,16	18	40	716	81	1,25	3575	94,1	95,2	95,5	0,80	0,87	0,89	340			
132	175	315S/M	35,9	7,5	2	2,8	1,74	22	48	906	81	1,25	3580	93,6	95,2	95,6	0,80	0,86	0,89	408			
150	200	315S/M	40,8	7,5	2	2,8	2,11	22	48	975	81	1,25	3580	94,2	95,4	95,8	0,81	0,87	0,90	456			
185	250	315S/M	50,3	7,5	2,1	2,7	2,47	22	48	1053	81	1,25	3580	95,3	95,8	96,1	0,82	0,88	0,90	562			
200	270	355M/L	54,3	7,5	2	2,7	3,54	24	53	1429	84	1,15	3585	95,0	95,8	96,2	0,82	0,88	0,90	606			
220	300	355M/L	59,8	8,0	1,8	2,9	3,86	20	44	1475	84	1,15	3585	95,3	95,9	96,3	0,83	0,88	0,90	666			
260	350	355M/L	70,6	7,8	2	2,7	4,50	26	57	1605	84	1,15	3585	95,6	96,0	96,4	0,86	0,90	0,91	778			
300	400	355M/L	81,6	8,4	2	2,5	5,36	24	53	1743	84	1,15	3580	95,8	96,2	96,4	0,87	0,91	0,92	888			
330	450	355M/L	89,7	8,4	2,2	2,8	6,01	18	40	1860	84	1,15	3585	95,9	96,3	96,5	0,87	0,91	0,92	976			

### Curvas de Desempenho





• Motores da categoria 63 a 80 com caixa de ligação no topo não podem ser fornecidos com a alavanca de desbloqueio manual.  
 • Motors frame size 63-80 with top terminal box can not be supplied with manual unlocking lever of the brake.

A	AA	AB	AC	AD'	B	BB	C	CA	D	E
112	28.5	132	141	140	90	113.5	45	142	14j6	30
ES	F	G	GD	DA	EA	TS	FA	GB	GF	H
18	5	11	5	11j6	23	14	4	8.5	4	71
HA	HB	HC	HF	HH	HK	K	L	LC	LL	LM
7	31	145	76	90	69	7	300	330	150	110
S1		HD'		d1		d2				
RWG 1/2"		136		A 3,15		A 3,15				

Rollamento	Dianteiro	Traseiro
Intervalo de lubrificação	6202 ZZ	6202 ZZ
Quantidade de Graxa	---	---

Referência <sup>®</sup>	Inversor de frequência CFW500				Motor máximo aplicável <sup>(1)</sup>					
	Tensão de alimentação (V)		Tam.	IGBT de frenagem	Corrente nominal de saída (A)	Tensão de alimentação (V)		Potência nominal do motor		
							cv	kW		
CFW500A01P6S2NB20C2H00	Monofásica	220	A	N/A	1,60	220	0,25	0,18		
CFW500A02P6S2NB20C2H00					2,60		0,50	0,37		
CFW500A04P3S2NB20C2H00					4,30		1,00	0,75		
CFW500A07P0S2NB20C3H00					7,00		2,00	1,50		
CFW500B07P3S2DB20C2H00			B	Interno incluído	7,30		2,00	1,50		
CFW500B10P0S2DB20C2H00					10,00		3,00	2,20		
N/A	Monofásica ou trifásica	220	A	N/A	1,60		220	0,25	0,18	
N/A					2,60			0,50	0,37	
N/A					4,30			1,00	0,75	
N/A					7,30			2,00	1,50	
N/A			B	Interno incluído	10,00			3,00	2,20	
N/A					7,00			2,00	1,50	
N/A	Trifásica	220	A	N/A	9,60	220		3,00	2,20	
N/A					B			Interno incluído	16,00	5,00
N/A			24,00	7,50					5,50	
N/A			28,00	10,00					7,50	
CFW500D28P0T2DB20C3H00			D	Interno incluído					33,00	12,50
CFW500D33P0T2DB20C3H00					47,00			15,00	11,00	
CFW500D47P0T2DB20C3H00										
CFW500A01P0T4NB20C2H00	Trifásica	380 ou 440	A	N/A	1,00		380 ou 440	0,25	0,18	
CFW500A01P6T4NB20C2H00					1,60			0,50	0,37	
CFW500A02P6T4NB20C2H00					2,60			1,50	1,10	
CFW500A04P3T4NB20C2H00					4,30			2,00	1,50	
CFW500A06P1T4NB20C3H00					6,10			3,00	2,20	
CFW500B02P6T4DB20C2H00					B	Interno incluído		2,60	1,50	1,10
CFW500B04P3T4DB20C2H00			4,30	2,00				1,50		
CFW500B06P5T4DB20C2H00			6,50	3,00				2,20		
CFW500B10P0T4DB20C3H00			10,00	5,00				3,70		
CFW500C14P0T4DB20C2H00			C	Interno incluído				14,00	7,50	5,60
CFW500C16P0T4DB20C2H00								16,00	10,00	7,50
CFW500D24P0T4DB20C3H00								24,00	15,00	11,00
CFW500D31P0T4DB20C3H00								31,00	20,00	15,00

## ANEXO II – Catálogo de tubos

STANDARD PIPE & LINE PIPE TABLES											
Outside Diameter NPS (Inches)	Wall			Weight		Grade	Specified Minimum Strength (psi)		Mill Hydrostatic Test Pressure (psi)		Ultimate Burst (psi)
	Inches	Schedule Number	Class	lb/ft Plain End	Tons/ Mile		Yield	Tensile	Standard	Alternate	
<b>OD 14.000</b>											
NPS 14 OD 14.000 Seamless	0.688			97.91	258.47	X70	70,300	82,700	3,000	5,870	8,130
	0.688			97.91	258.47	X80	80,500	90,600	3,000	6,730	8,900
	0.750	80		106.23	280.45	B	35,500	60,200	2,280	2,800	6,450
	0.750	80		106.23	280.45	C	40,000	70,000	2,570		7,500
	0.750	80		106.23	280.45	X42	42,100	60,200	3,000	3,830	6,450
	0.750	80		106.23	280.45	X46	46,400	63,100	3,000	4,230	6,760
	0.750	80		106.23	280.45	X52	52,200	66,700	3,000	4,750	7,150
	0.750	80		106.23	280.45	X56	56,600	71,100	3,000	5,150	7,620
	0.750	80		106.23	280.45	X60	60,200	75,400	3,000	5,480	8,080
	0.750	80		106.23	280.45	X65	65,300	77,600	3,000	5,950	8,310
	0.750	80		106.23	280.45	X70	70,300	82,700	3,000	6,400	8,860
	0.750	80		106.23	280.45	X80	80,500	90,600	3,000	7,260	9,710
	0.812			114.48	302.22	B	35,500	60,200	2,470	2,800	6,980
	0.812			114.48	302.22	C	40,000	70,000	2,800		8,120
	0.812			114.48	302.22	X42	42,100	60,200	3,000	4,150	6,980
	0.812			114.48	302.22	X46	46,400	63,100	3,000	4,580	7,320
	0.812			114.48	302.22	X52	52,200	66,700	3,000	5,150	7,740
	0.812			114.48	302.22	X56	56,600	71,100	3,000	5,580	8,250
	0.812			114.48	302.22	X60	60,200	75,400	3,000	5,940	8,750
	0.812			114.48	302.22	X65	65,300	77,600	3,000	6,440	9,000
	0.812			114.48	302.22	X70	70,300	82,700	3,000	6,930	9,590
0.812			114.48	302.22	X80	80,500	90,600	3,000	7,260	10,510	
0.938	100		130.98	345.78	B	35,500	60,200	2,800	2,800	8,070	
0.938	100		130.98	345.78	C	40,000	70,000	2,800		9,380	

## ANEXO III – Catálogo de Acoplamentos



2

### SELEÇÃO RÁPIDA DE ACOPLAMENTOS ACRIFLEX ASN:

Para Acoplamentos montados diretamente no eixo do motor elétrico, pode ser adotado o método de seleção rápida. Na tabela abaixo, com base na potência e rotação do motor, através da intersecção da linha correspondente da potência do motor com a coluna da rotação, é determinado o tamanho do acoplamento.

Tabela 2:

Potência (cv)	Rotação do Motor Elétrico			
	3600 RPM	1800 RPM	1200 RPM	900 RPM
0,25	ASN 50	ASN 50	ASN 50	ASN 50
0,33				
0,5				
0,75				
1				
1,5				
2				
3				
4				
5				
6	ASN 70	ASN 70	ASN 70	
7,5				
10				
12,5				
15				
20	ASN 70	ASN 85	ASN 85	
25				
30				
40				
50	ASN 85	ASN 100	ASN 100	
60				
75				
100	ASN 85	ASN 125	ASN 125	
125				
150				
175				
200				
250	ASN 145	ASN 170	ASN 170	
300				
	ASN 170	ASN 200	ASN 200	
	ASN 170	ASN 200	ASN 230	

Obs.: Verificar na tabela 1, o diâmetro e a rotação máxima permitida pelo acoplamento. Para rotações superiores às indicadas há necessidade de balanceamento dinâmico.

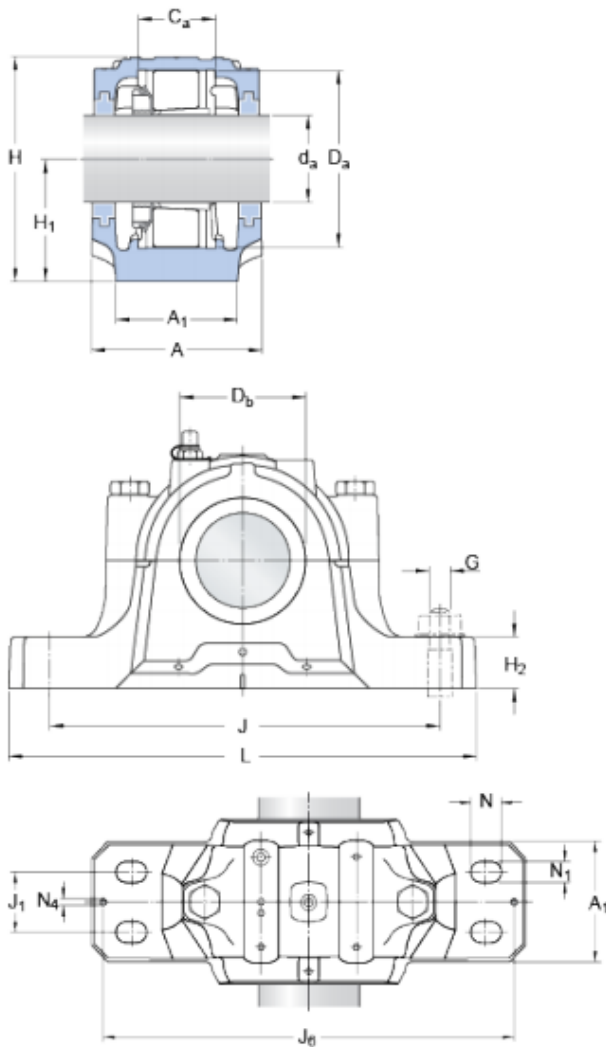
# ANEXO IV – Catálogo de Manca

## FSNL 520-617

### Appropriate products

Bearing (basic designation)	22317 K
Adapter sleeve	H 2317
Locating ring	2 X FRB 5/180

### Dimensions



$d_a$	75	mm
$C_a$	70	mm
$D_a$	180	mm
$D_b$	137.5	mm
$A$	160	mm
$A_1$	110	mm
$H$	218	mm
$H_1$	112	mm
$H_2$	40	mm
$J$	320	mm
$J_1$	60	mm
$L$	380	mm
$N$	24	mm
$N_1$	18	mm

### Dowel pins

$J_6$	348	mm
$N_4$	max. 8	mm

### Seal stand-out

$A_{2L}$	9	mm
$A_{2T}$	30	mm

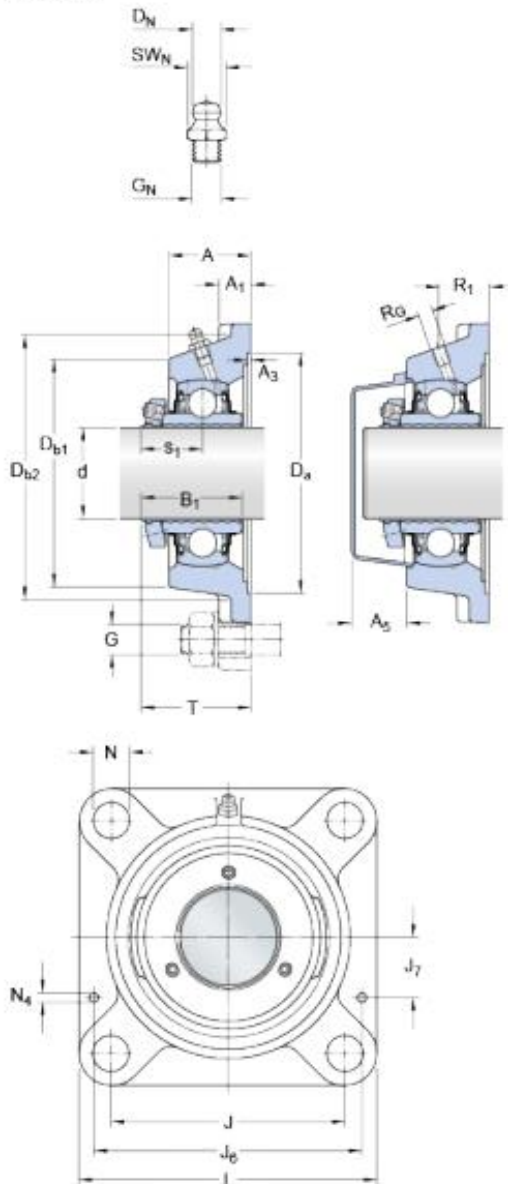
# ANEXO V – Catálogo dos Rolamentos

## FY 50 LF

Housing material

Cast Iron

### Dimensions



d	50	mm
A	43	mm
A <sub>1</sub>	15	mm
A <sub>3</sub>	H14	3.2
A <sub>5</sub>		29.5
B <sub>1</sub>		46
D <sub>a</sub>	H11	125.4
D <sub>b1</sub>		107
D <sub>b2</sub>		118
J		111
L		143
N		18
s <sub>1</sub>		27.5
T		55.5

### Dowel pins

J <sub>6</sub>	129	mm
J <sub>7</sub>	35.5	mm
N <sub>4</sub>	4	mm

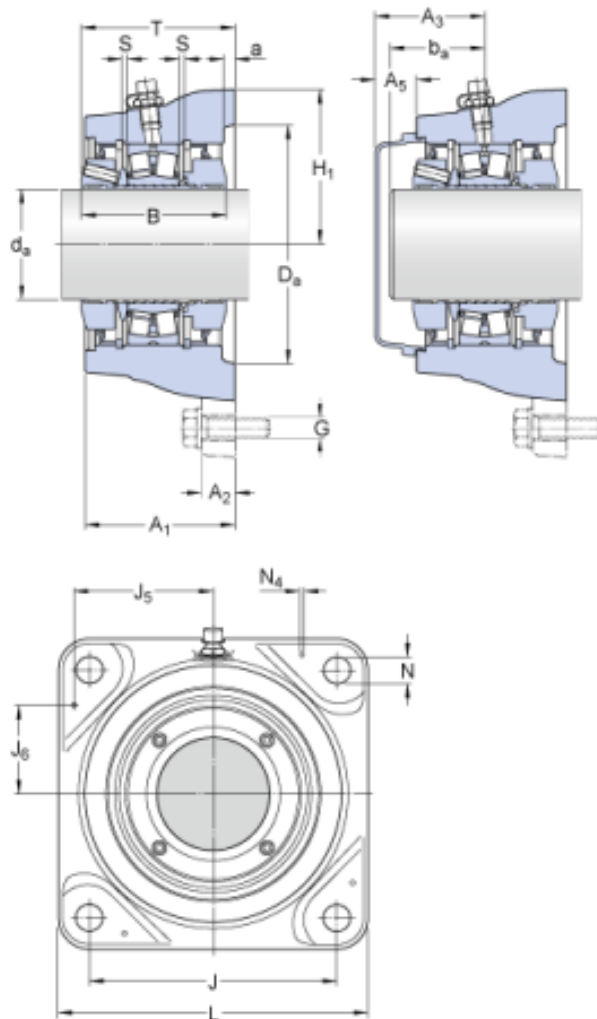
### Grease fitting

D <sub>N</sub>	6.5	mm
SW <sub>N</sub>	7	mm
G <sub>N</sub>	1/4-28 SAE-LT	



# FYNT 75 L

## Dimensions



$d_a$		75	mm
$A_1$		82	mm
$A_2$		25	mm
$T$	max.	81.3	mm
$B$		72	mm
$H$		210	mm
$H_1$		105	mm
$J$		170	mm
$L$		210	mm
$D_a$		170	mm
$N$		19	mm
$a$		6	mm
$S$		2.5	mm

### Dowel pins

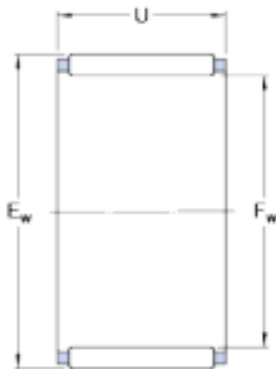
$J_5$		93	mm
$J_6$		63	mm
$N_4$	max.	8	mm

### Shaft end

$A_3$		80	mm
$A_5$		38.5	mm
$b_a$	min.	38	mm
$b_a$	max.	70	mm

## K 50x58x20

### Dimensions



F <sub>w</sub>	50	mm
E <sub>w</sub>	58	mm
U	20	mm

### Calculation data

Basic dynamic load rating	C	0.034	kN
Basic static load rating	C <sub>0</sub>	0.062	kN
Fatigue load limit	P <sub>u</sub>	0.008	kN
Reference speed		8000	r/min
Limiting speed		9000	r/min

### Mass

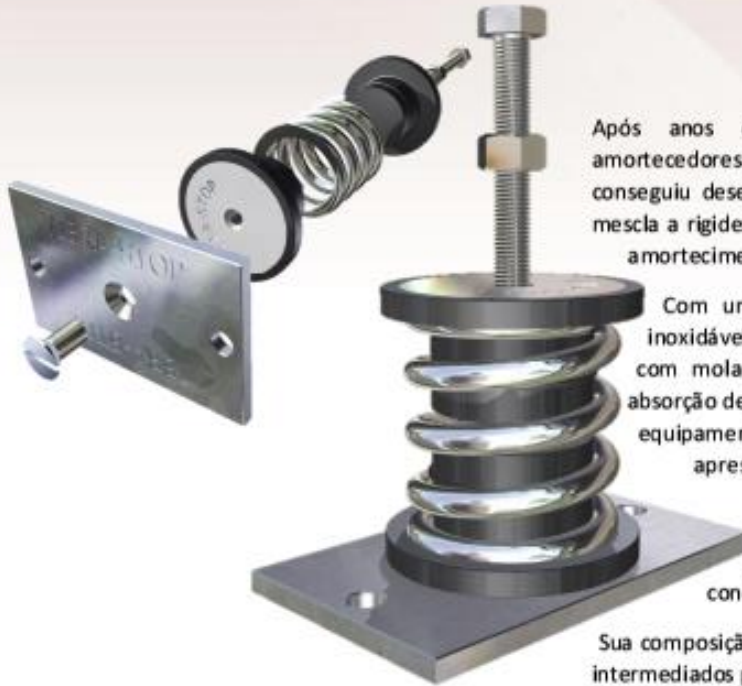
Mass needle roller and cage assembly		0.075	kg
--------------------------------------	--	-------	----

### Appropriate products

Designation appropriate G design radial shaft seal with a low cross-sectional height	G 50x58x4
Designation appropriate SD design radial shaft seal with a low cross-sectional height	SD 50x58x4

## ANEXO VI – Catálogo Vibra-Stop

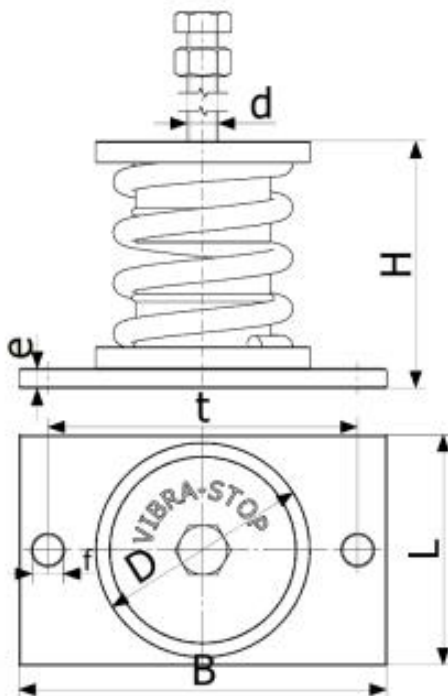
### Linha Molas



Após anos de pesquisa e desenvolvimento em amortecedores junto aos seus clientes, a **VIBRA-STOP** conseguiu desenvolver uma linha de amortecedores que mescla a rigidez e a estabilidade das molas, associadas ao amortecimento e ductilidade da borracha.

Com uma ou mais molas em aço carbono ou inoxidável de variadas geometrias, o amortecedor com mola (**Linha Molas**) apresenta uma excelente absorção de vibração em diversas aplicações, tais como: equipamentos rotativos sobre laje e máquinas que apresentam comportamento vibracional oriundo do comportamento dinâmico (Bombas hidráulicas, Chillers, Ventiladores, Aparelhos de refrigeração e Ar-condicionado), entre outros.

Sua composição é formada por dois batentes de borracha intermediados por uma mola de alto desempenho, podendo ainda ser montado entre chapas de aço (superior e/ou inferior) que podem ser fixadas à base da máquina ou chumbadas diretamente ao piso ou à base de apoio do equipamento.

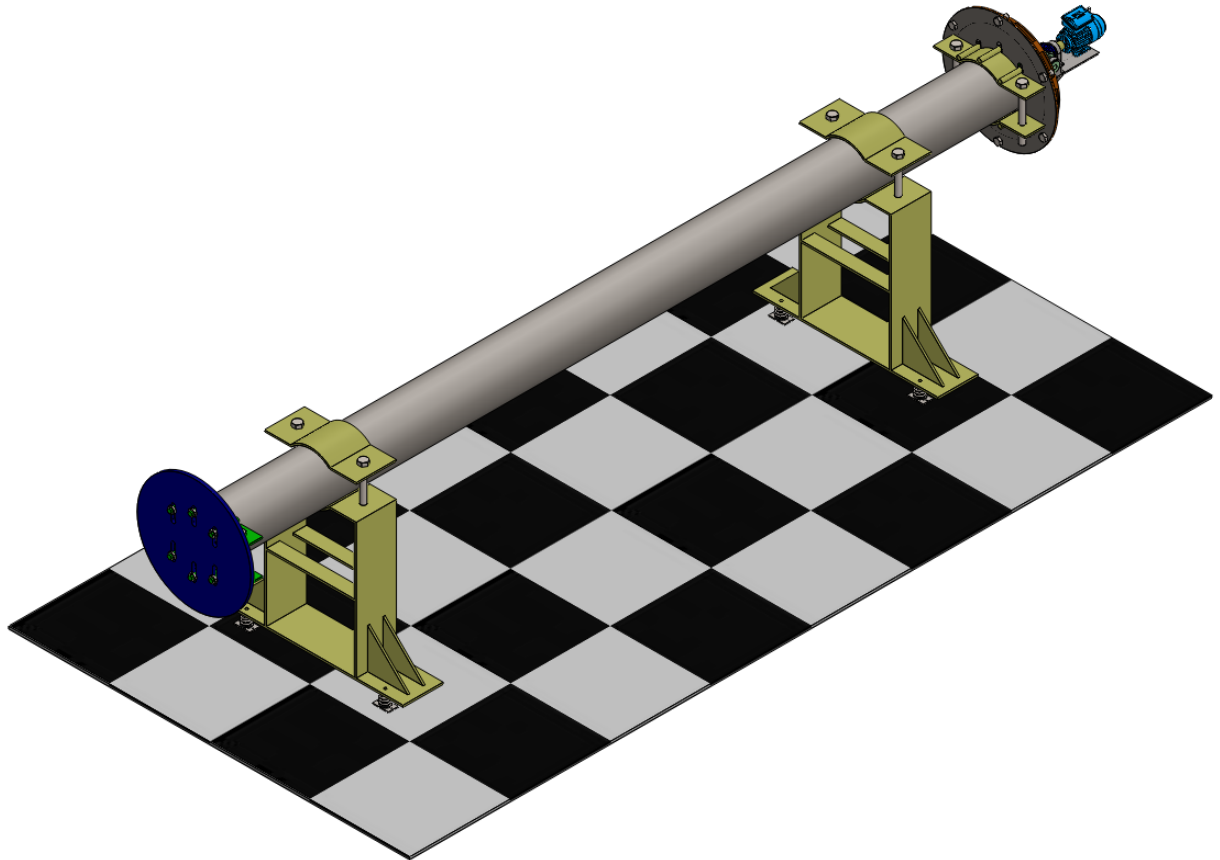


### Características do Amortecedor

Mola Simples	100 Kgf	300 Kgf	1.000 Kgf
Dímetro Externo do Batente (D) mm	70	70	70
*Parafuso (d)	3/8"	3/8"	3/8"
	1/2"	1/2"	1/2"
	5/8"	5/8"	5/8"
	3/4"	3/4"	3/4"
Altura do Conjunto (H) mm	81	81	96
Dimensões da Chapa (B x L x e) mm	120x75	120x75	120x75
	1/4"	1/4"	1/4"
Dimensões do furo (f) mm	10	10	10
Distância entre Furos (t) mm	100	100	100
Dímetro do Arame (a) mm	7,5	10	16
Deflexão (mm/Kgf)	8,1/80	8,1/300	10,1/1.000
Frequência Natural [Hz]	3~4	3~4	3~4

Obs.: A Vibra-Stop fabrica os amortecedores em molas para variadas cargas e diversas configurações. Para mais detalhes consulte o catálogo técnico da Linha Molas ou um de nossos consultores.

\* Todos os dados, em polegadas, seguem o padrão ANSI/ASME UNF, exceto os diâmetros 1/2" que seguem o padrão ISO.



*PROJETO DE UMA MÁQUINA PARA  
ENSAIO DE FADIGA POR RESSONÂNCIA*

*ALUNOS: EMANUEL P. L. SILVA  
GIOVANNI S. C. ENOKIBARA*



**CEFET/RJ**

*ESC.  
1:40*

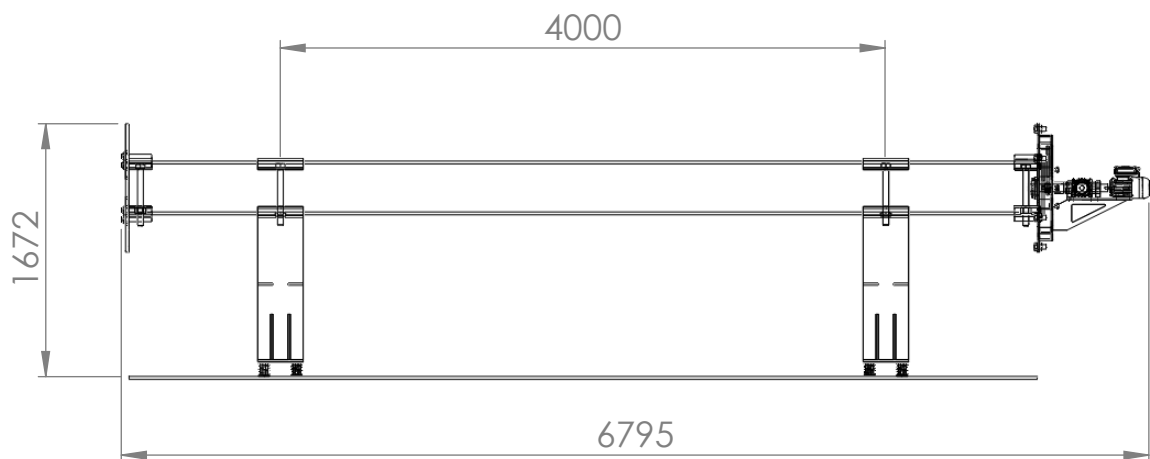
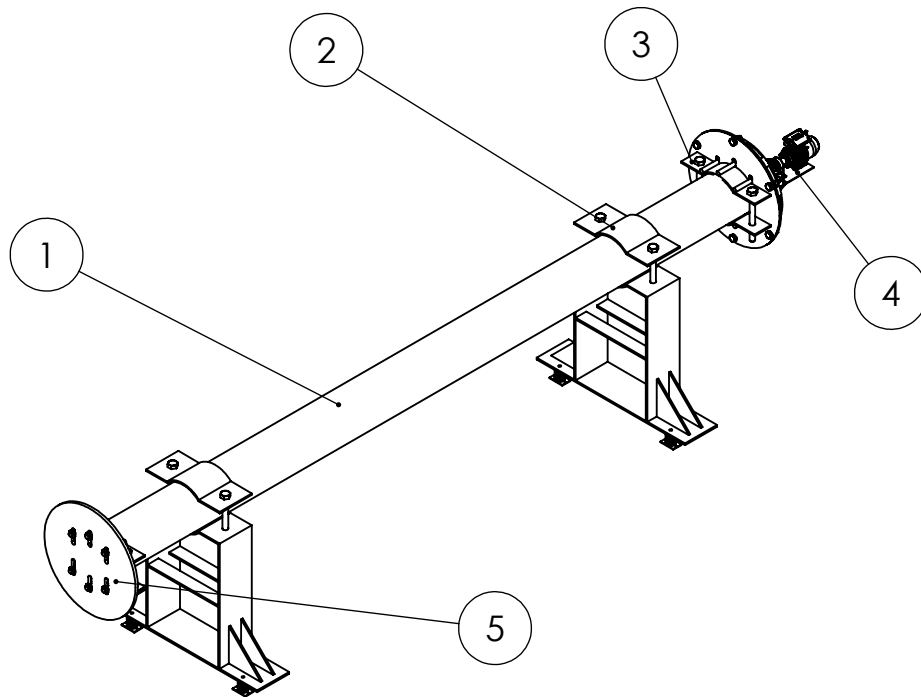
*1- Montagem Final*

*DATA: 30/11/2015*

*VISTO*

*FOLHA Nº  
1*





Nº DO ITEM	NOME DA PEÇA	FOLHA	QTD.
1	Tubo	3	1
2	Apoio	5	2
3	Flanges	8	4
4	Sistema Giratório	10	1
5	Peso	26	1

PROJETO DE UMA MÁQUINA PARA  
ENSAIO DE FADIGA POR RESSONÂNCIA

ALUNOS: EMANUEL P. L. SILVA  
GIOVANNI S. C. ENOKIBARA



ESC.  
1:40

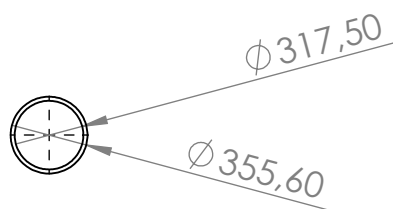
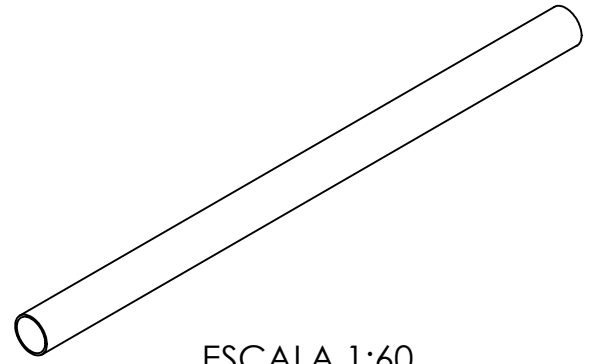
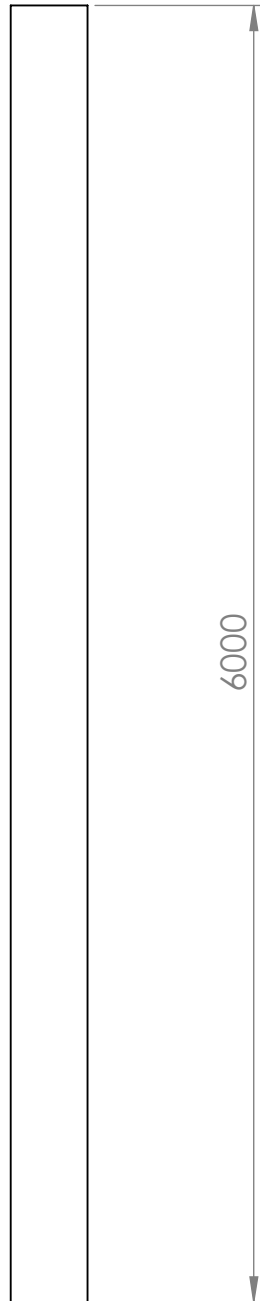
1- Listagem

DATA: 30/11/2015

VISTO

FOLHA Nº  
2





PROJETO DE UMA MÁQUINA PARA  
ENSAIO DE FADIGA POR RESSONÂNCIA

ALUNOS: EMANUEL P. L. SILVA  
GIOVANNI S. C. ENOKIBARA



**CEFET/RJ**

ESC.  
1:35

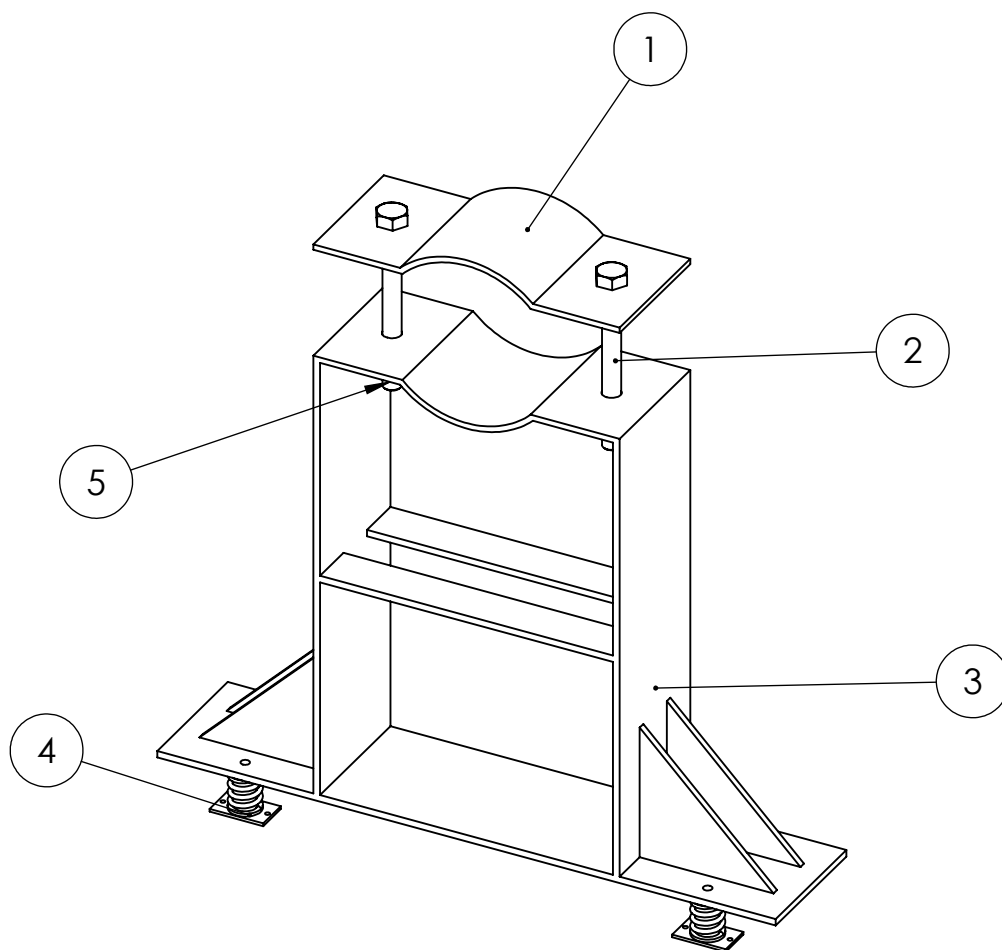
2- Tubo

DATA: 30/11/2015

FOLHA N°  
3

VISTO





Nº DO ITEM	NOME DA PEÇA	DESCRIÇÃO	QTD.
1	Apoio superior	Folha 5	1
2	Parafuso flange		2
3	Apoio inferior	Folha 7	1
4	Amortecedor central	ANEXO VI, 1000 Kgf	4
5	Porca flange	Porca Sext. Pes. 1.1/2", ASTM A563, ANSI B18.2.2	2

*PROJETO DE UMA MÁQUINA PARA  
ENSAIO DE FADIGA POR RESSONÂNCIA*

*ALUNOS: EMANUEL P. L. SILVA  
GIOVANNI S. C. ENOKIBARA*

**CEFET/RJ**

ESC.  
1:15

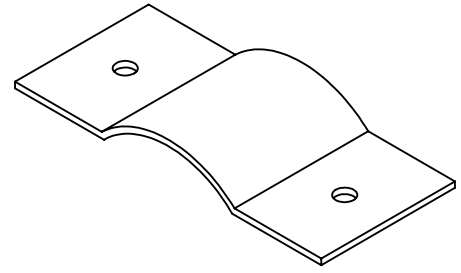
*3- Montagem Apoio*

DATA: 30/11/2015

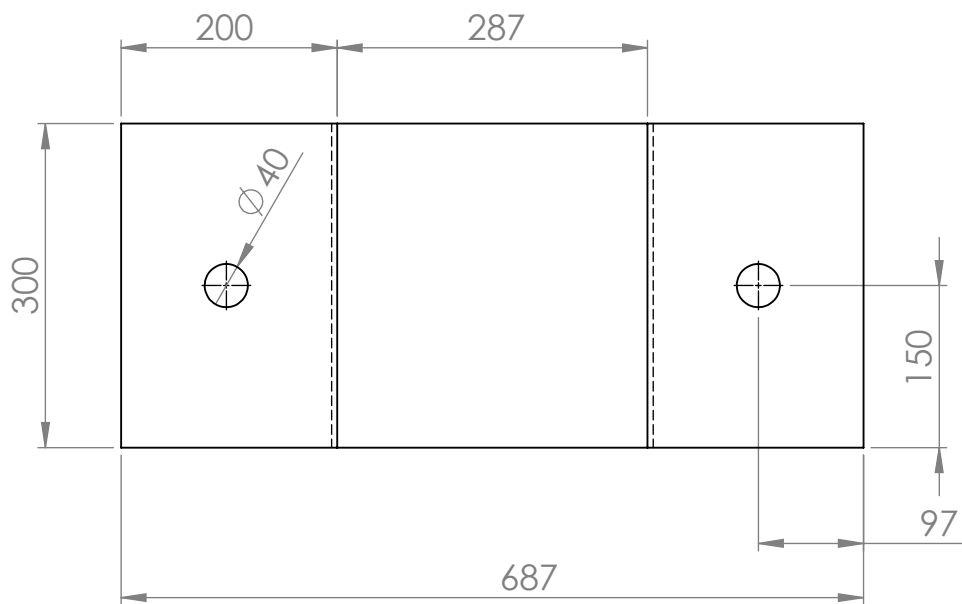
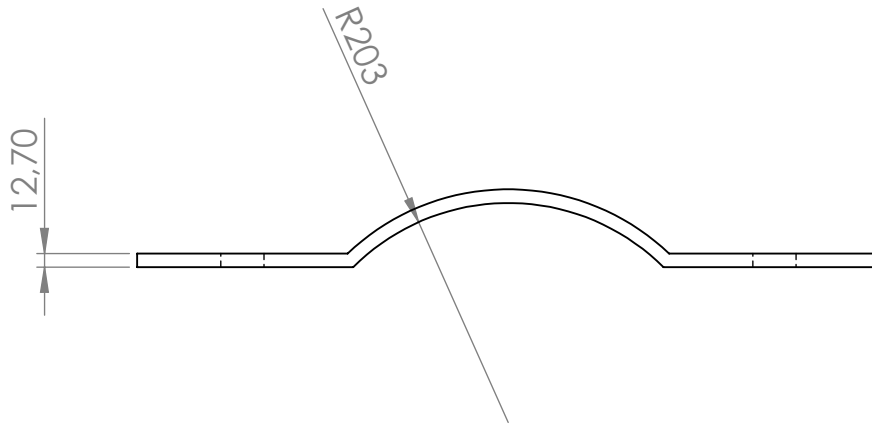
FOLHA Nº  
4

VISTO





ESCALA 1:12



PROJETO DE UMA MÁQUINA PARA  
ENSAIO DE FADIGA POR RESSONÂNCIA

ALUNOS: EMANUEL P. L. SILVA  
GIOVANNI S. C. ENOKIBARA



**CEFET/RJ**

ESC.  
1:7

3- Apoio Sup.

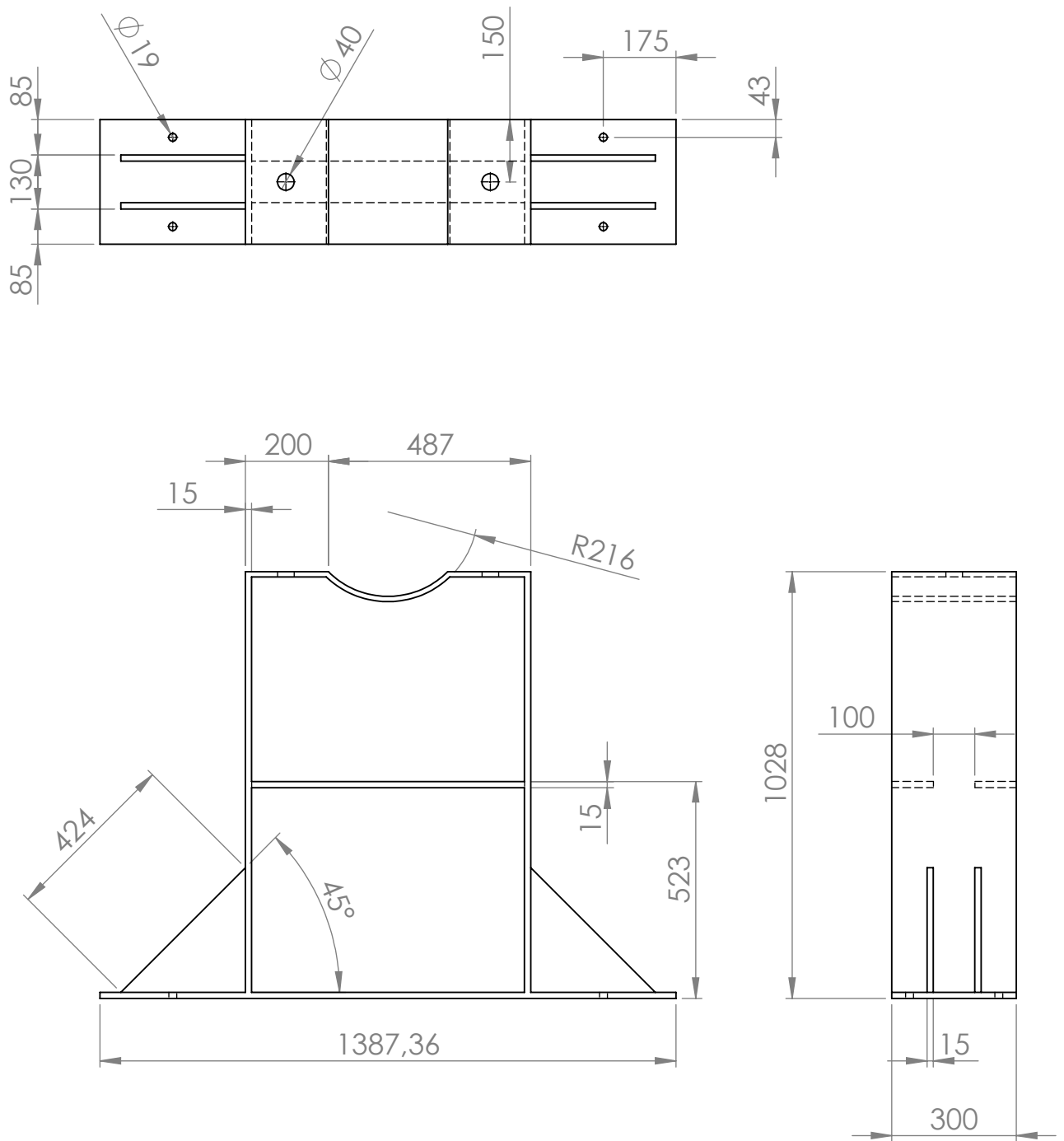
DATA: 30/11/2015

FOLHA Nº  
5

VISTO







PROJETO DE UMA MÁQUINA PARA  
ENSAIO DE FADIGA POR RESSONÂNCIA

ALUNOS: EMANUEL P. L. SILVA  
GIOVANNI S. C. ENOKIBARA



**CEFET/RJ**

ESC.  
1:15

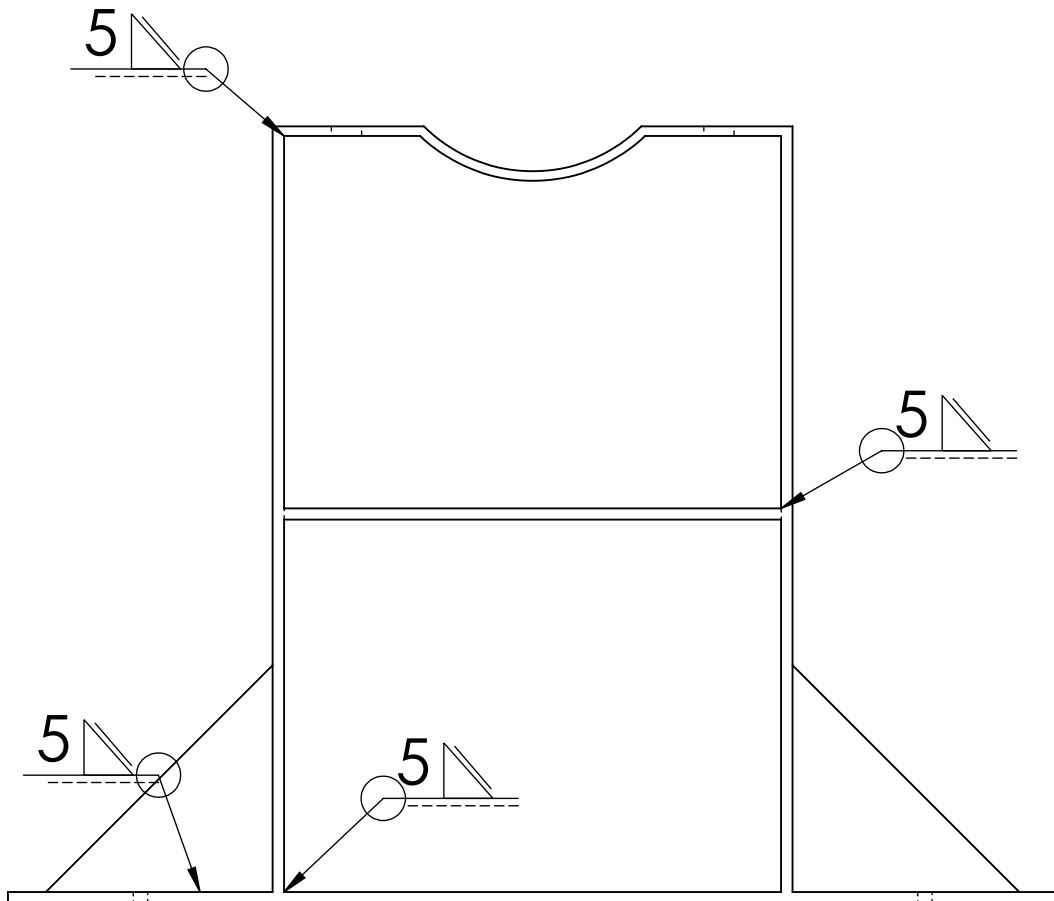
3- Apoio Inf. Cotas

DATA: 30/11/2015

FOLHA Nº  
6

VISTO





*PROJETO DE UMA MÁQUINA PARA  
ENSAIO DE FADIGA POR RESSONÂNCIA*

*ALUNOS: EMANUEL P. L. SILVA  
GIOVANNI S. C. ENOKIBARA*



*ESC.  
1:10*

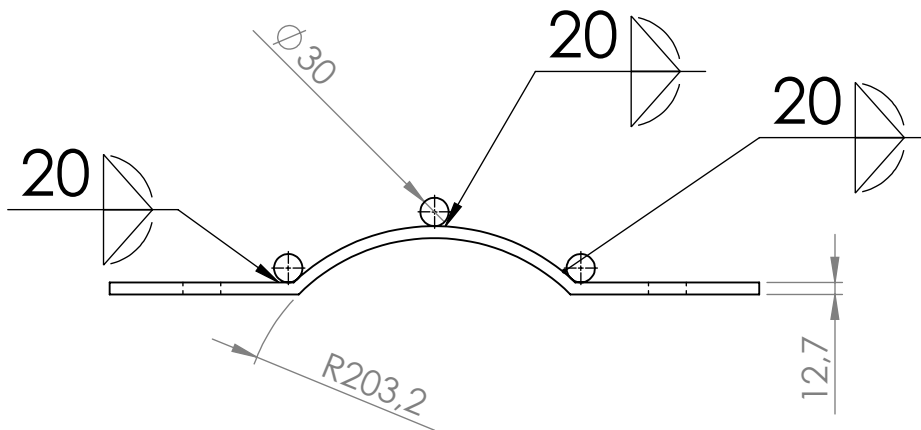
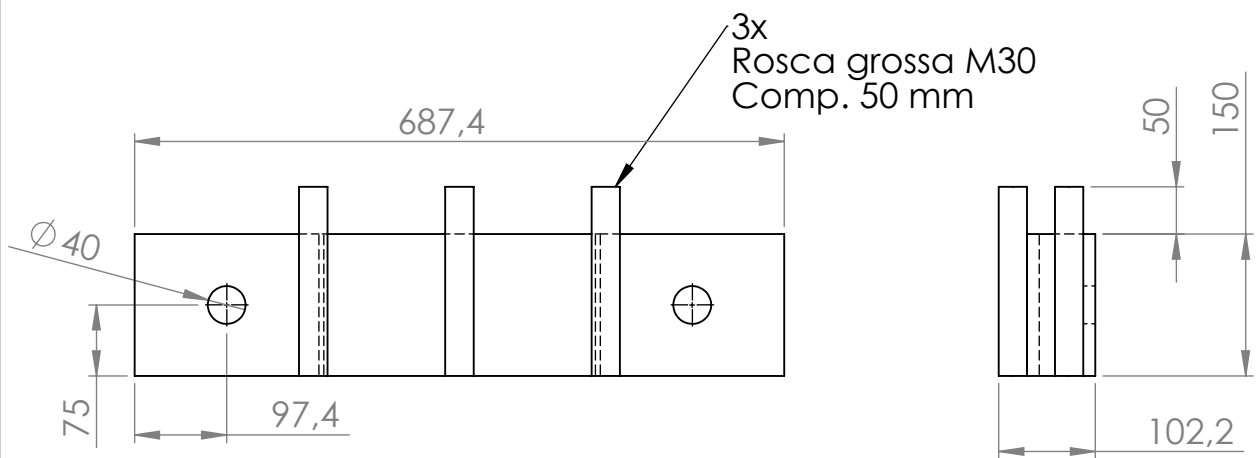
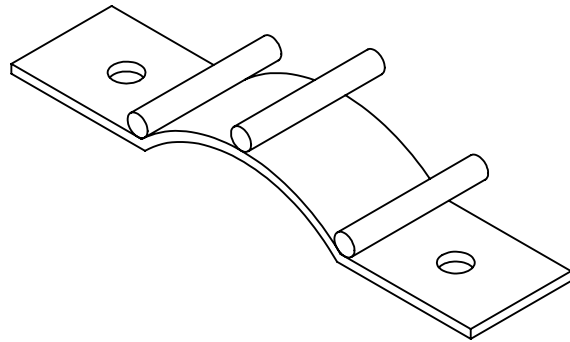
*3- Apoio Inf. Soldas*

*DATA: 30/11/2015*

*FOLHA Nº  
7*

*VISTO*





PROJETO DE UMA MÁQUINA PARA  
ENSAIO DE FADIGA POR RESSONÂNCIA

ALUNOS: EMANUEL P. L. SILVA  
GIOVANNI S. C. ENOKIBARA



**CEFET/RJ**

ESC.  
1:8

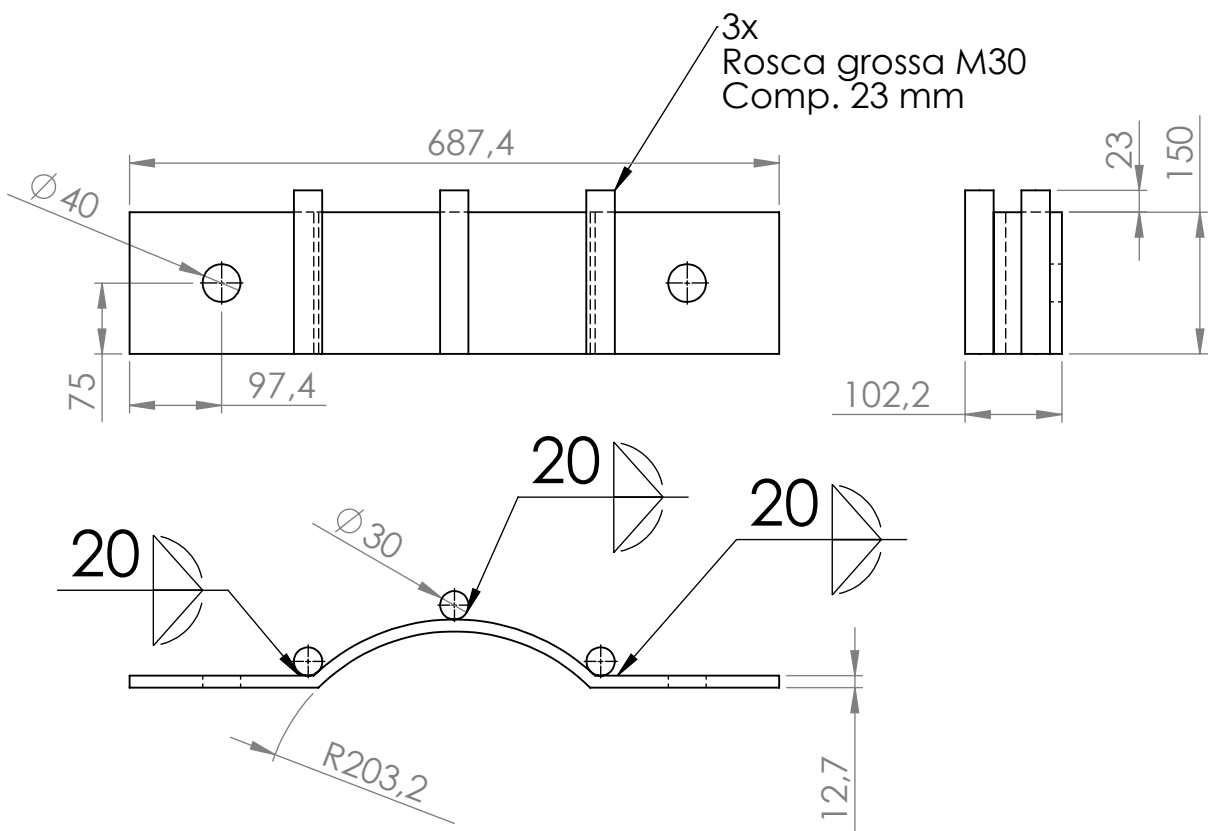
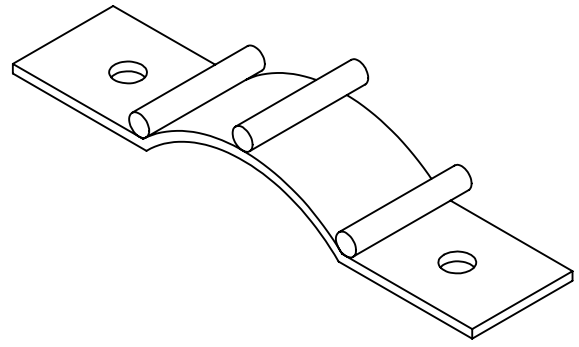
4- Flange Peso

DATA: 30/11/2015

VISTO

FOLHA Nº  
8





PROJETO DE UMA MÁQUINA PARA  
ENSAIO DE FADIGA POR RESSONÂNCIA

ALUNOS: EMANUEL P. L. SILVA  
GIOVANNI S. C. ENOKIBARA



**CEFET/RJ**

ESC.  
1:8

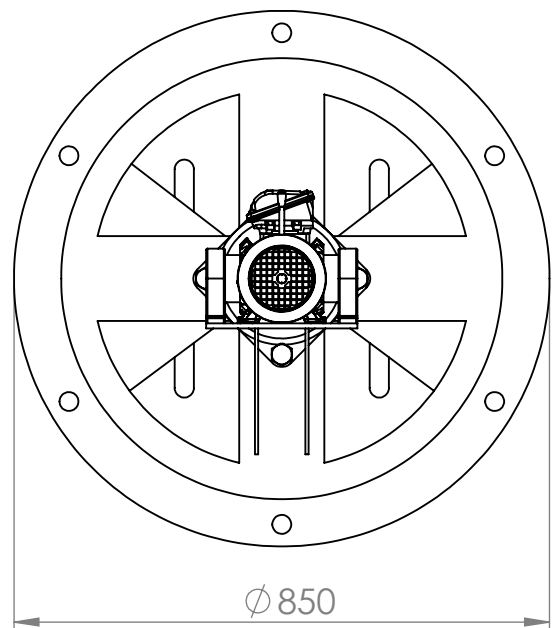
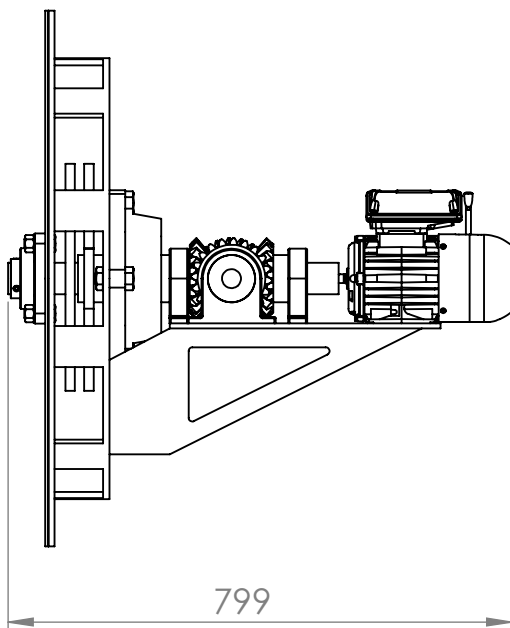
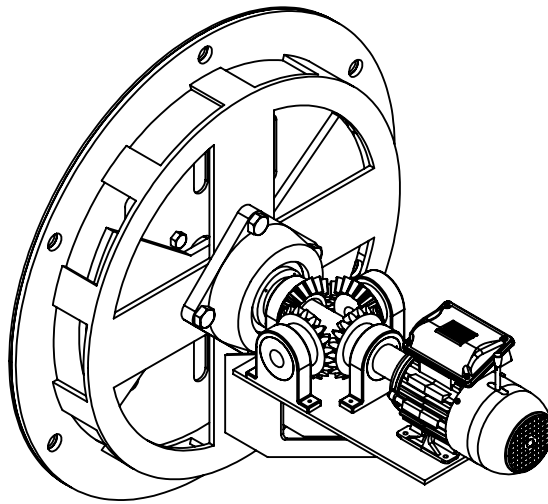
4- Flange Sist. Girat.

DATA: 30/11/2015

VISTO

FOLHA N°  
9





*PROJETO DE UMA MÁQUINA PARA  
ENSAIO DE FADIGA POR RESSONÂNCIA*

*ALUNOS: EMANUEL P. L. SILVA  
GIOVANNI S. C. ENOKIBARA*



ESC.  
1:12

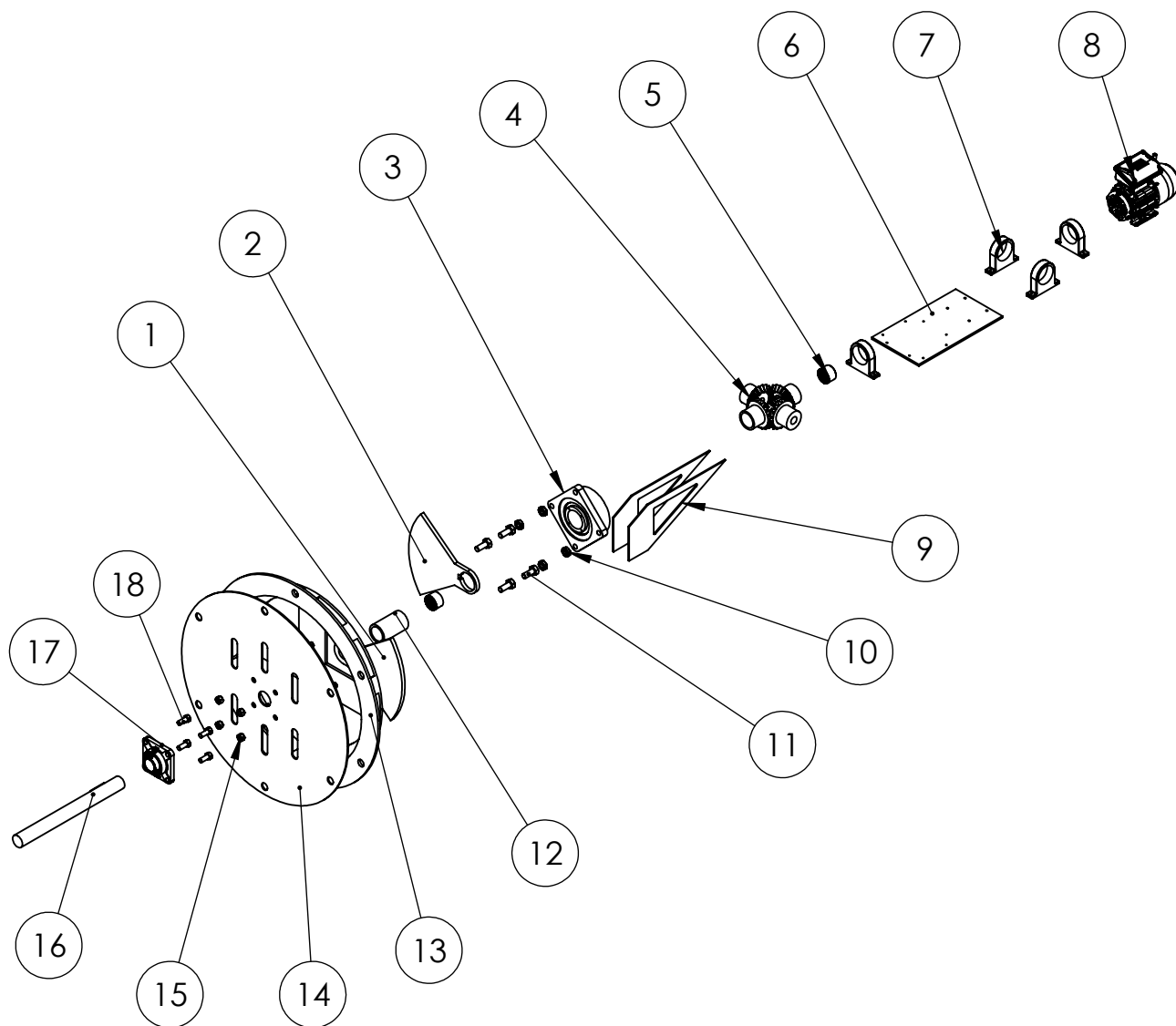
*5- Sistema Giratório*

DATA: 30/11/2015

VISTO

FOLHA Nº  
10





PROJETO DE UMA MÁQUINA PARA  
ENSAIO DE FADIGA POR RESSONÂNCIA

ALUNOS: EMANUEL P. L. SILVA  
GIOVANNI S. C. ENOKIBARA



ESC.  
1:25

5- Vista Explodida

DATA: 30/11/2015

FOLHA Nº  
11

VISTO



Nº DO ITEM	NOME DA PEÇA	DESCRIÇÃO	QTD.
1	Massa eixo interno	Folha 13	1
2	Massa eixo externo	Folha 14	1
3	Rolamento do eixo externo	ANEXO V	1
4	Conjunto de engrenagens	Folha 15	1
5	Rolamento entre eixos	ANEXO V	2
6	Base	Folha 20	1
7	Mancal	ANEXO IV	4
8	Motor WEG 1HP 71_TOP	ANEXO I	1
9	Aba de fixação da base	Folha 21	2
10	Porca rolamento externo	Porca sext. pes. 3/4", ASTM A563, ANSI B18.2.2	4
11	Parafuso rolamento externo	Parafuso sext. pes. 3/4", 47 mm comp, ASTM A325, ANSI B16.2.6	4
12	Eixo externo	Folha 16	1
13	<b>Proteção</b>	Folha 22	1
14	Tampa Sistema Giratório	Folha 25	1
15	Porca rolamento interno	Parafuso sext. 0.625", ASTM A194 G. 2H, ANSI B18.2.2	4
16	Eixo interno	Folha 18	1
17	Rolamento do eixo interno	ANEXO V	1
18	Parafuso rolamento interno	Parafuso sext. 0.628", 38 mm comp, ASTM A193 G. B7, ANSI B16.2.6	4

*PROJETO DE UMA MÁQUINA PARA  
ENSAIO DE FADIGA POR RESSONÂNCIA*

*ALUNOS: EMANUEL P. L. SILVA  
GIOVANNI S. C. ENOKIBARA*



**CEFET/RJ**

ESC.  
1:10

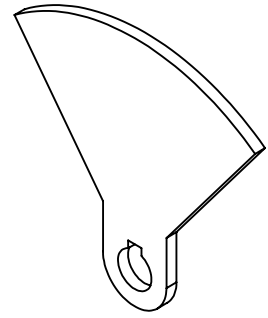
*5- Listagem*

DATA: 30/11/2015

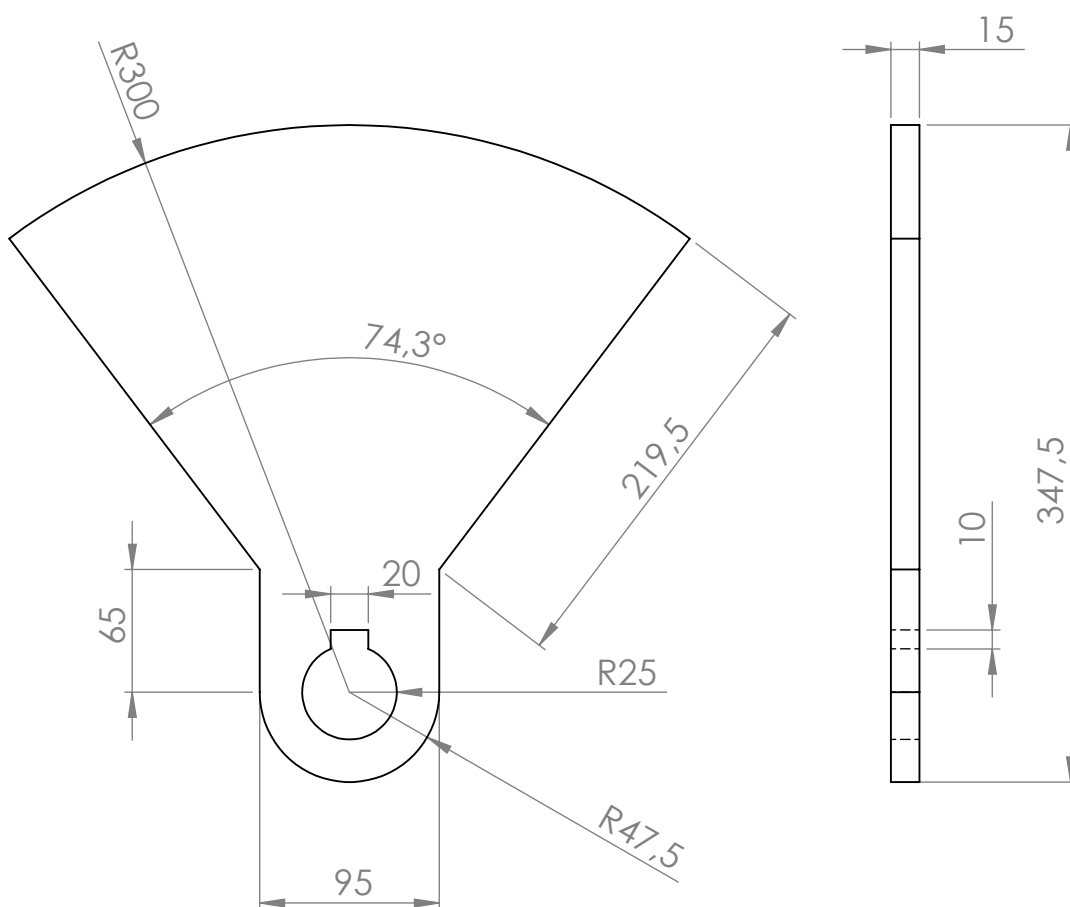
FOLHA Nº  
12

VISTO





ESCALA 1:8



PROJETO DE UMA MÁQUINA PARA  
ENSAIO DE FADIGA POR RESSONÂNCIA

ALUNOS: EMANUEL P. L. SILVA  
GIOVANNI S. C. ENOKIBARA



**CEFET/RJ**

ESC.  
1:4

5- Massa Eix. Int.

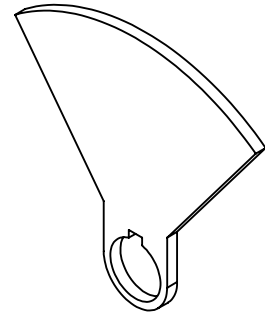
DATA: 30/11/2015

FOLHA Nº  
13

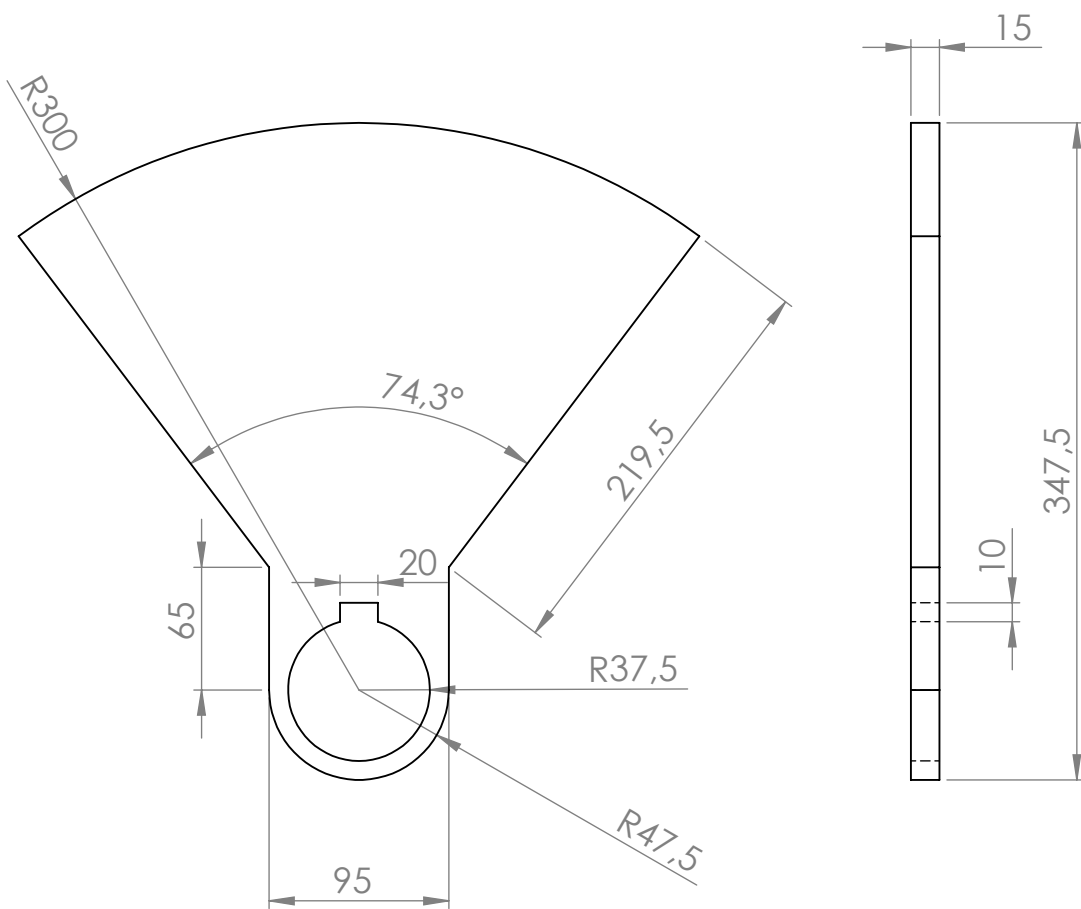
VISTO







ESCALA 1:8



PROJETO DE UMA MÁQUINA PARA  
ENSAIO DE FADIGA POR RESSONÂNCIA

ALUNOS: EMANUEL P. L. SILVA  
GIOVANNI S. C. ENOKIBARA



**CEFET/RJ**

ESC.  
1:4

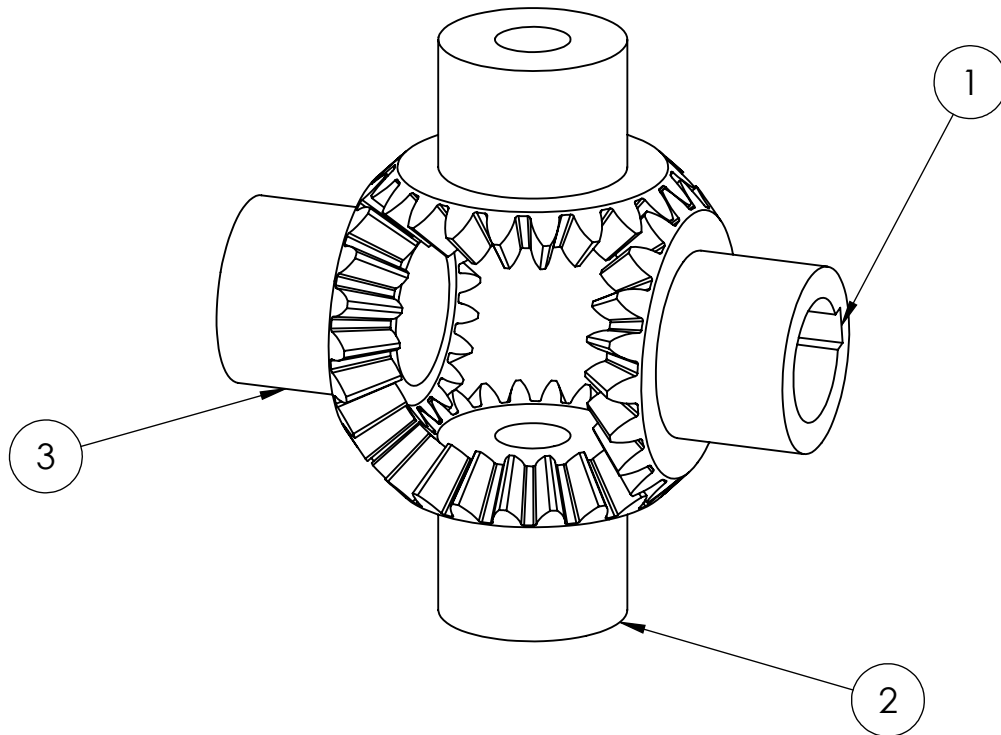
5- Massa Eix. Ext.

DATA: 30/11/2015

FOLHA N°  
14

VISTO





Nº DO ITEM	NOME DA PEÇA	DESCRIÇÃO	QTD.
1	Engrenagem do motor	Engrenagem cônica de dentes retos, M=6, Z=20, Diâm do cubo = 75, Ang. dentes=45°, larg. face=25, dist. sup.=120, diâ. eixo=50, rasgo de chaveta, material SAE 1040	1
2	Engrenagem pinhão	Engrenagem cônica de dentes retos, M=6, Z=20, Diâm do cubo = 75, Ang. dentes=45°, larg. face=25, dist. sup.=120, diâ. eixo=30, material SAE 1040	2
3	Engrenagem do eixo externo	Engrenagem cônica de dentes retos, M=6, Z=20, Diâm do cubo = 75, Ang. dentes=45°, larg. face=25, dist. sup.=120, diâ. eixo=60, material SAE 1040	1

PROJETO DE UMA MÁQUINA PARA  
ENSAIO DE FADIGA POR RESSONÂNCIA

ALUNOS: EMANUEL P. L. SILVA  
GIOVANNI S. C. ENOKIBARA



ESC.  
1:3

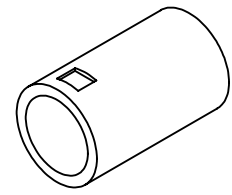
5- Conjunto de Engrenagens

DATA: 30/11/2015

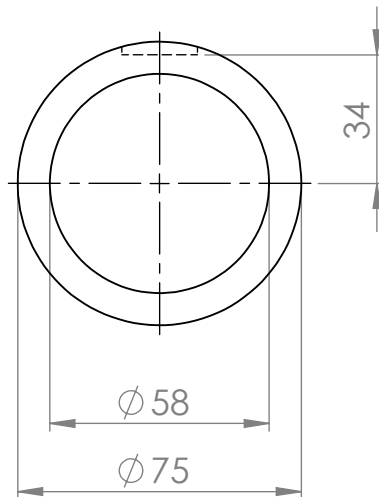
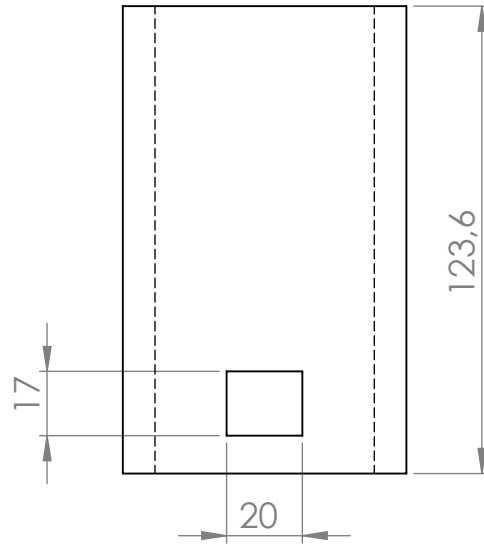
VISTO

FOLHA Nº  
15





ESCALA 1:5



PROJETO DE UMA MÁQUINA PARA  
ENSAIO DE FADIGA POR RESSONÂNCIA

ALUNOS: EMANUEL P. L. SILVA  
GIOVANNI S. C. ENOKIBARA



**CEFET/RJ**

ESC.  
1:2

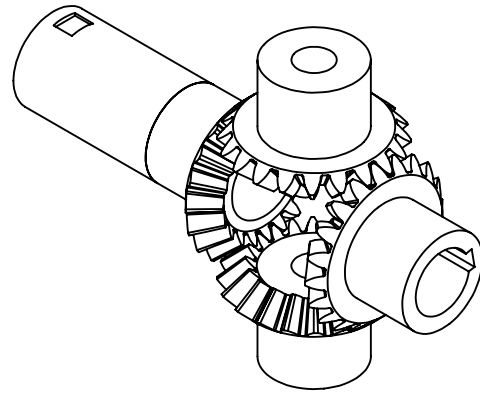
*5- Eixo Externo*

DATA: 30/11/2015

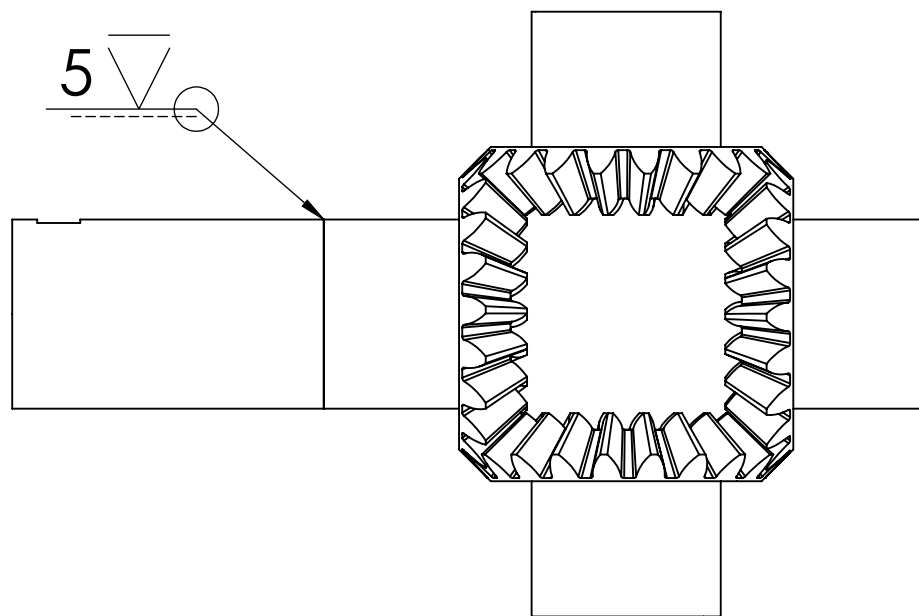
VISTO

FOLHA Nº  
16





ESCALA 1:5



*PROJETO DE UMA MÁQUINA PARA  
ENSAIO DE FADIGA POR RESSONÂNCIA*

*ALUNOS: EMANUEL P. L. SILVA  
GIOVANNI S. C. ENOKIBARA*



ESC.  
1:3

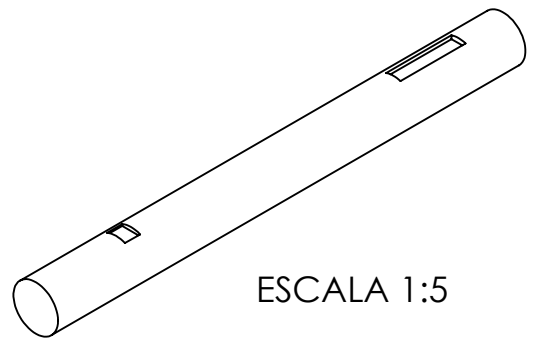
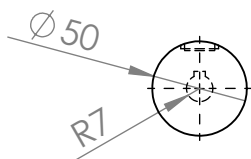
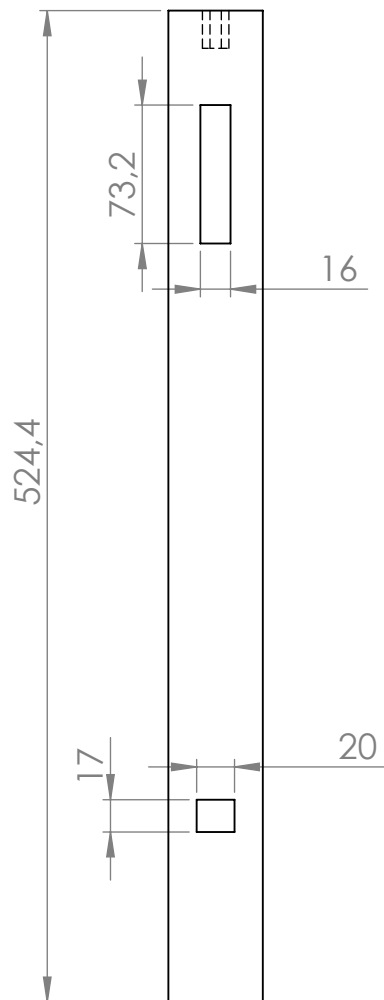
*5- Eixo Ext. + Engrenagens*

DATA: 30/11/2015

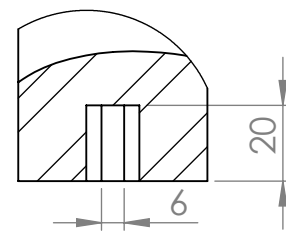
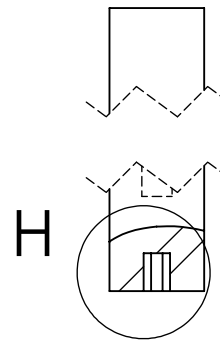
VISTO

FOLHA Nº  
17





ESCALA 1:5



DETALHE H

ESCALA 1 : 2

PROJETO DE UMA MÁQUINA PARA  
ENSAIO DE FADIGA POR RESSONÂNCIA

ALUNOS: EMANUEL P. L. SILVA  
GIOVANNI S. C. ENOKIBARA



**CEFET/RJ**

ESC.  
1:4

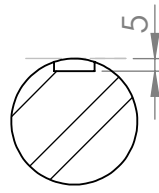
5- Eixo Interno

DATA: 30/11/2015

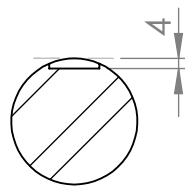
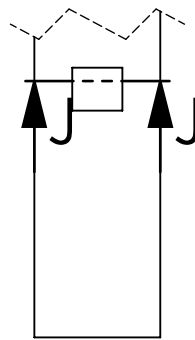
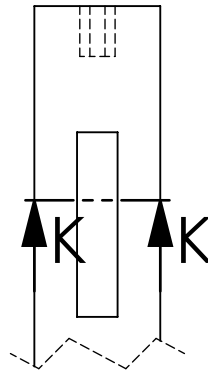
FOLHA Nº  
18

VISTO





SEÇÃO K-K



SEÇÃO J-J

PROJETO DE UMA MÁQUINA PARA  
ENSAIO DE FADIGA POR RESSONÂNCIA

ALUNOS: EMANUEL P. L. SILVA  
GIOVANNI S. C. ENOKIBARA



**CEFET/RJ**

ESC.  
1:3

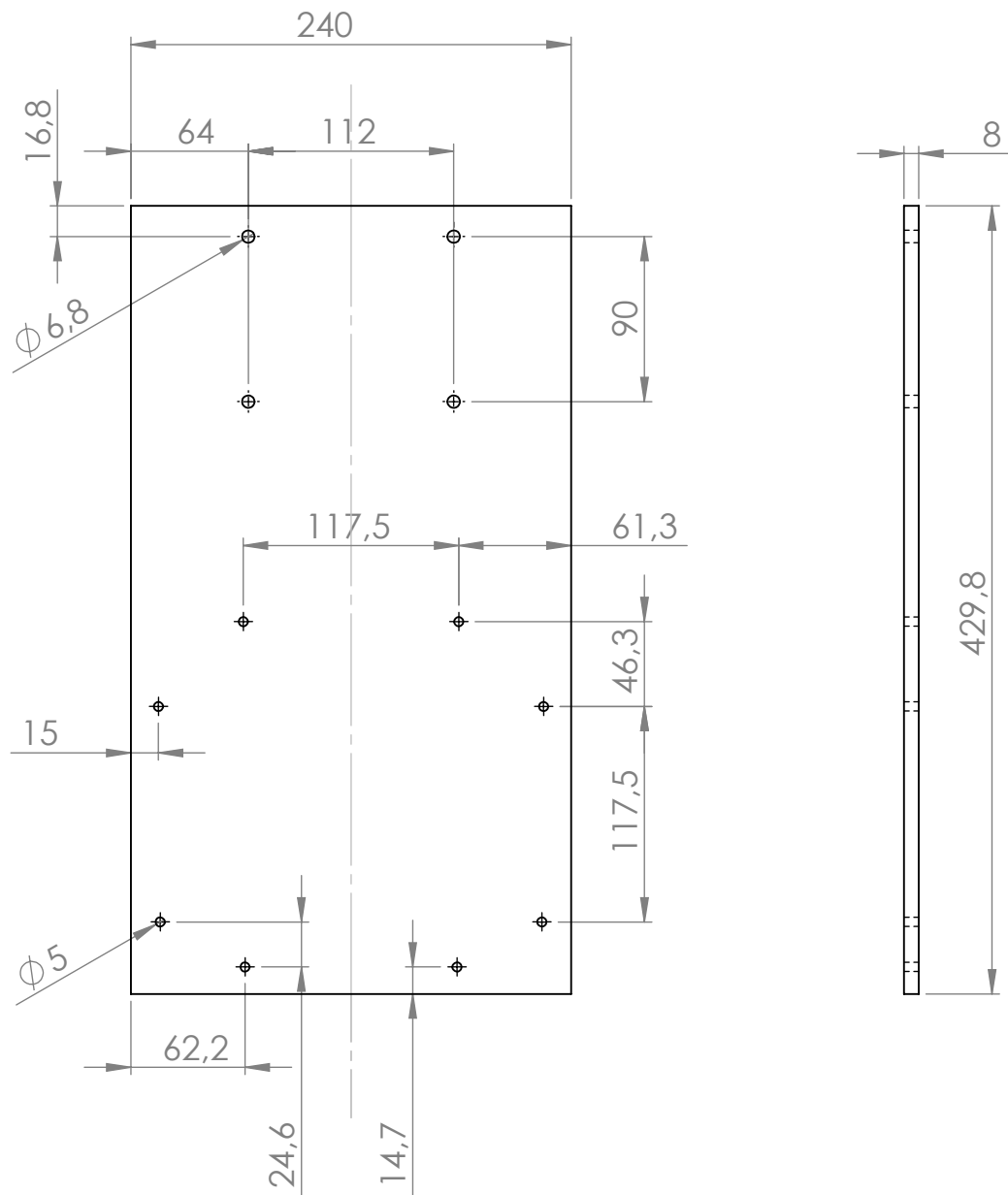
5- Eixo Int. Detalhamento

DATA: 30/11/2015

FOLHA Nº  
19

VISTO





PROJETO DE UMA MÁQUINA PARA  
ENSAIO DE FADIGA POR RESSONÂNCIA

ALUNOS: EMANUEL P. L. SILVA  
GIOVANNI S. C. ENOKIBARA



**CEFET/RJ**

ESC.  
1:4

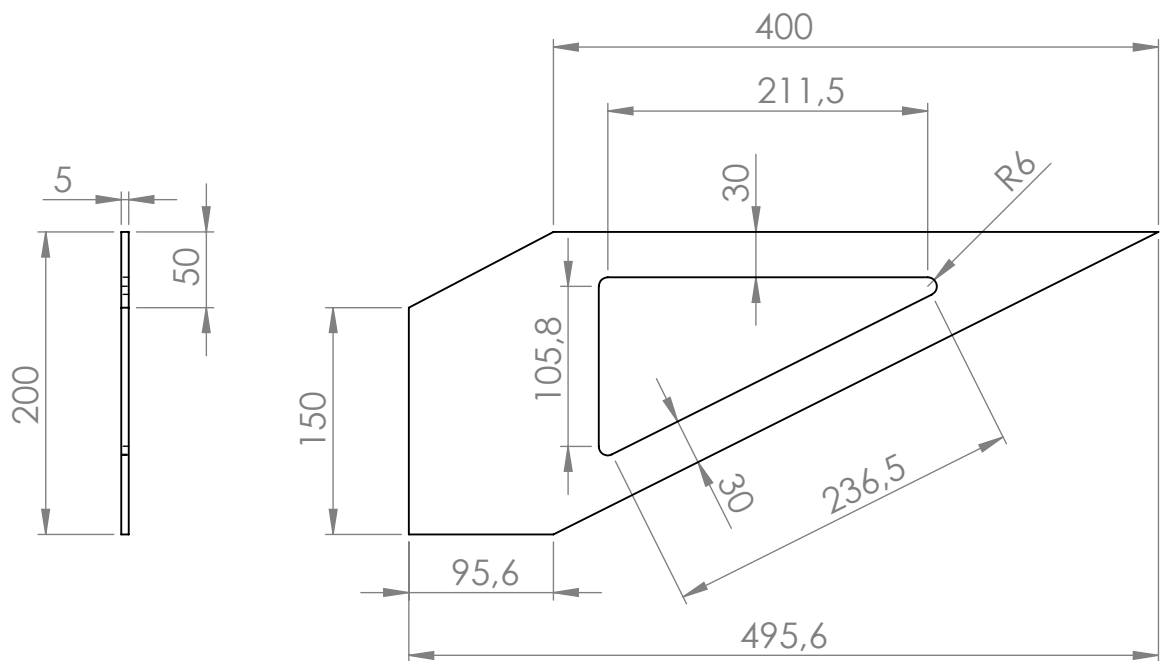
5- Base

DATA: 30/11/2015

FOLHA Nº  
20

VISTO





PROJETO DE UMA MÁQUINA PARA  
ENSAIO DE FADIGA POR RESSONÂNCIA

ALUNOS: EMANUEL P. L. SILVA  
GIOVANNI S. C. ENOKIBARA



**CEFET/RJ**

ESC.  
1:5

5- Aba

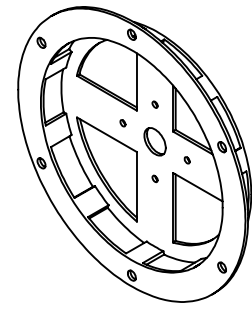
DATA: 30/11/2015

FOLHA Nº  
21

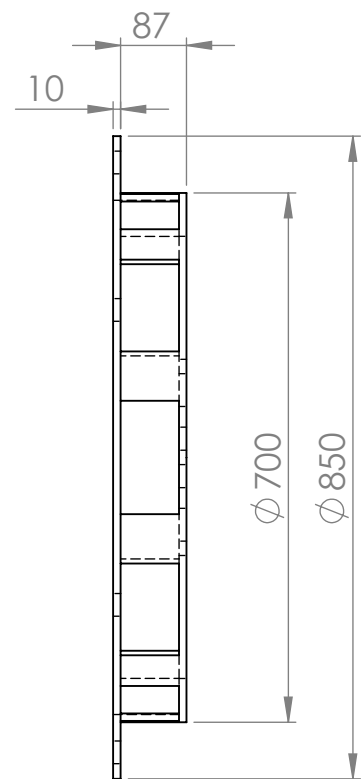
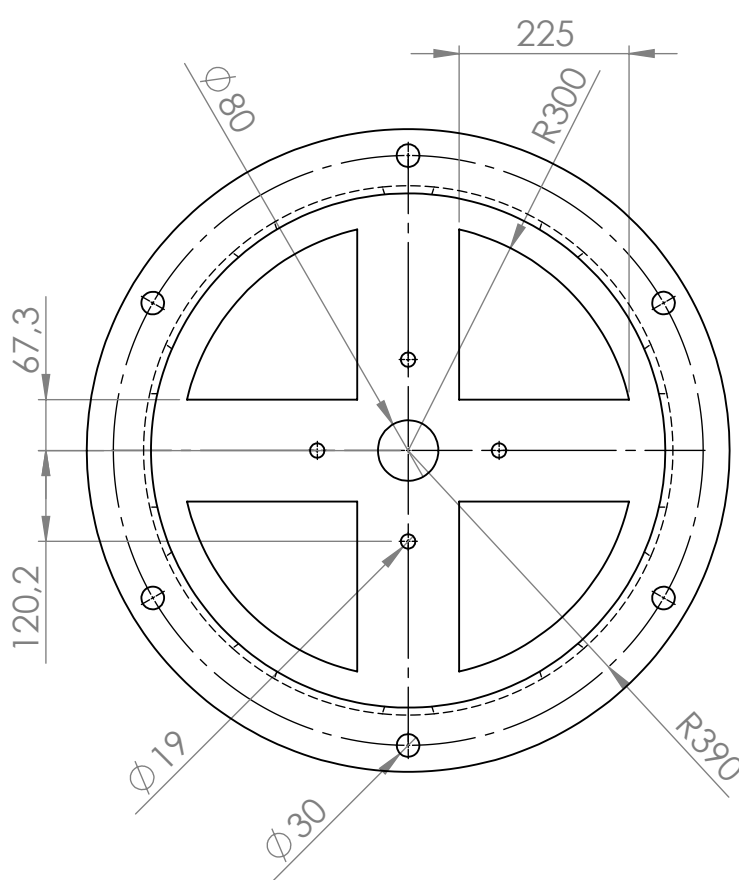
VISTO







ESCALA 1:20



PROJETO DE UMA MÁQUINA PARA  
ENSAIO DE FADIGA POR RESSONÂNCIA

ALUNOS: EMANUEL P. L. SILVA  
GIOVANNI S. C. ENOKIBARA



**CEFET/RJ**

ESC.  
1:10

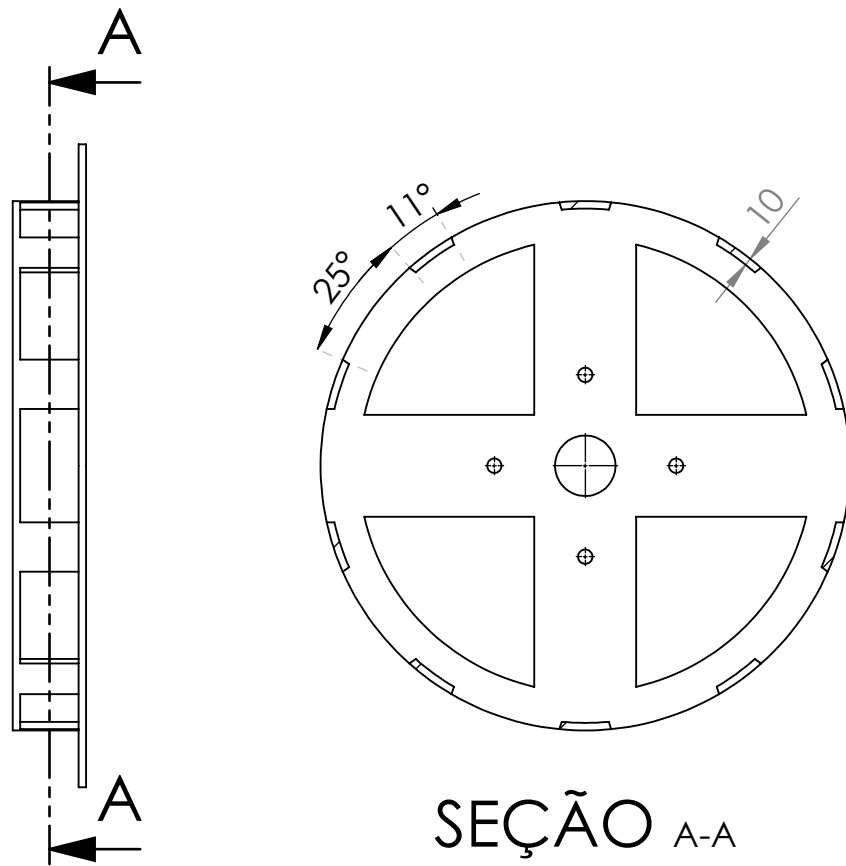
5- Proteção

DATA: 30/11/2015

FOLHA Nº  
22

VISTO





PROJETO DE UMA MÁQUINA PARA  
ENSAIO DE FADIGA POR RESSONÂNCIA

ALUNOS: EMANUEL P. L. SILVA  
GIOVANNI S. C. ENOKIBARA



ESC.  
1:10

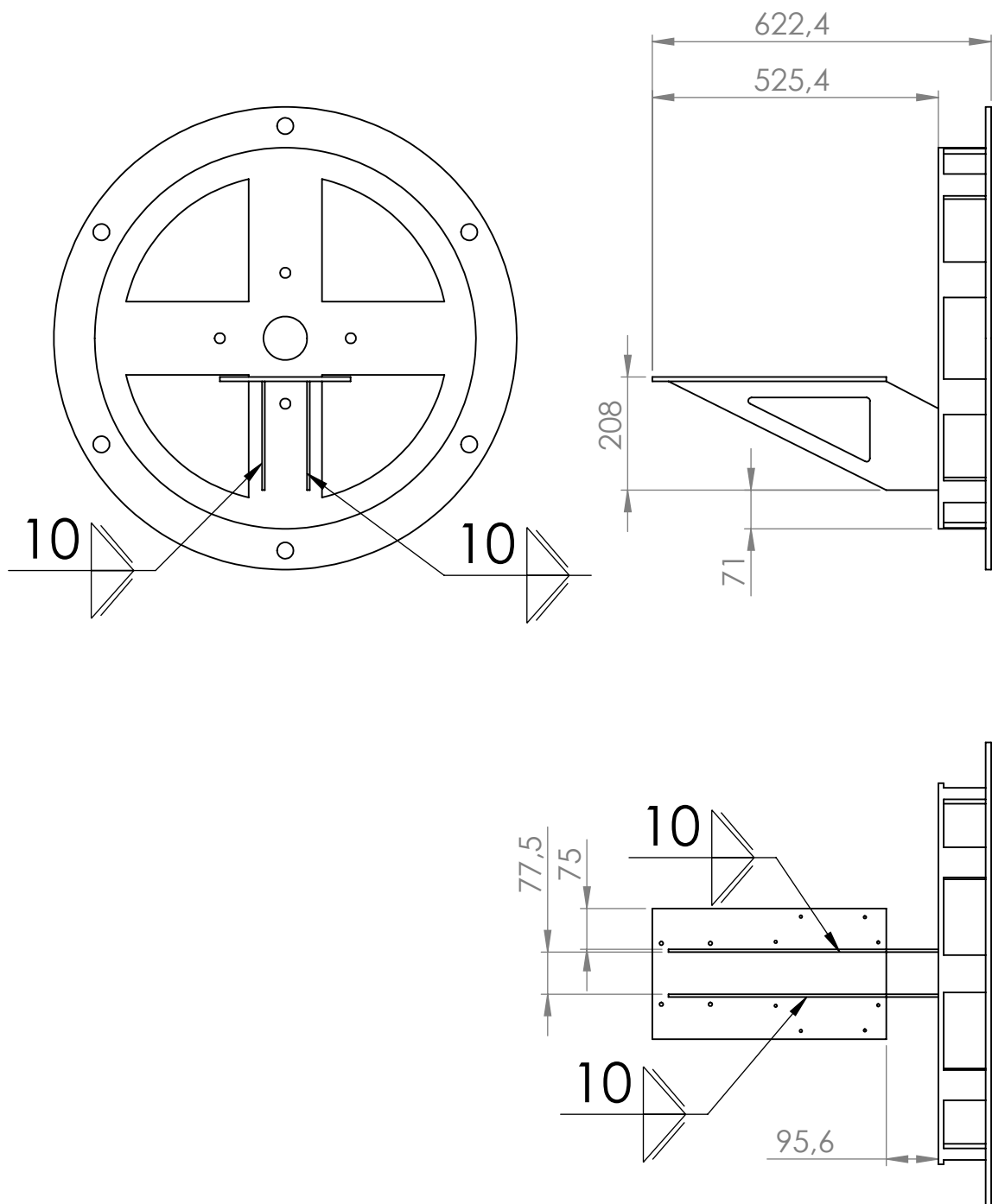
5- Proteção Detalhamento

DATA: 30/11/2015

FOLHA Nº  
23

VISTO





PROJETO DE UMA MÁQUINA PARA  
ENSAIO DE FADIGA POR RESSONÂNCIA

ALUNOS: EMANUEL P. L. SILVA  
GIOVANNI S. C. ENOKIBARA



ESC.  
1:12

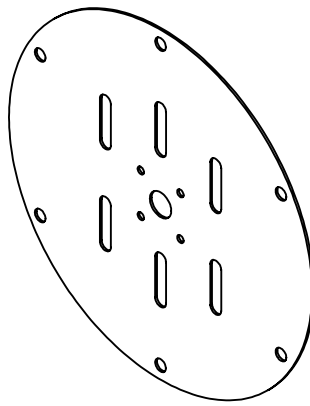
5- Montagem Proteção/Base/Aba

DATA: 30/11/2015

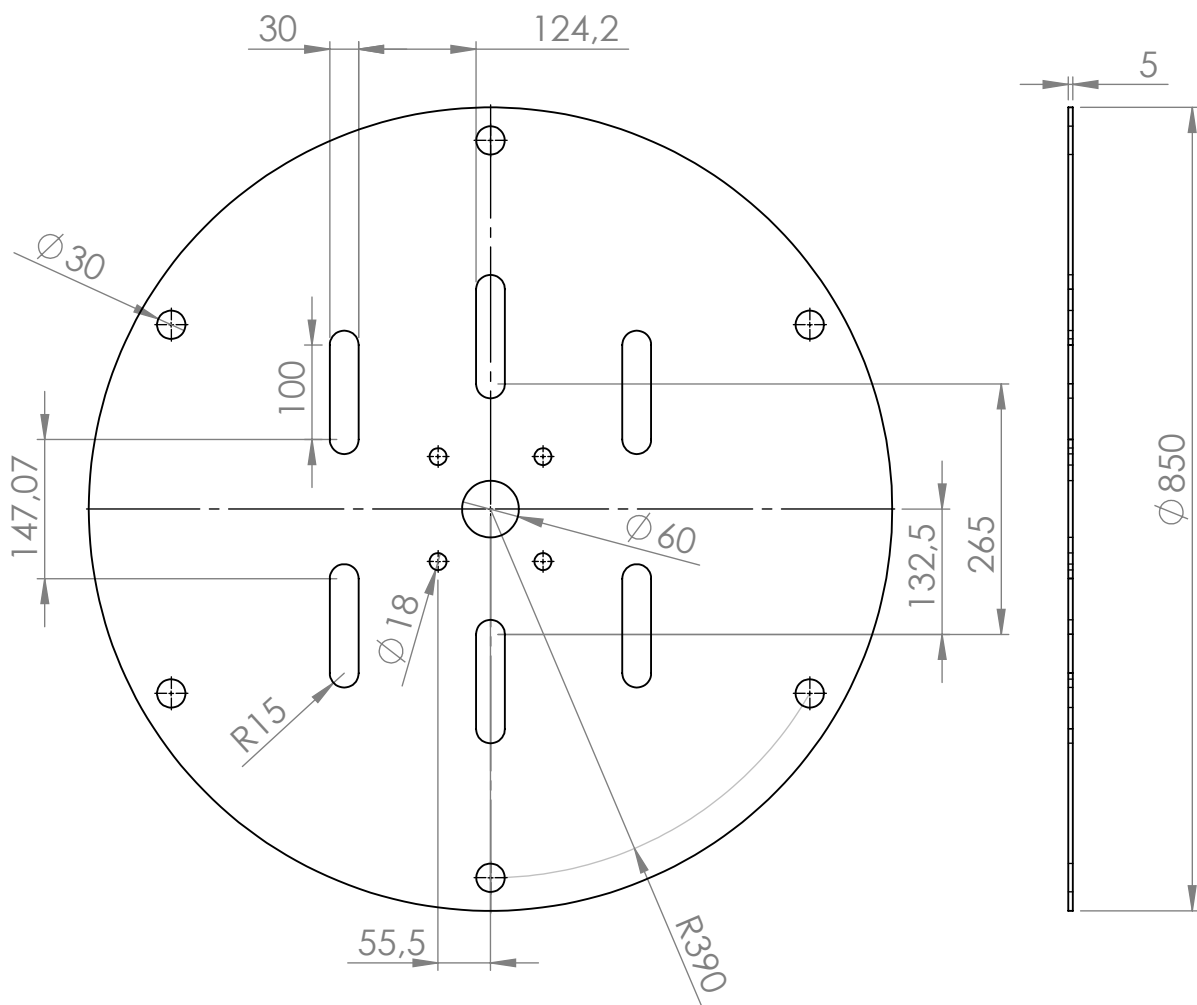
FOLHA N°  
24

VISTO





ESCALA 1:15



PROJETO DE UMA MÁQUINA PARA  
ENSAIO DE FADIGA POR RESSONÂNCIA

ALUNOS: EMANUEL P. L. SILVA  
GIOVANNI S. C. ENOKIBARA



**CEFET/RJ**

ESC.  
1:8

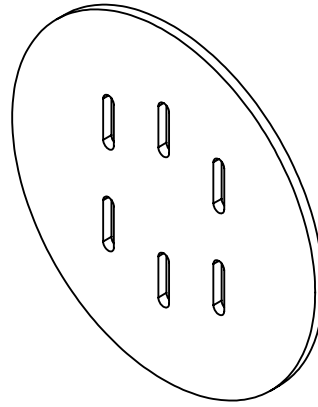
5- Tampa Sist. Girat.

DATA: 30/11/2015

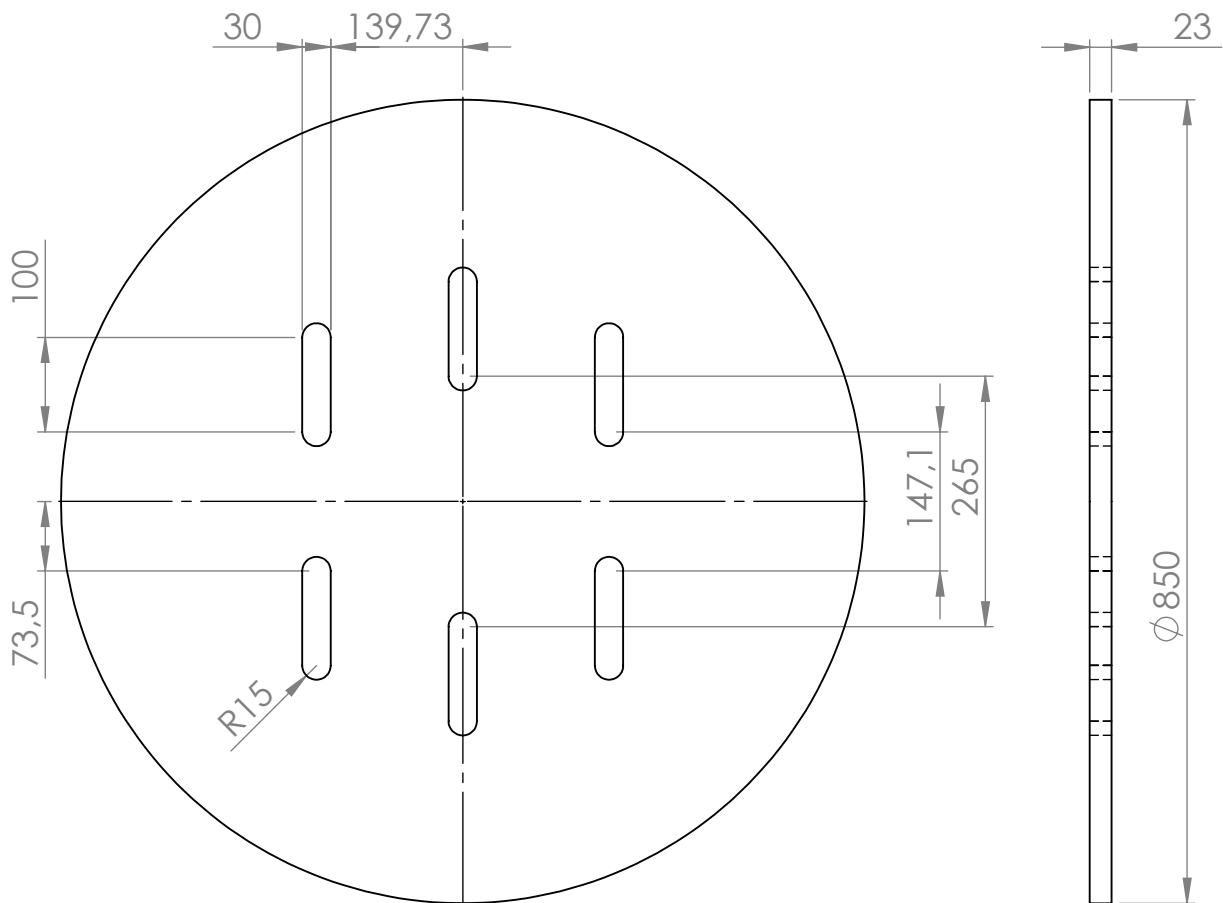
FOLHA Nº  
25

VISTO





ESCALA 1:15



PROJETO DE UMA MÁQUINA PARA  
ENSAIO DE FADIGA POR RESSONÂNCIA

ALUNOS: EMANUEL P. L. SILVA  
GIOVANNI S. C. ENOKIBARA



**CEFET/RJ**

ESC.  
1:8

6- Peso

DATA: 30/11/2015

FOLHA Nº  
26

VISTO

