



FACULDADE DE ENGENHARIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
LICENCIATURA EM ENGENHARIA MECÂNICA

ESTÁGIO PROFISSIONAL

**ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DAS VIBRAÇÕES NA RUPTURA DO TUBO ENTRE
COMPRESSOR - EXAUSTOR E INTERCOOLER NAS LOCOMOTIVAS GE C30 ACI
NA CFM-SUL**

Autor: Amina Domingos Fumo

Supervisor da Faculdade: Ph.D. Eng.º Geraldo Nhumaio

Supervisor da empresa: Eng.º Dulcídio Lucas

Maputo, Agosto de 2025



FACULDADE DE ENGENHARIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
LICENCIATURA EM ENGENHARIA MECÂNICA

ESTÁGIO PROFISSIONAL

**ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DAS VIBRAÇÕES NA RUPTURA DO TUBO ENTRE
COMPRESSOR - EXAUSTOR E INTERCOOLER NAS LOCOMOTIVAS GE C30 ACI
NA CFM-SUL**

Autor: Amina Domingos Fumo

Supervisor da Faculdade

Ph.D. Eng.º Geraldo Nhumaio

Supervisor da empresa

Eng.º Dulcídio Lucas

Maputo, Agosto de 2025



**Análise da Influência das Vibrações na Ruptura do Tubo Entre Compressor - Exaustor e
Intercooler nas Locomotivas GE C30 ACI na CFM-Sul**

Amina Domingos Fumo



FACULDADE DE ENGENHARIA

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

TERMO DE ENTREGA DE RELATÓRIO DO ESTÁGIO PROFISSIONAL

Declaro que o estudante: Amina Domingos Fumo

Entregou no dia ___/___/20__ as ___ cópias do relatório do seu relatório do estágio profissional com a referência: _____

Intitulado: ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DAS VIBRAÇÕES NA RUPTURA DO TUBO ENTRE COMPRESSOR – EXAUSTOR E *INTERCOOLER* NAS LOCOMOTIVAS GE C30 ACI NA CFM-SUL.

Maputo, ___ de _____ de 20__

O Chefe de Secretaria

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho aos meus pais Domingo Marcos Fumo e Esperança luís Mathe pois eles foram os pilares e sem não seria possível a minha estadia e conclusão do curso de Licenciatura em Engenharia Mecânica na Universidade Eduardo Mondlane.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus, por ter-me mantido na trilha certa durante minha jornada acadêmica e por ter-me mantido com saúde e forças para chegar até aqui.

Aos meus pais Domingos Marcos Fumo e Esperança Luís Mathe, por serem os pilares da minha formação como ser humano, pelo carinho, afecto, dedicação e minha gratidão eterna.

Sou grata aos meus irmãos: Arminda Fumo, Laura Fumo, Raimundo Fumo, Judite Fumo e Domingas Fumo, a vossa presença e apoio durante esta jornada serviam de mola propulsora que permitiu o meu avanço mesmo durante os momentos mais difíceis.

Agradeço também aos meus amigos, Ariana, Vânia, Calane, Reginaldo, Nilton, meus grandes companheiros, poder contar convosco foi essencial para o meu êxito.

Deixo um agradecimento também a todos os professores que influenciaram na minha trajetória acadêmica.

DECLARAÇÃO DE HONRA

Eu, Amina Domingos Fumo declaro por minha honra que o presente Relatório de Estágio é exclusivamente de minha autoria, não constituindo nenhuma cópia de trabalho realizado anteriormente e as fontes usadas para a realização do relatório encontram-se referidas na revisão bibliográfica.

Assinatura: _____

RESUMO

A manutenção eficiente das locomotivas é fundamental para garantir a segurança e a eficácia operacional. Este trabalho aborda um problema recorrente nas locomotivas GE C30 ACI da CFM-Sul, focando no tubo de conexão entre o compressor-exaustor e o *intercooler*, onde falhas frequentes têm sido identificadas. A investigação utilizou análise teórica de vibrações e medições práticas com acelerómetro, revelando que, apesar das frequências naturais calculadas serem elevadas, as frequências reais medidas são significativamente mais baixas. Esse desvio indica a não ocorrência da falha por ressonância do sistema. No entanto, as vibrações significativas criam tensões alternadas que causam fadiga e possível ruptura do tubo. Para resolver esse problema, foi proposta a projecção de um tubo com implementação de uma junta metálica absorvedora de vibrações soldada sobre o mesmo, a junta metálica absorvedora projectada para mitigar a transmissão de vibrações e lidar com variações dimensionais. A solução demonstrou ser viável, com uma estimativa de custo de cerca de 15.500,00 MT, e promete aumentar a flexibilidade dinâmica do tubo e reduzir a frequência de manutenções não programadas. Este projecto sublinha a importância da análise vibracional na manutenção preventiva e oferece uma solução prática para melhorar a confiabilidade dos componentes críticos.

Palavras-chave: Vibrações, Fadiga, Junta absorvedora.

ABSTRACT

Efficient maintenance of locomotives is crucial for ensuring safety and operational effectiveness. This work addresses a recurring issue in GE C30 ACI locomotives at CFM-Sul, focusing on the connecting tube between the compressor-exhauster and the intercooler, where frequent failures have been identified. The investigation utilized both theoretical vibration analysis and practical measurements with an accelerometer. Despite the high calculated natural frequencies, the actual measured frequencies were significantly lower, indicating that resonance is not the cause of failure. However, significant vibrations create alternating stresses that contribute to fatigue and potential tube rupture. To address this issue, a design proposal was made for a tube with a vibration-absorbing metallic expansion joint welded onto it. This expansion joint is intended to mitigate vibration transmission and handle dimensional variations. The proposed solution is feasible, with an estimated cost of approximately 15,500.00 MT, and aims to enhance the tube's dynamic flexibility and reduce the frequency of unscheduled maintenance. This project underscores the importance of vibrational analysis in preventive maintenance and offers a practical solution to improve the reliability of critical components.

Keywords: Vibrations, Fatigue, Vibration-absorbing Joint

ÍNDICE

Dedicatória	i
Agradecimentos.....	ii
Declaração de honra	iii
Resumo.....	iv
Abstract	v
Lista de figuras	ix
Lista de tabelas	x
Lista de símbolos e acrónimos	xi
CAPÍTULO I.....	1
1. Introdução	1
1.1. Justificativa.....	1
1.2. Objectivos.....	1
1.2.1. Objectivo geral	1
1.2.2. Objectivos específicos.....	2
1.3. Metodologia.....	2
1.4. Estrutura do trabalho	2
CAPÍTULO II	4
2. Revisão de literatura	4
2.1. Teoria das vibrações mecânicas	4
2.1.1. Conceitos básicos sobre vibrações mecânicas	4
2.1.2. Classificação das vibrações mecânicas	5
2.2. Análise de vibrações de tubos pela teoria clássica	5
2.2.1. Equação de movimento vibratório	6
2.2.2. Condições de contorno	8
2.2.3. Tubo simplesmente apoiado.....	9
2.2.4. Tubo encastrado numa extremidade.....	9
2.2.5. Tubo duplamente encastrado.....	10

2.3.	Análise de fadiga	11
2.3.1.	Carregamentos cíclicos	12
2.3.2.	Tensão limite de resistência a fadiga.....	12
2.3.3.	Critérios de verificação da resistência a fadiga.....	13
2.4.	Acelerómetro	14
2.4.1.	Tipos de acelerómetros.....	15
2.4.2.	Aplicações dos acelerómetros	16
2.4.3.	Parâmetros medidos	16
CAPÍTULO III		17
3.	Contextualização da investigação	17
3.1.	Apresentação da empresa	17
3.1.1.	Breve historial da empresa	17
3.1.2.	Estrutura orgânica da empresa	18
3.1.3.	Oficinas gerais dos cfm-sul	18
3.1.4.	Actividades realizadas durante o período de estágio	19
3.2.	Tubo do sistema do compressor-exaustor e intercooler	20
3.2.1.	Funcionamento sistema compressor-exaustor e intercooler.....	21
3.2.2.	Inconvenientes da falha do tubo entre o compressor-exaustor e intercooler	23
CAPÍTULO IV		24
4.	Metodologia e resolução do problema	24
4.1.	Análise de vibrações no tubo	24
4.1.1.	Determinação das frequências naturais de vibração	25
4.1.2.	Determinação das deformações normais de vibração	25
4.2.	Análise de fadiga no tubo entre compressor-exuastor e intercooler.....	27
4.2.1.	Determinação das forças oscilatórias	28
4.2.2.	Determinação dos deslocamentos	28
4.2.3.	Determinação das tensões	29
4.2.4.	Verificação de pelos critérios de fadiga	30

4.3. Solução proposta.....	31
4.3.1. Junta metálica amortecedora de vibrações	31
4.3.2. Cálculo projectivo da junta metálica amortecedora de virações	32
CAPÍTULO V	34
5. Apresentação, análise e discussão dos resultados.....	34
5.1. Modos de vibração e frequências naturais.....	34
5.2. Tensões de fadiga	35
5.3. Análise de custos do projecto de melhoria	36
CAPÍTULO VI.....	37
6. Conclusões e recomendações.....	37
6.1. Conclusões.....	37
6.2. Sugestões para trabalhos futuros	37
Referências bibliográficas	38
ANEXOS.....	40
Anexo 1- Condições de fronteira.....	A1
Anexo 2- Vibrações medidas com o acelerómetro	A2
Anexo 3- Tabelas dos coeficientes para o cálculo da tensão limete de fadiga.	A3
Anexo 4- Gráficos dos coeficientes para o cálculo da tensão limete de fadiga.....	A4
Anexo 5- Desenho de fabrico	A5
Anexo 6- Desenho do tubo em vista geral.....	A6
Anexo 7- Envio do relatório de estágio	A7
Anexo 8- Ficha de avaliação de desempenho do estagiário	A8

LISTA DE FIGURAS

Figura 1:Diagrama de corpo-livre do tubo	6
Figura 2: Diagrama de corpo livre de um elemento infinitesimal.....	6
Figura 3:Modos de vibração para extremidades simplesmente apoiadas.	9
Figura 4: Modos de vibração para extremidades duplamente encastradas.	11
Figura 5:a) Tensão senoidal reversa; b) Tensão repetida; c) Tensão flutuante.....	12
Figura 6: Análise de fadiga critério de Goodman e Soderberg.	14
Figura 7: Acelerómetro com interface digital.	15
Figura 8: Estrutura de um acelerómetro piezorresistivo.	15
Figura 9: Estrutura orgânica da empresa.....	18
Figura 10: Esquema do sistema Compressor-exaustor; Tubo e Intercooler.....	20
Figura 11: Motor eléctrico.....	21
Figura 12: Compressor-Exaustor.	21
Figura 13: Intercooler com soprador.	22
Figura 14: Tubo metálico.	23
Figura 15: Esquema de cálculo das vibrações no tubo entre compressor-exaustor e intercooler.	24
Figura 16: Gráfico da deformação no primeiro modo de vibração.	26
Figura 17: Gráfico da deformação no segundo modo de vibração.	26
Figura 18: Gráfico da deformação no terceiro modo de vibração.....	27
Figura 19: Esquema para análise de fadiga no tubo entre compressor-exaustor e intercooler	27
Figura 20: Junta metálica amortecedora de vibrações.	31
Figura 21: Movimentos da junta absorvedora de vibrações.....	32
Figura 22: Gráfico de análise comparativa das frequências naturais para os primeiros (4) modos de vibração.	34
Figura 23: Gráfico da análise comparativa das acelerações medidas no tubo.	34
Figura 24: Gráfico de comparação das deformações em diferentes modos de vibração.	35
Figura 25: Gráfico de análise de fadiga para deferentes tensões.	35

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Condições de contorno.	8
Tabela 2: Tensões de Carregamentos Cíclicos.	12
Tabela 3: Actividades desenvolvidas durante o período de estágio.	19
Tabela 4: Parâmetros geométricos e do material do tubo.	24
Tabela 5: Frequências naturais de vibração calculadas.	25
Tabela 6: Deformações normais de vibração dos três modos.	25
Tabela 7: Acelerações de pico nos diferentes níveis de vibração.	27
Tabela 8: Forças oscilatórias.	28
Tabela 9: Matriz de rigidez	29
Tabela 10: Tensões alternadas calculadas.	29
Tabela 11: Determinação dos coeficientes de segurança a fadiga.	31
Tabela 12: Parâmetros da junta absorvedora de vibrações.	32
Tabela 13: Coeficientes de correcção da vida útil da junta absorvedora de vibrações.	33
Tabela 14: Custos do projecto.	36

LISTA DE SÍMBOLOS E ACRÓNIMOS

<i>CFM</i>	Caminhos de Ferro de Moçambique	
<i>DMM</i>	Departamento de Material Motor	
A	Área da seção transversal	$[m^2]$
ρ	Massa específica do material	$[kg/m^3]$
I	Momento de inércia	$[m^4]$
E	Módulo de Young	$[GPa]$
$M(x, t)$	Função do momento flector	$[-]$
$V(x, t)$	Função da força de cisalhamento	$[-]$
$f(x, t)$	Função da força externa	$[-]$
$w(x, t)$	Função da deformada	$[-]$
β	Autovalor da função	$[-]$
ω_n	Frequências naturais do sistema vibratório	$[Hz]$
σ_r	Variação da tensão	$[Mpa]$
σ_a	Amplitude de tensão	$[Mpa]$
σ_m	Tensão média	$[Mpa]$
σ_{max}	Tensão máxima	$[Mpa]$
σ_{min}	Tensão mínima	$-$
R	Razão de tensão	$[mm]$
A	Razão de amplitude	$[Mpa]$
S_f	Limite de resistência à fadiga	$[Mpa]$
K_a	Coefficiente de superfície	$[-]$
K_b	Coefficiente de tamanho	$[-]$
d_{equ}	Diâmetro equivalente	$[-]$
K_c	Coefficiente de solitação	$[-]$
K_d	Coefficiente de temperatura	$[-]$
K_e	Coefficiente de confiabilidade	$[-]$
K_f	Coefficiente de efeitos adversos	$[-]$
S_y	Tensão de escoamento	$[Mpa]$
S_{sut}	Tensão de ruptura	$[Mpa]$
n	Coefficiente de segurança	$[-]$

D	Diâmetro interno	[mm]
L	Comprimento	[mm]
h	Espessura	[mm]
m_{comp}	Massa do compressor-exaustor	[kg]
F_{oscil}	Força oscilatória	[kN]
a_{max}	Aceleração	[m/s^2]
W_{max}	Deflexão máxima	[$N \cdot m$]
M_{max}	Momento flector máximo	[Mpa]
y_{max}	Distância desde o centro de gravidade até a altura máxima da secção transversal	[mm]

CAPÍTULO I

1. INTRODUÇÃO

A presença de vibrações no ambiente industrial é uma realidade incontornável, especialmente em sectores como o ferroviário, onde máquinas e equipamentos operam sob condições extremas e demandas rigorosas. Nas locomotivas GE C30 ACI na empresa de caminho de ferro de Moçambique CFM-Sul, observa-se incidência frequente de rupturas nos tubos que conectam o compressor-exaustor ao *intercooler*.

As vibrações, intrínsecas ao funcionamento dessas locomotivas e de seus componentes, representam um desafio significativo para a manutenção e operação eficiente dos equipamentos. As falhas resultantes, como a ruptura dos tubos, não apenas causam danos imediatos, mas também levam à indisponibilidade das locomotivas, gerando prejuízos financeiros e operacionais para a CFM-Sul.

Entender a influência das vibrações no desempenho e na integridade estrutural dos sistemas mecânicos das locomotivas GE C30 ACI é de extrema relevância pois, uma análise aprofundada das vibrações, combinada com medidas preventivas e soluções de engenharia adequadas, é essencial para mitigar os riscos de falha e garantir a operação segura e eficaz desses equipamentos vitais para as locomotivas da CFM-Sul.

1.1. JUSTIFICATIVA

Investigar detalhadamente a relação entre as vibrações e a ruptura dos tubos entre compressor-exaustor e *intercooler* nas locomotivas GE C30 ACI, é extrema relevância para a CFM-Sul, onde as locomotivas GE C30 ACI desempenham um papel crucial no transporte ferroviário regional, pela necessidade de mitigar os impactos operacionais e financeiros das rupturas frequentes desses tubos, garantindo a operacionalidade contínua e eficiente dos activos, bem como pela importância de garantir a segurança operacional dos colaboradores e usuários das ferrovias. Além disso, a pesquisa contribuiu para o conhecimento técnico geral sobre o impacto das vibrações em sistemas mecânicos similares, oferecendo percepções valiosas que podem beneficiar não apenas a CFM-Sul, mas também outras indústrias nesse contexto.

1.2. OBJECTIVOS

1.2.1. Objectivo geral

- ✓ Analisar a influência das vibrações na ruptura do tubo entre compressor-exaustor e *intercooler*.

1.2.2. Objectivos específicos

- ✓ Estudar a natureza da vibração sobre o tubo compressor-exaustor e *intercooler*;
- ✓ Investigar os mecanismos de falha associados à ruptura dos tubos por fadiga do material e vibrações excessivas;
- ✓ Elaborar projecto para dar flexibilidade dinâmica ao sistema tubo (compressor-exaustor e *intercooler*) e mitigar a ocorrência das falhas por ruptura do tubo.

1.3. METODOLOGIA

A metodologia empregada para a elaboração deste relatório, visando atender aos objectivos mencionados, compreende pesquisa bibliográfica, consulta a catálogos, manuais técnicos da empresa e colecta de dados directamente nas locomotivas da CFM-SUL.

a) Pesquisa bibliográfica.

Pesquisa em vários artigos da internet, trabalhos de licenciatura e manuais de diversos autores com vista confrontar alguns conceitos e apresentar a fundamentação teórica sobre a análise de vibrações, funcionamento dos compressores exaustores nas locomotivas e outros aspectos relevantes a pesquisa.

b) Consulta em manuais e catálogos

Consulta em catálogos e manuais para a extracção dos dados do compressor-exaustor e outros materiais.

c) Colecta de dados

Colecta de dados tais como parâmetros geometria do tubo a analisar, a distância entre apoios do tubo, a especificação do compressor-exaustor e medição das vibrações.

1.4. ESTRUTURA DO TRABALHO

A estrutura deste trabalho é delineada nos seguintes capítulos:

No Capítulo II, é oferecida uma revisão bibliográfica abrangente, este capítulo apresenta a fundamentação teórica que embasa a análise das vibrações mecânicas, abordando aspectos essenciais relacionados ao tema em questão.

Capítulo III é a apresentada a contextualização da investigação, iniciando-se com a apresentação da empresa, seguida pela descrição de sua estrutura e das actividades realizadas pelo autor durante o período de estágio. Além disso aborda também descrição, funcionamento do equipamento em estudo até os inconvenientes da falha por ruptura do tubo entre compressor-exaustor e *intercooler*.

Capítulo IV apresenta a metodologia e resolução do problema, onde faz-se de forma detalhada a análise de vibrações e fadiga no tubo entre o compressor-exaustor e *intercooler* e por fim a projecção detalhada do elemento flexível para amortecer as vibrações transmitidas ao tubo.

Capítulo V é apresentado a discussão e análise dos resultados obtidos durante a investigação, neste capítulo também é apresentado o custo de implementação do projecto.

Capítulo VI apresenta as principais conclusões apos a realização do trabalho, bem como sugestões ou recomendações para trabalhos futuros.

CAPÍTULO II

2. REVISÃO DE LITERATURA

2.1. TEORIA DAS VIBRAÇÕES MECÂNICAS

Antes de ingressar na complexidade das vibrações mecânicas e na análise das interações vibracionais entre os tubos do compressor-exaustor e o *intercooler*, é imprescindível estabelecer uma sólida compreensão dos conceitos fundamentais que fundamentam esta pesquisa. Isso não apenas proporcionará uma base teórica robusta, mas também servirá como alicerce para a compreensão e interpretação dos resultados obtidos ao longo deste estudo.

2.1.1. Conceitos básicos sobre vibrações mecânicas

a) Vibração mecânica

A vibração ou oscilação é caracterizada por qualquer movimento que se repete após um intervalo de tempo em relação à sua posição de referência (SOLEIRO, 2008). Na indústria entende-se por vibração em máquinas e equipamentos como um processo de troca de energia mecânica, nas formas de energia cinética (associada a velocidade), energia potencial (associada a deformação e à gravidade). Essas vibrações ocorrem em máquinas elétricas e alternativas, acoplamentos, redutores, estruturas, condutas, rolamentos.

A teoria de análise de vibrações abrange o estudo dos movimentos oscilatórios de corpos e as forças associadas a eles (RAO, 2008).

b) Frequência natural

Frequência natural é um fenômeno que ocorre se um sistema, após uma perturbação inicial, este continua a vibrar por si próprio, a essa frequência com a qual o sistema oscila sem a presença de forças externas é conhecida como sua frequência natural (PINTO, 2014). A frequência natural de cada componente em um sistema depende essencialmente da massa e rigidez do material.

c) Ressonância

A ressonância mecânica refere-se à propensão de um sistema físico para oscilar em sua máxima amplitude. Essa propensão é influenciada pela proximidade da frequência de excitação em relação às frequências naturais do sistema. Quando a frequência de excitação se alinha com as frequências naturais, mesmo pequenas amplitudes de excitação podem gerar grandes amplitudes de vibração no sistema, eventualmente levando ao seu colapso (RAO 2008).

2.1.2. Classificação das vibrações mecânicas

As vibrações podem ser classificadas de várias maneiras. A seguir algumas das classificações importantes (SOLEIRO, 2008):

1) Vibração livre (naturais)

Se um sistema, após uma perturbação inicial, continuar a vibrar por conta própria, a vibração resultante é conhecida como vibração livre. Nenhuma força externa age sobre o sistema durante a vibração e a frequência da vibração é chamada frequência natural.

2) Vibração forçada

Se um sistema estiver sujeito a uma força externa, a vibração resultante é conhecida como vibração forçada. Se a frequência da força externa coincidir com uma das frequências naturais do sistema, ocorre uma condição conhecida como ressonância e o sistema sofre oscilações perigosamente grandes. Muitas falhas de estruturas como edifícios, pontes, turbinas e asas de aviões foram associadas a ocorrência de ressonância,

3) Vibração não amortecida

Se nenhuma energia for perdida ou dissipada por atrito ou outra resistência durante a oscilação.

4) Vibração amortecida

Se energia for perdida por atrito ou outra resistência durante o movimento oscilatório. O amortecimento pode ser aplicado para anular a ressonância.

2.2. ANÁLISE DE VIBRAÇÕES DE TUBOS PELA TEORIA CLÁSSICA

Realiza-se análise utilizando a teoria clássica de modelos contínuos bem difundidas e conhecidas na literatura. A *figura 1* mostra o diagrama de corpo-livre de um tubo com dois graus de liberdade em cada extremidade sendo a deflexão $w(x, t)$ que representa deslocamento transversal em função do comprimento ao longo do tubo $x(m)$ e do tempo $t(s)$, $\theta(x, t)$ a rotação nas extremidades no tubo em função da deflexão, $M(x, t)$ o momento deflexão e $V(x, t)$ a força de cisalhamento.

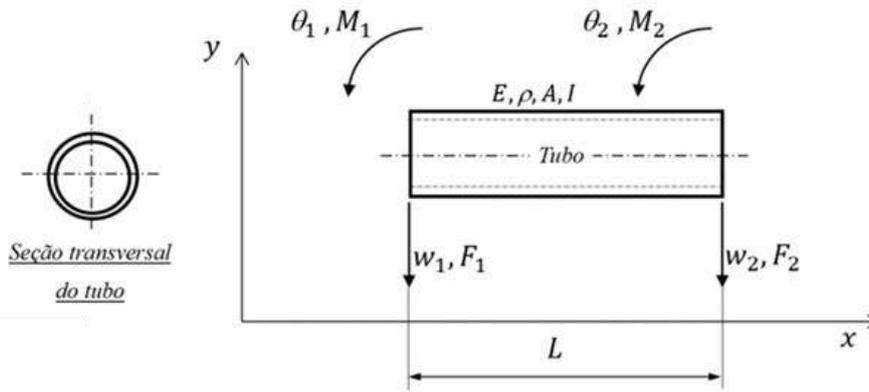


Figura 1: Diagrama de corpo livre do tubo

(Fonte: adaptado de (GONÇALVES, 2020))

2.2.1. Equação de movimento vibratório

Segundo RAO (2008) considerando o diagrama de corpo livre de um elemento de uma viga mostrado na Figura 2, onde $M(x, t)$ é o momento fletor, $V(x, t)$ é a força de cisalhamento e $f(x, t)$ é a força externa por unidade de comprimento da viga. A força de inércia que age sobre o elemento da viga é $\rho A dx \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial t^2}$

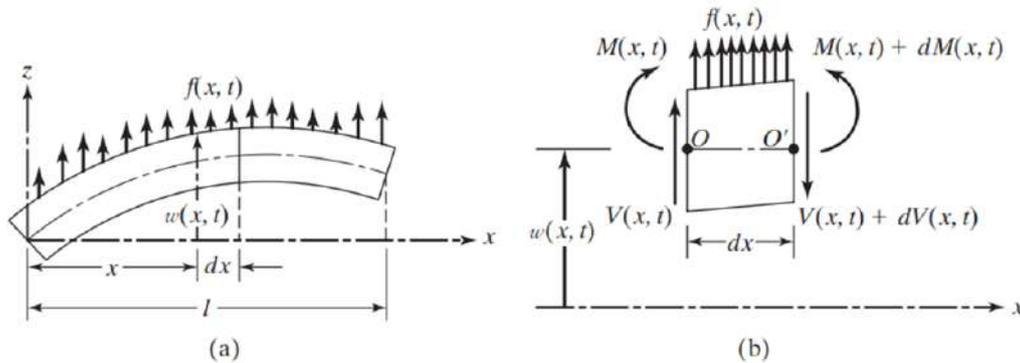


Figura 2: Diagrama de corpo livre de um elemento infinitesimal.

(Fonte: adaptado de (RAO, 2008))

1) A equação de movimento da força na direção Z pela segunda lei de Newton é dada por:

$$-(V + dV) + f(x, t)dx + V = \rho A dx \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial t^2} \quad (2.1)$$

Onde:

A – é a área da seção transversal da viga;

ρ – é a massa específica do material do tubo.

2) Os momentos resultantes em relação ao eixo Y que passa pelo ponto “O” devem ser nulos.

$$(M + dM) - (V + dV)dx + f(x, t)dx \frac{dx}{2} - M = 0 \quad (2.2)$$

Escrevendo: $dV = \frac{\partial V}{\partial x} dx$ e $dM = \frac{\partial M}{\partial x} dx$. Desconsiderando os termos que envolvem dx^2 , as equações (1) e (2) podem ser escritas como

$$-\frac{\partial V(x,t)}{\partial x} + f(x,t) = \rho A \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial t^2} \quad (2.3)$$

$$\frac{\partial M(x,t)}{\partial x} - V(x,t) = 0 \quad (2.4)$$

Utilizando a relação $V(x,t) = \frac{\partial M(x,t)}{\partial x}$ da equação (2.4) a equação (2.3) torna-se:

$$-\frac{\partial^2 M(x,t)}{\partial x^2} + f(x,t) = \rho A \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial t^2} \quad (2.5)$$

3) Pela teoria de *Euler-Bernoulli* ou teoria de viga (tubo neste caso) a relação entre o momento flector e a deflexão pode ser escrita como:

$$M(x,t) = EI(x) \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x^2} \quad (2.6)$$

Onde: $I(x)$ é o momento de inércia de área da seção transversal do tubo em relação ao eixo y e E é o módulo de *Young*. Substituindo a Equação (2.6) na Equação (2.5), tem-se a equação de movimento para a vibração lateral forçada de um tubo não uniforme:

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[EI(x) \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x^2} \right] + \rho A \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial t^2} = f(x,t) \quad (2.7)$$

Para uma viga uniforme ao longo do seu comprimento a equação (2.7) reduz-se a

$$\frac{\partial^4 w(x,t)}{\partial x^4} + \rho A \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial t^2} = f(x,t) \quad (2.8)$$

Para vibração livre, $f(x,t) = 0$ assim, a equação de movimento torna-se

$$\frac{\partial^4 w(x,t)}{\partial x^4} + \rho A \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial t^2} = 0 \quad (2.9)$$

Como se pode verificar, está-se perante uma equação diferencial parcial (2.9), sendo que soluções exactas só podem ser obtidas para algumas configurações específicas. A solução para os deslocamentos pode ser dada na forma da equação (2.10), admitindo solução em variáveis separáveis. Deste modo permite-se estudar a deformada do tubo em função à coordenada x e em função ao tempo, t , de forma independente.

$$w(x,t) = W(x) \cdot \sin(\omega t) \quad (2.10)$$

Substituindo a equação (2.10) na equação do movimento da vibração livre (2.9), a equação do movimento torna-se

$$\frac{d^4 W(x)}{dx^4} \sin(\omega t) + \rho A \frac{d^2 \sin(\omega t)}{dt^2} W(x) = 0 \quad (2.11)$$

Desta equação resolvendo a derivada da segunda ordem em função ao tempo, considerando $\beta^4 = \frac{\omega^2 \rho A}{EI}$ tem-se da equação (11) de forma simplificada.

$$\frac{d^4 W(x)}{dx^4} - \beta^4 W(x) = 0 \quad (2.12)$$

$W(x)$ pode ser qualquer função cuja quarta derivada seja igual a uma contante β multiplicada pela própria função. Apresenta-se uma solução geral que satisfaz as condições exigidas. A solução também poderia ser expressa na forma exponencial, mas soluções trigonométricas e hiperbólicas são mais convenientes.

$$W(x) = C_1 \cosh(\beta x) + C_2 \sinh(\beta x) + C_3 \cos(\beta x) + C_4 \sin(\beta x) \quad (2.13)$$

As constantes C_1 , C_2 , C_3 , e C_4 , correspondem aos valores por calcular que dependem das condições fronteira impostas a estrutura e β é o autovalor da função. Deste modo, dependendo do apoio utilizado (se este existir), as constantes calculadas a partir daí.

Pela definição dada anteriormente à constante β pode-se, desta forma, calcular as n frequências naturais do sistema vibratório através da seguinte equação:

$$\omega_n = (\beta_n)^2 \sqrt{\frac{EI}{\rho A}} = (\beta_n L)^2 \sqrt{\frac{EI}{\rho A L^4}} \quad (2.14)$$

2.2.2. Condições de contorno

Tabela 1: Condições de contorno.

<i>Simplesmente Apoiada</i>	<i>Encastrada (em $x = 0$)</i>	<i>Duplamente encastrada</i>
$W(x = 0) = 0$	$W(x = 0) = 0$	$W(x = 0) = 0$
$M(x = 0) = \frac{d^2 W(x = 0)}{dx^2} = 0$	$\theta(x = 0) = \frac{dW(x = 0)}{dx} = 0$	$\theta(x = 0) = \frac{dW(x = 0)}{dx} = 0$
$W(x = L) = 0$	$M(x = L) = \frac{d^2 W(x = L)}{dx^2} = 0$	$W(x = L) = 0$
$M(x = L) = \frac{d^2 W(x = L)}{dx^2} = 0$	$V(x = L) = \frac{d^3 W(x = L)}{dx^3} = 0$	$\theta(x = L) = \frac{dW(x = L)}{dx} = 0$
$C_1 = C_2 = C_3 = 0$	$C_1 = -C_3$	$C_1 = -C_3$
$C_4 \sin(\beta L) = 0$	$C_2 = -C_4$	$C_2 = -C_4$

(Fonte: adaptado de (SILVA, 2014))

2.2.3. Tubo simplesmente apoiado

Estudando os três casos apresentados um a um, repare-se que a implementação das condições contorno correspondentes a um tubo com as extremidades simplesmente apoiadas dá origem seguinte equação característica:

$$C_4 \sin(\beta L) = 0$$

Onde L é o comprimento total do sistema vibratório. Ora como a constante não pode ser igual a zero, uma vez que iria anular a função $W(x)$, então conclui-se daqui que a equação das frequências é dada por:

$$\sin(\beta L) = 0 \Rightarrow \beta_n L = n\pi, n = 1, 2, 3, \dots \quad (2.15)$$

Relacionando a expressão (15) e a expressão das frequências naturais (2.14) pode-se, desta forma, escrever as frequências naturais do sistema vibratório para um tubo simplesmente apoiado sendo:

$$\omega_n = \left(\frac{n\pi}{L}\right)^2 \sqrt{\frac{EI}{\rho A}} \quad (2.16)$$

A deformada da viga uniforme, com extremidades simplesmente apoiadas, para cada modo de vibração é expressa de seguida:

$$W_n(x) = C_4 \sin(\beta_n x) = C \sin\left(\frac{n\pi}{L} x\right) \quad (2.17)$$

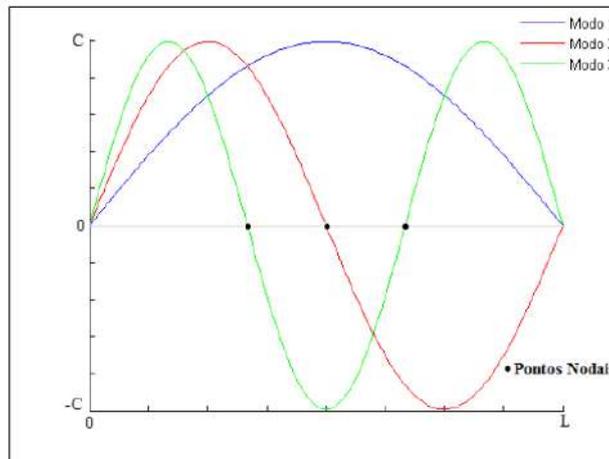


Figura 3: Modos de vibração para extremidades simplesmente apoiadas.

(Fonte: adaptado de (SILVA, 2014))

2.2.4. Tubo encastrado numa extremidade

No caso de um tubo com uma extremidade encastrada, a implementação das condições contorno dá origem a um sistema de duas equações, onde as incógnitas são as duas constantes por calcular:

$$C_1[\cosh(\beta L) + \cos(\beta L)] + C_2[\sinh(\beta L) + \sin(\beta L)] = 0 \quad (2.18)$$

$$C_1[\sinh(\beta L) - \sin(\beta L)] + C_2[\cosh(\beta L) + \cos(\beta L)] = 0 \quad (2.19)$$

Calculando o determinante desse sistema, sendo que as constantes não podem ser nulas, tem-se como a equação característica das frequências:

$$\cosh(\beta n L) \cos(\beta n L) + 1 = 0 \quad (2.21)$$

As primeiras 3 raízes são:

$$\beta_1 L = 1.875; \beta_2 L = 4.6941 \text{ e } \beta_3 L = 7.855$$

A equação (2.22) fornece a deformada de um tubo (viga) encastrado na sua posição inicial, para o modo de vibração n , sendo C a constante que resulta da combinação de C_1 e C_2 .

$$W_n(x) = C [\cosh(\beta n x) - \cos(\beta n x) + \alpha(-\sinh(\beta n x) + \sin(\beta n x))] \quad (2.22)$$

$$\text{Onde: } \alpha = \frac{\cosh(\beta n L) + \cos(\beta n L)}{\sinh(\beta n L) + \sin(\beta n L)}$$

A Figura 4 mostra os 3 primeiros modos de vibração deste género estrutura. De salientar que como o valor da C não é igual ao valor absoluto da amplitude máxima das ondas de vibração. Desta forma opta-se por uma representação normalizada dos modos de vibração, isto é, entre os valores -1 e 1.

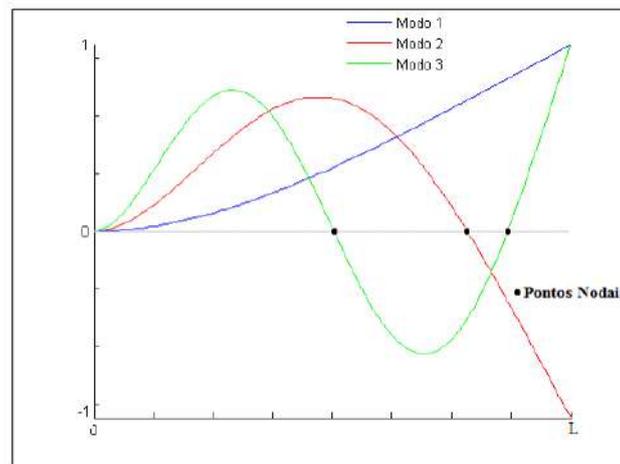


Figura 4: Modos de vibração para extremidade encastrada.

(Fonte: adaptado de (SILVA, 2014))

2.2.5. Tubo duplamente encastrado

O estudo do tubo duplamente encastrado é semelhante, ao do tubo fixo numa só extremidade. A implementação das condições contorno dá origem a um sistema de duas equações, onde as incógnitas são as duas constantes por calcular:

$$C_1[\cosh(\beta L) - \cos(\beta L)] + C_2[\sinh(\beta L) - \sin(\beta L)] = 0 \quad (2.23)$$

$$C_1[\sinh(\beta L) + \sin(\beta L)] + C_2[\cosh(\beta L) - \cos(\beta L)] = 0 \quad (2.24)$$

Calculando o determinante desse sistema, sendo que as constantes não podem ser nulas, tem-se como equação característica das frequências:

$$\cosh(\beta n L) \cos(\beta n L) - 1 = 0 \quad (2.26)$$

As primeiras 3 raízes são:

$$\beta_1 L = 4.733; \beta_2 L = 7.855; \beta_3 L = 11 \text{ e } \beta_n L = \left(n + \frac{1}{2}\right)\pi, n > 3$$

A equação (28) faculta a deformada de um tubo duplamente encastrado, para n modos de vibração, sendo C a constante que resulta da combinação de C_1 e C_2 .

$$W_n(x) = C [\cosh(\beta n x) - \cos(\beta n x) + \alpha(-\sinh(\beta n x) + \sin(\beta n x))] \quad (2.27)$$

Onde: $\alpha = \frac{\sinh(\beta n L) + \sin(\beta n L)}{\cosh(\beta n L) - \cos(\beta n L)}$

A Figura 5 mostra os 3 primeiros modos de vibração para tubo duplamente encastrado. Sendo que C não é igual ao valor absoluto da amplitude máxima das ondas de vibração como o caso do tubo simplesmente apoiado.

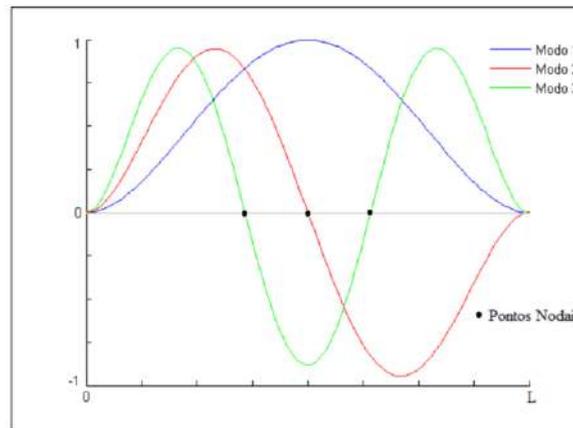


Figura 4: Modos de vibração para extremidades duplamente encastradas.

(Fonte: adaptado de (SILVA, 2014))

2.3. ANÁLISE DE FADIGA

Uma estrutura falhará quando não conseguir mais atender à demanda para a qual foi projectada. Nesse contexto, a fadiga é identificada como uma forma de falha que ocorre em estruturas sujeitas a tensões dinâmicas e oscilantes. É importante notar que essa falha pode ocorrer mesmo quando a

tensão aplicada é inferior aos limites de resistência à tracção ou de escoamento, típicos de cargas estáticas (SHIGLEY, et al., 2005).

2.3.1. Carregamentos Cíclicos

A representação correcta dos carregamentos actuantes em estruturas mecânicas é de fundamental importância para a predição da vida em fadiga das mesmas. De acordo com a aplicação, essas estruturas sofrem diversos ciclos de tensão, podendo ser cíclicos de tensão variável, ciclos de tensão de amplitude constante.

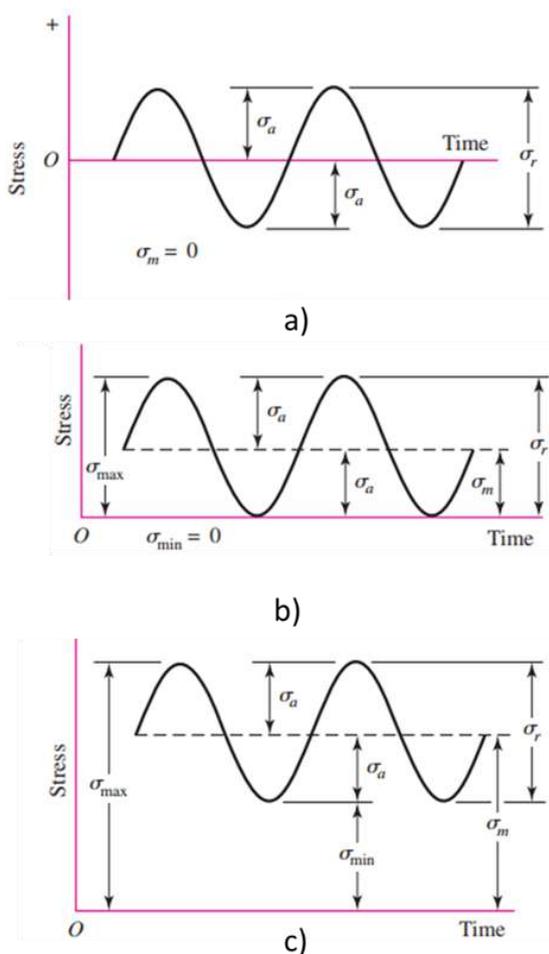


Tabela 2: Tensões de Carregamentos Cíclicos.

Parâmetro	Fórmula
σ_r - Variação da tensão	$\sigma_r = \sigma_{max} - \sigma_{min}$
σ_a - Amplitude de tensão	$\sigma_a = \left(\frac{\sigma_r}{2}\right)$
σ_m - Tensão média	$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$
σ_{max} - Tensão máxima	$\sigma_{max} = \sigma_m + \sigma_a$
σ_{min} - Tensão mínima	$\sigma_{min} = \sigma_m - \sigma_a$
R - Razão de tensão	$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$
A - Razão de amplitude	$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m}$

(Fonte: O autor)

Figura 5: a) Tensão senoidal reversa; b) Tensão repetida; c) Tensão flutuante.

(Fonte: adaptado de (SHIGLEY, et al., 2005))

2.3.2. Tensão limite de resistência a fadiga

O ensaio de fadiga exige um grande preparo da peça e é realizado sobre condições específicas, devido a isto, o limite de resistência à fadiga S_e' deve ser multiplicado por factores modificadores afim de corrigir as condições de ensaio e as condições reais.

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f * K_a * S_e' \quad (2.28)$$

Onde:

Coeficiente de superfície K_a : Factores a e b \rightarrow (Anexo 3: Tabela 1).

$$K_a = a * S_{rup}^b \quad (2.29)$$

Coeficiente de tamanho K_b

$$K_b = 1,51 * d_{equ}^{-0,157} \quad (2.30)$$

$$d_{equ} = \sqrt{\frac{0,010462 * d}{0,0766}} \quad (2.31)$$

Coeficiente de solitação K_c : $K_c = 1$, para flexão

Coeficiente de temperatura K_d : $K_d \rightarrow$ (Anexo 3: Tabela 2).

Coeficiente de confiabilidade K_e : $K_e \rightarrow$ (Anexo 3: Tabela 3).

Coeficiente de efeitos adversos K_f : Factores $q \rightarrow$ (Anexo 4: Gráfico 1 e $K_t \rightarrow$ Anexo 4: Gráfico 2).

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (2.32)$$

2.3.3. Critérios de verificação da resistência a fadiga

Tanto os critérios de Goodman quanto o critério de Soderberg são utilizados na análise de fadiga de materiais submetidos a cargas variáveis no tempo. Ambos consideram a tensão média e a amplitude de tensão para prever a vida útil da peça. O Critério de Goodman compara essas tensões com um valor limite, enquanto o Critério de Soderberg as compara com frações do limite de resistência à fadiga do material. Ambas as abordagens são essenciais para avaliar a segurança e durabilidade das estruturas sob condições dinâmicas.

a) Critério de Goodman

$$\frac{\sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_{rut}} = \frac{1}{n} \quad (2.33)$$

b) Critério de Soderberg

$$\frac{\sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n} \quad (2.34)$$

Onde:

σ_a - Tensão alternada;

σ_m - Tensão média;

S_f - Tensão limite de fadiga;

S_{sut} - Tensão de ruptura

S_y - Tensão de escoamento;

n - Coeficiente de segurança

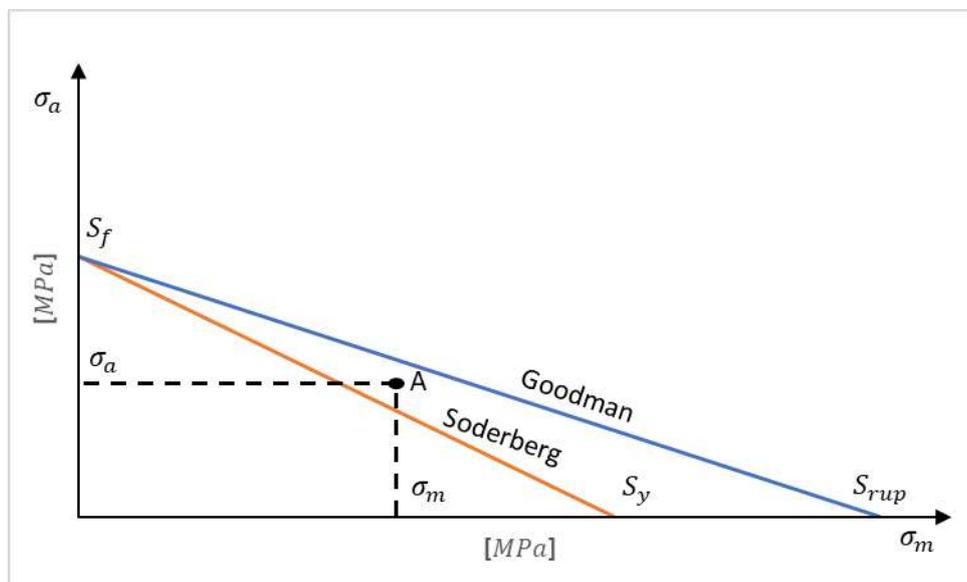


Figura 6: Análise de fadiga critério de Goodman e Soderberg.

(Fonte: O autor)

Portanto, para determinar se o ponto A está sujeito à fadiga, é essencial considerar as tensões aplicadas durante o ciclo de carga específico. Se as tensões resultarem em uma tensão média alta (acima da linha de Soderberg) ou uma tensão alternada alta (acima da linha de Goodman), então o ponto A indicaria uma condição de possível falha por fadiga, dependendo do critério de falha aplicado.

2.4. ACELERÓMETRO

Um acelerómetro é um dispositivo projectado para medir a aceleração, que pode incluir aceleração estática (devido à gravidade) e aceleração dinâmica (causada por vibrações ou movimentos). Na medição de vibrações, os acelerómetros são utilizados para capturar a magnitude e a frequência das oscilações em estruturas, máquinas e equipamentos (FACIENDA, et al., 2019).



Figura 7: Acelerómetro com interface digital.

(Fonte: www.pt.aliexpress.com)

Princípio de Funcionamento: A maioria dos acelerómetros modernos funciona com base na lei da inércia. Eles contêm um material sensível à aceleração (como um piezoelétrico, capacitivo ou piezorresistivo) que gera um sinal eléctrico proporcional à aceleração aplicada. Quando o dispositivo é acelerado, a massa interna tenta permanecer inerte devido à força de inércia, e essa tentativa de movimento é medida e convertida em um sinal eléctrico.

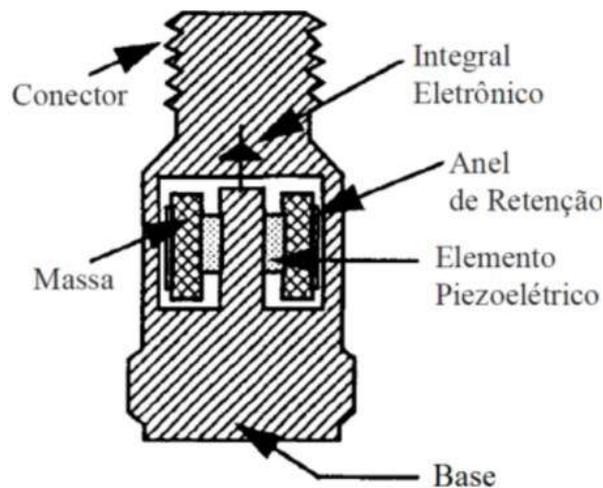


Figura 8: Estrutura de um acelerómetro piezorresistivo.

(Fonte: (FACIENDA, et al., 2019))

2.4.1. Tipos de Acelerómetros

- ✓ **Piezoelétricos:** Geram um sinal eléctrico proporcional à aceleração devido à mudança na carga eléctrica quando submetidos a forças mecânicas.
- ✓ **Capacitivos:** Utilizam alterações na capacitância para medir a aceleração.
- ✓ **Piezorresistivos:** A resistência eléctrica varia com a tensão aplicada, permitindo a medição da aceleração.

2.4.2. Aplicações dos acelerómetros

- ✓ **Monitoramento de máquinas:** Usado para diagnosticar falhas e desgastes prematuros em equipamentos industriais.
- ✓ **Análise estrutural:** Avalia a resposta dinâmica de estruturas a fim de garantir sua integridade e segurança.
- ✓ **Segurança veicular:** Detecta colisões e accionamento de *airbags*.
- ✓ **Electrónica de consumo:** Presente em dispositivos como smartphones para controle de orientação e movimento.

2.4.3. Parâmetros Medidos

- ✓ **Amplitude da Vibração:** Indica a intensidade da oscilação.
- ✓ **Frequência:** Determina a taxa de repetição das vibrações, crucial para identificar fontes de problemas mecânicos.
- ✓ **Forma de Onda:** Fornece um perfil detalhado da vibração ao longo do tempo.
- ✓ **Integração com Sistemas de Monitoramento:** Os dados do acelerómetro são frequentemente integrados a sistemas de monitoramento baseados em computador para análise em tempo real, histórico e diagnóstico automatizado de condições anormais.

CAPÍTULO III

3. CONTEXTUALIZAÇÃO DA INVESTIGAÇÃO

3.1. APRESENTAÇÃO DA EMPRESA

3.1.1. Breve historial da empresa

Por meio do diploma legislativo nº 315, de 22 de Agosto de 1931, foi aprovada a criação e organização da Direcção dos Serviços dos Portos e Caminhos de Ferro da Colónia de Moçambique, estabelecendo, de certa forma, a unificação direccional e administrativa dos Caminhos-de-ferro. Essa direcção seguia os princípios da economia comercial. Actualmente, os CFM (Caminhos de Ferro de Moçambique) adoptam uma nova estrutura orgânica e funcional, promovendo a horizontalidade, mobilidade e multidisciplinaridade de suas funções, bem como aprimorando a qualidade de gestão da empresa.

Missão dos CFM

A nossa missão é de desenvolver o sistema ferro-portuário, para que seja moderno, eficiente, competitivo e orientado ao mercado.

Visão dos CFM

Almejamos ser uma empresa de referência e de melhor opção logística, pela qualidade dos nossos serviços e relacionamento.

Objectivos dos CFM

- ✓ Promover e desenvolver as infra-estruturas ferro-portuárias;
- ✓ Operar o sistema ferro-portuário, promovendo a actividade logística de bens, mercadorias, transporte de passageiros;
- ✓ Maximizar a racionalização do uso dos activos incrementando a sua rentabilidade.

Valores dos CFM

- ✓ Eficiência
- ✓ Credibilidade
- ✓ Socialmente responsável.

3.1.2. Estrutura orgânica da empresa

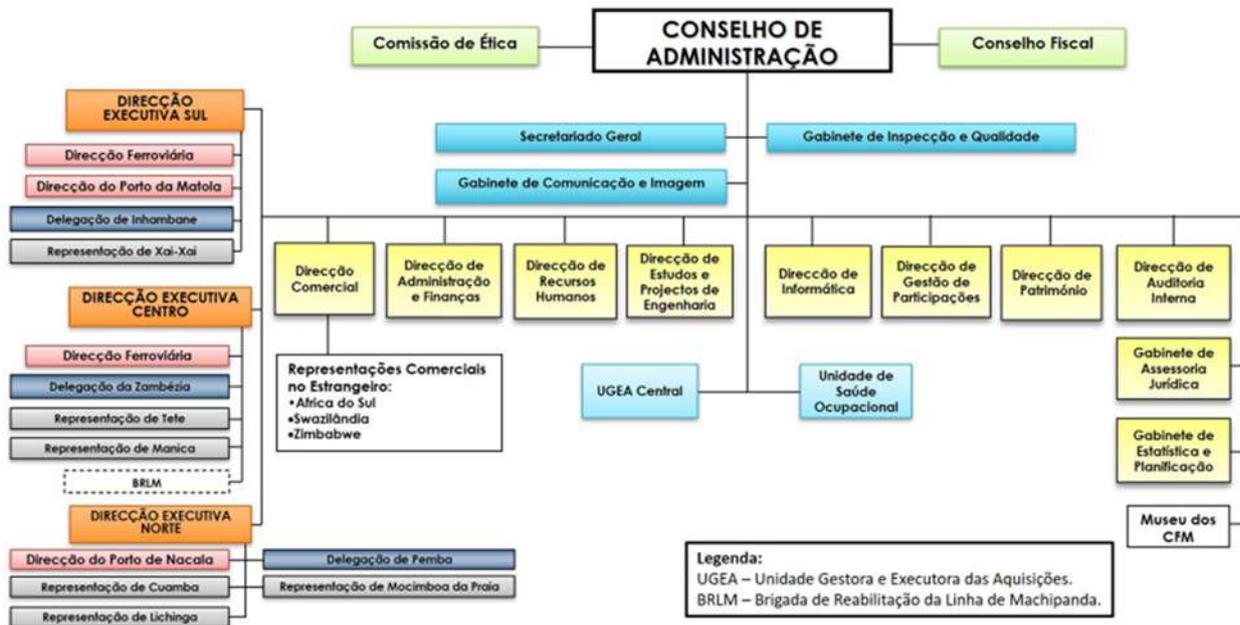


Figura 9: Estrutura orgânica da empresa.

(Fonte: www.cfm.co.mz.)

3.1.3. Oficinas gerais dos CFM-SUL

Oficinas gerais são responsáveis por assegurar a reparação e manutenção dos diversos equipamentos, máquinas, locomotivas e instalações da empresa CFM. As Oficinas Gerais dos CFM-Sul estão divididas em cinco departamentos, nomeadamente:

1) Departamento de conservação Oficial

Este departamento é responsável por manter o bom funcionamento de todas máquinas ferramentas, pontes rolantes assim como as próprias instalações das oficinas gerais, este departamento está subdividido em dois sectores Mecânico e Eléctrico.

2) Departamento de produção geral

Neste departamento faz-se o uso de máquinas ferramentas para manufactura de peças e algumas ferramentas uteis a qualquer um dos departamentos das oficinas gerais.

3) Departamento de Material Motor

É nesse departamento que faz-se a manutenção das Locomotivas. No Departamento Material Motor existem duas secções, uma que faz a manutenção programada e a que faz manutenção correctiva.

4) Departamento de revisão de Material

Neste departamento, faz-se a revisão do material circulante antes da saída para qualquer viagem.

5) Departamento do Material Rebocado

Neste departamento faz-se todo tipo de trabalho em relação ao acondicionamento do material rebocado, desde a serralharia, estufaria, montagem e pintura. Existem dois sectores neste departamento, sendo um de vagões e outro de carruagens.

3.1.4. Actividades realizadas durante o período de estágio

O estágio com duração de três (3) meses e foi realizado nas Oficinas Gerais, Departamento de Material Motor.

Departamento de Material Motor

Neste departamento são realizadas a manutenção correctiva e preventiva nas locomotivas e dos seus componentes, este departamento apresenta a seguinte divisão: Gabinete de Organização de trabalho (GOT); Sector Posto *Diesel*; Sector de eléctrico e Sector Mecânico.

Sector Posto *Diesel*

É um sector de manutenções correntes, vocacionada para realizar manutenções preventivas, e reparações de pequenas avarias das locomotivas e dos seus componentes. Este sector possui a seguinte divisão: Gabinete de Organização de trabalho (GOT); Secção Eléctrica; Secção Mecânica; Laboratório; Secção da Lavagem e Secção de abastecimento.

As manutenções realizadas nesse sector são:

- Revisão semanal- intervenção realizada semanalmente;
- Revisão mensal- intervenção realizada mensalmente;
- Revisão trimestral- intervenção realizada trimestralmente;
- Revisão semestral- intervenção realizada semestralmente;
- Revisão 1 (R1;R4) - intervenção realizada anualmente, 4anos.

Tabela 3: Actividades desenvolvidas durante o período de estágio.

Período	Local	Locomotiva / equip	Actividades desenvolvidas
Semana 1	Posto <i>diesel</i> , DMM 04/12/2023	D112	Revisão trimestral
Semana 2		D705; D180	Revisão semanal
		D711	Revisão trimestral
Semana 3	-	D709; D190	Inspeção
Semana 4	12/01/2024	D701; D130; D69; D520	Inspeção
Semana 5		D69; D130	Inspeção

Semana 1	Sector mecânico, DMM 15/01/2024 - 01/03/2024	GT	Montagem
		Motor Diesel	Reparação
Semana 2		Motor Diesel: (D112)	Reparação
		Motor Diesel: (N0280681)	Reparação
Semana 3		GT: N°7462895	Desmontagem
		Motor Diesel: (N°021134R)	Reparação
Semana 4		Motor Diesel: (N°021134R)	Reparação
Semana 5		Motor Diesel: (N°021134R)	Reparação
Semana 6		Unidades de potência (12)	Reparação e teste
Semana 7	Unidades de potência (4)	2ª Reparação e teste	

Fonte: O autor.

3.2. TUBO DO SISTEMA DO COMPRESSOR-EXAUSTOR E INTERCOOLER

Como foi dito anteriormente que depois de algum tempo de operação das locomotivas *GE C30 ACI*, série das *D700* na CFM-SUL, verificou-se que em algumas dessas locomotivas ocorre ruptura no tubo entre o compressor-exaustor e *intercooler* no sistema de produção de ar comprimido e vácuo. A falha neste tubo faz com que a locomotiva seja sujeita a uma reparação não programada tornando-a indisponível para os trabalhos de tracção.



Figura 10: Esquema do sistema Compressor-exaustor; Tubo e Intercooler.

(Fonte: CFM-Sul.)

3.2.1. Funcionamento sistema compressor-exaustor e intercooler

1) Motor eléctrico

Recebe corrente eléctrica gerada pelo alternador, e usa essa energia para girar a cambota do compressor exaustor.



Figura 11: Motor eléctrico.

(Fonte: CFM-Sul.)

2) Compressor- exaustor

É um importante órgão da locomotiva desempenhando duas grandes funções, a produção do ar-comprimado e do vácuo. A principal função do ar-comprimado em uma locomotiva é a operação de frenagem de todo o trem. Além disso, o ar comprimido acciona a buzina, o sino, os areiros, os limpadores de pára-brisa, dentre outros.



Figura 12: Compressor-Exaustor.

(Fonte: CFM-Sul)

Para fornecer o ar comprimido necessário para o sistema de frenagem de toda a composição utiliza-se um compressor instalado em toda locomotiva, este compressor- exaustor é accionado por motor eléctrico.

O ar da atmosfera é aspirado e passa por filtros e o chegar aos cilindros de baixa, ele é comprimido. O ar então passa por um resfriador por meio de um tubo.

3) *Intercooler*

É um resfriador cuja função é dissipar parte do calor gerado durante a compressão. Ar frio ocupa menor espaço do que o ar quente, sendo assim o rendimento do compressor será maior devido ao aumento da capacidade volumétrica. Ao passar pelo resfriador o ar se dirige ao cilindro de alta, onde será comprimido novamente de modo a elevar mais a pressão. Após esta etapa o ar é entregue ao reservatório principal onde este é armazenado. Quando a pressão no reservatório principal atingir um valor pré-estabelecido, uma chave electropneumática comandará um circuito eléctrico para que o compressor-exaustor pare.



Figura 13: Intercooler com soprador.

(Fonte: <http://pt.wxbwl.com/coolers-for-compressors>)

4) Tubo

Garante a continuidade do circuito, assim permite que o ar arrefecido no trocador de calor (*intercooler*) passe para os cilindros de alta do compressor exaustor e seja novamente comprimido e depois da segunda compressão o ar é enviado aos reservatórios de ar comprimido.



Figura 14: Tubo metálico.

(Fonte: CFM-Sul.)

3.2.2. Inconvenientes da falha do tubo entre o compressor-exaustor e intercooler

A ruptura deste tubo, para além da fraca produção do ar comprimido, força o compressor-exaustor a grandes ciclos de trabalho no intuito de compensar a perda de pressão nos no sistema, estes grandes ciclos de trabalhos sobreaquecem o motor eléctrico que acciona gira a cambota do compressor-exaustor, para além de reduzir a eficiência o sistema de frenagem e mantem a locomotiva indisponível.

CAPÍTULO IV

4. METODOLOGIA E RESOLUÇÃO DO PROBLEMA

4.1. ANÁLISE DE VIBRAÇÕES NO TUBO

Faz-se a análise de vibrações para que se ter a natureza das Vibrações no tubo, assim, com base nessa análise propõe-se uma possível solução para que não ocorra a falha por ruptura do tubo. Na tabela a seguir são apresentados alguns parâmetros geométricos e do material do tubo essencial para a análise de vibrações.

Tabela 4: Parâmetros geométricos e do material do tubo.

Parâmetros	Símbolo	Valores
Diâmetro interno	D	52 mm
Espessura do tubo	h	2 mm
Comprimento do tubo	L	≈ 650 mm
Módulo de elasticidade do tubo	E	193 GPa
Massa específica do material do tubo	ρ_t	8000 kg/m ³
Coefficiente de Poisson do tubo	ν	0.3
Tensão de escoamento	s_y	215 MPa
Tensão de ruptura	s_{rut}	643 MPa
Massa do compressor-exaustor	m_{comp}	607,81 kg
Momento de inércia	I	$1,23842 \times 10^{-7}$ m ⁴
Área da secção transversal	A	0,000339292 m ²

(Fonte: O autor.)

A extremidade do tubo ligada ao compressor-exaustor tem movimento. Deste modo considera apenas uma das extremidades do tubo rígida e outra a livre.

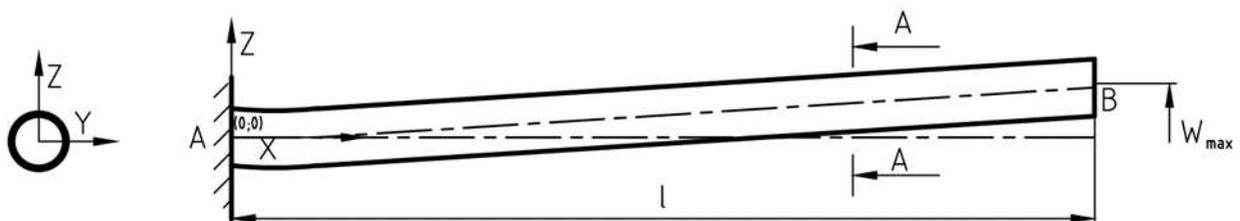


Figura 15: Esquema de cálculo das vibrações no tubo entre compressor-exaustor e intercooler.

(Fonte: O autor.)

4.1.1. Determinação das frequências naturais de vibração

O cálculo das n frequências naturais do sistema vibratório como já foi visto na análise clássica de vibrações é feito através da equação (14):

$$\omega_n = (\beta_n L)^2 \sqrt{\frac{EI}{\rho AL^4}} \quad (2.14)$$

Substituindo os parâmetros geométricos e do material do tubo (*tabela 5*) e os autovalores encontrados no (*Anexo I*) para uma viga com encastramento simples tem-se as frequências de naturais para cada modo de vibração.

Tabela 5: Frequências naturais de vibração calculadas.

n	1	2	3	4
ω_n (1/s)	87.98316	584.4639	1636.516	3206.918

(Fonte: O autor.)

4.1.2. Determinação das deformações normais de vibração

A partir da equação (2.22) tem-se a deformação em função do comprimento (x) e os autovalores β extraídos do (*Anexo I*).

$$W_n(x) = C [\cosh(\beta nx) - \cos(\beta nx) + \alpha(-\sinh(\beta nx) + \sin(\beta nx))] \quad (2.22)$$

$$\text{Onde: } \alpha = \frac{\cosh(\beta nL) + \cos(\beta nL)}{\sinh(\beta nL) + \sin(\beta nL)}$$

Tabela 6: Deformações normais de vibração dos três modos.

$x(m)$	W_{n1}	W_{n2}	W_{n3}
0.065	0.034273807	0.136424545	0.342368829
0.13	0.130509435	0.443394165	0.907462641
0.195	0.278879775	0.774889215	1.135239437
0.26	0.469729802	1.006614681	0.789499339
0.325	0.693758003	1.051087981	0.029554544
0.39	0.942250397	0.868180984	-0.711199209
0.455	1.207355691	0.466954403	-0.986904255
0.52	1.482390857	-0.103148767	-0.592770528
0.585	1.762167487	-0.77138213	0.343026855
0.65	2.043330733	-1.472801109	1.501163501
0.065	0.034273807	0.136424545	0.342368829

(Fonte: O autor.)

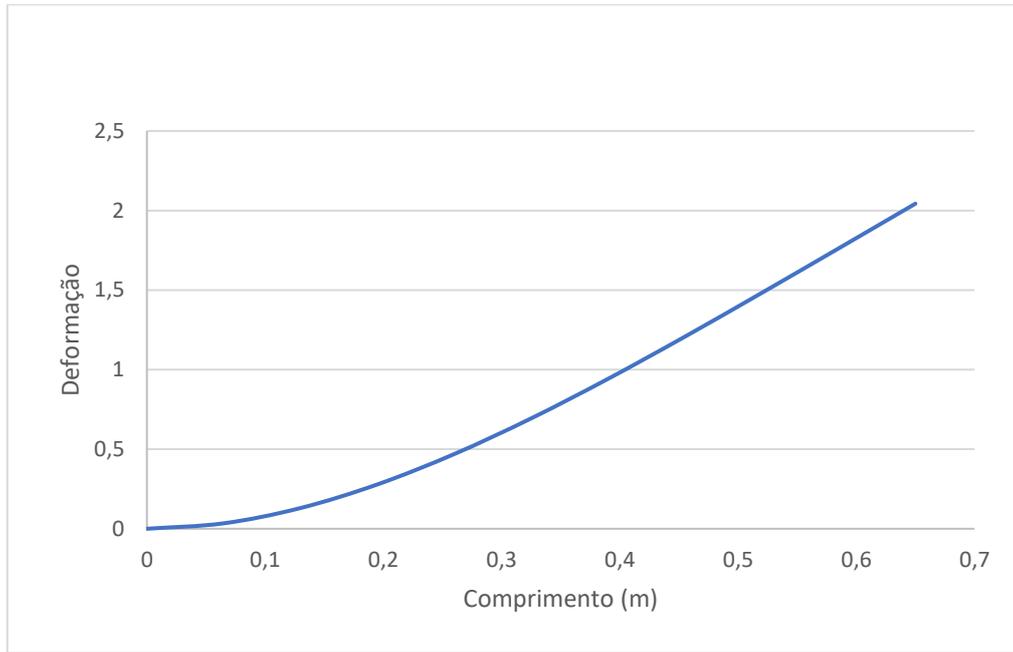


Figura 16: Gráfico da deformação no primeiro modo de vibração

(Fonte: O autor.)

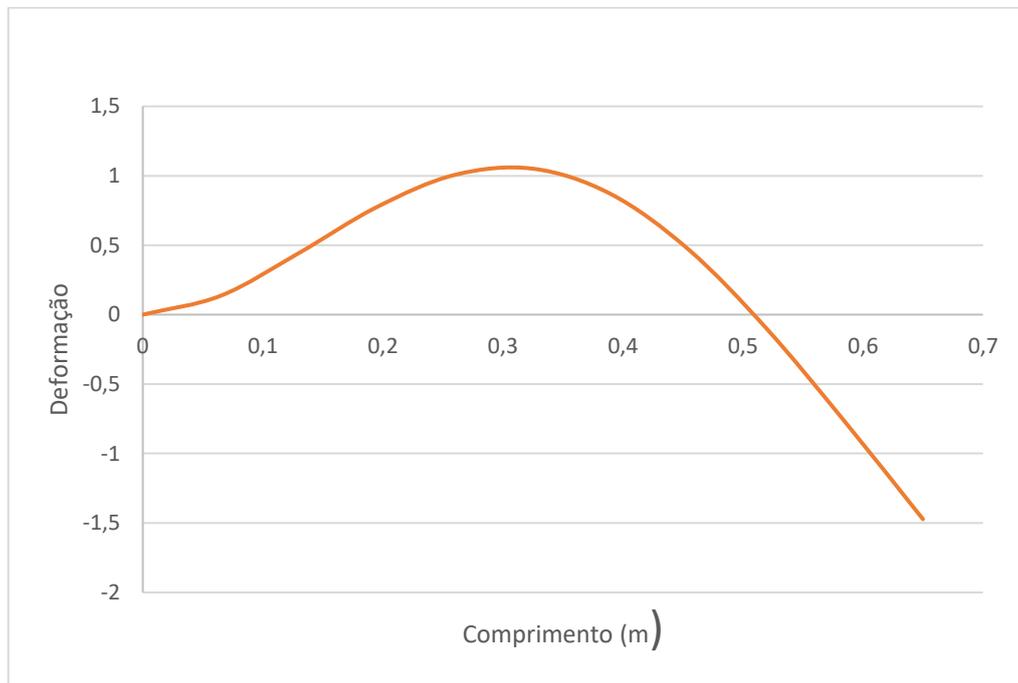


Figura 17: Gráfico da deformação no segundo modo de vibração.

(Fonte: O autor.)

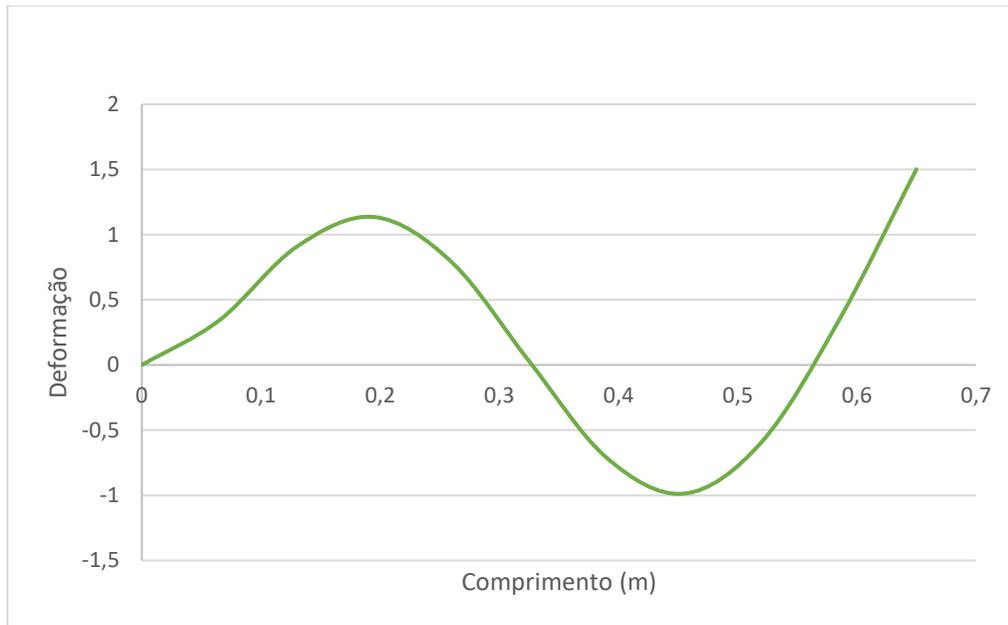


Figura 18: Gráfico da deformação no terceiro modo de vibração.

(Fonte: O autor.)

4.2. ANÁLISE DE FADIGA NO TUBO ENTRE COMPRESSOR-EXUAUTOR E INTERCOOLER

O compressor-exaustor por ser uma máquina alternativa gera, uma força oscilatória na extremidade do tubo conectada a ele, essa força oscilatória faz com que haja tensão alternada no tubo. A variação da tensão de tração para compressão ou vice-versa no tubo podem ocasionar falha no tubo por fadiga até mesmo em baixas frequências de vibração.

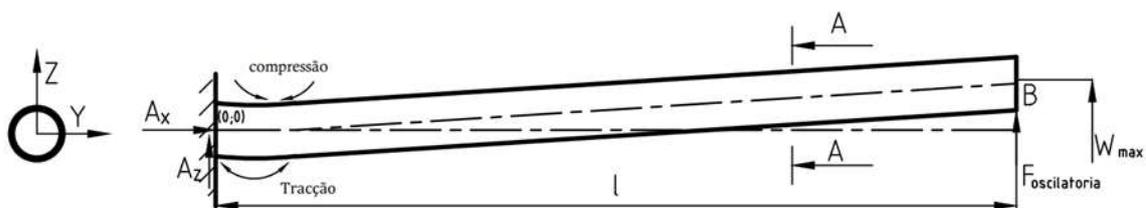


Figura 19: Esquema para análise de fadiga no tubo entre compressor-exaustor e intercooler

(Fonte: O autor.)

Na extremidade do compressor-exaustor junto ao tubo, foram colectados dados da vibração por meio de um acelerómetro (gráficos das vibrações: Anexo 2), desses gráficos tem-se os seguintes valores das acelerações de pico nos diferentes níveis de vibração como mostra a tabela a seguir:

Tabela 7: Acelerações de pico nos diferentes níveis de vibração.

Vibração	A	B	C
----------	---	---	---

Aceleração $a_{max}[m/s^2]$	3.01	1.50	0.83
Aceleração $a_{min}[m/s^2]$	-2.80	-1.20	-0.60

(Fonte: O autor.)

4.2.1. Determinação das forças oscilatórias

Aceleração gera uma força oscilante quase que reversível, o que faz com que haja tensões de compressão e tração na extremidade do tubo junto ao *intercooler*. Essa força oscilatória é determinada pela segunda lei de Newton como mostra a equação (4.1):

$$F_{oscil} = m_{com} \times a_{max} [N] \quad (4.1)$$

Onde:

F_{oscil} - Força oscilatória;

m_{com} - Comprimento do tubo;

a_{max} - Comprimento do tubo.

Substituindo a massa do compressor-exaustor e a aceleração na equação acima tem-se a seguinte tabela:

Tabela 8: Forças oscilatórias.

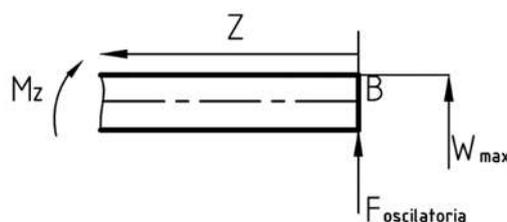
Vibração	A	B	C
$F_{oscil}^{max}[kN]$	1.83	0.91	0.50
$F_{oscil}^{min}[kN]$	-1.70	-0.73	-0.36

(Fonte: O autor.)

4.2.2. Determinação dos deslocamentos

Deslocamentos da extremidade do tubo junto ao compressor-exaustor, faz a partir do teorema de Castigliano:

1) Momentos internos



$$M_Z = F_{oscil} \times Z \quad (4.2)$$

2) Matriz de rigidez

Tabela 9: Matriz de rigidez

K	M_{ZK}	$\frac{\partial M_{ZK}}{\partial F_{oscil}}$	Limites
1	$F_{oscil} \times Z$	Z	0..... L

(Fonte: O autor.)

$$W_{max} = \frac{1}{EI} \int_0^L M_{ZK} \frac{\partial M_{ZK}}{\partial F_{oscil}} dz \quad (4.3)$$

$$W_{max} = \frac{1}{EI} \int_0^L (F_{oscil} \times Z) \times Z dz = \frac{F_{oscil} \times L^3}{3EI}$$

$$W_{max} = \frac{1.83 \times 10^3 \times 0,65^3}{3 \times 193 \times 10^9 \times 1,23842 \times 10^{-7}} = 5.513 [mm]$$

4.2.3. Determinação das tensões

1) Tensões de flexão alternada

$$\sigma_{fl} = \frac{M_{max} \times y_{max}}{I} [Mpa] \quad (4.4)$$

Onde:

M_{max} - Momento flector máximo;

y_{max} - Distância desde o centro de gravidade até a altura máxima da secção transversal ($D/2$);

I - Momento de inércia em relação a secção transversal;

Tabela 10: Tensões alternadas calculadas.

Tensões [MPa]	Vibração		
	A	B	C
σ_{max}	259.05	129.10	71.43
σ_{min}	-240.98	-103.28	-51.63
σ_m	9.04	12.91	9.90
σ_a	250.02	116.19	61.54

(Fonte: O autor.)

2) Tensão limite de resistência a fadiga

$$S_f = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f * K_a * S'_f [Mpa] \quad (2.28)$$

Onde:

Para aços: $S'_f = 0,5 * S_{rup}$

$$S'_f = 0,5 * 643 = 321,5 [Mpa]$$

Determinação dos coeficientes

Coeficiente de superfície K_a

$$K_a = a * S_{rup}^b = 57,70 * 643^{-0,718} = 0,556 \quad (2.29)$$

Do (Anexo 3: Tabela 1) → $a = 57,70$ e $b = -0,718$

Coeficiente de tamanho K_b

$$K_b = 1,51 * d_{equ}^{-0,157} = 1,51 * 20,696^{-0,718} = 0,938 \quad (2.30)$$

$$d_{equ} = \sqrt{\frac{0,010462 * d}{0,0766}} = 20,696 \quad (2.31)$$

Coeficiente de solicitação K_c

$K_c = 1$, para flexão.

Coeficiente de temperatura K_d

Do (Anexo 3: Tabela 2) → $K_d = 1,014$ para temperatura de aproximadamente $70^\circ c$

Coeficiente de confiabilidade K_e

Do (Anexo 3: Tabela 3) → $K_e = 0,814$, para confiabilidade de 99%

Coeficiente de efeitos adversos K_f

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0,6(2 - 1) = 1,1$$

Do (Anexo 4: Gráfico 1), tem-se: $q = 0,6$

Do (Anexo 4: Gráfico 1), tem-se $K_t = 2$

$$S_f = 0,556 * 0,938 * 1 * 1,014 * 0,814 * 1,1 * 321,5 = 152,167 Mpa$$

4.2.4. Verificação de pelos critérios de fadiga

Cálculo dos coeficientes de segurança à fadiga é feito com base nas equações (2.33) e (2.34), deste modo tem-se os seguintes resultados:

Tabela 11: Determinação dos coeficientes de segurança a fadiga.

	Critério de Goodman	Critério de Soderberg
Fórmula	$\frac{\sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_{rut}} = \frac{1}{n}$	$\frac{\sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n}$
Vibração A	$\frac{250.02}{152.67} + \frac{9.04}{643} = \frac{1}{n} \rightarrow n = 0.60$	$\frac{250.02}{152.67} + \frac{9.04}{215} = \frac{1}{n} \rightarrow n = 0.59$
Vibração B	$\frac{116.19}{152.67} + \frac{12.91}{643} = \frac{1}{n} \rightarrow n = 1.28$	$\frac{116.19}{152.67} + \frac{12.91}{215} = \frac{1}{n} \rightarrow n = 1.21$
Vibração C	$\frac{61.54}{152.67} + \frac{9.90}{643} = \frac{1}{n} \rightarrow n = 2.38$	$\frac{61.54}{152.67} + \frac{9.90}{215} = \frac{1}{n} \rightarrow n = 2.22$

(Fonte: O autor.)

4.3. SOLUÇÃO PROPOSTA

4.3.1. Junta metálica amortecedora de vibrações

Como solução proposta, optou-se pela projecção de um tubo de conexão entre compressor-exaustor e *intercooler* com uma junta metálica absorvedora de vibrações (junta de expansão) soldada na parte central do tubo. Junta de expansão é uma junta composta de um ou mais foles metálicos para absorver variações dimensionais provocadas pela expansão ou contracção térmica em uma tubulação, ducto ou equipamentos.



Figura 20: Junta metálica amortecedora de vibrações.

(Fonte: www.topgear.co.uk)

A determinação dos movimentos a serem amortecidos é imprescindível para a especificação correcta de uma junta de expansão. Devem ser verificados, além dos movimentos de origem térmica, os de outras fontes, tais como, vibrações e desalinhamentos. Os movimentos absorvidos por uma junta de expansão podem ser:



Figura 21: Movimentos da junta absorvedora de vibrações.

(Fonte: adaptado de catálogo TERMATIC 2009)

4.3.2. Cálculo projectivo da junta metálica amortecedora de vibrações

1) Escolha da classe de pressão

O intercooler possui uma válvula de alívio que irá actuar caso a pressão ultrapasse o limite de 60psi. Com base na pressão limite no catálogo escolhe-se a classe pressão de 60psi e diâmetro nominal de 2".

Tabela 12: Parâmetros da junta absorvedora de vibrações.

DN (pol.)	Movimentos Não Simultâneos			Constantes de Mola			Pressão Máxima (Kg/cm ²)	Área Efetiva (cm ²)	Comprimento L / Peso Unitário					
	Axial (mm)	Lateral (mm)	Angular (graus)	Axial (kgf/mm)	Lateral (kgf/mm)	Angular (Kg/m / graus)			Ponta Solda		Flange		Van Stone	
2	12	3	23	19,2	39,8	0,2	14,1	29	160	0,8	90	2,6	187	3,8
	20	9	39	11,5	8,6	0,1	7,3	29	195	0,9	125	2,7	222	3,9
	30	20	35	11,2	2,9	0,1	5,4	29,1	255	1	185	2,9	282	4,1

(Fonte: adaptado de catálogo TERMATIC 2009)

2) Verificação dos movimentos da vibração

$$\frac{mov. axial}{mov. axial tabelado} + \frac{mov. lateral}{mov. lateral tabelado} + \frac{mov. angular}{mov. angular tabelado} \leq 1 \quad (4.5)$$

Os movimentos tabelados são considerados para uma vida útil de aproximadamente 2000 ciclos, para um ciclo de vida útil maior, os movimentos tabelados devem ser multiplicados pelos seguintes factores de redução.

Tabela 13: Coeficientes de correcção da vida útil da junta absorvedora de vibrações.

Vida cíclica desejada (n° de ciclos)	5.000	10.000	25.000	50.000	1.000.000
Fator de redução dos movimentos tabelados	0,801	0,683	0,563	0,493	0,350

(Fonte: adaptado de catálogo TERMATIC 2009)

Para uma vida infinita (1 milhão de ciclos) tem-se como factor de redução dos movimentos tabelados 0.350.

$$\frac{0}{30 * 0.350} + \frac{5.513}{20 * 0.350} + \frac{2}{35 * 0.350} = 0.95 \leq 1$$

Vimos que soma dos termos é 0.95, que é menor ou igual a 1. Portanto, com base nos cálculos, a junta metálica amortecedora de vibrações atende aos critérios para absorver os movimentos estimados e vibracionais de forma adequada. A solução proposta é viável para a aplicação, considerando os parâmetros e a vida útil estimada.

CAPÍTULO V

5. APRESENTAÇÃO, ANÁLISE E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

5.1. MODOS DE VIBRAÇÃO E FREQUÊNCIAS NATURAIS

As frequências naturais calculadas são bastante elevadas, indicando que o tubo possui modos de vibração com frequências significativamente altas e estas frequências não são alcançadas durante o funcionamento do sistema de compressor-exaustor e *intercooler*.

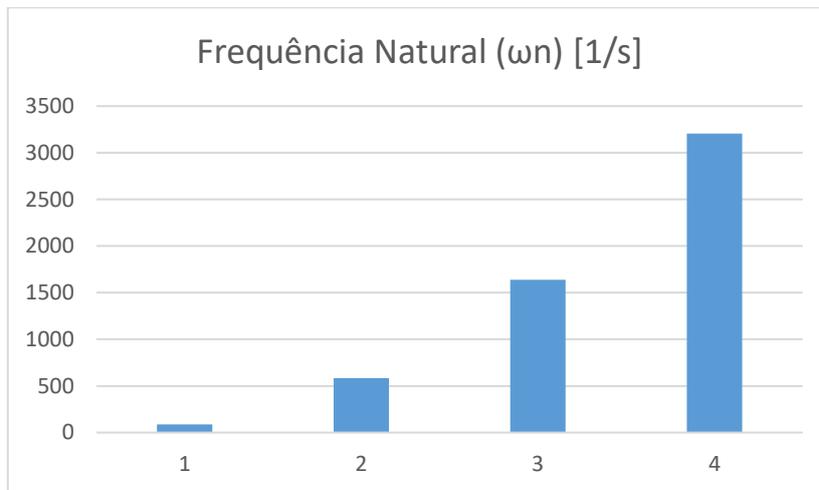


Figura 22: Gráfico de análise comparativa das frequências naturais para os primeiros (4) modos de vibração.

(Fonte: O autor.)

as acelerações reais medidas são muito mais baixas em comparação com as frequências naturais calculadas. Isso indica que, apesar de o tubo não estar operando em suas frequências naturais, ele está sujeito a vibrações que resultam em tensões alternadas.

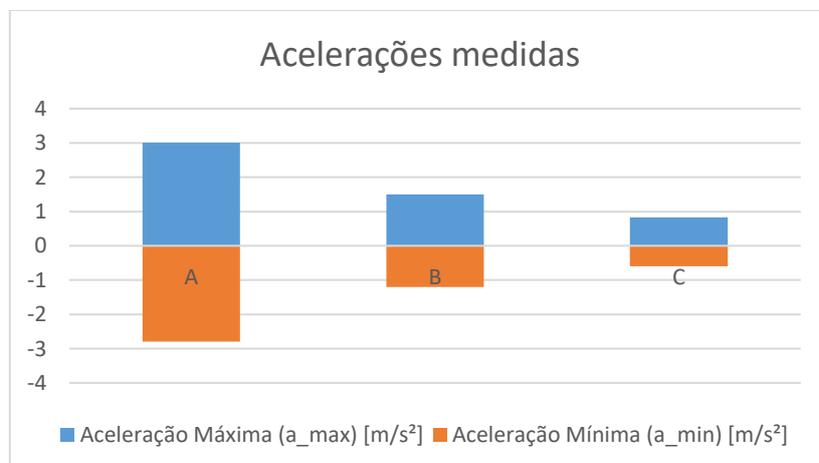


Figura 23: Gráfico da análise comparativa das acelerações medidas no tubo.

(Fonte: O autor.)

Dos quatro primeiros modos de vibração o primeiro modo, mostra-se com maior amplitude de vibração, porém com a frequência natural mais baixa.

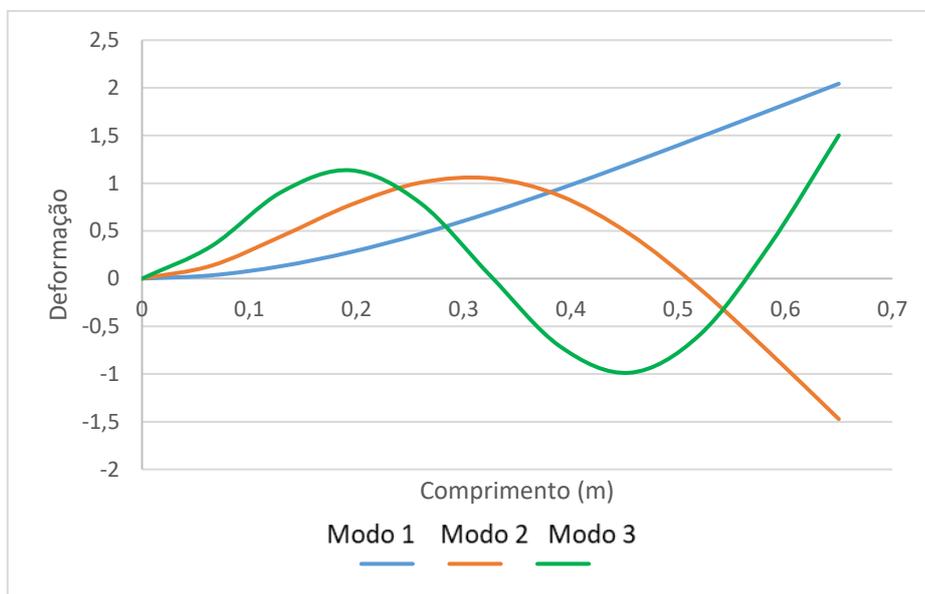


Figura 24: Gráfico de comparação das deformações em diferentes modos de vibração.

(Fonte: O autor.)

5.2. TENSÕES DE FADIGA

As tensões de flexão alternadas calculadas são: 259.05 [MPa], 129.10 [MPa] e 71.43 [MPa] para as condições A, B e C, respectivamente. Estas tensões, quando comparadas com a tensão limite de resistência à fadiga, indicam que a condição “A” está sujeita ao risco de falha por fadiga.

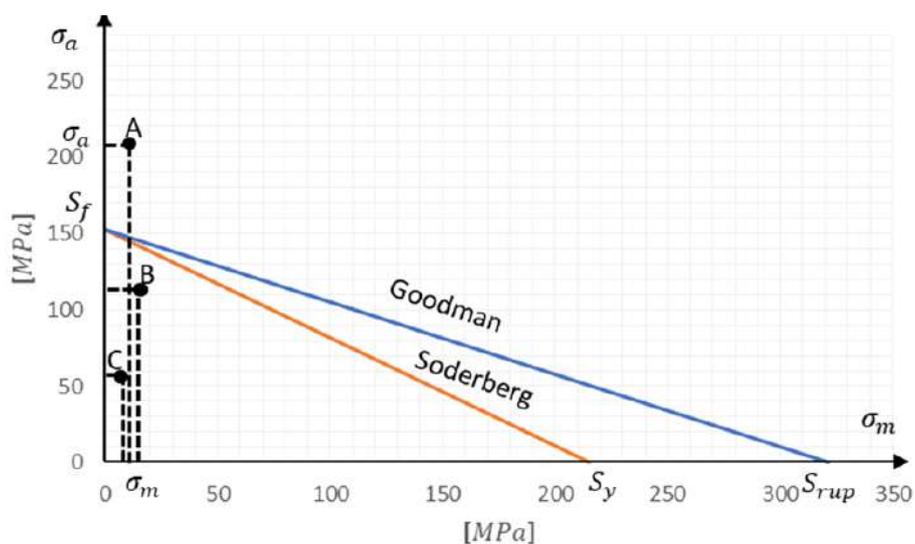


Figura 25: Gráfico de análise de fadiga para diferentes tensões.

(Fonte: O autor.)

A análise mostrou que, embora as frequências naturais do tubo sejam altas e não coincidem com as frequências reais de vibração, as vibrações significativas e tensões alternadas podem causar fadiga.

5.3. ANÁLISE DE CUSTOS DO PROJECTO DE MELHORIA

Apenas será apresentado custo do material do projecto, e uma estimativa da demanda da mão-de-obra para a elaboração do projecto de melhoria.

Tabela 14: Custos do projecto.

Material	Designação	Quant	Preço (MT)
Junta metálica absorvedora	Ø2" flexível com foles	1	2,000.00
Tubo de aço inox	48 mm X 1.6	1	4,500.00
Porcas	W 2" X40	1kg	6,300.00
Flagelar tubo	-	2	1,200.00
Soldagem da junta	MIG	1	1,000.00
Montagem	-	1	500.00
TOTAL	-	-	15,500.00

(Fonte: O autor.)

A implementação de um tubo com junta metálica absorvedora de vibrações é uma solução prática e viável para mitigar esses problemas e reduzir a necessidade de manutenções não programadas, com um custo estimado de 15,500.00 MT. A análise vibracional e a implementação da solução proposta são passos essenciais para melhorar a confiabilidade e a segurança das locomotivas

CAPÍTULO VI

6. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

6.1. CONCLUSÕES

A análise detalhada das falhas no tubo de conexão entre o compressor-exaustor e o *intercooler* das locomotivas GE C30 ACI na CFM-Sul conclui-se que, apesar das frequências naturais calculadas serem elevadas, as frequências reais de vibração são significativamente mais baixas. Esse desvio sugere que a falha por ressonância não é a causa principal dos problemas observados. Contudo, as vibrações significativas resultam em tensões alternadas que provocam fadiga e eventual ruptura do tubo.

A solução proposta, que envolve a incorporação de uma junta metálica absorvedora de vibrações no tubo, mostrou-se promissora para mitigar os problemas identificados. A análise do custo e da viabilidade da implementação da junta metálica, com uma estimativa de aproximadamente 15,500.00 MT, demonstra que a proposta é economicamente viável e tecnicamente eficaz. Por fim, conclui-se que os objectivos foram alcançados na totalidade, uma vez que foi possível a projecção de um sistema que melhora a flexibilidade dinâmica do tubo e reduzir a frequência das manutenções não programadas, promovendo uma maior confiabilidade e eficiência operacional.

6.2. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

- ✓ **Simulações Computacionais Avançadas:** Utilizar softwares de simulação avançados para modelar e analisar as vibrações e os efeitos das juntas metálicas em diferentes cenários e condições operacionais. Isso pode ajudar a otimizar o design da junta e prever comportamentos em situações extremas.
- ✓ **Implementação de Tecnologias de Monitoramento em Tempo Real:** Investigar a viabilidade da implementação de sensores de vibração e sistemas de monitoramento em tempo real para detectar e diagnosticar problemas de vibração antes que eles resultem em falhas.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

DE OLIVEIRA, Jean Paulo. 2018. *ESTUDO DE VIBRAÇÕES EM MOTORES ELÉTRICOS.* Varginha : s.n., 2018.

FACIENDA, Lucas e CHAGAS, Gregory. 2019. *ACELERÔMETRO PIEZOELÉTRICO DE BAIXO CUSTO VOLTADO PARA MEDIÇÃO DE VIBRAÇÃO EM MOTORES ELÉTRICOS DE INDUÇÃO.* Departamento de Automação, Instituto Federal de Santa Catarina. Chapecó, Santa Catarina, Brasil : s.n., 2019.

GONÇALVES, José Eduardo. 2020. *INVESTIGAÇÃO TEÓRICA DA VIBRAÇÃO GERADA DEVIDO ESCOAMENTO INTERNO EM TUBOS UTILIZANDO O MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS.* PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA, UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA. Bauru : s.n., 2020.

HOLANDA, Sandra Maria Santos. 2016. *APLICAÇÃO DA MANUTENÇÃO PREDITIVA POR ANÁLISE DE VIBRAÇÕES EM EQUIPAMENTOS DE TRENS URBANOS COM PLANO DE MANUTENÇÃO PROPOSTO.* DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA, UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO - UFPE. Recife : s.n., 2016.

PINTO, Guilherme Macedo. 2014. *DEFINIÇÃO DE PROCEDIMENTO DE TESTE ACELERADO EM BANCADA PARA SUPORTE DE SINALEIRA DE SEMIRREBOQUE RODOVIÁRIO.* CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E TECNOLOGIA, UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL. Caxias do Sul : s.n., 2014.

RAO, Singiresu S. 2008. *Vibrações Mecânicas.* 4. São Paulo : Pearson Prentice Hall, 2008.

SCACIOTTI, Caroline Flores. 2017. *ESTUDO SOBRE CARACTERIZAÇÃO DE ATENUADORES DE VIBRAÇÃO DE COMPRESSORES.* Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo. São Carlos : s.n., 2017.

SHIGLEY, Joseph Edward, MISCHKE, Charles R. e BUDYNAS, Richard G. 2005. *Projeto de engenharia mecânica.* Porto Alegre : Bookman, 2005.

SILVA, Alexandre Miguel Rufino. 2014. *Elemento de viga de formulação mista para aplicações estruturais.* Departamento de Engenharia Mecânica. 2014.

SILVA, Mateus de Souza Pereira. 2012. *Determinação da Freqüência Natural de Eixos Utilizando o Software Excel.* Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, UNESP. Guaratinguetá : s.n., 2012.

SOLEIRO, Newton Sure. 2008. CURSO DE FUNDAMENTOS DE VIBRAÇÕES E BALANCEAMENTO DE ROTORES. Faculdade de Engenharia Mecânica - FEM , Universidade Federal do Pará . BELÉM – PARÁ : s.n., 2008.

ANEXOS

ANEXO 1- CONDIÇÕES DE FRONTEIRA

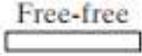
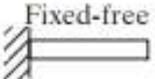
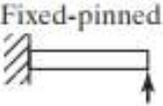
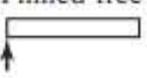
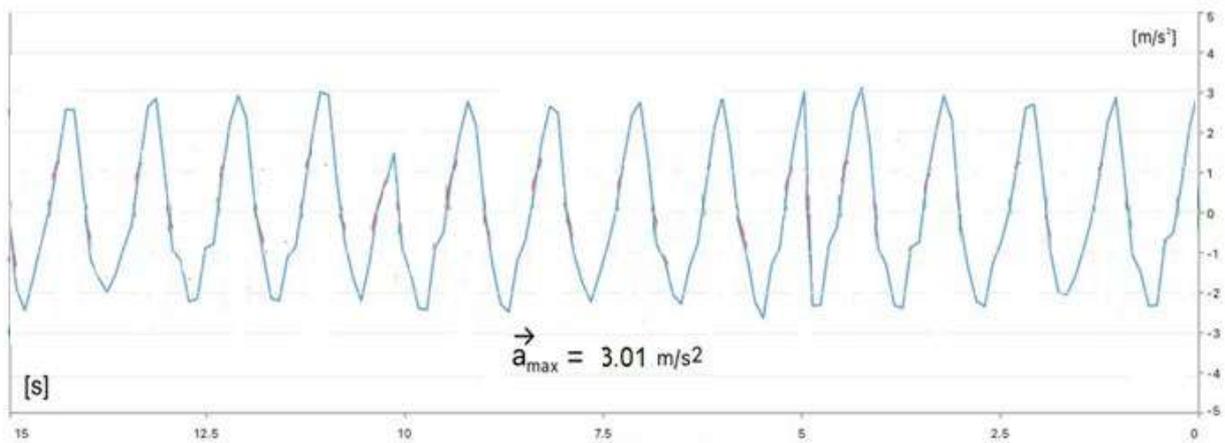
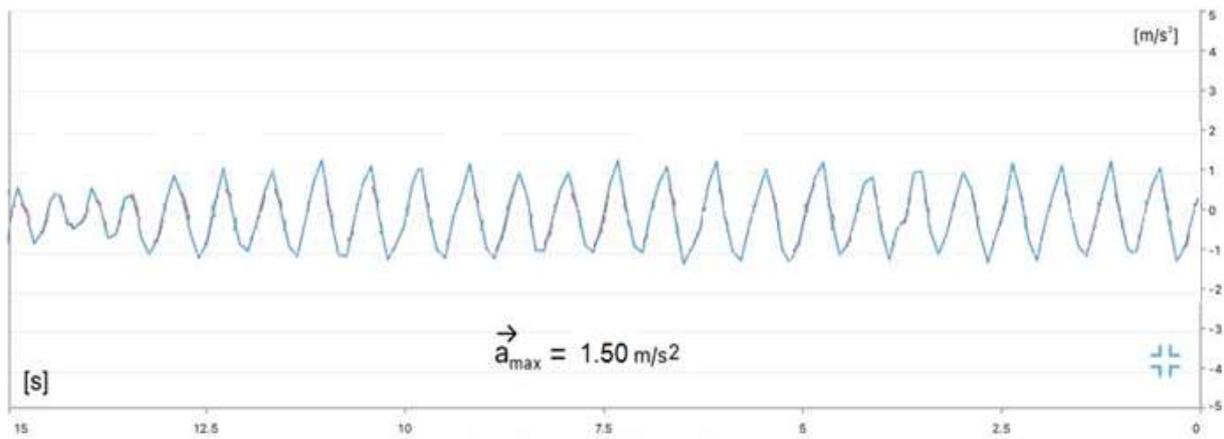
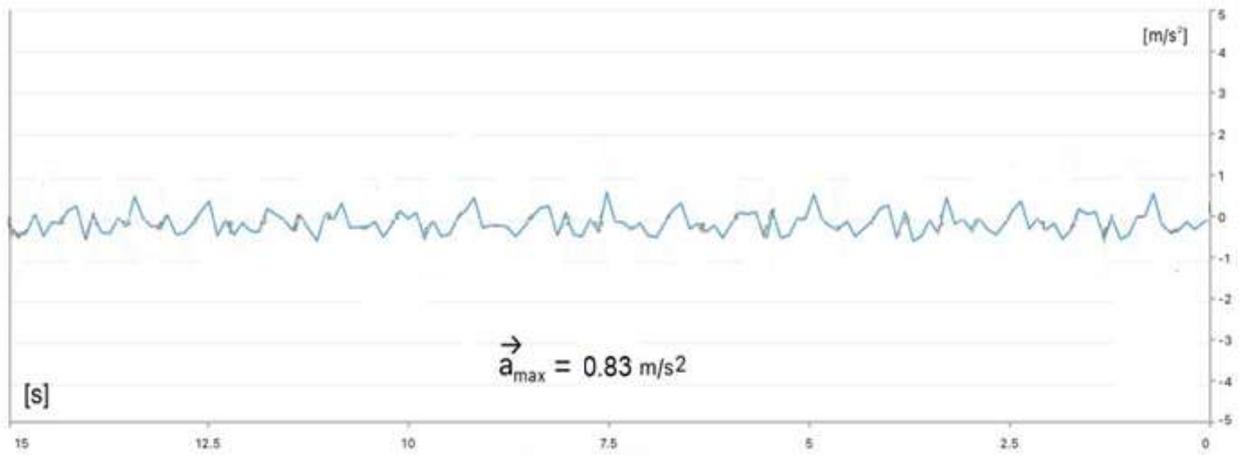
End Conditions of Beam	Frequency Equation	Mode Shape (Normal Function)	Value of $\beta_n l$
 Pinned-pinned	$\sin \beta_n l = 0$	$W_n(x) = C_n [\sin \beta_n x]$	$\beta_1 l = \pi$ $\beta_2 l = 2\pi$ $\beta_3 l = 3\pi$ $\beta_4 l = 4\pi$
 Free-free	$\cos \beta_n l \cdot \cosh \beta_n l = 1$	$W_n(x) = C_n [\sin \beta_n x + \sinh \beta_n x$ $+ \alpha_n (\cos \beta_n x + \cosh \beta_n x)]$ where $\alpha_n = \left(\frac{\sin \beta_n l - \sinh \beta_n l}{\cosh \beta_n l - \cos \beta_n l} \right)$	$\beta_1 l = 4.730041$ $\beta_2 l = 7.853205$ $\beta_3 l = 10.995608$ $\beta_4 l = 14.137165$ ($\beta l = 0$ for rigid-body mode)
 Fixed-fixed	$\cos \beta_n l \cdot \cosh \beta_n l = 1$	$W_n(x) = C_n [\sinh \beta_n x - \sin \beta_n x$ $+ \alpha_n (\cosh \beta_n x - \cos \beta_n x)]$ where $\alpha_n = \left(\frac{\sinh \beta_n l - \sin \beta_n l}{\cos \beta_n l - \cosh \beta_n l} \right)$	$\beta_1 l = 4.730041$ $\beta_2 l = 7.853205$ $\beta_3 l = 10.995608$ $\beta_4 l = 14.137165$
 Fixed-free	$\cos \beta_n l \cdot \cosh \beta_n l = -1$	$W_n(x) = C_n [\sin \beta_n x - \sinh \beta_n x$ $- \alpha_n (\cos \beta_n x - \cosh \beta_n x)]$ where $\alpha_n = \left(\frac{\sin \beta_n l + \sinh \beta_n l}{\cos \beta_n l + \cosh \beta_n l} \right)$	$\beta_1 l = 1.875104$ $\beta_2 l = 4.694091$ $\beta_3 l = 7.854757$ $\beta_4 l = 10.995541$
 Fixed-pinned	$\tan \beta_n l - \tanh \beta_n l = 0$	$W_n(x) = C_n [\sin \beta_n x - \sinh \beta_n x$ $+ \alpha_n (\cosh \beta_n x - \cos \beta_n x)]$ where $\alpha_n = \left(\frac{\sin \beta_n l - \sinh \beta_n l}{\cos \beta_n l - \cosh \beta_n l} \right)$	$\beta_1 l = 3.926602$ $\beta_2 l = 7.068583$ $\beta_3 l = 10.210176$ $\beta_4 l = 13.351768$
 Pinned-free	$\tan \beta_n l - \tanh \beta_n l = 0$	$W_n(x) = C_n [\sin \beta_n x + \alpha_n \sinh \beta_n x]$ where $\alpha_n = \left(\frac{\sin \beta_n l}{\sinh \beta_n l} \right)$	$\beta_1 l = 3.926602$ $\beta_2 l = 7.068583$ $\beta_3 l = 10.210176$ $\beta_4 l = 13.351768$ ($\beta l = 0$ for rigid-body mode)

FIGURE 8.15 Common boundary conditions for the transverse vibration of a beam.

Fonte: Catálogo de Redutor Ortogonal Enduro. MOVITE.

ANEXO 2- VIBRAÇÕES MEDIDAS COM O ACELERÓMETRO



Fonte: (CFM-Sul).

ANEXO 3- TABELAS DOS COEFICIENTES PARA O CÁLCULO DA TENSÃO LIMETE DE FADIGA.

Tabela 1: Coeficiente de superfície factor a e b

Acabamento superficial	Fator a S_{ut} , MPa	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

Tabela 2: Coeficiente de temperatura

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

Tabela 3: Coeficiente de confiabilidade

Confiabilidade, %	Variante de transformação z_a	Fator de confiabilidade k_e
50	0	1,000
90	1,288	0,897
95	1,645	0,868
99	2,326	0,814
99,9	3,091	0,753
99,99	3,719	0,702
99,999	4,265	0,659
99,9999	4,753	0,620

ANEXO 4- GRÁFICOS DOS COEFICIENTES PARA O CÁLCULO DA TENSÃO LIMETE DE FADIGA.

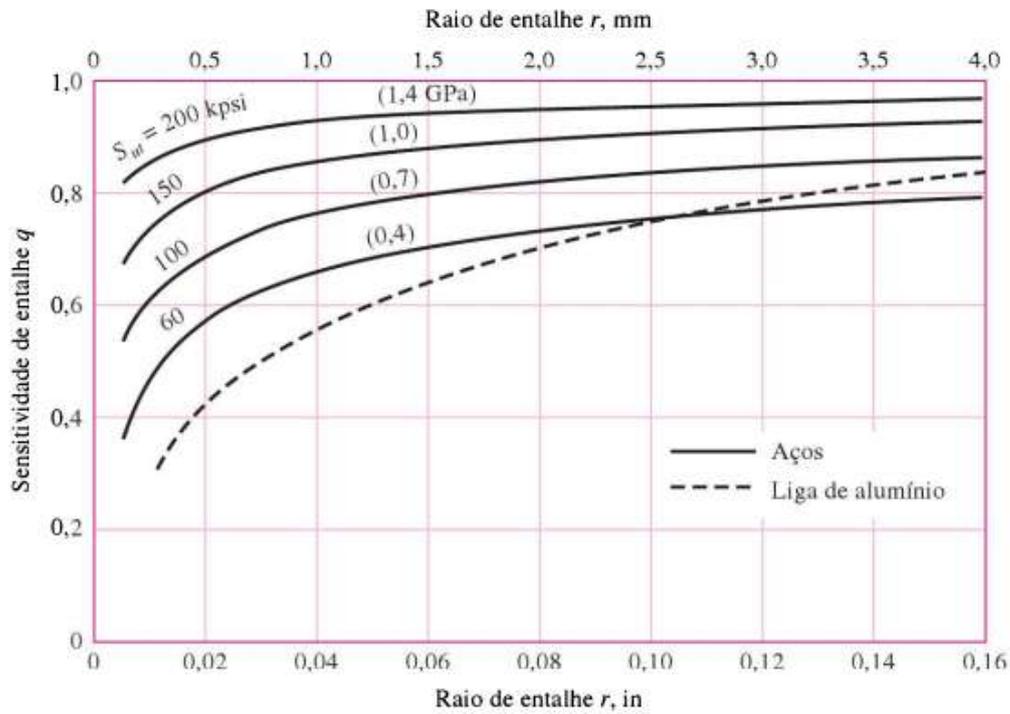


Gráfico 1: sensibilidade do entalhe factor q

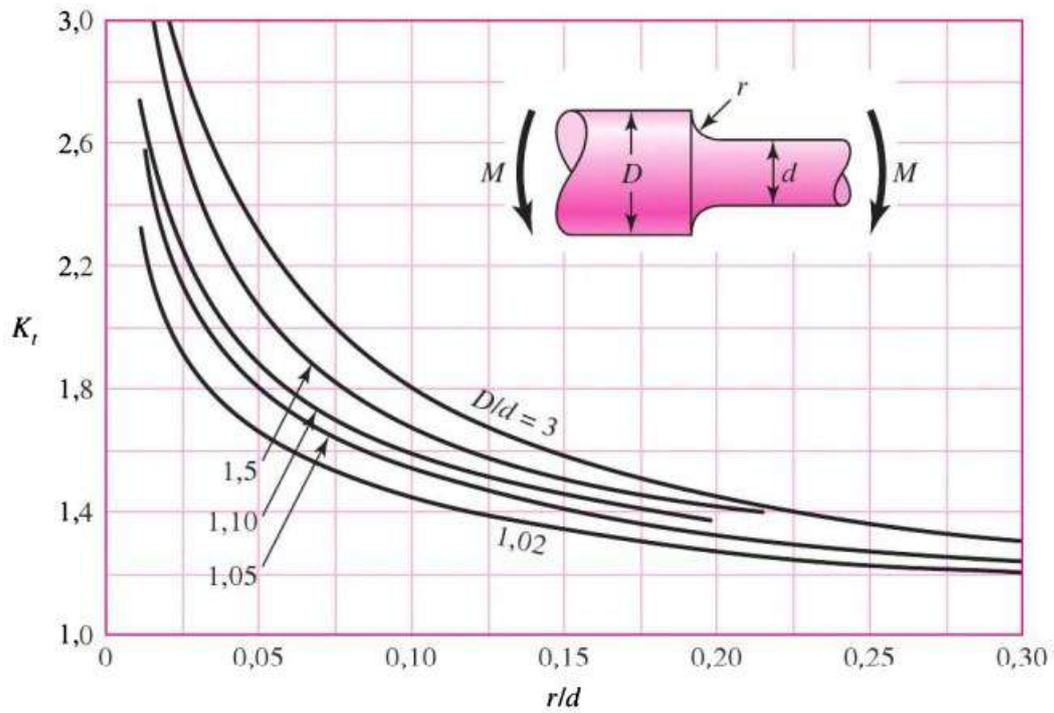
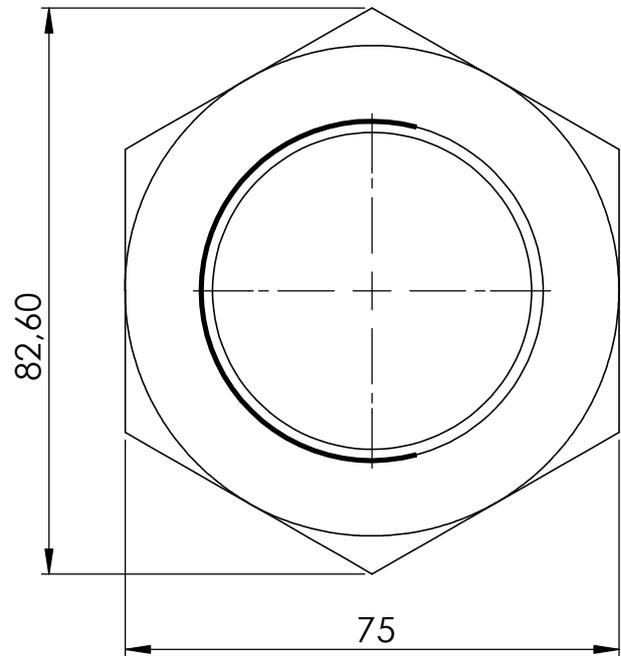
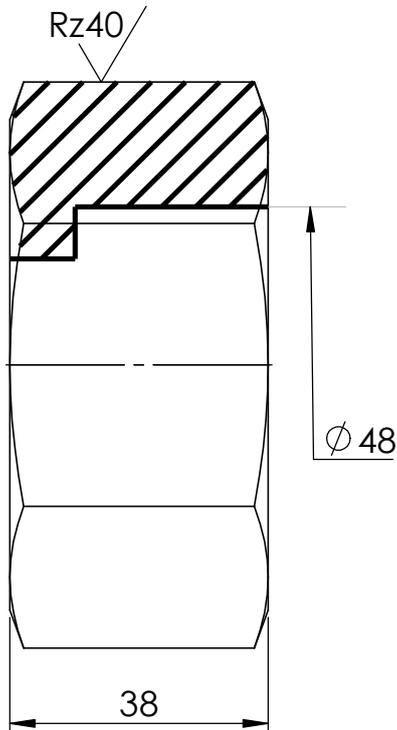
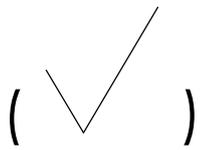
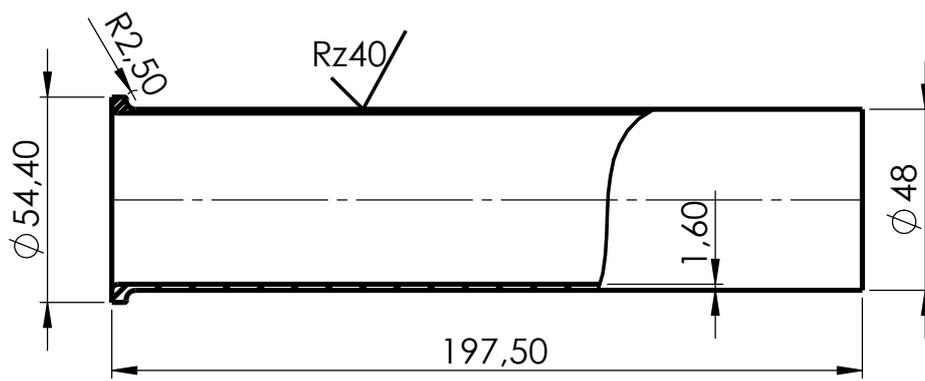
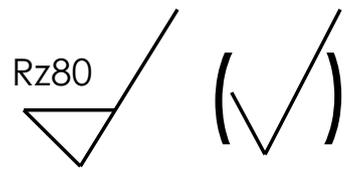


Gráfico 2: sensibilidade do entalhe factor K_t

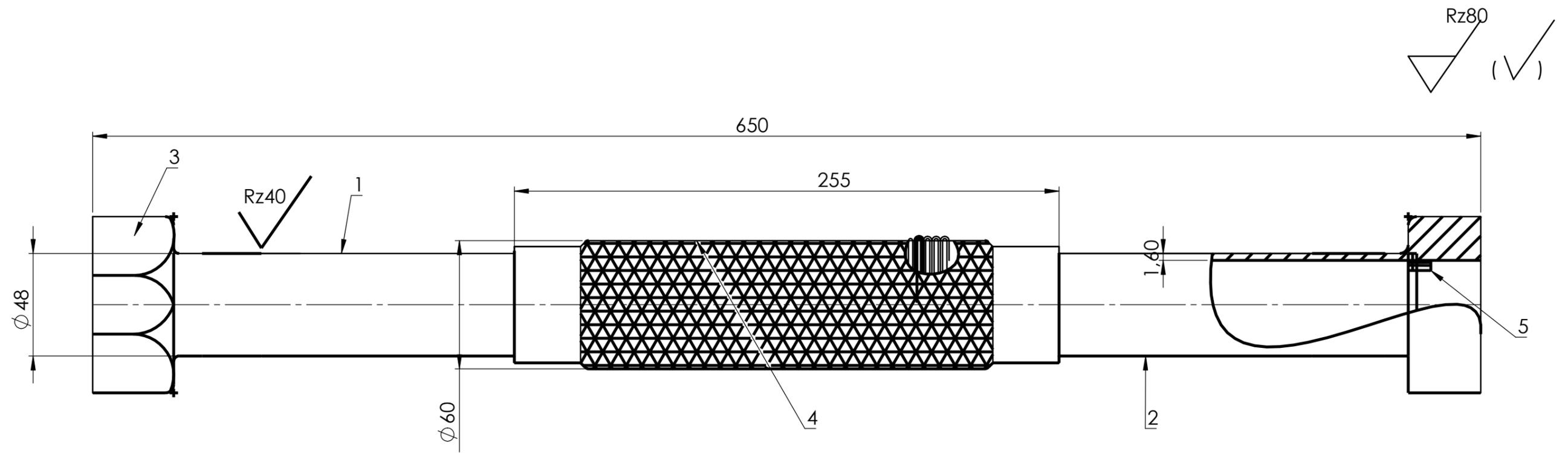
Rz80/



Desenh.	05/25	Fumo	Aço 304	UEM-FE-DEMA- ENG MEC
Project.	05/25	Amina		
Aprovou				
1:1	Porca de vedação			Desenho nr.3



Desenh.	05/25	Fumo	Aço 304	UEM-FE-DEMA-ENG MEC
Project.	05/25	Amina		
Aprovou				
1:2	Tubo intercooler			Desenh nr. 1



Formato	Referência	Nome	Quantidade
	5	Vedante	
	4	Amortecedor de vibrações	
A4	3	Porca de vedação	
	2	Tubo compressor exaustor	
A4	1	Tubo intercooler	

Desenh.	05/25	Fumo	Aço 304	UEM-FE-DEMA-ENG MEC
Project.	05/25	Amina		
Aprova.				
1:2	Desenho de Montagem			

ANEXO 7- ENVIO DO RELATÓRIO DE ESTÁGIO



Direcção Executiva CFM - Sul

SERVIÇO DE RECURSOS HUMANOS

Á

UNIVERSIDADE EDUARDO MONDLANE

MAPUTO =

N/Ref.º n.º743/SRH.DA/2024

DATA: 07/05/2024

ASSUNTO: ENVIO DO RELATÓRIO DE ESTÁGIO

Pela presente, junto se envia o relatório de estágio da estudante **Amina Domingos Fumo**, do curso de Engenharia Mecânica, decorrido no período de (90) dias de 04/12/2023 a 01/03/2024 no Serviço das Oficinas Gerais- Departamento de Material Motor, da Direcção Executiva Sul.

O CHEFE DO SERVIÇO DE RECURSOS HUMANOS


Fernando André Nhúmaio
SECRETÁRIO

ANEXO 8- FICHA DE AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO DO ESTAGIARIO



DIRECÇÃO EXECUTIVA SUL
SERVIÇO DE OFICINAS GERAIS
DEPARTAMENTO DE MATERIAL MOTOR

Início de estagio: 04/12/2023

Fim de estagio: 01/03/2024

FICHA DE AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO DO ESTAGIARIO

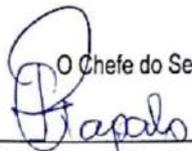
IDENTIFICAÇÃO DO ESTAGIARIO	
Nome do Estagiário :	Amina Domingos Fumo
Curso de Engenharia	Mecanica
Tema do estagio:	Engenharia Industrial

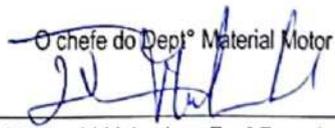
INSTRUÇÕES DE PREENCHIMENTO DA FICHA	
Considerando a proposta, indique o nível em que coloca o estagiário no seu desempenho ao longo do estagio, relativamente aos factores por avaliar (o preenchimento da ficha far-se-á através da colocação de um circulo no nível correspondente ao desempenho demonstrado).	

Nº Ordem	Factor por Avaliar	Escala 1_2_3_4_5_6
1	Capacidade de integração nas Oficinas Gerais/Empresa	1_2_3(4)5_6
2	Capacidade de relacionamento interpessoal (Ambiente de Trabalho)	1_2_3(4)5_6
3	Capacidade de ter iniciativa no trabalho	1_2(3)4_5_6
4	Capacidade de análise e critica das situações pertinentes	1_2(3)4_5_6
5	Disponibilidade para participar nas actividades que lhe são propostas	1_2_3_4(5)6
6	Capacidade para atingir os objectivos que lhe são propostas	1_2_3(4)5_6
7	Capacidade para cumprir prazos definidos para a execução das tarefas	1_2_3_4(5)6
8	Sentido de responsabilidade no desempenho das actividades	1_2_3_4(5)6
9	Capacidade de cumprir com as regras MA/HST nas Oficinas Gerais/Empresa	1_2_3(4)5_6
10	Assiduidade	1_2_3_4_5(6)
Soma de pontos		43
Classificação (Soma de pontos X1/3)		14.3

Legenda da escala

1-Mau, 2-Mediocre, 3-Suficiente, 4-Bom, 5-Muito bom e 6-Excelente

O Chefe do Sector Mecanico

 (Gil Francisco Juliao Papalo , Supervisor MTD)

O chefe do Deptº Material Motor

 (Erasto J.I. Mulembwe Engº Ferroviario)