

**UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL**  
**ÁREA DO CONHECIMENTO DE CIÊNCIAS EXATAS E ENGENHARIAS**

**SAMUEL GRIFFANTE**

**ANÁLISE DA FALHA PREMATURA DE EIXOS DE TRAÇÃO APLICADOS EM  
EQUIPAMENTO AUTÔNOMO PARA ALIMENTAÇÃO DE SUÍNOS**

**CAXIAS DO SUL**

**2023**

**SAMUEL GRIFFANTE**

**ANÁLISE DA FALHA PREMATURA DE EIXOS DE TRAÇÃO APLICADOS EM  
EQUIPAMENTO AUTÔNOMO PARA ALIMENTAÇÃO DE SUÍNOS**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul, como requisito parcial à obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador Prof. Me. Vagner Grison

**CAXIAS DO SUL**

**2023**

**SAMUEL GRIFFANTE**

**ANÁLISE DA FALHA PREMATURA DE EIXOS DE TRAÇÃO APLICADOS EM  
EQUIPAMENTO AUTÔNOMO PARA ALIMENTAÇÃO DE SUÍNOS**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul, como requisito parcial à obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador Prof. Me. Vagner Grison

**Aprovado em Clique ou toque aqui para inserir uma data.**

**Banca Examinadora**

---

Prof. Me. Vagner Grison  
Universidade de Caxias do Sul

---

Prof. Dr. Alexandre Vieceli  
Universidade de Caxias do Sul

---

Prof. Dr. Carlos Alberto Costa  
Universidade de Caxias do Sul

Dedico a Deus, a minha família, aos meus colegas e amigos, pelo incentivo, compreensão e carinho, não somente na realização deste trabalho, mas por todo o tempo, até a conclusão do curso.

## **AGRADECIMENTOS**

A Deus, aos meus pais Rosalino e Salete e a minha irmã Mayra pelo grande apoio aos meus estudos, minha formação pessoal e profissional.

Ao professor Vagner Grison pela orientação e acompanhamento indispensável na realização deste trabalho. E a todos os professores que contribuíram com minha trajetória acadêmica.

À empresa C3 Equipamentos, divisão Roboagro pela oportunidade de realização da pesquisa, fundamental para a conclusão deste trabalho.

À Universidade de Caxias do Sul por disponibilizar o Laboratório de Tecnologia e Pesquisa para a realização dos ensaios mecânicos.

Aos colegas de graduação Alex, Augusto, Darlen e todos que contribuíram para a realização do mesmo.

*"A mente que se abre a uma nova ideia jamais  
voltará ao seu tamanho original".  
Albert Einstein*

## RESUMO

No decorrer do tempo, o segmento do agronegócio vem cada vez mais se modernizando e empregando novas tecnologias, tanto na agricultura quanto na pecuária. A adoção de máquinas modernas e novas práticas de manejo do segmento, fizeram com que o setor seja uma das principais receitas do PIB brasileiro, tornando o ramo importante para a economia nacional. Nesse trabalho, realizou-se uma investigação sobre a falha prematura de eixos de tração aplicados em um robô autônomo para alimentação de suínos, por meio de análise estrutural pelo método de elementos finitos, e cálculos analíticos. A falha do componente prejudica as atividades realizadas pelo criador, pois o equipamento fica inoperante, sendo necessário efetuar o trato de forma manual. Para realizar o estudo, foram definidas as cargas aplicadas ao eixo, nas condições: estática (máquina parada), aceleração, trabalho (movimento retilíneo uniforme), e frenagem. Além disso, para determinar as causas da quebra precoce foram realizados uma série de ensaios em laboratório em uma peça que falhou em campo, estes são: os ensaios de tração, composição química, dureza e perfil da fratura. Utilizando o método MEF, através do *software Ansys*, onde se obteve os valores das tensões, e das deformações. Mesmo tendo adquirido os valores das tensões atuantes através do método MEF, optou-se por calcular as tensões de forma analítica confrontando com os valores da simulação. Sendo que, nos dois métodos, o maior esforço condiz com a região da quebra do componente, que é no rasgo da chaveta que transmite o torque. Os cálculos de fadiga foram realizados pelos critérios de Gerber, ASME-Elíptico, Morrow e SWT, utilizando os valores das tensões calculadas analiticamente. Como as cargas atuantes sobre o eixo diminuem à medida que o equipamento percorre o trajeto fornecendo alimento para os animais, foi implementado o método de estimativa de vida com base em dano acumulado de fadiga. Os resultados mostram que raios minúsculos ou até a ausência destes impactam diretamente em valores elevados de concentração de tensão, e a conclusão da análise de fadiga pelo critério de Gerber, para ciclos de aceleração e frenagem com carga máxima transportada é que o eixo tem vida finita, fraturando com pouco mais de 85 mil ciclos, já para o caso do dano acumulado o eixo falha com pouco mais de 496 mil ciclos. Esses desfechos indicam a necessidade de reavaliar o projeto do eixo de tração, minimizando, e/ou eliminando concentradores de tensão, além de considerar distribuir o torque, para garantir uma vida útil mais longa.

Palavras-chave: Eixo de tração; Fadiga; Método de elementos finitos.

## ABSTRACT

Over time, the agribusiness segment has been increasingly modernizing and employing new technologies, both in agriculture and livestock. The adoption of modern machines and new management practices made the agribusiness sector one of the main revenues of the Brazilian GDP, making the branch important for the national economy. In this work, an investigation was carried out on the premature failure of traction axles applied to an autonomous robot for feeding pigs, through structural analysis using the finite element method, and analytical calculations. The failure of the component harms the activities carried out by the breeder, as the equipment becomes inoperative, making it necessary to carry out the work manually. To carry out the study, the loads applied to the axis were defined under the conditions: static (machine stopped), acceleration, work (uniform rectilinear movement), and braking. Furthermore, to determine the causes of early breakage, a series of laboratory tests were carried out on a part that failed in the field, these are: tensile tests, chemical composition, hardness and fracture profile. Using the FEM method, through the Ansys software, where the values of tensions and deformations were obtained. Even having acquired the values of the acting voltages through the FEM method, it was decided to calculate the voltages analytically by comparing them with the simulation values. Therefore, in both methods, the greatest effort corresponds to the region where the component breaks, which is in the keyway that transmits the torque. Fatigue calculations were carried out using the Gerber, ASME-Elliptical, Morrow and SWT criteria, using analytically calculated stress values. As the loads acting on the axle decrease as the equipment travels along the route supplying food to the animals, the life estimation method based on accumulated fatigue damage was implemented. The results show that tiny radii or even the absence of these have a direct impact on high values of stress concentration, and the conclusion of the fatigue analysis using the Gerber criterion, for acceleration and braking cycles with maximum load transported, is that the shaft has a finite life, fracturing with just over 85 thousand cycles, in the case of accumulated damage, the shaft fails with just over 496 thousand cycles. These outcomes indicate the need to reevaluate the drive shaft design, minimizing and/or eliminating stress concentrators, in addition to considering torque distribution, to ensure a longer useful life.

Keywords: Drive axle; Fatigue; Finite element method.



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Estatísticas sobre as causas de falha por fadiga de eixos.....	25
Figura 2 – Falha de um eixo sob fadiga .....	26
Figura 3 – Curva de tensão em função do tempo .....	28
Figura 4 - Curva S-N estimada.....	31
Figura 5 - Curva $\epsilon$ -N pelo critério de Morrow .....	32
Figura 6 - Curva $\epsilon$ -N pelo critério SWT.....	32
Figura 7 - Alguns elementos finitos comuns.....	35
Figura 8 - Malha adotada em função da região .....	36
Figura 9 - Esquema do eixo de transmissão e zonas geométricas distintas.....	37
Figura 10 - Característica de fratura do eixo de transmissão .....	37
Figura 11 - Estudo com base no MEF .....	37
Figura 12 – Diagrama causa da quebra prematura do eixo de tração.....	39
Figura 13 – Roboagro Reto com Robomed.....	40
Figura 14 – Sistema de tração do Roboagro Reto .....	41
Figura 15 – Eixo de tração do Roboagro Reto .....	42
Figura 16 – Exemplo de quebra de eixo da tração no canal do anel .....	42
Figura 17 - Fluxograma da metodologia .....	43
Figura 18 – Corrente de pico na aceleração .....	44
Figura 19 – Posições dos centros de massa .....	44
Figura 20 - DCL roboagro reto acoplado ao robomed .....	46
Figura 21 - DCL robomed .....	46
Figura 22 – Ensaio de tração .....	47
Figura 23 - Contornos e cargas atuantes na condição estática .....	50
Figura 24 - Contornos e cargas atuantes nas condições (acelerando, trabalho e frenando) .....	51
Figura 25 – Especificações do motor e redutor de tração do Roboagro Reto .....	52
Figura 26 –Força resultante no eixo em função do PBT .....	54
Figura 27 – Gráfico tensão x deformação de engenharia aço SAE 1045 .....	56
Figura 28 - Metalografia das regiões do corpo de prova.....	60
Figura 29 - Representação esquemática de marcas de superfície de fraturas por fadiga .....	61
Figura 30 – Superfície de fratura do eixo de tração .....	61
Figura 31 – Eixo fraturado por fadiga torcional na região da chaveta .....	62
Figura 32 – Detalhe da região de início da trinca.....	62
Figura 33 – Gráfico de convergência para caso estático .....	63

Figura 34 - Tensão equivalente de Von Mises e deformação (máquina parada) .....	63
Figura 35 – Diagrama de momento fletor .....	64
Figura 36 – Região de maior tensão durante aceleração e frenagem .....	65
Figura 37 – Curva de dano acumulado com base no critério de Gerber .....	69

## **LISTA DE QUADROS**

Quadro 1 – Configurações de trato e quantidade de movimentações.....	41
--	----

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Equações para construção das linhas para os critérios e coeficientes de segurança	29
Tabela 2 – Equações para os critérios de Morrow e SWT .....	30
Tabela 3 – Coeficiente de atrito de rolamento.....	45
Tabela 4 – Torques atuantes no eixo de tração.....	53
Tabela 5 – Reações que chegam ao eixo de tração em cada situação .....	54
Tabela 6 - Coeficiente de atrito aço/aço .....	55
Tabela 7 - Propriedades mecânicas ensaio de tração.....	57
Tabela 8 – Composição química (SAE 1045) .....	57
Tabela 9 - Valores de microdureza encontrados .....	58
Tabela 10 – Comparação das propriedades mecânicas dos aços.....	58
Tabela 11 – Tensões atuantes no eixo de tração (simulação MEF).....	65
Tabela 12 – Tensões atuantes no eixo de tração (cálculo analítico).....	66
Tabela 13 – Propriedades mecânicas típicas aço SAE 1045 .....	66
Tabela 14 – Fator de segurança na aceleração e frenagem critérios Gerber e ASME-Elíptico	67
Tabela 15 – Fator de segurança no MRU critérios Gerber e ASME-Elíptico.....	67
Tabela 16 - Fator de segurança na aceleração e frenagem critérios Morrow e SWT.....	68
Tabela 17 - Fator de segurança no MRU critérios Morrow e SWT .....	68

## LISTA DE SIGLAS

CEPEA	Centro de Estudos Avançados em Economia Aplicada
CNA	Confederação da Agricultura e Pecuária do Brasil
Embrapa	Empresa Brasileira de Pesquisa Agropecuária
GPD	Ganho de Peso Diário
MEF	Método dos Elementos Finitos
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i>
ANSI	<i>American National Standards Institute</i>
GDL	Graus de Liberdade
UCS	Universidade de Caxias do Sul
LAMEC	Laboratório de Ensaios Mecânicos
PBT	Peso Bruto Total
MRU	Movimento Retilíneo Uniforme

## LISTA DE SÍMBOLOS

$ka$	Fator de modificação de condições de superfície (-)
$kb$	Fator de modificação de tamanho (-)
$kc$	Fator de modificação de tipo de carga (-)
$kd$	Fator de modificação de temperatura (-)
$ke$	Fator de confiabilidade (-)
$kf$	Fator de modificação de efeitos variados (-)
$Se'$	Limite de fadiga de corpo de prova em ensaio de flexão rotativa da viga (MPa)
$Se$	Limite de fadiga no local crítico de uma peça de máquina na geometria e condição de uso (MPa)
$q$	Fluxo de cisalhamento (-)
$\sqrt{a}$	Constante de Neuber (-)
$r$	Raio do entalhe (mm)
$K_F$	Fator de concentração de tensão de fadiga (-)
$K_T$	Fator de concentração de tensão (-)
$\sigma_{min}$	Tensão mínima (MPa)
$\sigma_{max}$	Tensão máxima (MPa)
$\sigma_m$	Tensão média (MPa)
$\sigma_r$	Variação de tensão (MPa)
$\sigma_a$	Tensão alternada (MPa)
$S_{ut}$	Resistência a Tração (MPa)
$S_y$	Limite de Escoamento (MPa)
$S_a$	Resistência Alternante (MPa)
$S_m$	Resistência Média (MPa)
$S_f$	Resistência à Fadiga (MPa)
$N_f$	Número de ciclos (-)
$a$	Coefficiente do material para cálculo da equação de fadiga do material (-)
$b$	Expoente de resistência à fadiga (-)
$c$	Expoente de ductilidade (-)
$\epsilon'_f$	Coefficiente de ductilidade (-)
$\sigma'_f$	Coefficiente de resistência à fadiga (MPa)
$\sigma$	Tensão de flexão (MPa)

$\tau$	Tensão de cisalhamento (MPa)
$\sigma'$	Tensão equivalente de Von-Mises (MPa)
$\tau_{m\acute{a}x}$	Tensão cisalhante máxima (MPa)
$\sigma_f$	Tensão verdadeira no material (MPa)
nf	Coefficiente de segurança (-)
$\Delta\varepsilon$	Intervalo de deformação total (-)
$\varepsilon$	Deformação normal (-)
$\varepsilon_a$	Deformação alternada (-)
E	Módulo de elasticidade (GPa)
$\sigma_1$	Tensão principal 1 (MPa)
$\sigma_2$	Tensão principal 2 (MPa)
$\sigma_3$	Tensão principal 3 (MPa)

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO.....</b>	<b>18</b>
1.1	JUSTIFICATIVA .....	19
1.2	OBJETIVOS .....	20
<b>1.2.1</b>	<b>Objetivo geral.....</b>	<b>20</b>
<b>1.2.2</b>	<b>Objetivos específicos .....</b>	<b>20</b>
<b>2</b>	<b>FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA .....</b>	<b>22</b>
2.1	PROJETOS DE EIXOS .....	22
<b>2.1.1</b>	<b>Cargas em eixos rotativos.....</b>	<b>22</b>
<b>2.1.2</b>	<b>Materiais aplicados em eixos.....</b>	<b>23</b>
2.2	FADIGA .....	23
<b>2.2.1</b>	<b>Mecanismos de falha por fadiga .....</b>	<b>25</b>
<b>2.2.2</b>	<b>Fatores Modificadores da Resistência a Fadiga .....</b>	<b>26</b>
<b>2.2.3</b>	<b>Concentração de tensão devido ao entalhe .....</b>	<b>27</b>
<b>2.2.4</b>	<b>Tensões flutuantes .....</b>	<b>28</b>
<b>2.2.5</b>	<b>Critérios de falha por fadiga .....</b>	<b>29</b>
<b>2.2.6</b>	<b>Resistência à fadiga - durabilidade .....</b>	<b>31</b>
<b>2.2.7</b>	<b>Fadiga multiaxial .....</b>	<b>33</b>
2.3	MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS .....	33
<b>2.3.1</b>	<b>Tipos de elementos .....</b>	<b>34</b>
<b>2.3.2</b>	<b>Malha .....</b>	<b>35</b>
<b>2.3.3</b>	<b>Etapas para análise de elementos finitos .....</b>	<b>36</b>
<b>2.3.4</b>	<b>Caso de elementos finitos aplicados a eixos .....</b>	<b>36</b>
<b>3</b>	<b>MATERIAIS E MÉTODOS .....</b>	<b>39</b>
3.1	MATERIAIS.....	39
3.2	MÉTODOS .....	43
<b>3.2.1</b>	<b>Cargas atuantes.....</b>	<b>44</b>
<b>3.2.2</b>	<b>Ensaio de Tração.....</b>	<b>47</b>
<b>3.2.3</b>	<b>Composição química.....</b>	<b>48</b>
<b>3.2.4</b>	<b>Ensaio de dureza .....</b>	<b>48</b>
<b>3.2.5</b>	<b>Ensaio de metalografia .....</b>	<b>48</b>
<b>3.2.6</b>	<b>Análise do perfil de fratura .....</b>	<b>49</b>
<b>3.2.7</b>	<b>Análise pelo método de elementos finitos.....</b>	<b>49</b>



3.2.8	Análise de fadiga .....	51
4	<b>RESULTADOS .....</b>	<b>52</b>
4.1	CARGAS ATUANTES NO EIXO.....	52
4.1.1	Torque.....	52
4.1.2	Esforço no eixo de tração .....	53
4.2	PROPRIEDADES DO MATERIAL .....	56
4.2.1	Ensaio de Tração.....	56
4.2.2	Composição química.....	57
4.2.3	Ensaio de dureza .....	58
4.2.4	Ensaio de metalografia .....	59
4.2.5	Análise do perfil de fratura.....	60
4.3	RESULTADOS ANÁLISE PELO MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS.....	63
4.4	RESULTADOS DA ANÁLISE DE FADIGA .....	66
5	<b>CONCLUSÃO .....</b>	<b>70</b>
	<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>72</b>
	<b>ANEXO A - CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES.....</b>	<b>74</b>
	<b>APÊNDICE A – PLANILHA DO CÁLCULO DE TORQUE NO MOTORREDUTOR A PARTIR DA LEITURA DE CORRETO REALIZADA EM CAMPO .....</b>	<b>75</b>
	<b>APÊNDICE B – PLANILHA DO CÁLCULO DAS ACELERAÇÕES E REAÇÕES QUE CHEGAM NO EIXO DE TRAÇÃO .....</b>	<b>77</b>
	<b>APÊNDICE C – PLANILHA DO CÁLCULO PARA GRÁFICO DA FORÇA RESULTANTE NO EIXO DE TRAÇÃO EM FUNÇÃO DO PBT.....</b>	<b>78</b>
	<b>APÊNDICE D – DIAGRAMA DE CORPO LIVRE DO EIXO DE TRAÇÃO.....</b>	<b>79</b>
	<b>APÊNDICE E – MÉTODO DE ESTIMATIVA DE VIDA COM BASE EM DANO ACUMULADO DE FADIGA (UTILIZANDO CRITÉRIO DE GERBER).....</b>	<b>80</b>

## 1 INTRODUÇÃO

O setor do agronegócio tem grande participação na indústria e na evolução tecnológica brasileira. Em 2022, mesmo em queda, se comparado ao ano anterior, o segmento representou cerca de 24,8% do PIB nacional, conforme o CEPEA e a CNA (2022). O desempenho do segmento incide diretamente na economia do país, impactando na produção de diversos setores, abrangendo desde os fornecedores de matéria-prima até o consumidor final.

O crescimento da suinocultura no Brasil, estimula as empresas fabricantes de equipamentos envolvidos no setor a desenvolverem novas tecnologias gerenciais, com finalidade de aumentar o ganho de peso diário (GPD) e diminuir os custos de produção. Segundo a Embrapa, em 2022 a ração representou cerca de 85% dos custos da produção animal, ou seja, evitar o desperdício do alimento, disponibilizar na hora certa e na quantidade correta impacta diretamente nos gastos do segmento.

Há diversos métodos para alimentar os animais, desde a forma manual até as mais modernas que contam com sistemas automatizados, onde é possível gerenciar os dados de distribuição de ração e o comportamento dos suínos. E, por sua vez, existe uma gama vasta de equipamento para atender desde o pequeno criador de suínos, que tem essa prática como uma fonte complementar de renda, juntamente com outras atividades da propriedade, até o grande criador de suínos que tem essa atividade como o seu principal negócio.

Visando atender aos pequenos e médios criadores de suínos, a Roboagro é uma empresa pioneira do mercado da suinocultura ao automatizar a distribuição de ração, com o robô alimentador de suínos. O equipamento, além de possibilitar uma série de controles gerenciais, permite que o produtor possa se dedicar a outras atividades da propriedade sem a permanência constante no galpão.

Um dos modelos de equipamento fornecidos pela Roboagro é o Roboagro Reto, cujas principais submontagens são: chassi, sistema de tração, silo de armazenagem, distribuição de ração e sistema de automação. O sistema de tração é composto pelo motorreductor, o eixo de tração, o qual é o objeto de estudo deste trabalho, pela transmissão realizada por meio de engrenagens e corrente, as rodas montadas nas extremidades do eixo de tração, e os mancais que conectam parte do conjunto ao chassi da máquina.

Quando o equipamento é configurado conforme citado acima, e opera de forma intermitente, parando e avançando na frente de cada baia, cercado onde os animais são criados,

o eixo de tração tem um índice de quebra de 40% nos primeiros dois meses de uso da máquina. A falha no eixo acontece na sua totalidade, sempre nas mesmas regiões, onde é montada a engrenagem que recebe o torque transmitido pelo motorreductor, ou nos canais onde são montados os anéis elásticos para centralizar o eixo em relação ao chassi. No primeiro local citado, para garantir a posição da engrenagem, também há dois canais para anéis elásticos, um em cada lado da engrenagem, e o rasgo de chaveta para impedir a rotação relativa entre o eixo e a engrenagem.

De acordo com S.K. Chaudhary et al. (2020), os eixos de transmissão são componentes largamente utilizados em sistemas mecânicos para transmitir torque e rotação. Durante a operação, esses componentes são normalmente expostos a tensões de torção, flexão e cisalhamento dependendo do torque de entrada e do carregamento a que estão submetidos. Segundo o autor, cerca de 90% das falhas em eixos acontecem por fadiga, que estão divididas em três etapas, as quais são: início da trinca, propagação da trinca e, por último, a fratura. A falha por fadiga dá início num ponto vulnerável, onde há uma concentração de tensões que podem ser no escalonamento do diâmetro, estriados, rasgos de chaveta, canais para anéis, roscas, furos transversais, rebaixos entre outros fatores.

## 1.1 JUSTIFICATIVA

Este trabalho foi desenvolvido com finalidade de analisar a falha prematura observada no eixo de tração de um carro autônomo, que opera sob regime de cargas variáveis. Segundo Li-Hui Zhao et al. (2019), dentre as causas mais comuns de falha em eixos, a fadiga mecânica é a mais dominante, ocorre em operação normal com tensões flutuantes muito menores do que o necessário para causar falha numa única exposição ao esforço. As falhas por fadiga normalmente iniciam em pontos críticos, onde existem defeitos estruturais, de material ou de fabricação.

Eixos, em muitos casos, possuem descontinuidades geométricas que geram alta concentração de tensão local, portanto, favorável ao início da fadiga. Nesse sentido, o processo de fabricação tem grande importância, pois afeta diretamente sobre a resistência do componente. Outro ponto a se destacar é o tratamento térmico, quando necessário, se for inadequado também pode levar à baixa ductilidade, que contribui para a fragilidade, fratura e falha em componentes. Além disto, as falhas em eixos podem ser causadas por trincas devido a defeitos microestruturais e inclusões no material.

Quebras em eixos podem acarretar uma série de problemas das mais diferentes magnitudes. No caso do eixo de tração do Roboagro Reto, quando ocorre a falha do componente, uma das rodas de tração fica inoperante, podendo causar a parada imediata ou até mesmo o descarrilamento da máquina. Por sua vez, como esse tipo de produto trabalha diariamente e em zonas rurais, a parada do equipamento provoca transtorno tanto para o cliente como para a fábrica para colocar a máquina em operação novamente. Deste modo, a análise da causa raiz da falha desses componentes merece atenção dos fabricantes para garantir a sua durabilidade e confiabilidade em operações. Como há uma série de fatores que podem causar a falha de eixos, muitas vezes achar a causa raiz torna-se muito difícil. Nesse sentido, o avanço da tecnologia fez com o que os recursos computacionais se tornassem indispensáveis. Conforme Mirlisenna (2016), a utilização do método dos elementos finitos (MEF) possibilita reproduzir as condições de serviço, o que representaria o funcionamento real do equipamento, permitindo a avaliação de diversos parâmetros tais como: mudança de geometria, concentradores de tensão, escolha de material, etc., sem a necessidade da fabricação de diversos protótipos ou ensaios em bancada.

## 1.2 OBJETIVOS

Os tópicos abaixo apresentam os objetivos do trabalho de conclusão de curso, que estão divididos em: objetivo geral e objetivos específicos.

### 1.2.1 Objetivo geral

Apresentar uma análise sobre a falha prematura de eixos de tração aplicados em equipamento autônomo para alimentação de suínos.

### 1.2.2 Objetivos específicos

Os objetivos específicos se dividem em:

- a) investigar as causas-raiz que podem promover a falha do eixo de tração;
- b) analisar as propriedades mecânicas da matéria prima;
- c) obter os esforços, os quais o eixo está sujeito, através de cálculos analíticos;

- d) avaliar numericamente pelo MEF a distribuição das tensões resultantes nas regiões críticas do eixo de tração;
- e) realizar análise de fadiga pelo método da tensão-vida e deformação-vida.

## 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo é desenvolvido o referencial teórico, o qual serviu de base para a execução das fases do trabalho. Primeiramente, são abordados tópicos sobre projetos de eixo de tração, logo após, apresentados os principais conceitos e definições relacionados à fadiga e, por último, os conceitos do método de elementos finitos.

### 2.1 PROJETOS DE EIXOS

Eixo é um componente mecânico, geralmente com seção transversal circular, que pode ser rotativo ou estacionário (não se movimenta), dependendo da finalidade que for empregado. Se o eixo for fixo, pode ser empregado na operação de rodas girantes, polias e afins. Nesse caso, a peça pode ser analisada como uma viga estática, conforme Budynas (2016).

#### 2.1.1 Cargas em eixos rotativos

Conforme Norton (2013), eixos de rotação estão sujeitos, na sua grande maioria, a cargas de torção pelo torque transmitido ou flexão, por conta das cargas transversais advindas de engrenagens, polias, catracas, etc. Essas cargas decorrem regularmente combinadas em razão da presença de esforços concomitantes. Como, por exemplo, o torque transmitido pode estar atrelado com forças nos dentes de engrenagens fixadas aos eixos. Os dois carregamentos de torção e flexão podem ser constantes ou variar ao longo do tempo.

Descrito por Norton (2013), um eixo rotativo exposto a carregamento de flexão constante apresentará um estado de tensão completamente alternado, pois a tensão vai da tração à compressão em cada volta do eixo. Se o torque, a carga transversal ou ambas variarem ao longo do tempo, a tensão pode ser repetida, ou pulsante.

Para Budynas e Nisbett (2016), não é necessário avaliar as tensões em todo o eixo, mas sim em locais críticos, onde o momento flexor é elevado, há presença do torque, e em regiões com concentradores de tensão. Geralmente, o eixo transmitirá torque em uma determinada área do componente, e um diagrama de corpo livre possibilitará definir seu valor em qualquer seção. Os momentos flexores do componente podem ser definidos através do diagrama de cisalhamento e momento flexor, como são normalmente empregadas forças em dois planos, há necessidade de analisar a peça nos dois planos. Para determinar os momentos resultantes somam-se os vetores nos pontos de interesse.

Marroquín et al. (2008) realizaram um estudo para obter as curvas de danos e o dano cumulativo em eixos automotivos que estão sujeitos a cargas variáveis, com intuito de prevenir falha por fadiga. No experimento foi utilizado um eixo de transmissão de um caminhão, cuja peça é fabricada em aço SAE 1038 e tratada por processo de indução. Para obter as informações experimentais, foram realizados testes de torção e fadiga, em ambiente controlado, com diversos níveis de carga, e os dados foram coletados via extensômetro acoplado ao componente. Através dos resultados, foram traçadas as curvas de dano, sendo possível definir a relação entre taxa de dano e vida útil para diferentes níveis de tensão.

### **2.1.2 Materiais aplicados em eixos**

Para Collins (2017), a escolha da matéria-prima para a fabricação de um eixo é de grande relevância na tomada de decisão de um projeto. É de suma importância conhecer e interpretar as propriedades mecânicas dos materiais a serem empregados em eixos de transmissão de potência, para que se possa elaborar uma lista com as opções de aços que atendam às exigências do produto. Tem-se em vista que, o componente deverá atender a uma série de requisitos, dependendo da aplicação, tais como: resistência (em particular resistência à fadiga), alta rigidez, baixo custo e, resistência ao desgaste.

Collins (2017) cita que, geralmente, eixos empregados na transmissão de potência são fabricados com aços de baixo ou médio carbono, laminados a quente ou a frio. Como, por exemplo, os aços AISI 1010, 1018, 1020 ou 1035. Todavia, dependendo da solicitação de carregamento do componente, quando uma resistência maior é exigida, são recomendados aços de baixa liga como o AISI 4140, 4340 ou 8640, cujas propriedades mecânicas podem ser melhoradas ao aplicar corretamente tratamento térmico. Em aplicações com necessidade de resistência ao desgaste, são recomendados os aços para endurecimento superficial, como AISI 1020, 4320 ou 8620, que podem passar pelo processo de cementação.

## **2.2 FADIGA**

De acordo com Norton (2013), na sua grande maioria, as falhas em componentes são devido a cargas que mudam ao longo do tempo, e não a esforços estáticos. O autor ainda descreve que as falhas por fadiga começam em trincas microscópicas presentes na microestrutura do material. Concentradores de tensão como, furos, estriados, rasgos de chaveta, roscas, furos transversais, rebaixos, entre outros fatores, são as regiões mais críticas onde trincas

surtem e começam a se propagar. Nessas áreas apresentam-se pontos com tensão local mais elevada, se comparados a outras regiões da peça, e, ao considerar diferentes esforços ao longo do tempo, estes geram deformações plásticas pontuais, mesmo que a tensão nominal gerada for inferior ao limite de escoamento da matéria-prima. À medida que o componente opera, as flutuações de tensão ocorrem, microtrincas são geradas e se alastram, levando à falha do componente.

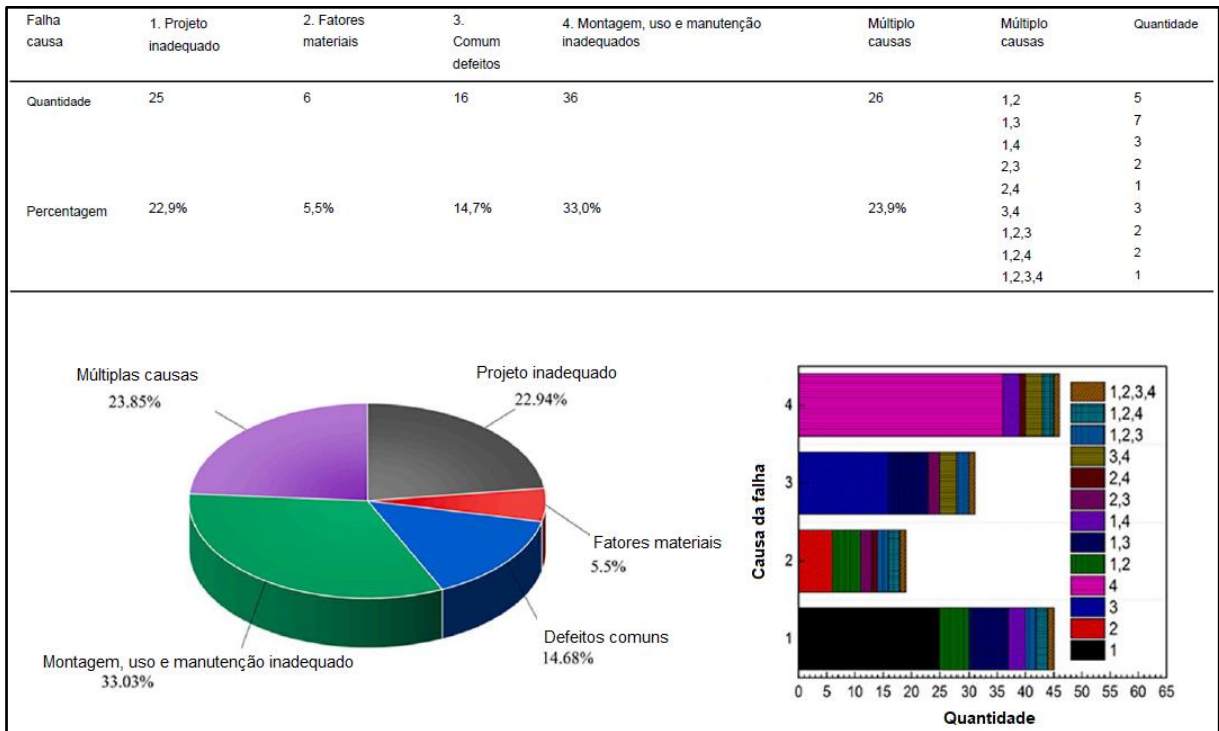
Budynas e Nisbett (2016) demonstram três modelos utilizados na engenharia para estimar o número de ciclos de uma peça até que aconteça sua quebra, levando em conta um carregamento especificado. Os modelos são: vida sob tensão, vida sob deformação e da fratura linear-elástica. Para todas as estratégias utilizadas, uma vida inferior a  $10^3$  ciclos é determinada, como fadiga de baixo ciclo, já para uma vida superior a  $10^3$  ciclos é determinada fadiga de alto ciclo.

Ainda Budynas e Nisbett (2016) citam que mesmo que o modelo da vida sob tensão, seja o de menor precisão, é a metodologia mais fácil de ser aplicada e a mais tradicional, sendo apropriada em componentes com elevada ciclagem. Essa prática considera níveis de tensão e almeja determinar o limite de fadiga do material, nesse sentido se a tensão cíclica de uma operação prática for inferior à deste nível, não haverá quebra da peça para o número de ciclos requerido.

Hou Nan et al. (2022) consideram que é normal, eixos falharem em serviço, porém não de forma prematura. Um estudo estatístico das causas de falha por fadiga de eixos apresentados em alguns trabalhos nos últimos 20 anos, são apresentados na Figura 1. As principais causas de falha por fadiga são: projeto inadequado, fatores dos materiais (seleção inadequada, material não atende ao padrão da composição química); defeitos comuns (usinagem, tratamento térmico incorreto ou a ausência deste, soldagem), e montagem, uso e/ou manutenção inadequados.



Figura 1 - Estatísticas sobre as causas de falha por fadiga de eixos



Fonte: Adaptado Hou Nan et al. (2022).

### 2.2.1 Mecanismos de falha por fadiga

Para Norton (2013), as falhas por fadiga iniciam por meio de uma pequena trinca, que pode ter sido desenvolvida desde a concepção da matéria-prima ou criada ao passar do tempo ao redor de concentradores de tensões através das deformações cíclicas. Nesse sentido, é importante minimizar pontos concentradores de tensões no desenvolvimento e fabricação de componentes.

De acordo com Norton (2013), a falha por fadiga é classificada em três etapas: início da trinca, propagação da trinca e falha súbita por meio do crescimento da trinca.

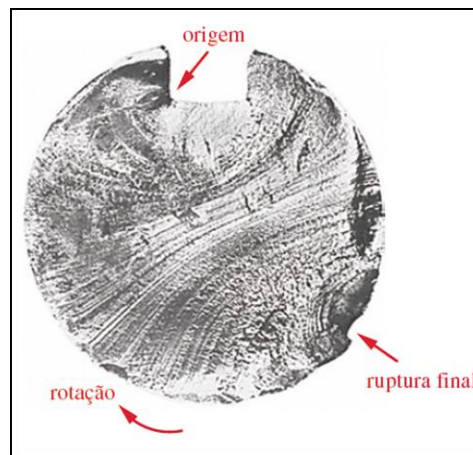
- Primeira etapa é a iniciação da trinca: tomando um metal dúctil, com concentração geométrica de tensão é possível acontecer o escoamento pontual. A deformação plástica produz distorções e forma bandas de deslizamento no entorno dos cristais da matéria-prima, levando a união de trinca microscópica. Por outro lado, materiais com baixa ductilidade não escoam e são propensos a produzir trincas mais rápido.
- Segunda etapa é a propagação da trinca: à medida que a trinca fica mais severa, a concentração de tensões aumenta, por consequência é criada uma região plástica e

pelas tensões de tração a trinca se desenvolve e se propaga através dos planos normais de tensão máxima de tração.

- c) Terceira etapa é a fratura: à medida que a trinca cresce, eleva o fator de intensidade de tensão até o patamar da tenacidade à fratura do material, causando ruptura abrupta e sem anúncio para o seguinte ciclo de tensão de tração.

Na Figura 2, são apresentadas as três etapas da falha por flexão rotativa de um eixo com rasgo de chaveta, cuja matéria-prima é um aço SAE 1040. A trinca tem início no rasgo de chaveta, e pode-se observar a propagação da trinca através das marcas de praia e, pôr fim, a região onde ocorreu a ruptura.

Figura 2 – Falha de um eixo sob fadiga



Fonte: Norton (2013).

### 2.2.2 Fatores Modificadores da Resistência a Fadiga

De acordo com Budynas e Nisbett (2016) sempre haverá diferença entre os limites do ensaio de  $Se$  (fadiga para vida infinita) de uma amostra ensaiada em laboratório, onde o corpo de prova é preparado cuidadosamente e em condições controladas, se comparado a peças de estoque utilizadas no dia-a-dia. Nesse sentido, a fim de minimizar a discrepância entre os corpos analisados, foram criados fatores de modificação para tornar o material o mais semelhante possível às condições normais de operação.

Para tal correção, utiliza-se a Equação 1, também conhecida como equação de Marin, a qual utiliza os fatores com influência sobre o resultado da vida sob fadiga.

$$Se = ka \cdot kb \cdot kc \cdot kd \cdot ke \cdot kf \cdot Se' \quad (1)$$

Sendo:

$ka$  = fator de modificação de condições de superfície (-);

$kb$  = fator de modificação de tamanho (-);

$kc$  = fator de modificação de tipo de carga (-);

$kd$  = fator de modificação de temperatura (-);

$ke$  = fator de confiabilidade (-);

$kf$  = fator de modificação de efeitos variados (-);

$Se'$  = limite de fadiga de corpo de prova em ensaio de flexão rotativa da viga (MPa);

$Se$  = limite de fadiga no local crítico de uma peça de máquina na geometria e condição de uso (MPa).

### 2.2.3 Concentração de tensão devido ao entalhe

Conforme Budynas e Nisbett (2016), componentes com mudança de geometria, e/ou com rasgos de chaveta, estriados, etc., elevam generosamente as tensões em tais regiões. Deste modo, foi desenvolvido o fator de concentração de tensão  $K_T$ , empregado na tensão nominal para chegar na tensão resultante máxima por descontinuidade, valor extraído por meio de gráficos, conforme a categoria de irregularidade.

Denominado concentração de tensão de fadiga, o fator  $K_F$ , é um termo atenuado de concentração de tensão de  $K_T$  por conta da redução de sensibilidade ao entalhe ( $q$ ) dos materiais sob ação de tensões variáveis, determinada por cartas de sensibilidade ao entalhe, ou pela Equação 2.

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad (2)$$

Onde  $\sqrt{a}$  é uma constante do material, também conhecida como constante de Neuber, esses valores são tabelados e levam em consideração o valor de  $S_{ut}$ , e  $r$  é o raio do entalhe. A Equação 3 demonstra como encontrar o concentrador de tensão  $K_F$ .

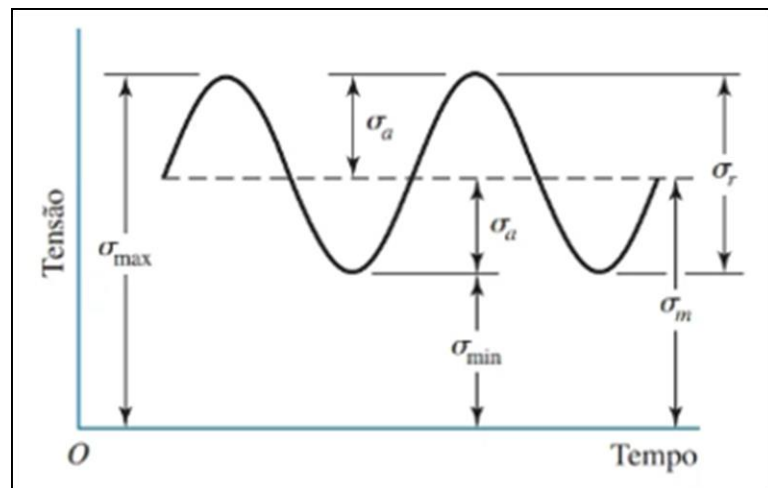
$$K_F = 1 + q(KT - 1) \quad (3)$$

### 2.2.4 Tensões flutuantes

Quando a carga aplicada ao longo do tempo se altera, acontecendo normalmente em máquinas, estruturas e em diversos dispositivos mecânicos, uma quebra pode ocorrer antes do planejado, conforme relata Budynas e Nisbett (2016). Componentes que operam de forma rotativa possuem tensões flutuantes com formato de onda senoidal.

A Figura 3 apresenta um gráfico da tensão em função do tempo, com suas respectivas componentes de tensão.

Figura 3 – Curva de tensão em função do tempo



Fonte: Budynas e Nisbett (2016).

Onde:

$\sigma_{min}$  = tensão mínima (MPa);

$\sigma_{max}$  = tensão máxima (MPa);

$\sigma_m$  = tensão média (MPa);

$\sigma_r$  = variação de tensão (MPa);

$\sigma_a$  = tensão alternada (MPa).

Sendo que as tensões  $\sigma_m$  e  $\sigma_a$  podem ser calculadas através das Equações 4 e 5. Em peças com presença de entalhe, utiliza-se o fator de concentração de tensão  $K_f$  para correção de ambas as tensões.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (4)$$

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right| \quad (5)$$

### 2.2.5 Critérios de falha por fadiga

Amplamente empregados para definição de projetos, os critérios de falha por fadiga visam estabelecer um modelo matemático que corrige o limite de resistência à fadiga em situações onde a tensão média é diferente de zero. A literatura apresenta diversas formas de se obter os critérios para avaliar a falha por fadiga, os cinco principais são: Soderberg, Goodman modificado, Gerber, ASME-Elíptico. Já o método de Escoamento de Langer é um critério estático, utilizado para prevenir a falha de primeiro ciclo nos casos em que são aplicadas tensões permanentes (médias) muito maiores que as alternantes

Segundo Budynas e Nisbett (2016), os critérios mais utilizados para o projeto de eixos, tensão-vida, são Gerber e ASME-Elíptico, sendo que esses dois métodos apresentam valores teóricos muito semelhantes aos resultados obtidos em experimentos práticos. Ambos os critérios, baseiam-se no princípio que a ruptura surja quando a amplitude da tensão equivalente na superfície do material atinge um valor crítico, sendo que a tensão equivalente levam em conta a tensão média  $\sigma_m$  e a tensão alternante  $\sigma_a$  e a resistência do material à fadiga  $S_e$ . Porém Gerber leva em consideração o limite de resistência à tração do material  $S_{ut}$ , e ASME-Elíptico toma como referência o limite escoamento  $S_y$  da matéria-prima.

As equações para elaboração da linha de carga e os coeficientes de segurança segundo critério de Gerber e ASME-Elíptico é apresentado na Tabela 1.

Tabela 1 - Equações para construção das linhas para os critérios e coeficientes de segurança

Critério	Equação de construção da linha	Coefficiente de segurança
Gerber	$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1$	$\frac{n\sigma_a}{S_e} + \left(\frac{n\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1$
ASME-Elíptico	$\left(\frac{S_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{S_m}{S_y}\right)^2 = 1$	$\left(\frac{n\sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{n\sigma_m}{S_y}\right)^2 = 1$

Fonte: Adaptado Budynas e Nisbett (2016)

De acordo com Budynas e Nisbett (2016), um dos mais robustos procedimentos para a apresentar uma explicação de falha por fadiga é o método deformação-vida. Essa técnica é baseada por meio de uma averiguação minuciosa da deformação plástica em locais onde as tensões e deformações são consideradas para a estimativa de vida. Neste caso as tensões cíclicas são elevadas o suficiente para causarem escoamento local, sendo indicado para aplicações de baixa ciclagem e vida finita. Ao iniciar uma trinca, por razão de envolver escoamento do material, um estudo baseado na tensão inabilita o modelamento correto desse estágio inicial do processo de fadiga. Desta forma, o estudo fundamentado na deformação é o mais indicado, pois demonstra uma visão mais exata do estágio da iniciação da trinca.

Segundo Dowling (2018), a técnica de fadiga sob deformação é direcionada para peças com concentradores de tensão, por levar em conta a plastificação local. Para estimativa de vida neste método, as tensões e deformações no entalhe são utilizadas para cálculo. Deste modo, diferente da metodologia baseada em tensão, que emprega as tensões nominais e médias, esta técnica é recomendada para materiais com vida curta em fadiga, pois considera o escoamento localizado.

Dois critérios adotados para a deformação-vida são os de Morrow e o SWT. Sendo que, Morrow considera que o máximo valor que a tensão média pode assumir é a tensão real de fratura, pois o valor de tensão real não corresponde à ruptura do material e sim à condição de instabilidade plástica. Já o critério SWT, é expressa pela variação da deformação total imposta e pela tensão máxima. As equações para ambos os critérios são apresentadas na Tabela 2.

Tabela 2 – Equações para os critérios de Morrow e SWT

Critério	Equações	Coefficiente de segurança
Morrow	$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \varepsilon_a = \frac{\sigma'_f}{E} \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma'_f}\right) (2N)^b + \varepsilon'_f \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma'_f}\right)^{c/b} (2N)^c$	$nf = \frac{\varepsilon_a}{\varepsilon_{a\_atuante}}$
Morrow Modificado	$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \varepsilon_a = \frac{\sigma'_f}{E} \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma'_f}\right) (2N)^b + \varepsilon'_f (2N)^c$	
SWT	$\sigma_{m\acute{a}x} \varepsilon_a = \frac{(\sigma'_f)^2}{E} (2N)^{2b} + \sigma'_f \varepsilon'_f (2N)^{b+c}$	$nf = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} \cdot \varepsilon_a}{\sigma_{m\acute{a}x} \cdot \varepsilon_{a\_atuante}}$

Fonte: Adaptado Norman Dowling (2018)

### 2.2.6 Resistência à fadiga - durabilidade

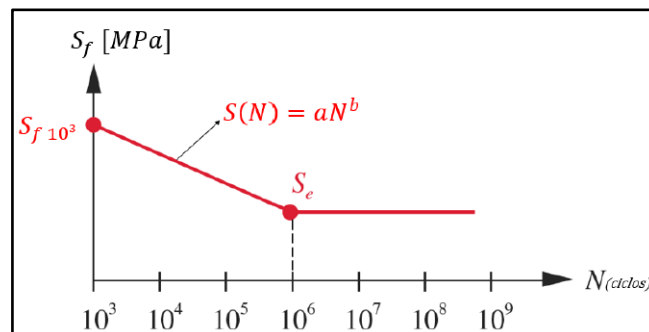
Conforme Budynas (2016), há três métodos principais de vida sob fadiga usados em análises de projetos. Os quais são: tensão-vida, deformação-vida e o da mecânica de fratura. Eles preveem a durabilidade, em número de ciclos de um componente até o seu colapso, e são divididos como baixo ciclo, quando o número de ciclos é inferior a  $10^3$  e alto ciclo quando o número de ciclos é superior a  $10^3$ .

Para definir o limite de resistência à fadiga, em laboratório um determinado material é submetido a inúmeros testes em um dispositivo de ensaio de fadiga. Tensões alternantes conhecidas são aplicadas e os ciclos são computados, até a quebra do corpo de prova. O mesmo material é submetido a diversas análises cíclicas sob diferentes tipos de sollicitações e cargas. A partir dos valores encontrados é traçado uma curva conhecida como S-N, onde se tem a relação da tensão de resistência à fadiga do material  $S_f$  em função no número de ciclos  $N$ .

Norton (2013) descreve que não sendo possível realizar o ensaio de fadiga, e na ausência de informações sobre a resistência à fadiga do material, os valores de  $Se'$  podem ser obtidos tomando como base o limite de resistência à tração do material  $S_{ut}$ . Todavia, em projetos de componentes mecânicos para aplicações reais, é recomendado utilizar a equação de Marin empregando os fatores de correção para resistência a fadiga para vida infinita  $Se$ .

A Figura 4 apresenta a curva S-N estimada e a equação da reta que relaciona  $S_{f10^3}$  e  $Se$ . Sendo que,  $S(N)$  é a resistência à fadiga para  $N$  ciclos,  $a$  e  $b$  são constantes definidas pelas condições de contorno.

Figura 4 - Curva S-N estimada



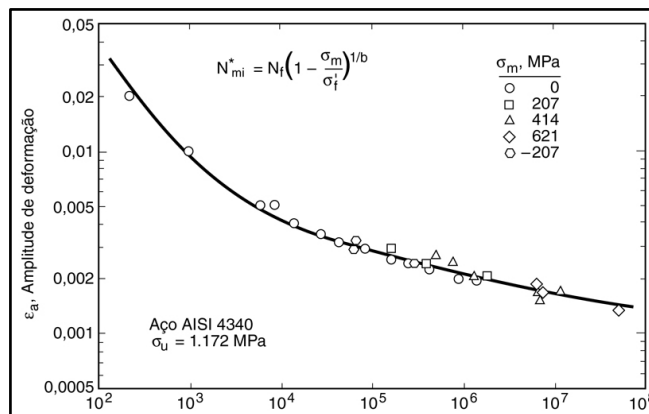
Fonte: Adaptado Norton (2013).

Segundo Dowling (2013), o método de fadiga sob deformação é direcionado para peças com concentradores de tensão, por levar em conta a plastificação local. Para estimativa de vida,

nesta técnica, as tensões e deformações no entalhe são empregadas para cálculo. Desta forma, diferente da metodologia baseada em tensão, que usa as tensões nominais médias, esta prática é recomendada para materiais com vida curta em fadiga, por considerar o escoamento localizado.

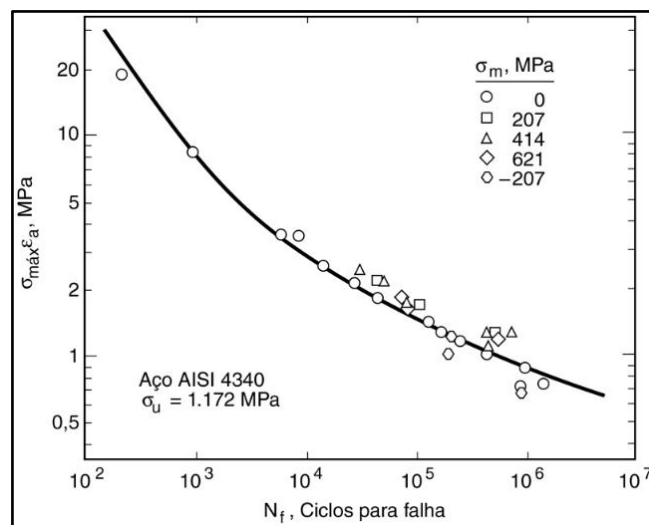
Assim como a curva S-N é empregada na prática de tensão-vida para estimar a vida de componentes, no método fundamentado nas deformações utilizasse a curva  $\epsilon$ -N (deformação em comparação ao número de ciclos até a falha). Esse tipo de curva é oriunda de ensaios de fadiga sob carregamento cíclico completamente invertido, conforme os limites constantes de deformação. Na Figura 5 é apresentada a curva  $\epsilon$ -N pelo critério de Morrow e na Figura 6 pelo critério SWT, para o aço AISI 4340.

Figura 5 - Curva  $\epsilon$ -N pelo critério de Morrow



Fonte: Adaptado Dowling (2013).

Figura 6 - Curva  $\epsilon$ -N pelo critério SWT



Fonte: Adaptado Dowling (2013).



### 2.2.7 Fadiga multiaxial

A fadiga multiaxial é definida como aquela em que mais de um sistema de carregamentos é produzido durante um ciclo, em regiões pontuais em uma peça, resultante da natureza do carregamento, como esforços combinados. Estas cargas não precisam ser proporcionais ou aplicadas simultaneamente.

De acordo com Dowling (2013), em várias situações na engenharia são comuns as tensões multiaxiais proporcionais, considerando, carregamentos reversos, que atuam na mesma frequência e em fase, ou a 180° fora de fase. Em componentes fabricados com materiais dúcteis atribui-se que a vida de fadiga é gerida pela amplitude cíclica da tensão de Von Mises, conforme a Equação 6.

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \quad (6)$$

Onde,  $\sigma'$  é a tensão equivalente média, enquanto  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  e  $\sigma_3$ , são amplitudes das tensões principais.

Geralmente, fadiga é um fenômeno superficial, de maneira que a sua componente de tensão normal à superfície livre é zero. Portanto, considera-se que todas as tensões presentes dentro do plano de tensões biaxiais são suficientes para avaliação do dano na maioria dos casos.

Conforme Budynas (2016), para um estado biaxial de tensões, usando as componentes do tensor tridimensional de tensão, a equação de Von Mises pode ser escrita conforme a Equação 7.

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 - \sigma_x \cdot \sigma_y + \sigma_y^2 + 3 \cdot \tau_{xy}^2} \quad (7)$$

De acordo com Dowling (2013), a pesar de situações práticas abrangerem normalmente estados multiaxiais de tensão, as curvas S-N, embora elaboradas numa base uniaxial de tensões, podem ser empregadas segundo a hipótese de Von Mises.

## 2.3 MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

A utilização de software de simulação se faz cada vez mais presente na fase do projeto, com o intuito de diminuir o tempo e o custo. Conforme Mirlisenna (2016), a utilização do

método dos elementos finitos (MEF) possibilita reproduzir as condições de serviço, o que representaria o funcionamento real do equipamento, permitindo a avaliação de diversos parâmetros tais como: mudança de geometria, concentradores de tensão, escolha de material, etc., sem a necessidade da fabricação de diversos protótipos ou ensaios em bancada.

Carneiro (2019) relata que uma das grandes adversidades ao adotar o método de verificação via método de elementos finitos é a reprodução das condições de contorno fidedignas com a aplicação que o componente será exposto. Em diversas oportunidades, ao utilizar MEF, são testadas várias condições de contorno, e comparado os resultados com testes de bancada, com o intuito de reproduzir a simulação o mais parecido possível com a realidade da aplicação.

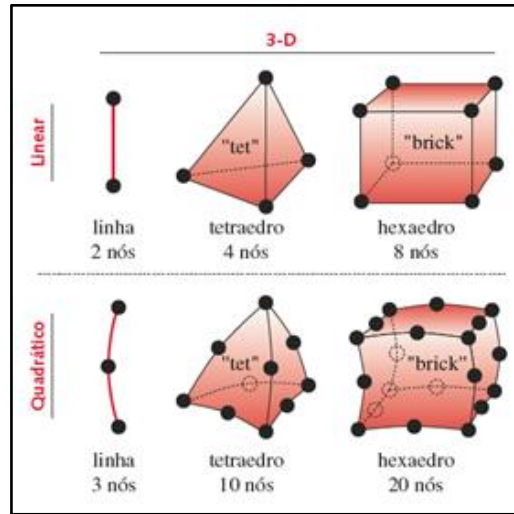
### **2.3.1 Tipos de elementos**

Segundo Norton (2013) os elementos podem ser unidimensionais, bidimensionais ou tridimensionais, ou, ainda, de linha, área e volume. Além disso, é possível que os elementos sejam de diferentes ordens, expressão utilizada para relatar a ordem da função (usualmente um polinômio). De acordo com Mirlisenna (2016), os elementos são interligados por meio de pontos, os quais são chamados de nós ou pontos nodais, a soma destes elementos e nós dá origem a malha. A acuracidade do MEF está diretamente relacionada ao número de nós e elementos, do tamanho e dos tipos de elementos da malha. Ou seja, quanto mais refinada for a malha, isto é, elementos com tamanho reduzido, e maior quantidade de nós, mais precisa será a solução do estudo.

Segundo Alves Filho (2013), elementos tipo sólido são corpos contínuos elásticos tridimensionais. Na prática, visando o cálculo das deformações e tensões, esse tipo de elemento é utilizado para casos de projetos complexos, necessitando maior tempo computacional, onde não é possível utilizar modelos simplificados com as aproximações planares ou como um modelo de barras. Por exemplo eixos, componentes de máquinas, suportes fundidos, carcaças de embreagem e transmissão, blocos de motor, entre outros.

Um elemento de linha 3-D possui 6 GDL por nó, e é capaz de suportar momentos e torques em adição às forças lineares nas três direções. Elementos com formas geométricas mais complexas, como, por exemplo, triângulos, quadriláteros, tetraedros e hexaedros, têm mais GDL, a Figura 7 apresenta alguns tipos de elementos finitos 3-D mais comuns.

Figura 7 - Alguns elementos finitos comuns.



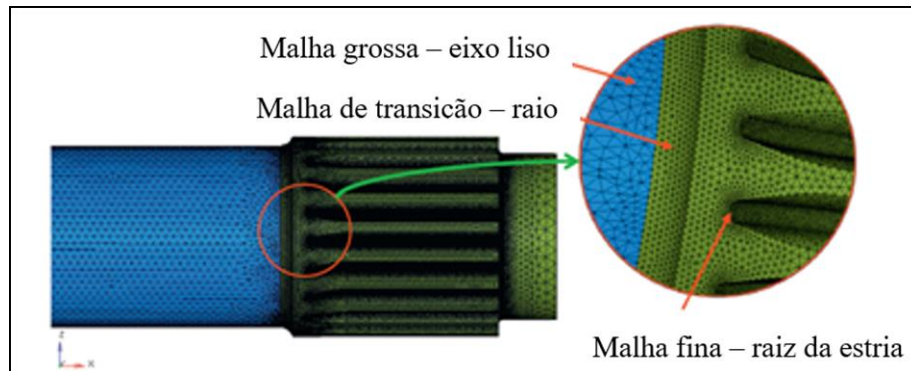
Fonte: Adaptado Norton (2013).

### 2.3.2 Malha

Malha é a denominação dada para a rede de elementos e nós que discretiza uma região. A densidade da malha se eleva quando se adiciona, a uma determinada região, mais elementos. Uma malha com poucos elementos pode apresentar um resultado errôneo, já malhas com muitos elementos, refinada, apresenta resultados precisos. Todavia, o excesso de refinamento de malha em regiões desnecessárias, aumenta o tempo de processamento e, por consequência, o custo da operação. Nesse sentido, uma malha grosseira é adotada em áreas com gradiente de tensão baixa, já em áreas com gradiente de tensão elevado ou mudança de geometria é empregada uma malha refinada (BUDYNAS, 2016).

Segundo Carneiro (2022), a malha é subdividida em número de elementos e número de nós, sendo que os nós retratam os graus de liberdade e também tem influência direta com o modelo de elemento adotado. Na investigação sobre a causa da falha de um eixo de transmissão veicular realizada por Li-Hui Zhao et al. (2019), fora adotada malha grosseira nas regiões com geometria uniforme do eixo, malha de transição no raio, e malha refinada na raiz do estriado, conforme mostrado na Figura 8.

Figura 8 - Malha adotada em função da região



Fonte: Li-Hui Zhao et al. (2019).

### 2.3.3 Etapas para análise de elementos finitos

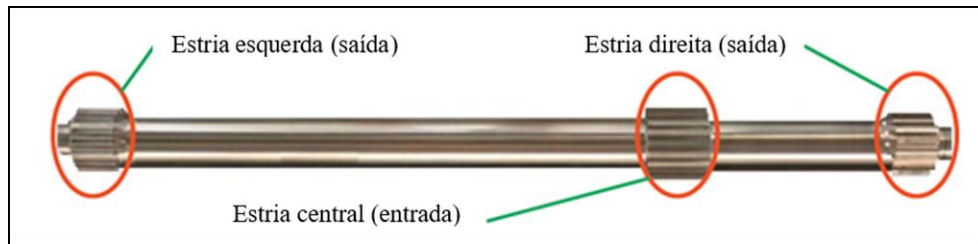
De acordo com Azevedo (2023), a metodologia para análise de projeto de engenharia utilizando o método de elementos finitos está dividida em três etapas, as quais são:

- a) Pré-processamento: etapa no qual é necessário compreender o problema. Nessa fase é determinada a geometria, o tipo do elemento, a densidade da malha, as propriedades do material, as cargas e as condições de contorno.
- b) Processamento: etapa na qual é criado o equacionamento através do software para resolução do sistema, por meio de matrizes de característica do elemento (rigidez) e vetores de característica (carga). Os cálculos determinam os valores nodais de deslocamento e reações nos apoios, estabelecendo as tensões e deformações.
- c) Pós-processamento: etapa na qual se obtém as respostas tais como: tensões, deformações, forças internas nos elementos, fatores de segurança, etc.

### 2.3.4 Caso de elementos finitos aplicados a eixos

Li-Hui Zhao et al. (2019) realizaram uma investigação sobre a causa da falha de um eixo de transmissão veicular. Dentre as estratégias utilizadas para analisar o motivo da quebra do componente, o método de elementos finitos foi empregado. O eixo é composto por três regiões estriadas, conforme Figura 9. Todas as quebras ocorrem na mesma posição, como pode ser visto na Figura 10, que é na transição da ranhura de saída direita para a parte lisa do eixo.

Figura 9 - Esquema do eixo de transmissão e zonas geométricas distintas



Fonte: Li-Hui Zhao et al. (2019).

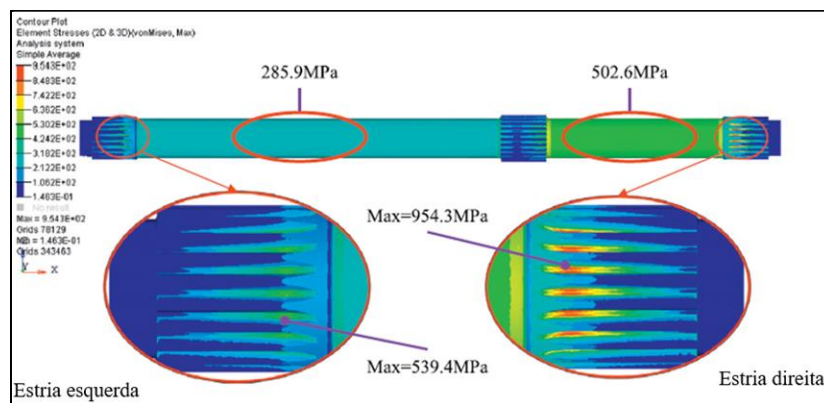
Figura 10 - Característica de fratura do eixo de transmissão



Fonte: Li-Hui Zhao et al. (2019).

Após o estudo os autores relatam que a quebra da peça está associada a falha por fadiga, pois foram identificadas marcas de praia na superfície analisada. A análise realizada pelo MEF apontou uma concentração de tensão na raiz dos raios dos estriados das extremidades, com maior intensidade no lado direito do componente, o que vem ao encontro com a posição das trincas visualizadas na peça física. Por fim, o trabalho apontou que há má distribuição das tensões entre o lado direito e esquerdo da peça, conforme Figura 11, associado a altas tensões na raiz dos raios do estriado, é a cauda da falha prematura, e uma reavaliação do projeto deverá ser realizada para distribuir melhor o torque ao longo do eixo.

Figura 11 - Estudo com base no MEF



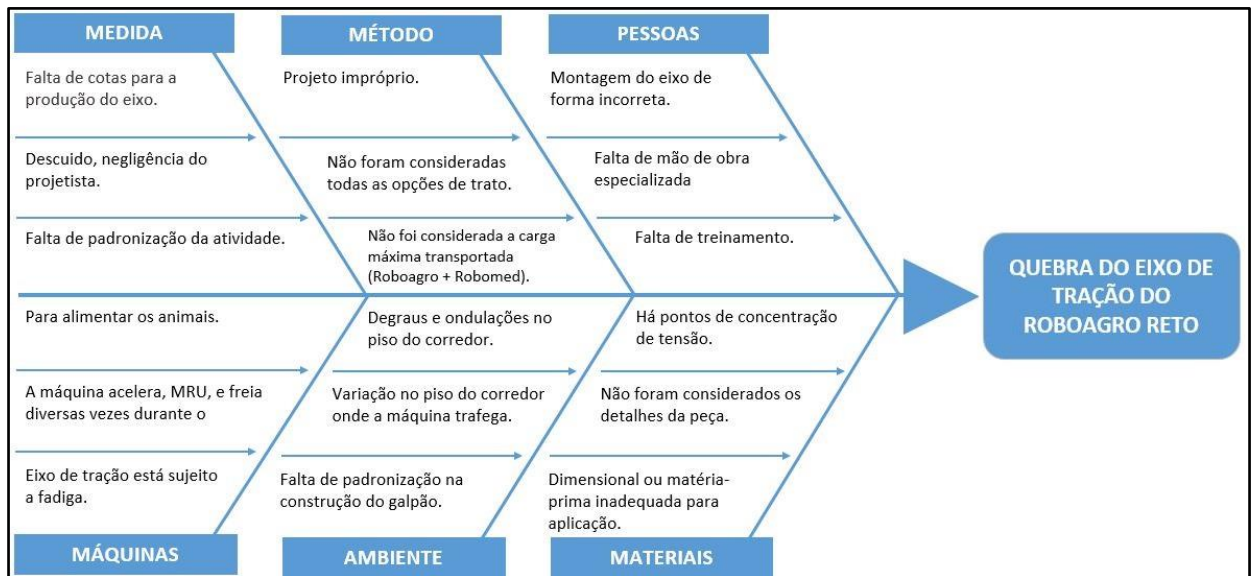
Fonte: Li-Hui Zhao et al. (2019).

Azevedo Silva et al. (2016), realizaram um estudo sobre o dimensionamento de um eixo de transmissão de potência, comparando o método clássico, em relação ao método de elementos finitos. Na primeira etapa foram adotados todos os passos clássicos da literatura, tais como determinar as tensões, os fatores geométricos de concentração de tensões, fatores de correção para a resistência à fadiga, e estimado para uma vida finita entre  $10^3$  e  $10^6$  ciclos, entre outros parâmetros. Na segunda etapa foi realizado o estudo utilizando um software dedicado a MEF, entrando com todos os parâmetros de carregamento, condições de contorno, malha, sendo esta adotada mais grosseira ou mais refinada dependendo da região do componente. Em suma, os resultados obtidos utilizando os dois métodos foram muito próximos, no caso em particular o eixo não atende a determinado ciclo de vida estipulado. Os autores ainda destacam que para casos mais complicados, componentes com mais detalhes e carregamentos mais complexos, a utilização do método clássico se torna mais difícil e a utilização do método de elementos finitos se faz necessária para ter confiabilidade no dimensionamento, ganhar em velocidade de execução da tarefa, e diminuir os números de protótipo o que implica na redução de custo do projeto.

### 3 MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo é abordada a metodologia, com suas etapas, para analisar as causas da falha do eixo de tração do Roboagro Reto. Em adição, também foi empregado o diagrama de Ishikawa, Figura 12, para elencar os processos, em diferentes perspectivas, relacionando os potenciais motivos para a quebra precoce do componente.

Figura 12 – Diagrama causa da quebra prematura do eixo de tração



Fonte: Autor (2023).

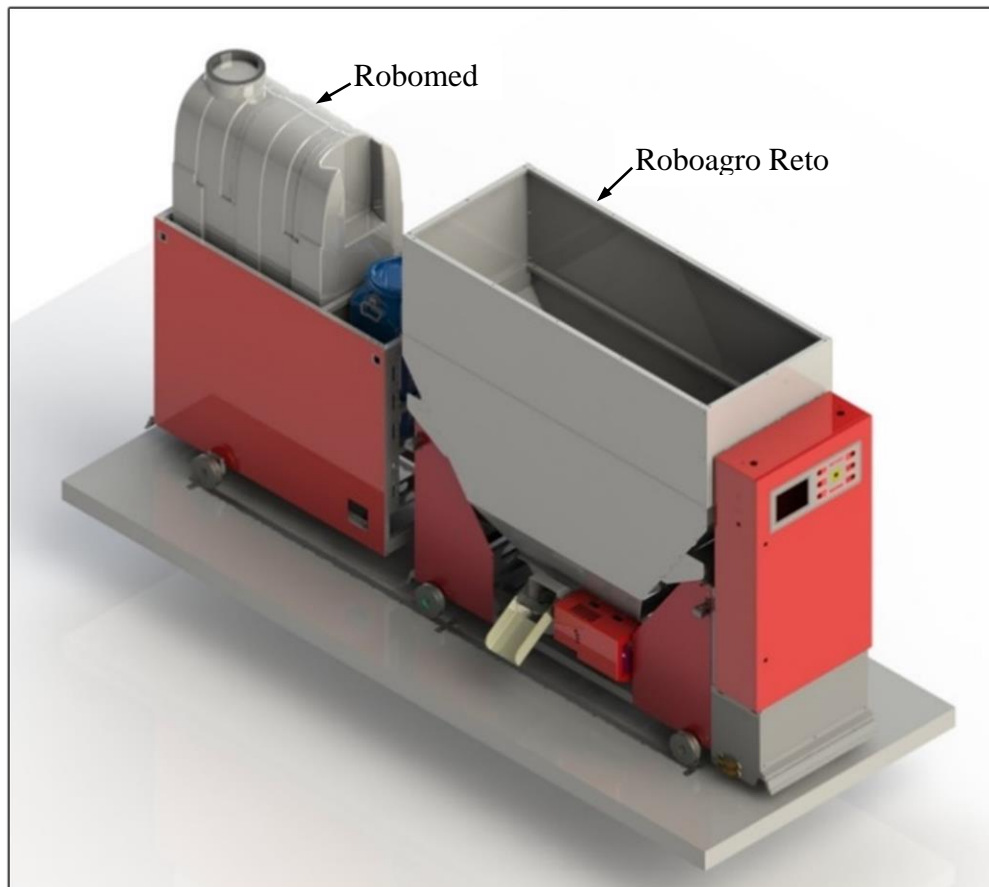
#### 3.1 MATERIAIS

Este trabalho foi desenvolvido com a finalidade de analisar a falha prematura observada no eixo de tração, de um carro autônomo, que opera sob regime de cargas variáveis. O carro autônomo é denominado Roboagro Reto, e é utilizado na criação de suínos na fase de terminação, na qual tem a função de percorrer o trajeto do galpão abastecendo as baias, local onde os animais são criados e se alimentam, fornecendo ração conforme a dieta programa.

Este modelo de equipamento percorre apenas trajetos em linha reta em um comprimento típico de galpão com 100 metros, andando sobre trilhos. A carga é considerada variável devido ao deslocamento intermitente com partidas e paradas que ocorrem ao longo do trajeto. Além disso, o nível de carga reduz gradativamente conforme a ração vai sendo distribuída aos animais.

Na condição de esforço mais severo para o sistema de tração, além do Roboagro Reto transportar a caga máxima de ração, ele reboca um implemento denominado Robomed, conforme a Figura 13, e este é utilizado para alimentação líquida e medicação dos animais quando necessário.

Figura 13 – Roboagro Reto com Robomed



Fonte: Autor (2023).

Nessa configuração, as seguintes cargas são transportadas:

- massa líquida do Roboagro Reto: 650 kg;
- massa da carga máxima transportada pelo Roboagro Reto: 860 kg;
- massa líquida do Robomed: 200 kg e;
- massa da carga máxima transportada pelo Robomed: 560 kg.

No Quadro 1 estão listadas as quatro principais configurações de trato em que a máquina opera e, por consequência, o número de vezes em que o eixo é submetido a esforços para tirar o equipamento do seu estado de repouso, considerando um galpão de 100 metros e o lote com duração de 120 dias, que é o padrão utilizado em campo.



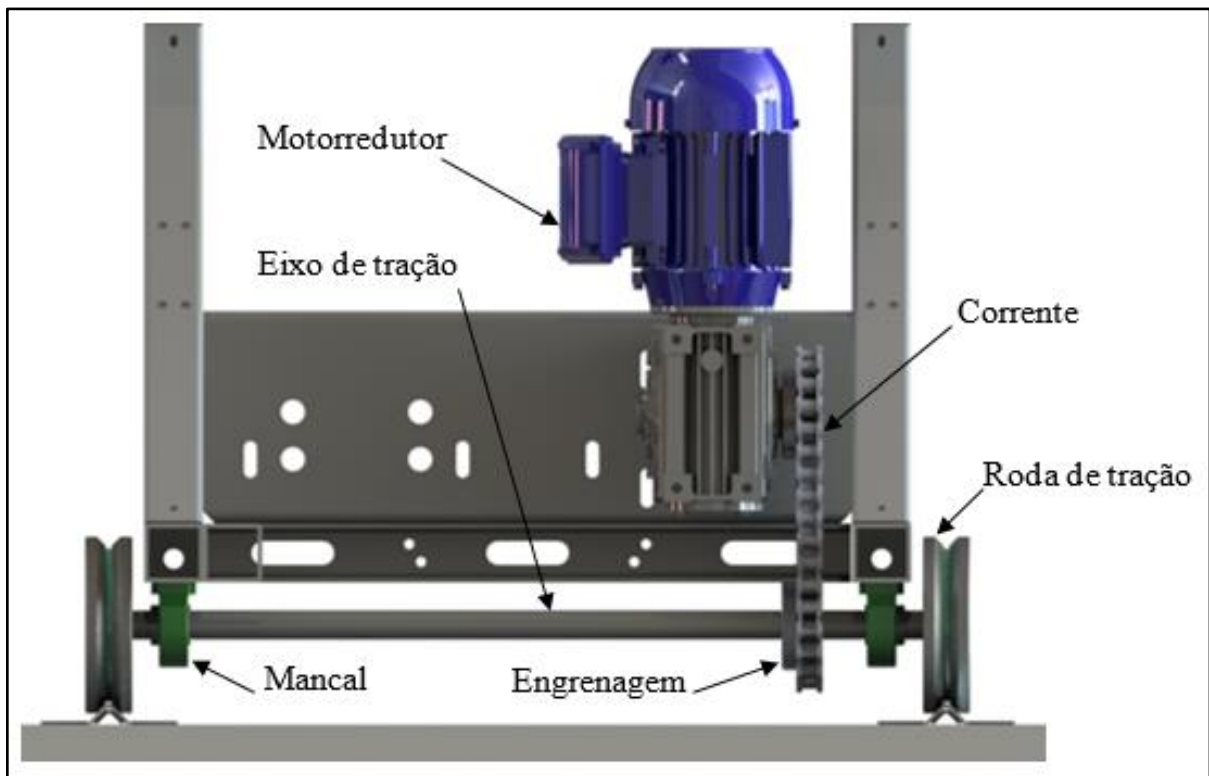
Quadro 1 – Configurações de trato e quantidade de movimentações

<b>Tipo do trato</b>	<b>Por trato</b>	<b>Por dia</b>	<b>Por lote</b>
Linear	2	8	960
Matrix (um cocho por baia)	20	60	7200
Com um Cocho Auxiliar	20	80	9600
Com dois Cochos Auxiliares	40	160	19200

Fonte: Autor (2023)

Na Figura 14 são apresentados alguns dos componentes do sistema de tração da máquina. O motorreductor que transmite o torque para o eixo de tração através de engrenagens e corrente, os mancais fixados ao chassi da máquina, e as rodas montadas nas extremidades do eixo de tração. Sendo que, o motorreductor é acionado por softstar, com rampa de aceleração e desaceleração de um segundo.

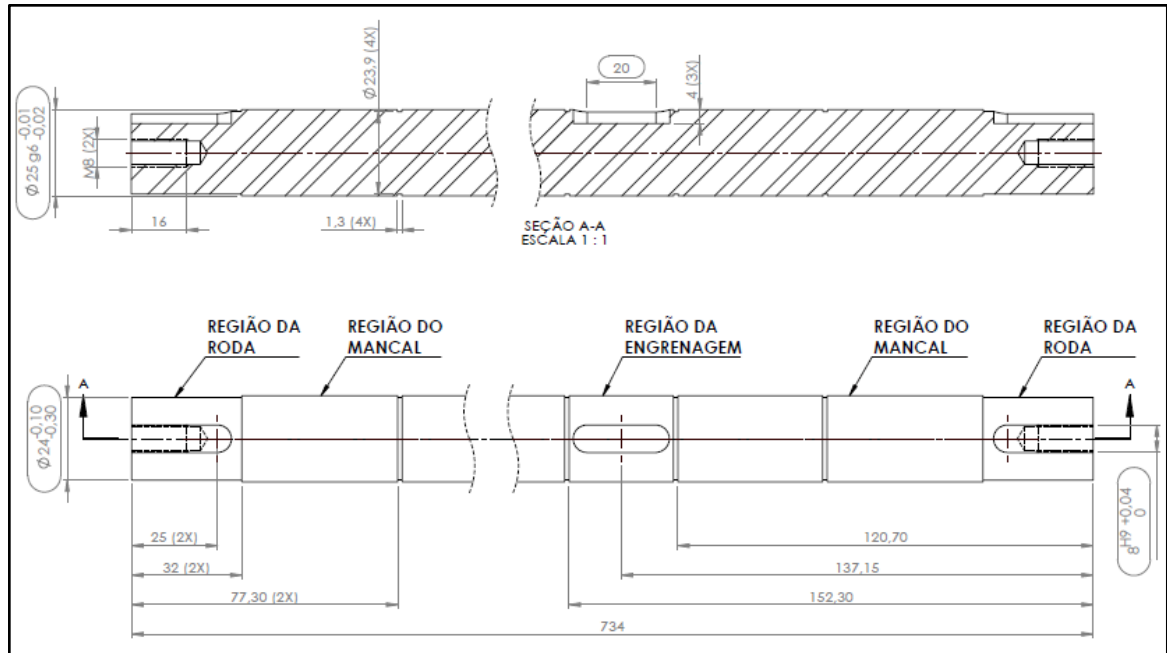
Figura 14 – Sistema de tração do Roboagro Reto



Fonte: Autor (2023).

Na Figura 15 observa-se o eixo de tração, que é fixado entre os mancais, sendo responsável por fazer a ligação entre o motorreductor, engrenagens, corrente e rodas, e assim movimentando a máquina.

Figura 15 – Eixo de tração do Roboagro Reto



Fonte: Autor (2023).

A fratura do eixo de tração promove uma falha crítica do equipamento pois uma das rodas fica inoperante, causando a parada imediata ou até mesmo o descarrilamento máquina. Na Figura 16 mostra a fratura que ocorreu após a engrenagem e o seu anel de travamento.

Figura 16 – Exemplo de quebra de eixo da tração no canal do anel

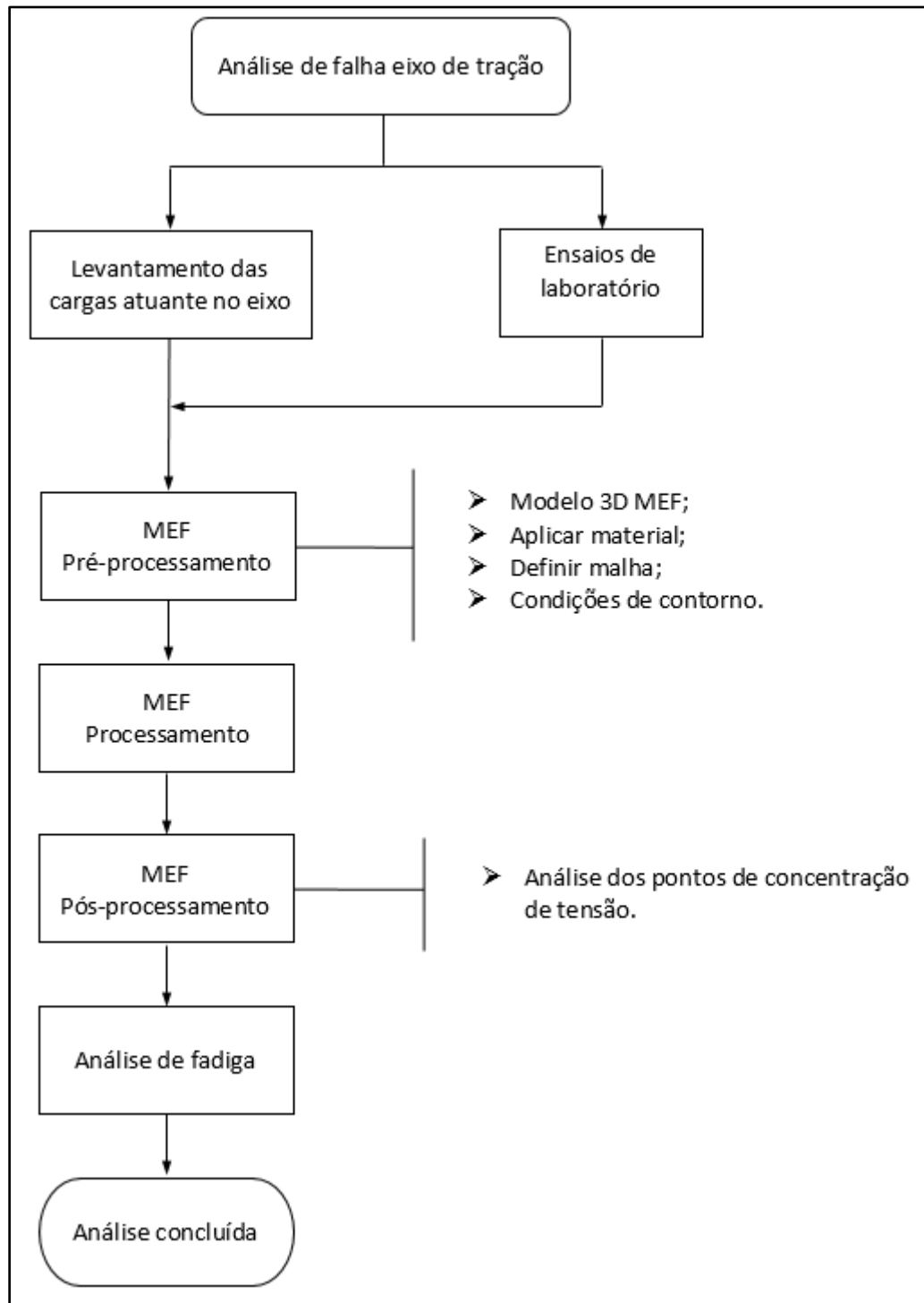


Fonte: Autor (2023).

### 3.2 MÉTODOS

A Figura 17 mostra um fluxograma com os passos a serem seguidos na sequência do trabalho para obter os resultados do estudo.

Figura 17 - Fluxograma da metodologia

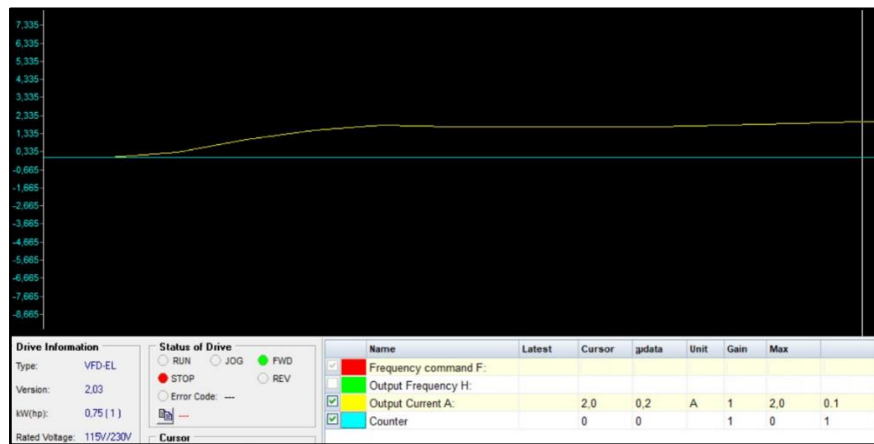


Fonte: Autor (2023).

### 3.2.1 Cargas atuantes

Os níveis de torque aos quais o eixo é submetido foram obtidos em teste prático executado em campo, realizando a leitura da corrente de partida, de trabalho e de frenagem. Para isso, foi conectando o *software* Delta VFD-Soft 1.58 ao *softstarter* Delta VFD-EL, para executar a leitura das correntes do motorreductor em cada situação, conforme a Figura 18. A partir dos valores de corrente encontrados, juntamente com os dados do motor e redutor obteve-se o torque em cada cenário citado.

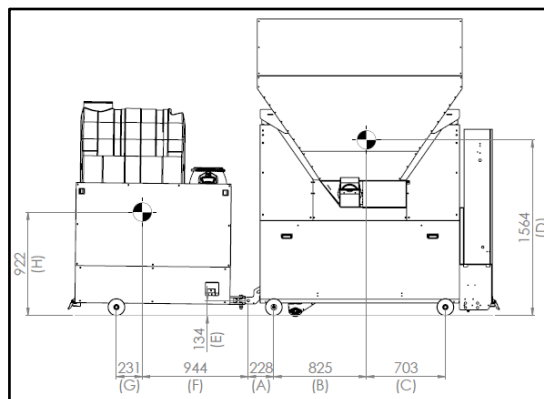
Figura 18 – Corrente de pico na aceleração



Fonte: Autor (2023).

Para determinar as reações que chegam ao eixo de tração, na condição de carga máxima da máquina, foi realizado o equacionamento analítico através do somatório das forças e momentos. Localizou-se as posições dos centros de gravidades do Roboagro Reto e do Robomed, a partir do modelo 3D conforme Figura 19.

Figura 19 – Posições dos centros de massa



Fonte: Autor (2023).

A Tabela 3 apresenta os coeficientes de rolamento entre alguns materiais, atrito da roda sob o solo, utilizado para determinar a força de atrito, conforme descrito no catálogo técnico da Hamilton (2013), fabricante de rodas e rodízios.

Tabela 3 – Coeficiente de atrito de rolamento

Material da roda	Material do Piso	Atrito de Rolamento
Aço forjado	Aço	0,019
Ferro fundido		0,021
Borracha dura		0,303
Poliuretano		0,030 – 0,057
Nylon fundido		0,027
Resina fenol		0,026

Fonte: adaptado Hamilton (2013).

A força de tração e o coeficiente de atrito de rolamento são obtidas através das Equações 8 e 9.

$$F_T = \frac{T}{r} \quad (8)$$

Onde:

$F_T$  = força de tração (N);

T = torque de saída do redutor (N.mm);

r = raio da roda (mm).

$$\mu_{total} = \frac{FT_{MRU}}{PBT} \quad (9)$$

Onde:

$\mu_{total}$  = coeficiente de atrito de rolamento (-);

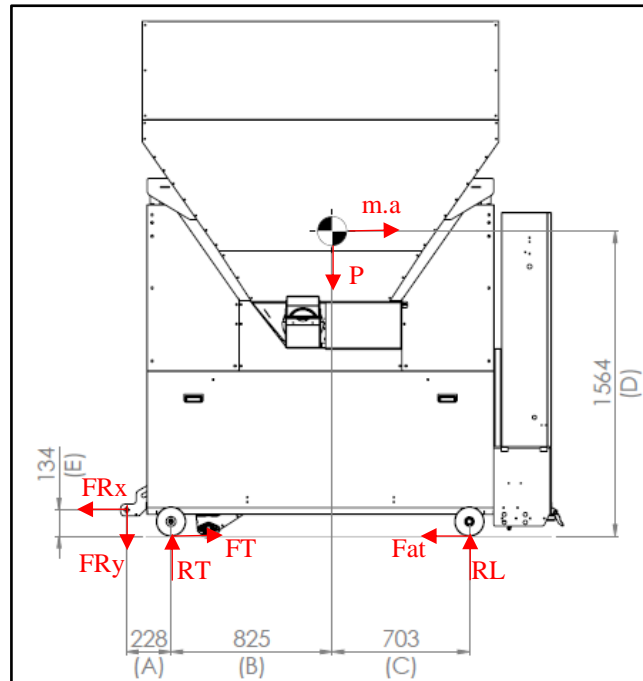
$FT_{MRU}$  = força de tração em MRU (N);

PBT = peso bruto total (N).

Os diagramas de corpo livre, das Figura 20 e 21, apresentam os vetores que atuam no Roboagro Reto e no Robomed. Através do equacionamento, utilizando o somatório das forças

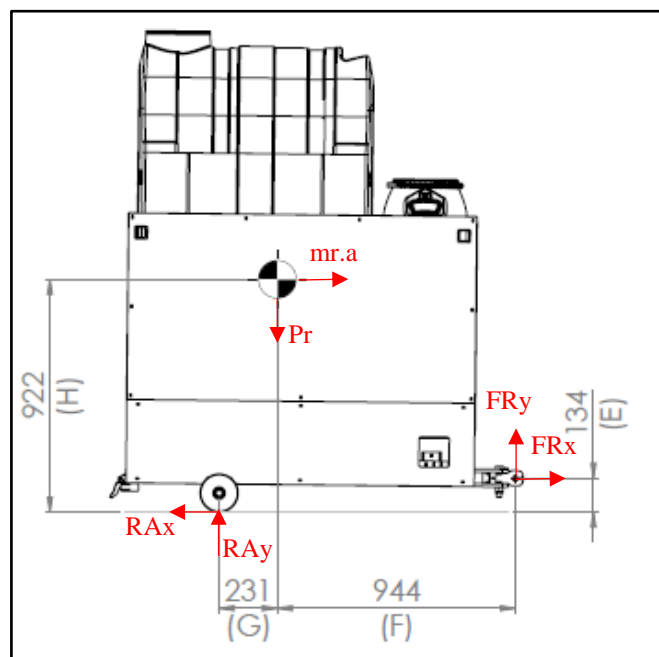
em “X” e “Y”, e o somatório de momento a partir do centro de gravidade foi possível determinar as Equações 10 a 15, utilizadas para estabelecer as reações que chegam ao eixo de tração.

Figura 20 - DCL roboagro reto acoplado ao robomed



Fonte: Autor (2023).

Figura 21 - DCL robomed



Fonte: Autor (2023).

$$a = \frac{(FT_{MRU} \cdot \left(\frac{T}{T_{MRU}}\right) - FT_{MRU})}{M_{BT}} \quad (10)$$

$$FR_y = \frac{(760 \cdot 9,81 \cdot G) + (a \cdot E) + (9,81 \cdot \mu_{total} \cdot E) - (a \cdot H)}{F + M + (\mu_{total} \cdot K)} \quad (11)$$

$$FR_x = (760 \cdot a) + (\mu_{total} \cdot (9,81 \cdot 760) - FR_y) \quad (12)$$

$$RT = \frac{(FR_x \cdot E) + (FR_y \cdot A \cdot B \cdot C) + (9,81 \cdot 1510 \cdot C) + (1510 \cdot a \cdot D)}{B + C} \quad (13)$$

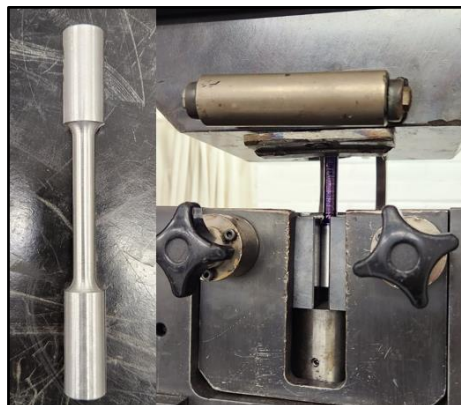
$$FT = 2270 \cdot (a + (\mu_{total} \cdot 9,81)) \quad (14)$$

$$F_{eixo} = \sqrt{FT^2 + RT^2} \quad (15)$$

### 3.2.2 Ensaio de Tração

Os ensaios de tração foram realizados no Laboratório de Ensaio Mecânicos (LAMEC) situado na Universidade de Caxias do Sul (UCS), utilizando uma máquina de ensaio universal EMIC, modelo DL 20000, com capacidade de carga de 200 kN. Os corpos de prova foram fabricados a partir de um eixo que falhou em operação, os mesmos seguiram um padrão de dimensões e forma conforme a norma ASTM A370 – Métodos de teste padrão e definições para ensaios mecânicos de produtos de aço, conforme Figura 22. Com isso, obteve-se a curva tensão-deformação de engenharia do material, o qual o componente é fabricado, e bem com suas propriedades mecânicas. Esses dados são usados na análise MEF, utilizando o *software Ansys*.

Figura 22 – Ensaio de tração



Fonte: LAMEC (2023).

O ensaio foi executado sem o uso de extensômetro e, portanto, neste trabalho, o módulo de elasticidade teve seu valor atribuído em 200 GPa. As tensões foram calculadas através dos dados de força e área dos corpos de prova, fornecidos nos relatórios.

### **3.2.3 Composição química**

O ensaio de composição química foi realizado no Laboratório de Ensaios Mecânicos (LAMEC) situado na Universidade de Caxias do Sul (UCS), utilizando um espectrofotômetro Spectro, modelo Spectromax. Através do processo de espectrometria de emissão ótica foram identificados e quantificados cada elemento presente no material, com isso, foi possível determinar e classificar a matéria-prima que foi utilizada para fabricar os eixos que falharam em campo.

### **3.2.4 Ensaio de dureza**

O ensaio de dureza Vickers foi realizado no Laboratório de Ensaios Mecânicos (LAMEC) situado na Universidade de Caxias do Sul (UCS), utilizando um microdurômetro Shimadzu. Através desse processo planejou-se caracterizar o material juntamente com a análise de composição química.

Foram realizadas cinco medições, sendo o primeiro ponto a 0,5 mm da borda do corpo de prova e os demais foram incrementando 6 mm, assim percorrendo toda a seção transversal.

### **3.2.5 Ensaio de metalografia**

O ensaio de metalografia foi realizado no Laboratório de Ensaios Mecânicos (LAMEC) situado na Universidade de Caxias do Sul (UCS), de acordo com a norma NBR 13284:95, utilizando um microscópio de projeção invertida Zeiss juntamente com o software Axio Vision. Através desse processo foi analisado a microestrutura do corpo de prova e comparado com a literatura.

Foi executado o embutimento, lixamento e polimento da seção de importância, do eixo de tração, para auferir uma superfície plana e polida, além de atacar a face com o agente químico Nital 2% (ácido nítrico mais álcool).



### 3.2.6 Análise do perfil de fratura

A análise do perfil de fratura foi realizada no Laboratório de Ensaio Mecânicos (LAMEC) situado na Universidade de Caxias do Sul (UCS), pelo método de fractografia (procedimentos internos/ e pesquisa). Através desse processo classificou-se o tipo de fratura que o eixo de tração apresenta. Há uma série de perfis catalogados e para cada um destes, está associado uma possível causa da ruptura de uma peça. Algumas destas fraturas são: por clivagem, por propagação intergranular, dúctil e por fadiga.

### 3.2.7 Análise pelo método de elementos finitos

De posse dos dados extraídos nos ensaios de laboratório, dos eixos de tração que falharam em operação, das cargas obtidas analiticamente, e do torque aplicado, foi simulado o componente pelo método de elementos finitos utilizando o *software Ansys*. Através da ferramenta determinou-se as tensões, deformações, e a verificação da sua resistência estrutural da peça.

Para solucionar um problema real empregando o método de elementos finitos, é necessário o conhecimento sobre a aplicação do produto e os fenômenos físicos que estão atuando. O que implica em planejar o modelo matemático (3D), a discretização da geometria, aplicação das condições de contorno e, por fim, interpretar os resultados obtidos.

O eixo de tração foi discretizado em um sistema equivalente de elementos finitos com nós associados. Os tipos de elementos utilizados foram os tetraédricos quadráticos, onde a malha grossa foi adotada na seção lisa do eixo enquanto a malha fina foi empregada na região da chaveta e canais dos anéis elásticos. A quantidade total de elementos que foi empregado e sua alteração de tamanho foram determinados de acordo com a análise de convergência de malha.

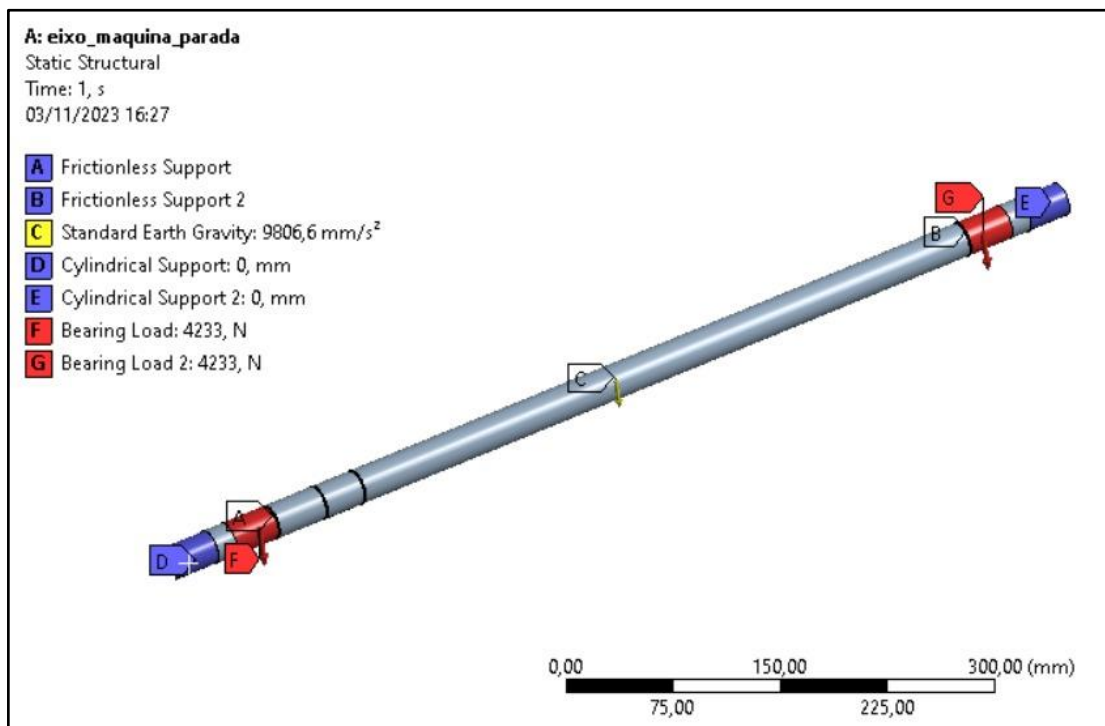
Foram empregadas as cargas atuantes e condições de contornos essenciais para o estudo do eixo de tração, a fim de representar o comportamento do sistema de tração da máquina. As forças, e os torques atuantes no componente foram calculados analiticamente através do somatório das forças, momentos, além da leitura da corrente do motorreductor, como será esmiuçado no próximo capítulo.

Na Figura 23 estão representadas as condições de contorno e as cargas atuantes no eixo de tração para situação da máquina parada (estática). Sendo que, as letras A e B representam os

mancais, a letra C é a aceleração da gravidade. As letras D e E são os apoios cilíndricos, que nesse caso são fixos em todas as direções. E as letras F e G são as cargas atuantes no componente.

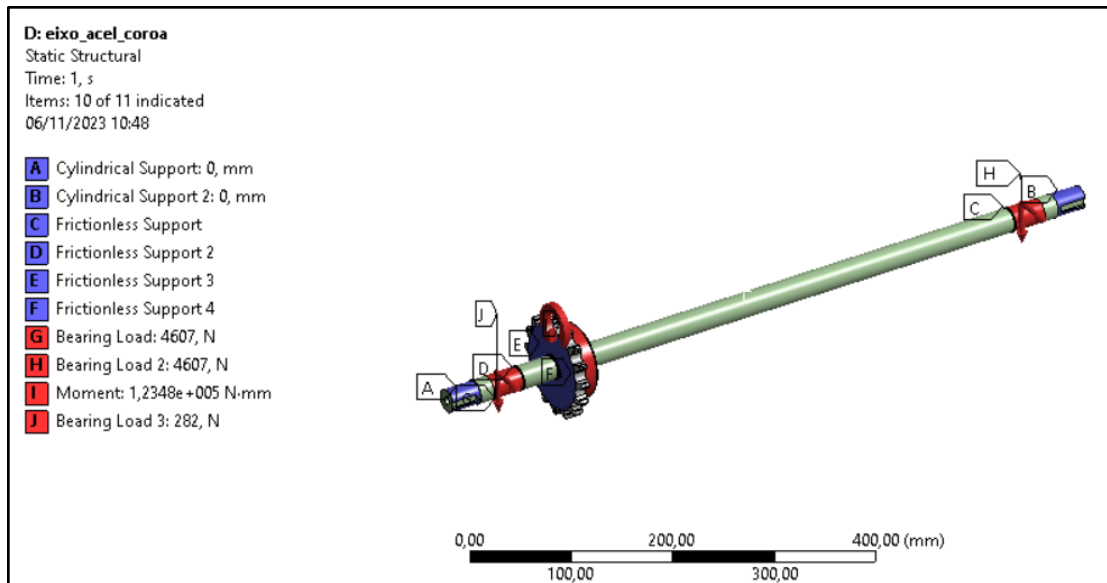
Na Figura 24 estão representas as condições de contorno e as cargas atuantes no eixo de tração para as situações da máquina acelerando, trabalho (movimento retilíneo uniforme), e freando. Sendo que, as letras A e B representam os apoios cilíndricos, com restrição de movimento no eixo vertical e na rotação. A movimentação axial do eixo é limitada por suportes indicados nas letras C a F. As letras G e H indicam as cargas verticais, a letra I é o torque aplicado, e a letra J representa a carga horizontal.

Figura 23 - Contornos e cargas atuantes na condição estática



Fonte: Autor (2023).

Figura 24 - Contornos e cargas atuantes nas condições (acelerando, trabalho e frenando)



Fonte: Autor (2023).

### 3.2.8 Análise de fadiga

O estudo de fadiga foi realizado de forma analítica, com o auxílio do software Excel, pelos critérios Gerber, ASME-Elíptico (tensão-vida), e pelos critérios de Morrow e SWT (deformação-vida). Como a investigação sobre a fadiga foi realizada sem a utilização de um software específico de simulação, optou-se por calcular as tensões e demais coeficientes, a partir das cargas atuantes no eixo e propriedade do material de acordo com a literatura e dados encontrados no ensaio de tração, através das fórmulas clássicas descritas na bibliografia. O que possibilitou comparar as tensões calculadas analiticamente em relação aos resultados encontrados na simulação pelo método MEF, e em que região da peça ela está localizado o maior esforço.

Além disso, como o equipamento fornece alimento à medida que percorre o trajeto do galpão, diminuindo os esforços atuantes no eixo de tração, foi implementado o método de estimativa de vida com base no dano acumulado de fadiga utilizando os dados obtidos pelo critério de Gerber, o qual se mostrou mais conservador em comparação com os demais métodos utilizados. Foi considerado que a cada 5 metros a máquina tenha realizado um ciclo completo, da aceleração, movimento retilíneo uniforme, a frenagem, e tenha distribuído entre ração e água 20,6 kg. Ou seja, a máquina sai para tratar com a capacidade máxima de carga que é de 1420 kg, e necessita de 69 ciclos para esvaziar seus compartimentos de carga.

## 4 RESULTADOS

Neste capítulo serão exibidos os resultados encontrados através dos materiais e métodos relatados no capítulo 3. Onde são apresentadas as cargas que atuam no eixo de tração, os pareceres e análises dos ensaios de laboratório, os valores das tensões encontradas através do MEF, a análise de fadiga, para determinar a causa da quebra prematura do componente.

### 4.1 CARGAS ATUANTES NO EIXO

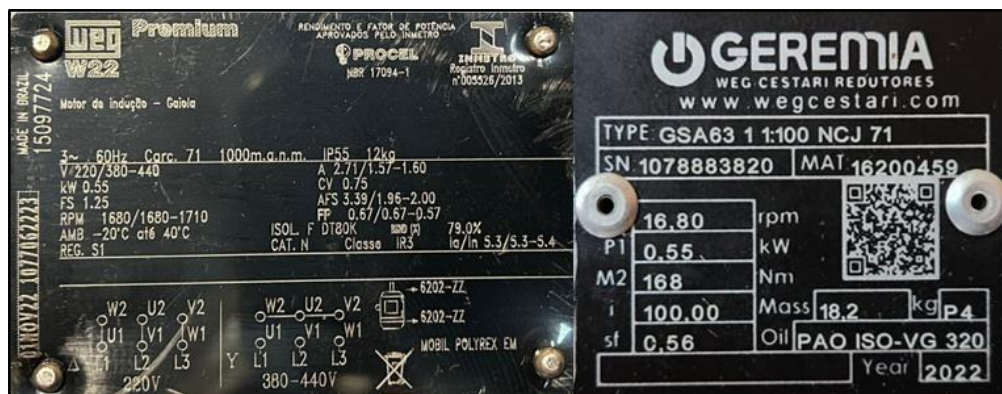
As cargas transversais atuantes no eixo de tração, objeto de estudo deste trabalho, foram calculadas vetorialmente baseado nos diagramas de corpo livre do equipamento. O regime de torques aplicados ao eixo foi obtido experimentalmente através de cálculos feitos a partir de leituras de dados em campo, na condição real de uso do equipamento.

#### 4.1.1 Torque

Conforme método descrito na seção 3.2.1, foram obtidas as correntes de aceleração 2A, de trabalho 1,7A, e de frenagem 1,8A, que em conjunto com as informações da placa do motor e redutor, Figura 25, foi possível calcular os torques atuantes no eixo de tração através das Equações 16 e 17. A planilha de cálculos para todas as situações encontra-se no Apêndice A.

Conforme Niemman (2015), transmissões do tipo engrenagem e corrente possuem rendimento de 97 a 98%. Tendo em vista, que o sistema de transmissão da máquina tem relação 1:1, foi considerada uma eficiência do sistema de 98% para determinar os torques. Na Tabela 4 encontram-se os torques obtidos em cada situação.

Figura 25 – Especificações do motor e redutor de tração do Roboagro Reto



Fonte: Autor (2023).

$$P = \left( \frac{\sqrt{3} \cdot I \cdot V \cdot \cos\phi \cdot \eta}{1000} \right) \cdot 1,358 \quad (16)$$

Onde:

P = potência consumida (CV);

I = corrente do motor (A);

V = tensão do motor (220 V);

$\cos\phi$  = fator de potência do motor (0,67 (-));

$\eta$  = rendimento do motor (0,79 (-));

$$T = \left( 716,2 \cdot \frac{P \cdot \eta}{n} \right) \eta 2,9,81 \quad (17)$$

Onde:

T = torque de saída do redutor (N.m);

P = potência consumida (CV);

$\eta$  = rendimento do redutor (0,55 (-));

n = rotação de saída do redutor (16,8 rpm);

$\eta_2$  = rendimento da transmissão (0,98 (-)).

Tabela 4 – Torques atuantes no eixo de tração

Situação de trabalho da máquina	Torque (N.m)
Acelerando (saído do repouso)	123,5
Trabalho constante (movimento retilíneo uniforme)	105,0
Frenando (parando a máquina)	-111,6

Fonte: Autor (2023)

#### 4.1.2 Esforço no eixo de tração

Conforme método descrito na seção 3.2.1, a Tabela 5 apresenta as reações transversais atuantes no eixo de tração, calculadas vetorialmente baseado nos diagramas de corpo livre do equipamento. O Apêndice B apresenta a planilha de cálculo utilizada para determinar as cargas.

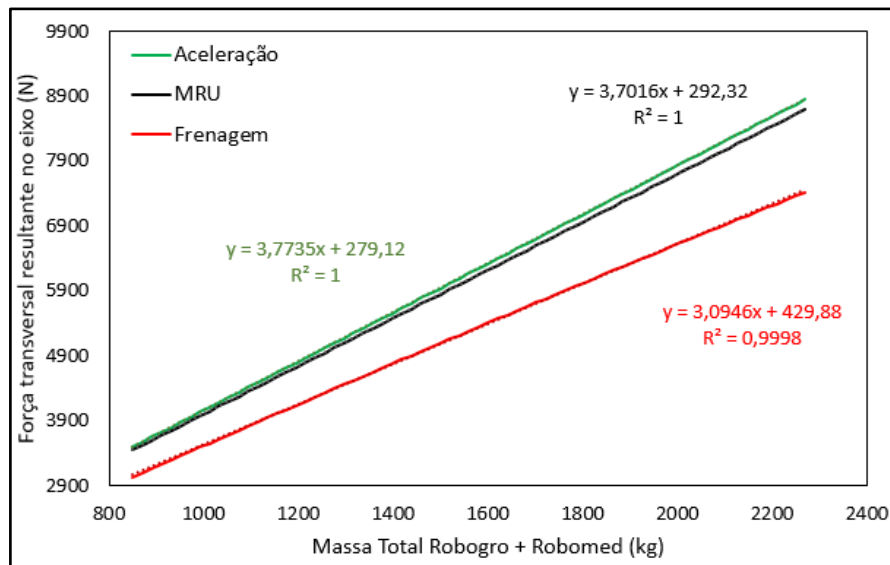
Tabela 5 – Reações que chegam ao eixo de tração em cada situação

Situação de trabalho da máquina	Aceleração (m/s <sup>2</sup> )	FT (N)	RT (N)
Estático (parado)	0,0	0,0	8.466,0
Acelerando (saindo do repouso)	0,109	1647	8.694,0
Trabalho (movimento retilíneo uniforme)	0,0	1400	8.581,0
Frenando (parando a máquina)	-1,272	-1488	7.267,0

Fonte: Autor (2013).

Além disso, devido ao fato do equipamento fornecer alimento para os animais, durante o percurso sua carga diminui gradativamente, e por consequência os esforços atuantes sobre o eixo de tração também decaem. Ao fornecer 12 kg de ração e 8,7 kg de água, a cada ciclo o equipamento esvazia seus compartimentos em 69 paradas. Com essas informações foi possível montar o gráfico, conforme a Figura 26, que relaciona a força sobre o eixo de tração em função do PBT do equipamento. O Apêndice C demonstra a sequência de carregamento utilizada para gerar os dados de carregamento.

Figura 26 –Força resultante no eixo em função do PBT



Fonte: Autor (2023).

A Equação 18 apresenta o coeficiente de atrito requerido para que a máquina não escorregue ao sair da condição de repouso, e a Equação 19 apresenta o coeficiente de atrito requerido para que a máquina frear. Sendo que, a força de tração é obtida dividindo o torque

pelo raio da roda que é 75 mm. Na Tabela 6, apresenta-se valores típicos do coeficiente de atrito aço com aço. Segundo Knight (2009), o atrito estático é uma força que atua sobre um objeto que o impede de escorregar, impossibilitando que ele inicie um movimento. Já o atrito cinético ou dinâmico, é uma força que surge em oposição ao movimento de objetos que estão se deslocando, ou seja, a partir que o objeto entra em movimento a força de atrito estático é substituída pela força de atrito cinético. Sendo que, o módulo da força de atrito cinético é menor do que o da força de atrito estático máxima, o que explica que é sempre mais fácil mover um corpo após tirá-lo do repouso.

$$\mu_{req(a)} = \frac{F_{Ta}}{RTa} = \frac{1647}{8694} = 0,189 (-) \quad (18)$$

Onde:

$\mu_{req(a)}$  = mínimo coeficiente de atrito requerido para a máquina não escorregar na aceleração (-);

$F_{Ta}$  = força de tração na aceleração (N);

$RTa$  = reação da roda de tração na aceleração (saindo do repouso) (N).

$$\mu_{req(f)} = \frac{F_{Tf}}{RTf} = \frac{|1488|}{7267} = 0,205 (-) \quad (19)$$

Onde:

$\mu_{req(f)}$  = mínimo coeficiente de atrito requerido para a máquina frear (-);

$F_{Tf}$  = força de tração na frenagem (N);

$RTf$  = reação da roda de tração na frenagem (N).

Tabela 6 - Coeficiente de atrito aço/aço

Material	Estático $\mu_e$	Cinético $\mu_c$
Aço sobre aço (a seco)	0,80	0,60
Aço sobre aço (com lubrificação)	0,10	0,05

Fonte: Adaptado Knight (2009).

Nota-se que o coeficiente de atrito requerido, calculado na aceleração e na frenagem, é menor que o coeficiente de atrito estático e cinético descrito na literatura para o caso de aço sobre aço (a seco). Nesse sentido, a máquina não escorrega ao sair ou entrar no estado de repouso.

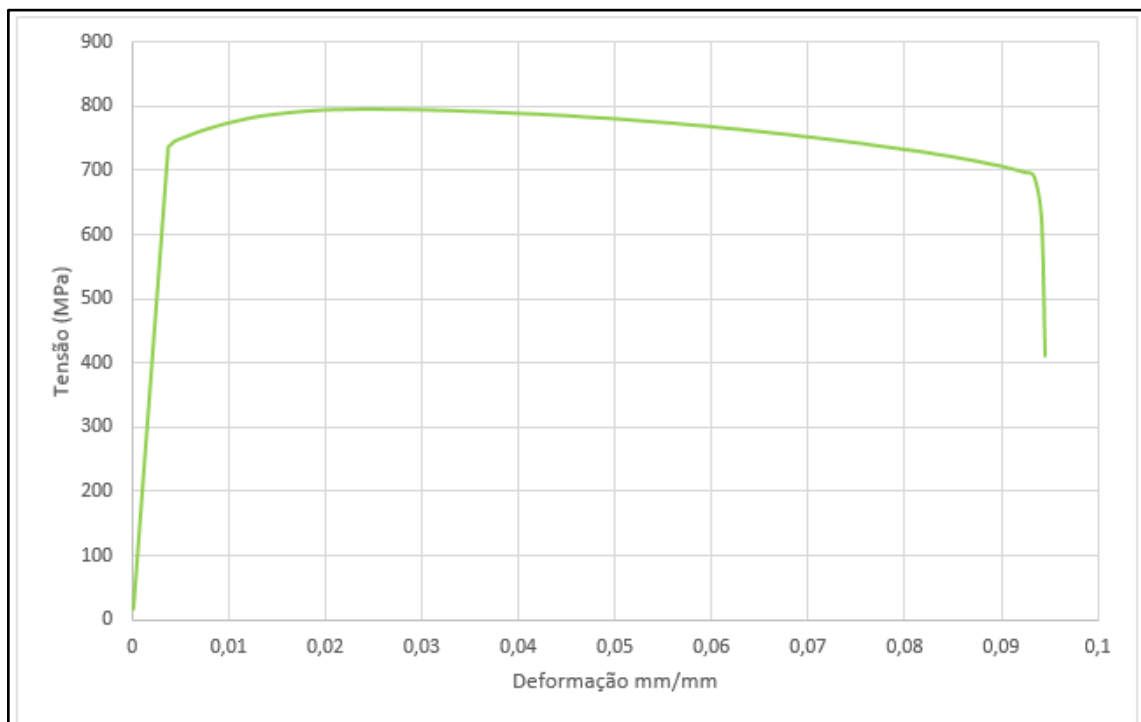
## 4.2 PROPRIEDADES DO MATERIAL

As propriedades do material foram determinadas por meio dos ensaios realizados em laboratório. O perfil de fratura da peça foi comparado com os perfis de fratura catalogados na literatura, onde são descritas as possíveis causas da falha. A curva tensão deformação de engenharia, dos corpos de prova, foi importada para o *software Ansys*. Desta forma as análises são realizadas com as propriedades ensaiadas do material.

### 4.2.1 Ensaio de Tração

De acordo com o método descrito na seção 3.2.2, foi gerado o gráfico tensão x deformação de engenharia, conforme Figura 27.

Figura 27 – Gráfico tensão x deformação de engenharia aço SAE 1045



Fonte: Autor (2023).



A partir do ensaio de tração, foi possível quantificar as propriedades mecânicas, do eixo de tração, Tabela 7, que é fabricado com aço SAE 1045 trefilado sem tratamento térmico.

Tabela 7 - Propriedades mecânicas do ensaio de tração

Módulo de elasticidade, E (GPa) (fonte: Callister 2020)	200
Tensão de escoamento (MPa)	727 ± 10
Limite de resistência à tração, Su (MPa)	796 ± 10
Alongamento (%)	9,5 ± 0,29

Fonte: Autor (2023).

#### 4.2.2 Composição química

O material descrito para a fabricação do eixo de tração é o aço SAE 1045 trefilado, material com médio teor de carbono, e na aplicação em questão ele não é submetido a tratamento térmico. Este aço possui razoável usinabilidade e boas propriedades mecânicas, sendo amplamente utilizado em diversos setores, como automotivo, construção civil, petróleo e gás, na fabricação de componentes estruturais e de máquinas, virabrequim, eixos, engrenagens comuns, peças forjadas, entre outras.

Na Tabela 8, encontra-se a comparação entre os valores dos elementos químicos, do ensaio de laboratório (amostra do eixo de tração fraturado em campo), do laudo do fornecedor da matéria prima, da norma ABNT NM 87:2000 (2004) para o aço SAE 1045.

Tabela 8 – Composição química (SAE 1045)

Elemento	Sigla	Ensaio laboratório (%)	Laudo do fornecedor (%)	1045 (%)
Carbono	C	0,445	0,440	0,43 – 0,50
Manganês	Mn	0,577	0,660	0,60 – 0,90
Silício	Si	0,174	0,150	
Fósforo	P	0,012	0,019	<=0,040
Enxofre	S	0,009	0,018	<=0,050
Cobre	Cu	0,009	0,250	
Cromo	Cr	0,031	0,100	
Níquel	Ni	0,029	0,080	
Estanho	Sn	0,001	0,015	
Molibdênio	Mo	0,007	0,009	
Alumínio	Al	0,009	0,008	

Fonte: Adaptado laudo do fornecedor e ensaio de laboratório (2023).

Segundo Smith e Hashemi (2012), o manganês promove o aumento da resistência mecânica, temperabilidade e melhora a usinabilidade. Em aços carbono o silício auxilia na desoxidação e grafitização, além de aumentar a resistência e a dureza.

### 4.2.3 Ensaio de dureza

A Tabela 9 demonstra os valores de dureza Vickers medidos no corpo de prova, e a conversão para dureza Brinell. De acordo com a ASM Handbook (1990), os valores de dureza Brinell para o aço SAE 1045 laminado a quente e trefilado a frio são da ordem de, 163 HB e 179 HB. Os valores de dureza também são fornecidos pela MatWeb (2023): laminado a quente (com bitola de 19-32 mm) 163 HB, e trefilado a frio (com bitola de 22-32 mm) 187 HB.

Tabela 9 - Valores de microdureza encontrados

Posição relativa ao centro do eixo (mm)	Dureza (HV)	Dureza (HB)
-12	248	237
-6	264	251
0	237	234
6	247	237
12	250	239

Fonte: Autor (2023).

Embora o desenho técnico especifique o aço SAE 1045 trefilado, as propriedades mecânicas encontradas nos corpos de prova extraídos da mesma peça fraturada, e sem contraprova, apresentam valores superiores aos encontrados na literatura como, por exemplo, o catálogo Guia do Aço Arcelor Mital (2013), Tabela 10.

Tabela 10 – Propriedades mecânicas do aço SAE 1045

Aço (SAE/ AISI)	$S_{ut}$ (MPa)	$S_y$ (MPa)	A (%)	HB
1045 trefilado	630	530	12	179

Fonte: Adaptado Guia do Aço Arcelor Mital (2013).

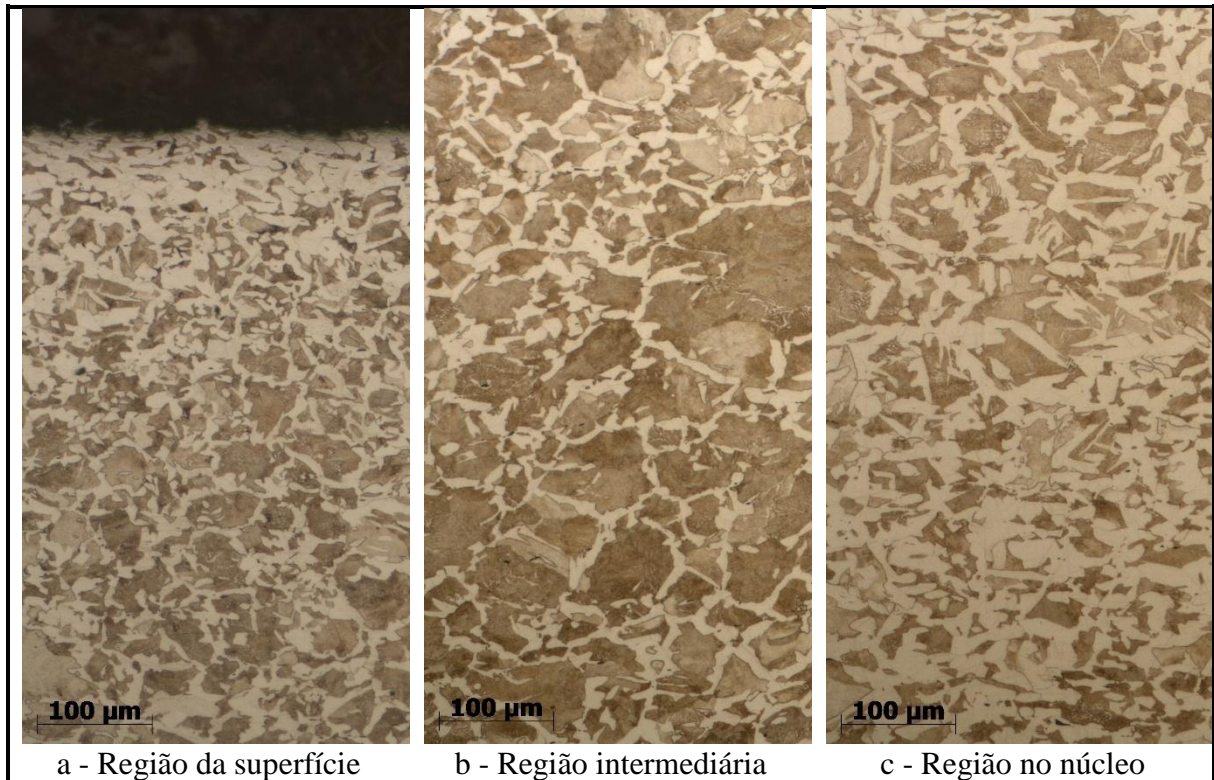
#### 4.2.4 Ensaio de metalografia

Por se tratar de um aço com teor de carbono abaixo de 0,77%, o corpo de prova analisados caracteriza-se por ser um aço hipoeutetóide. Deste modo, que sua microestrutura, à temperatura ambiente, é constituída de ferrita (regiões claras) e perlita (regiões mais escuras), conforme relata Chiaverini (2005, p. 29 e 31). Ainda segundo o autor, para estimar o constituinte estrutural da liga, basta saber o teor de carbono e aplicar a regra da alavanca. Na amostra ensaiada, a composição química determinou 0,445% de carbono, o que representa, na teoria, que a matriz possui na sua microestrutura aproximadamente 42,2% de ferrita e 57,8% de perlita.

Na Figura 28 observam-se as imagens feitas pelo ensaio de metalografia, nota-se que na região da superfície, e no núcleo há maior presença de ferrita, enquanto na região intermediária há uma predominância de perlita, além de seus grãos serem maiores se comparado as outras duas áreas.

Segundo Chiaverini (2005, p. 33) afirma: “a ferrita apresenta estrutura de grãos poligonais irregulares, possui baixa dureza e resistência a tração, cerca de 270 MPa, contudo excelente resistência ao choque e elevado alongamento. Já a perlita é uma mistura mecânica de 85% de ferrita e 11,5% de cementita, na forma laminar disposta aleatoriamente. Portanto, as propriedades mecânicas da perlita são intermediárias entre as de ferrita e da cementita, dependendo do tamanho das partículas de cementita. Sua resistência a tração, em média é de 740 MPa.”

Figura 28 - Metalografia das regiões do corpo de prova



Fonte: Autor (2023).

#### 4.2.5 Análise do perfil de fratura

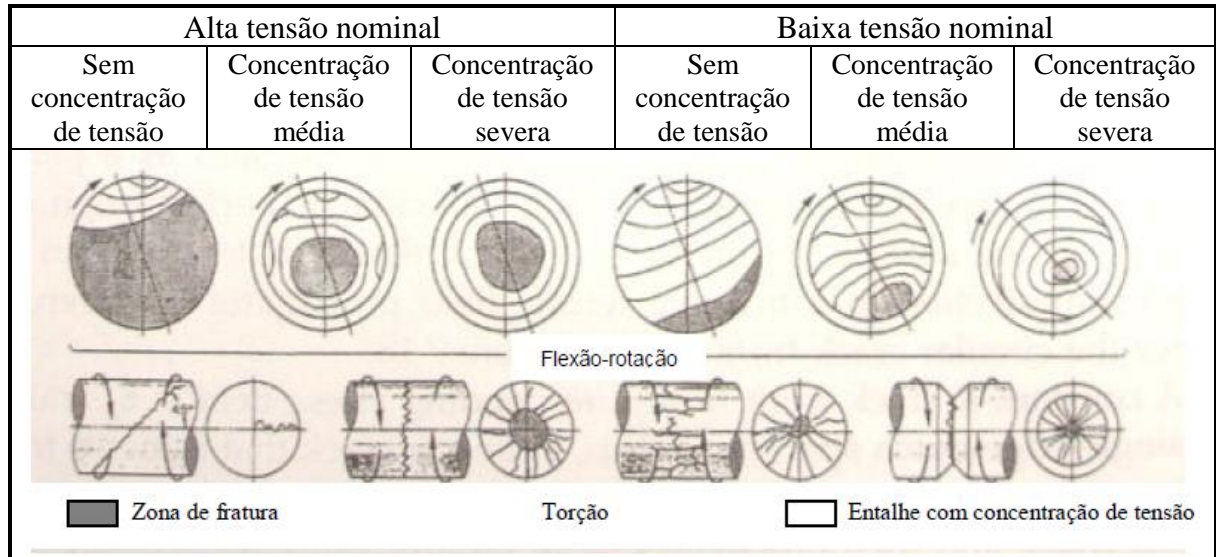
O formato do componente, mudanças de seções, detalhes e o tipo de carregamento podem afetar a região de início da trinca à fadiga e a forma de sua propagação. A Figura 29 é uma caracterização esquemática da face da fratura em peças de seções circulares, com e sem entalhes, fraturados sob altas e baixas tensões nominais, sem concentração de tensão e com concentração de tensão moderada e intensa, quando solicitados a flexão-rotação e torção.

Conforme Hou Nan et al. (2022), as fraturas frágeis de eixos ocorrem normalmente de forma repentina com ou sem deformação plástica. Nesses casos, a superfície da região da quebra é normalmente plana e perpendicular a tensão normal. E a ruptura acontece sem nenhum aviso de deformação macroscópica aparente. O autor ainda descreve, que a falha por fadiga em eixos é geralmente indicada por um aspecto macroscópico de fratura frágil sem deformação plástica aparente.

Segundo ASM Handbook (2002), que a fratura por torção ocorre no plano transversal, perpendicular ao eixo, e na torção pura, a região final da ruptura é concêntrica com a peça. Porém, a quebra final descentralizada acontece se a trinca não crescer radialmente de maneira

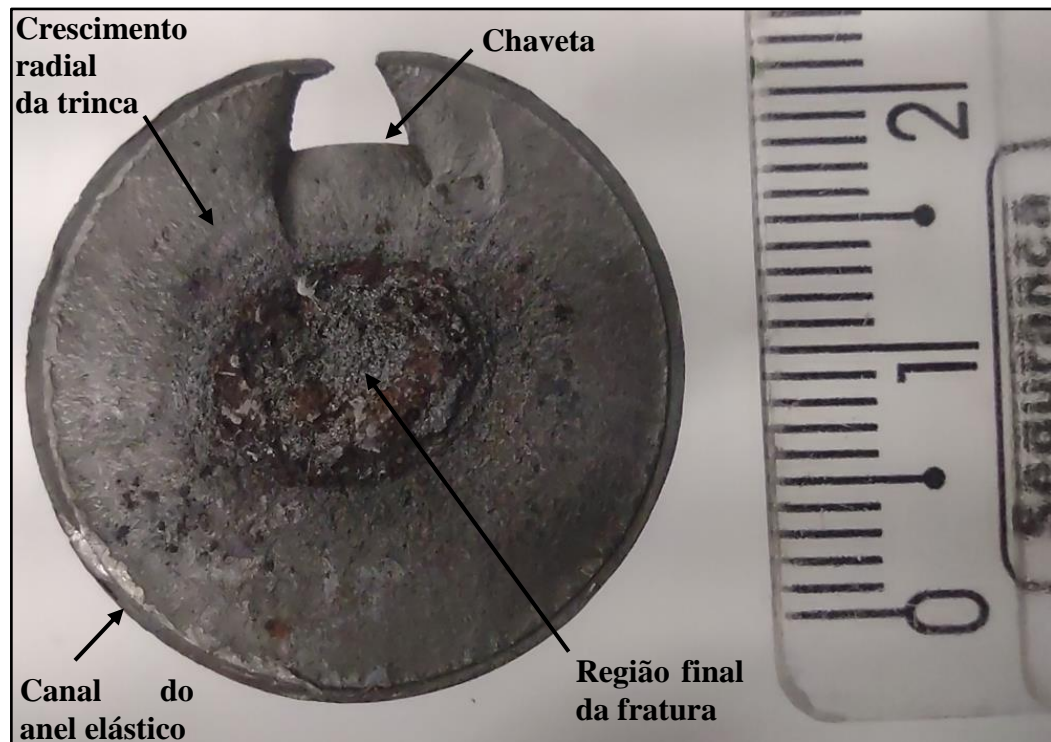
uniforme em relação à circunferência. Conforme a Figura 30, nota-se que no eixo de tração a região de cisalhamento está levemente descentralizada e sua seção tem o formato de uma elipse.

Figura 29 - Representação esquemática de marcas de superfície de fraturas por fadiga



Fonte: Adaptado ASM Handbook (2002).

Figura 30 – Superfície de fratura do eixo de tração

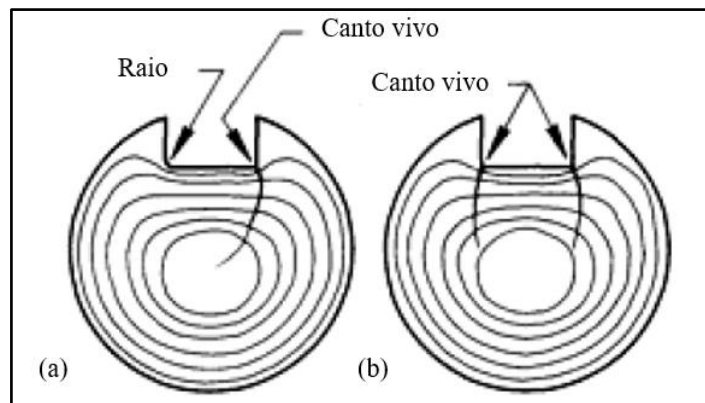


Fonte: Autor (2023).



A ASM Handbook (2002), descreve a falha de eixos, com concentrador de tensão e trincas por fadiga torcional, na região da chaveta. Na Figura 31 (a), o rasgo da chaveta possui um lado com raio e o outro com canto vivo, o que resulta em uma única trinca, que progrediu aproximadamente normal ao campo de tensão original. Na Figura 31 (b), o rasgo da chaveta possui canto vivo em ambos os lados, o que resulta em duas trincas, que não seguiram o campo de tensões original, condição que resulta no efeito cruzado de fissuras no campo de tensões.

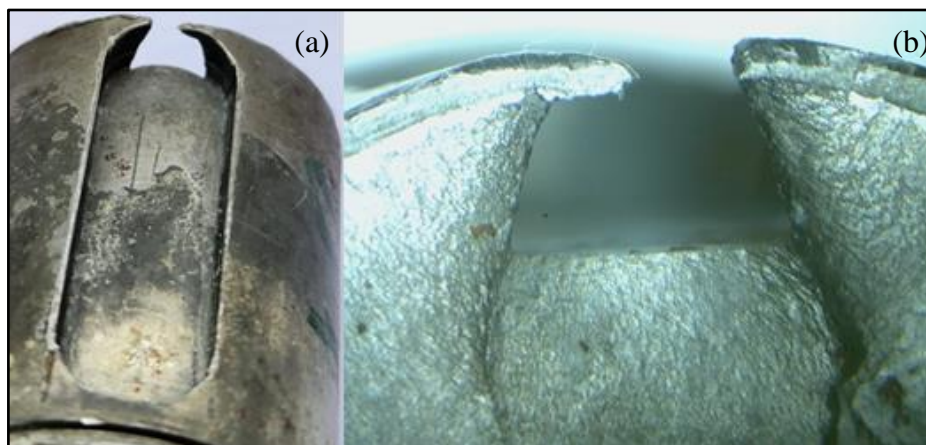
Figura 31 – Eixo fraturado por fadiga torcional na região da chaveta



Fonte: Adaptado ASM Handbook - Análise e prevenção de falhas (2011).

No eixo de tração, a propagação da trinca na região da chaveta ocorre de forma similar ao descrito pela ASM Handbook (2002), quando há ausência do raio no fundo do rasgo, Figura 32 (a), além disso, se compararmos as Figuras 31 (b) e 32 (b) as propagações das trincas ocorrem com aspectos semelhantes. E uma vez que a seção transversal do componente foi reduzida abaixo do limite crítico, ele falha devido a uma sobrecarga torcional abrupta.

Figura 32 – Detalhe da região de início da trinca

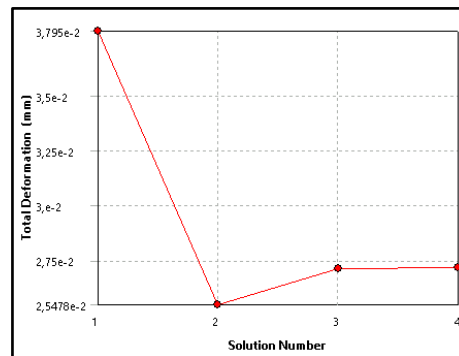


Fonte: Autor (2023).

### 4.3 RESULTADOS ANÁLISE PELO MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

Conforme descrição nas seções 3.2.2 e 4.2.1 a curva de tensão-deformação de engenharia foi importada para o software Ansys para as realizações das simulações. Para a análise de convergência foi utilizado como metodologia, limitar a deformação em taxa 5% entre as iterações, como pode ser visto na Figura 33.

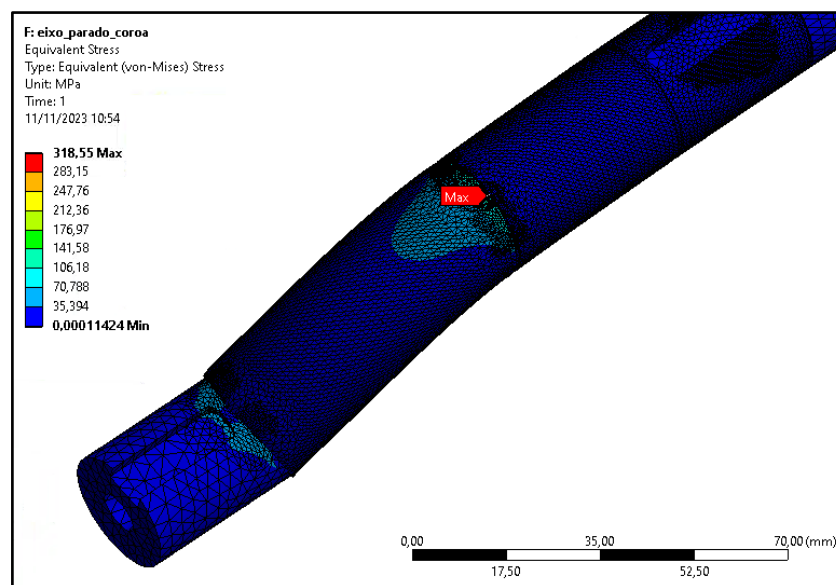
Figura 33 – Gráfico de convergência para caso estático



Fonte: Autor (2023).

Ao simular para o caso da máquina estática, a tensão equivalente de Von Mises obtida foi de 318,55 MPa, e a deflexão máxima foi de 0,027 mm. Observa-se que as regiões onde ocorreu a maiores tensões, é no fundo do canal para o anel elástico responsável por centralizar o eixo em relação ao chassi do equipamento, conforme a Figura 34.

Figura 34 - Tensão equivalente de Von Mises e deformação (máquina parada)



Fonte: Autor (2023).

Para validar os parâmetros de malha, condições de contorno e demais parametrizações da simulação, foram realizados os cálculos analíticos para o caso da máquina estática, Equações 20 e 21. Como a região é um local de concentração de tensão, e foi nessa região que a simulação apresentou a maior tensão, adotou-se os atenuadores de tensão  $K_T$  igual a 2,6, valor obtido através de tabela respeitando o tipo de entalhe e a carga aplica, ver Anexo A. O momento fletor foi obtido através do diagrama, que pode ser observado na Figura 35, e adotou-se o diâmetro do canal do anel elástico. Onde se obteve uma taxa de variação entre os valores encontrados no software *Ansys* em comparação ao calculado manualmente uma taxa de 11,8%, validando os parâmetros utilizados.

$$K_F = 1 + \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \cdot (K_T - 1) = 1 + \frac{1}{1 + \frac{104}{\sqrt{796}}} \cdot (2,32 - 1) = 2,05 \quad (20)$$

$$\sigma_f = \left( \frac{32 \cdot M_f}{\pi \cdot d^3} \right) \cdot k_F = \left( \frac{32 \cdot 232825}{\pi \cdot 23,9^3} \right) \cdot 2,05 = 356,1 \text{ MPa} \quad (21)$$

Figura 35 – Diagrama de momento fletor

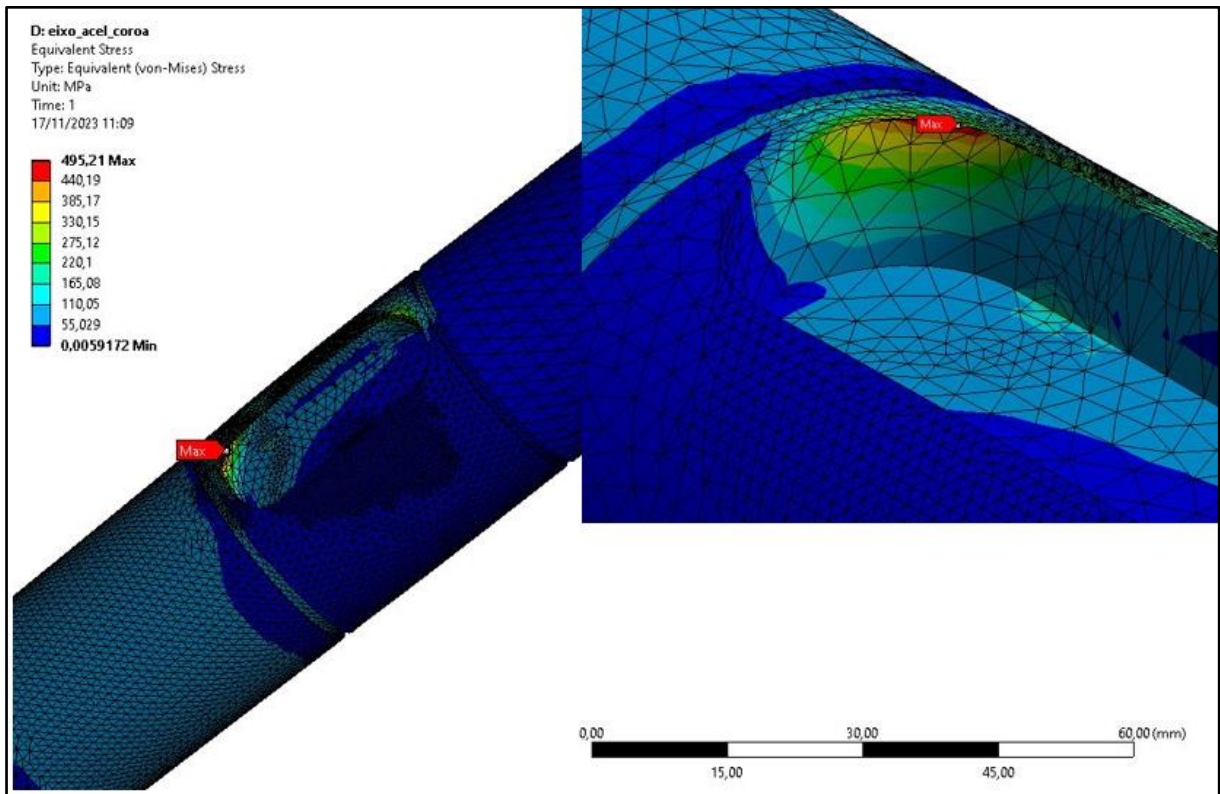


Fonte: Autor (2023).

Ao analisar os resultados para os demais casos (aceleração, movimento retilíneo uniforme, frenagem), ao se aplicar seus respectivos torques e cargas, constatou-se que as maiores tensões mudaram de local em relação à análise estática. Ou seja, todas as maiores tensões de Von Mises encontram-se na borda superior do rasgo da chave onde é montada a engrenagem, como pode ser visto na Figura 36.



Figura 36 – Região de maior tensão durante aceleração e frenagem



Fonte: Autor (2023).

A Tabela 11 apresenta os dados encontrados para os demais casos (aceleração, movimento retilíneo uniforme, frenagem). Ao inspecionar a região do rasgo da chaveta, foi possível analisar o gradiente de tensões, assim averiguando que os picos de tensões, são localizados em pequenas regiões. Portanto, serão considerados nesta análise como problemas matemáticos de singularidade.

Tabela 11 – Tensões atuantes no eixo de tração (simulação MEF)

Etapas	Tensão Von-Mises (MPa)	Tensão Máxima (MPa)	Tensão Mínima (MPa)
Acelerando	495,21	271,18	-366,66
Trabalho	422,59	228,72	-305,23
Frenando	446,56	243,67	-328,79

Fonte: Autor (2013).

#### 4.4 RESULTADOS DA ANÁLISE DE FADIGA

Segundo a metodologia descrita na seção 3.2.8, os cálculos analíticos foram realizados a partir das cargas atuantes no eixo, com o auxílio do software Excel, conforme a planilha do Apêndice D. Onde constatou-se que a maior tensão para ambos os casos da máquina, acelerando, movimento retilíneo uniforme, e freando encontra-se na região da chaveta, que vem em concordância com a análise realizada pelo MEF. A Tabela 12, apresenta os valores das tensões encontradas que atuam no eixo a cada quarto de rotação.

Tabela 12 – Tensões atuantes no eixo de tração (cálculo analítico)

	ACELERAÇÃO				MRU				FRENAGEM			
$\sigma$	-397	0	397	0	-390	0	390	0	-333	0	333	0
$\tau$	93	93	93	93	79	79	79	79	-84	-84	-84	-84
$\sigma'$	Tensões equivalentes - Von Mises (MPa)				Tensões equivalentes - Von Mises (MPa)				Tensões equivalentes - Von Mises (MPa)			
	429	162	429	162	414	138	414	138	-364	-146	-364	-146
	Tensões principais (MPa)				Tensões principais (MPa)				Tensões principais (MPa)			
$\sigma$ máx	21	93	418	93	16	79	406	79	20	84	353	84
$\sigma$ mín	-418	-93	-21	-93	-406	-79	-16	-79	-353	-84	-20	-84
	Tensões cisalhantes máximas (MPa)				Tensões cisalhantes máximas (MPa)				Tensões cisalhantes máximas (MPa)			
$\tau$ máx	219	93	219	93	211	79	211	79	-187	84	-187	84

Fonte: Autor (2023).

Para definir os coeficientes e expoentes utilizados nos cálculos de fadiga, foi realizada a interpolação entre os valores descritos em tabelas de propriedades mecânicas típicas para o aço SAE 1045, em comparação com o limite de resistência à tração de 796 MPa encontrada no ensaio de tração, conforme a Tabela 13.

Tabela 13 – Propriedades mecânicas típicas aço SAE 1045

Aço SAE 1045	Módulo de elasticidade	Dureza	Resistência à tração	Coefficiente resistência a fadiga	Expoente resistência Fadiga	Coefficiente ductilidade Fadiga	Expoente ductilidade Fadiga
	E (MPa)	(HB)	$S_{ut}$ (MPa)	$\sigma'_f$ (MPa)	b (-)	$\epsilon'_f$ (-)	c (-)
Dado Tabelado	200000	225	725	1225	-0,095	1	-0,660
Dado Interpolado		243	796	1287	-0,093	0,961	-0,664
Dado Tabelado		410	1450	1860	-0,073	0,6	-0,700

Fonte: Adaptado de Budynas e Nisbett (2016).

O fator de segurança e número de ciclos calculados analiticamente pelos critérios de Gerber e ASME-Elíptico, tensão-vida, encontram-se na Tabela 14, para fase de aceleração e frenagem. Os resultados foram obtidos supondo que o equipamento sempre esteja carregado em sua capacidade máxima, ou seja, massa bruta total de 2270 kg. Na Tabela 15 encontram-se os resultados obtidos para o movimento retilíneo uniforme, também admitindo que o equipamento sempre esteja transportando 100% da sua capacidade de carga.

Conforme Dowling (2015 p. 426), vidas de fadiga são muito sensíveis ao valor da tensão, de modo que fatores de segurança relativamente grandes na vida são necessários para atingir fatores de segurança razoáveis em tensão. Isso se reflete inclusive nos diferentes resultados de vida obtidos pelos critérios de falha adotados. Neste caso, os critérios de tensão-vida baseados na tensão equivalente de Von Mises e nas tensões principais se apresentaram mais conservadores que o critério de deformação-vida de Morrow, e menos conservador que o método SWT.

Tabela 14 – Fator de segurança na aceleração e frenagem critérios Gerber e ASME-Elíptico

Critério	Método das Tensões	Fadiga dos ciclos de carga em ACELERAÇÃO E FRENAGEM				
		$\sigma_m$ (MPa)	$\sigma_a$ (MPa)	$\sigma_f$ (MPa)	nf (-)	Nf (ciclos)
Gerber	Von-Mises	33	396	397	0,77	85.277
ASME-Elíptica				397	0,77	85.821
Gerber	Principais	32	385	386	0,79	110.328
ASME-Elíptica				386	0,79	111.025
Gerber	Cisalhamento	16	203	203	0,89	326.371
ASME-Elíptica				203	0,89	326.895

Fonte: Autor (2023).

Tabela 15 – Fator de segurança no MRU critérios Gerber e ASME-Elíptico

Critério	Método das Tensões	Fadiga dos ciclos de carga em MRU				
		$\sigma_m$ (MPa)	$\sigma_a$ (MPa)	$\sigma_f$ (MPa)	nf (-)	Nf (ciclos)
Gerber	Von-Mises	138	390	402	0,76	75.087
ASME-Elíptica				397	0,77	84.156
Gerber	Principais	138	390	402	0,76	75.087
ASME-Elíptica				397	0,77	84.156
Gerber	Cisalhamento	81	230	233	0,78	90.562
ASME-Elíptica				232	0,77	94.203

Fonte: Autor (2023).

O fator de segurança e número de ciclos calculados analiticamente pelos critérios de Morrow e SWT, deformação-vida, encontram-se na Tabela 16, onde foi utilizado o mesmo

procedimento adotado anteriormente para aceleração e frenagem. Já na Tabela 17 encontram-se os resultados obtidos para o movimento retilíneo uniforme, também admitindo que o equipamento sempre esteja transportando 100% da sua capacidade de carga.

Tabela 16 - Fator de segurança na aceleração e frenagem critérios Morrow e SWT

Critério e-N de Morrow (Dowling)			
$\epsilon_{a\_atuante}$	$\epsilon_{a\_Morrow}$	nf (-)	Nf (ciclos)
0,00198	0,00169	<b>0,86</b>	<b>281.083</b>
Critério e-N de SWT (Dowling)			
$\sigma_{m\acute{a}x} \cdot \epsilon_{a\_atuante}$	$\sigma_{m\acute{a}x} \cdot \epsilon_{a\_SWT}$	nf (-)	Nf (ciclos)
0,849	0,581	<b>0,68</b>	<b>177.962</b>

Fonte: Autor (2023).

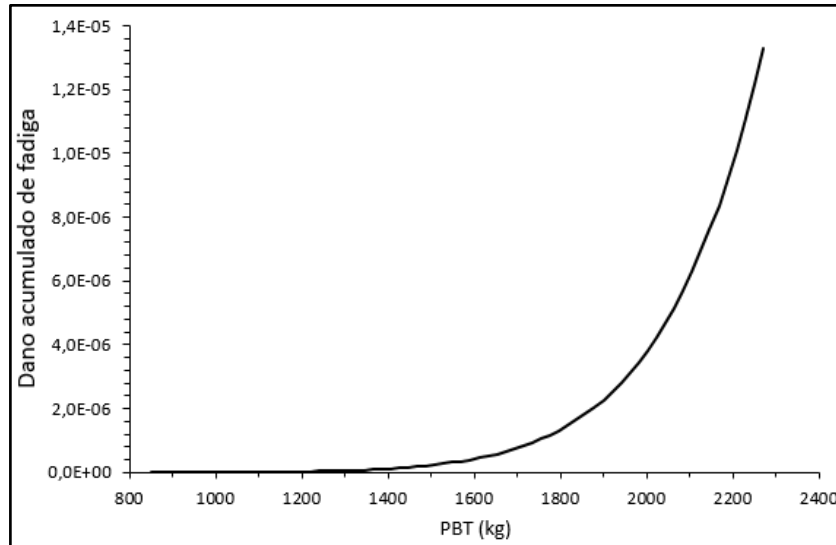
Tabela 17 - Fator de segurança no MRU critérios Morrow e SWT

Critério $\epsilon$ -N de Morrow (Dowling)			
$\epsilon_{a\_atuante}$	$\epsilon_{a\_Morrow}$	nf (-)	Nf (ciclos)
0,00195	0,00156	<b>0,80</b>	<b>179.758</b>
Critério $\epsilon$ -N de SWT (Dowling)			
$\sigma_{m\acute{a}x} \cdot \epsilon_{a\_atuante}$	$\sigma_{m\acute{a}x} \cdot \epsilon_{a\_SWT}$	nf (-)	Nf (ciclos)
1,030	0,581	<b>0,56</b>	<b>82.544</b>

Fonte: Autor (2023).

Conforme mencionado na metodologia, o equipamento distribuí sua carga ao longo do percurso, diminuindo os esforços atuantes no eixo de tração. O dano acumulado de fadiga sobre a região crítica do eixo, calculado com base no critério de Gerber está representado pela curva de dano em relação à massa total do equipamento da Figura 37. O gráfico mostra que há um aumento exponencial do dano a partir dos 1900 kg de PBT do equipamento.

Figura 37 – Curva de dano acumulado com base no critério de Gerber



Fonte: Autor (2023).

Ao implementar a estimativa de vida com base em dano acumulado para fadiga, utilizando os dados obtidos pelo método de Gerber, para a configuração de trator descrita uma expectativa de vida para o eixo de tração de 496.482 ciclos, a planilha de cálculos encontra-se no Apêndice E. O efeito promovido pela redução da massa sobre o equipamento, claramente tem resultado positivo sobre a vida em fadiga do eixo que é objeto de estudo deste trabalho. Ainda assim, a redução do dano não é suficiente para garantir uma condição de vida infinita para este componente.

## 5 CONCLUSÃO

O objetivo principal deste trabalho foi realizar uma análise da falha prematura de eixos de tração aplicados em equipamento autônomo para alimentação de suínos. O estudo foi desenvolvido com base, nos ensaios de laboratório, na metodologia de estimativa de vida à fadiga pelos métodos Gerber, e ASME-elíptico tensão-vida, e pelos métodos Morrow e SWT deformação-vida. As cargas atuantes sobre o eixo de tração, na condição da máquina estática, acelerando, movimento retilíneo uniforme, e frenando foram obtidas através da leitura de dados em campo e cálculos analíticos.

O desenho técnico da peça é o aço SAE 1045 trefilado, neste estudo utilizando apenas corpos de prova extraídos da mesma peça fraturada, e sem contraprova, as análises de laboratório indicam que as propriedades mecânicas, ou seja, limites de escoamento, limite de resistência à tração e dureza possuem valores superiores aos encontrados em tabela como, por exemplo, o Guia do Aço Arcelor Mital (2013). A metalografia confirma que a peça não possui tratamento térmico, demonstrando que a microestrutura da matéria-prima é constituída de ferrita e perlita. Já a análise da superfície rompida, demonstra uma fratura típica de fadiga, onde as trincas se propagaram a partir do fundo do rasgo da chaveta.

Baseado na análise estrutural pelo método de elementos finitos, utilizando o *software Ansys*, e pelos cálculos analíticos, para os casos do equipamento acelerando, movimento retilíneo uniforme (trabalho), e frenagem, mostrou uma concentração de tensão no rasgo da chaveta que transmite o torque para o eixo, e nos canais para os anéis elásticos que mantêm a engrenagem posicionada. A região da concentração de tensão no rasgo da chaveta, está conforme a posição da origem da trinca, e conseqüentemente da quebra do componente físico. A análise de fadiga, demonstrou um fator de segurança insatisfatório, classificando o eixo de tração como vida finita se for considerado que o equipamento sempre esteja na condição de carregamento máximo no ciclo de aceleração, frenagem e movimento retilíneo uniforme. E ao aplicar o método de estimativa de vida com base em dano acumulado de fadiga, utilizando os dados do critério de Gerber, nota-se que o efeito promovido pela redução da massa tem um resultado positivo sobre a vida em fadiga do eixo, todavia incapaz de assegurar uma condição de vida infinita para este componente. Sendo que, os cálculos apontam que o eixo falha com pouco mais de 496 mil ciclos.

A tensão gerada devido aos concentradores de tensão, em razão de raios pequenos ou ausência de raios na região do rasgo de chaveta, pode ser concluído como o fator principal para

a falha prematura do eixo de tração. Uma revisão do projeto do eixo de tração que pondere minimizar e/ou eliminar concentradores de tensão, como por exemplo, os canais para os anéis elásticos, e distribuir o torque parece um recurso plausível para sanar a quebra prematura.

Deixa-se como sugestões para trabalhos futuros:

- a) aprimorar a geometria da peça, eliminando ou minimizando as regiões que são concentradoras de tensão;
- b) avaliar a necessidade de tratamento térmico no material SAE 1045, em toda a peça ou somente nas regiões de interesse que sofrem maior esforço;
- c) avaliar possibilidade da utilização do material SAE 4140, melhor controle na sua composição química e melhores propriedades mecânicas se comparado ao SAE 1045.

## REFERÊNCIAS

- LI-HUI Zhaoa; QING-KUN Xingc; JIA-YU Wanga; SHEN-LONG Lic; SONG-LIN Zhenga. **Failure and Root Cause Analysis of Vehicle Drive Shaft**. Elsevier, 2019.
- S.K., Chaudhary; A.K., Rajak; K., Ashish. **Failure Analysis of Rear Axle Shaft of a Heavy Vehicle**. Elsevier, 2019.
- MIRLISENNA, Giuseppe. **Método dos Elementos Finitos: o que é?** 2016. Disponível em: <https://www.esss.co/blog/metodo-dos-elementos-finitos-o-que-e/>. Acesso em: 31 mar. 2023.
- CEPEA. **PIB do Agronegócio Brasileiro**. Disponível em: <https://www.cepea.esalq.usp.br/br/pib-do-agronegocio-brasileiro.aspx#:~:text=Considerando%2Dse%20os%20desempenhos%20da,pecu%C3%A1rio%20avan%C3%A7ou%202%2C11%2>. Acessado em: 18 mar. 2023.
- Embrapa. **Custos de produção de suínos sobem em agosto; ICPFrango se mantém estável**. 2022. Disponível em: <https://www.embrapa.br/busca-de-noticias/-/noticia/73758295/custos-de-producao-de-suinos-sobem-em-agosto-icpfrango-se-mantem-estavel#:~:text=Os%20gastos%20com%20a%20ra%C3%A7%C3%A3o,%24%207%2C64%20em%20agosto>. Acessado em: 18 mar. 2023.
- BUDYNAS, Richard G.; NISBETT, J. Keith. **Elementos de máquinas de Shigley**. 10<sup>a</sup>.ed. Porto Alegre: AMGH, 2016.
- NORTON, Robert L. **Projeto de Máquinas: Uma abordagem integrada**. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.
- COLLINS, Jack A. **Projeto Mecânico de Elementos de Máquinas: Uma perspectiva de prevenção da falha**. Rio de Janeiro: LTC, 2017.
- CARNEIRO, Cássia C. S. **Estudo do Refinamento de Malhas de Elementos Finitos com Elemento Q4-Isoparamétrico Linear**. RIFG, Goiânia, 2022.
- CARNEIRO, Guilherme Costa. **Desenvolvimento e Metodologia para Otimização Dinâmica e Estrutural de Suspensão Veicular Traseira do Tipo Eixo de Torção**. Tese apresentada ao programa de Pós-graduação da UFMG, Belo Horizonte, 2019
- MARROQUÍN, L. E. Granda; GÓMEZ, L. H. Hernández; CALDERÓN, G. Urriolagoitia; SOSA, G. Urriolagoitia; CRUZ, E. A. Merchan. **Cumulative Damage Evaluation under Fatigue Loading**. Trans Tech Publications Ltd, 2008.
- ASM Handbook. **Properties and Selection: Irons, Steels, and High-Performance Alloys**. United States Of America: ASM International Handbook Committee, 1990.
- AZEVEDO, Domingos de. **Mais Perguntas e Respostas**. Disponível em: <https://www.domingosdeazevedo.com/mef/per/per2>. Acessado em: 1 maio. 2023.
- DE AZEVEDO SILVA, Fernando; CHAVES, Carlos Alberto; SIQUEIRA GUIDI, Erick. **Análise de Falha por Fadiga em Eixo de Transmissão Utilizando o Método dos Elementos Finitos**. Exacta, Universidade Nove de Julho, São Paulo, 2016.



ALVES FILHO, Avelino. **Elementos Finitos: a base da tecnologia CAE**. 6. ed. São Paulo: Érica, 2013.

NIEMANN, G. **Elementos de Máquinas**. 15ª ed. Volume III São Paulo: Editora Edgard Blucher Ltda 2015.

SMITH, William. F.; HASHEMI, Javad. **Fundamentos de Engenharia e Ciência dos Materiais**. 5ª ed. AMGH Editora Ltda 2012.

ASM Handbook. **Failure Analysis and Prevention**. United States Of America: ASM International Handbook Committee, 2002.

CALLISTER, William D., Jr.; RETHWISCH, David G. **Fundamentos da ciência e engenharia de materiais: uma abordagem integrada**. 5ª. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2020.

HOU, Nan; DING, Ning; QU, Shen; GUO, Weimin; LIU, Long; XU, Na; TIAN, Linan; XU, Huixia; CHEN, Xiangfeng; ZAIRI, Fahmi; WU, Chi-Man Lawrence. **Failure modes, mechanisms and causes of shafts in mechanical equipment**. Elsevier, 2022.

CHIAVERINI, Vicente. **Aços e Ferros Fundidos**. 7ª. ed. Associação Brasileira de Metalurgia e Materiais – ABM. São Paulo, 2020.

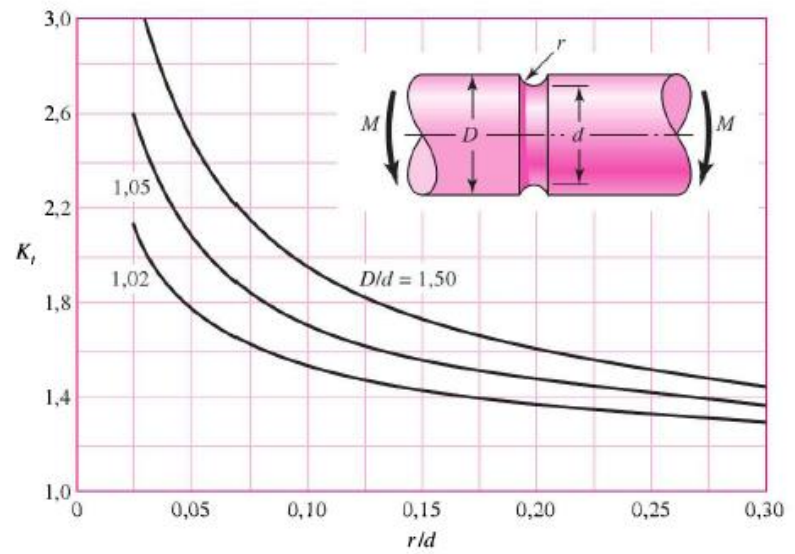
DOWLING, N. E. **Mechanical Behavior of Materials: Engineering Methods for Deformation, Fracture, and Fatigue**. 4. ed. Westford: Pearson Education, 2018.

PILKEY, Walter D. **Peterson's Stress Concentration Factors**. 2 ed. A Wiley-Interscience Publication, 1997.

## ANEXO A - CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES

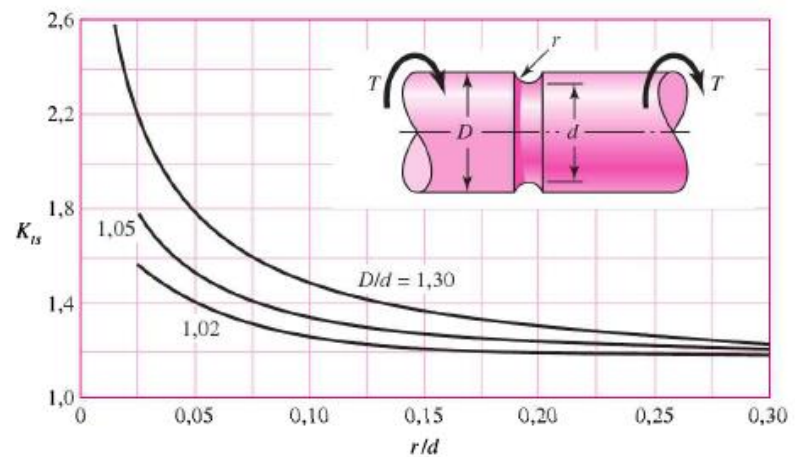
**Figura A-13-14**

Barra redonda sulcada em flexão.  $\sigma_0 = Mc/I$ , sendo  $c = d/2$  e  $I = \pi d^4/64$ .



**Figura A-13-15**

Barra redonda sulcada em torção.  $\tau_0 = Tc/J$ , sendo  $c = d/2$  e  $J = \pi d^4/32$ .



Fonte: Adaptado Budynas e Nisbett (2016), et al R.E. Perterson (Design Factors for Stress Concentration).

**APÊNDICE A – PLANILHA DO CÁLCULO DE TORQUE NO MOTORREDUTOR A PARTIR DA LEITURA DE CORRETO REALIZADA EM CAMPO**

DADOS DO MOTOR E REDUTOR	VALORES	UNIDADES
Tensão (Tf)	220	V
Corrente Nominal	2,71	A
Rendimento	0,79	
Rendimento Redutor	0,55	
FP	0,67	
Torque Redutor	168	N.m
Corrente de Pico na Leitura em Campo (Ver gráfico)	2	A
Corrente de trabalho após o pico (leitura feita em campo)	1,7	A
Corrente de frenagem (leitura feita em campo)	1,8	A
Maquina parada	0	A
Rotação de Saída do Redutor	16,8	RPM
Rendimento da transmissão por corrente	0,98	
<b>TORQUE NA ACELERAÇÃO (TIRANDO A MÁQUINA DA INÉRCIA)</b>		
Potencia (leitura da corrente em campo)	0,403	KW
	0,548	CV
Torque na aceleração (leitura da corrente em campo)	12,84	Kgm
	<b>126,0</b>	<b>N.m</b>
Torque na aceleração (aplicando rendimento da transmissão)	<b>123,5</b>	<b>N.m</b>
<b>TORQUE NO TRABALHO CONSTANTE</b>		
Potencia (leitura da corrente em campo)	0,343	KW
	0,466	CV
Torque no trabalho constante (leitura da corrente em campo)	10,92	Kgm
	<b>107,1</b>	<b>N.m</b>
Torque no trabalho constante (aplicando rendimento da transmissão)	<b>105,0</b>	<b>N.m</b>
<b>TORQUE NA FRENAGEM</b>		
Potencia (leitura da corrente em campo)	0,364	KW
	0,495	CV
Torque n frenagem (leitura da corrente em campo)	11,60	Kgm
	<b>113,8</b>	<b>N.m</b>
Torque na frenagem (aplicando rendimento da transmissão)	<b>111,6</b>	<b>N.m</b>

Fonte: Autor (2023).

<b>LEGENDA</b>		<b>FÓRMULAS ÚTEIS</b>	
n1 = nº voltas entrada redutor	CV = KW x 1,358	1) $P1 \text{ (CV)} = \frac{M2 \text{ (Kgm)} \cdot n2 \text{ (rpm)}}{716,2 \cdot \eta}$ 2) $M2 \text{ (Kgm)} = \frac{716,2 \cdot P1 \text{ (CV)} \cdot \eta}{n2 \text{ (rpm)}}$ 3) $CV = \frac{Kg \cdot m/min}{60 \cdot 75 \cdot \eta}$ 4) $CV = \frac{M2 \text{ (Kgm)}}{60 \cdot 75 \cdot \eta}$	
n2 = nº voltas saída redutor	kW = HP x 0,736		
i = relação de transmissão	Nm = Kgm x 9,81		
M1 = torque de entrada	Kgm = Nm x 0,101		
M2 = torque de saída	$\eta = \frac{Ps \times 100}{Pe}$		
fsu = fator de serviço do utilizador			
fsr = fator de serviço do redutor			
p = pólos motor elétrico			
$\eta$ = rendimento			
Fr1 = carga radial na entrada			
Fr2 = carga radial na saída			
FA1 = carga axial na entrada			
FA2 = carga axial na saída			
P2 = potência de saída			
P1 = potência de entrada			
IEC = carcaça do motor			
$P = \frac{\sqrt{3} \cdot I \cdot V \cdot \cos \phi \cdot \eta}{1000}$			
Onde			
I – corrente do motor em A			
V – tensão do motor em V			
cos $\phi$ – fator de potência do motor			
$\eta$ – rendimento do motor			
Esta relação é válida para motores trifásicos. O resultado da fórmula nos dá a Potência Consumida em kW.			

Fonte: Adaptado Weg Cestari (Geremia Redutores) (2023).

## APÊNDICE B – PLANILHA DO CÁLCULO DAS ACELERAÇÕES E REAÇÕES QUE CHEGAM NO EIXO DE TRACÇÃO

Descrição	Sigla	Valor	Unidade	ACELERAÇÃO				
Torque Aceleração	Tacel.	123500	N.mm	F <sub>tacel</sub>	RT	F <sub>eixo</sub>	FRx	FRy
Torque MRU	TMRU	105000	N.mm	(N)	(N)	(N)	(N)	(N)
Torque Frenagem	Tfren.	-111600	N.mm	1647	8694	8848	460	1453
Torque máquina parada	T0	0	N.mm					
Raio da roda	r	75	mm					
Força Tração (Tacel)	FT (Tacel.)	1647	N					
Força Tração (TMRU)	FT (TMRU)	1400	N					
Força Tração (Tfren.)	FT (Tfren.)	-1488	N					
Força Tração (T0)	FT (T0)	0	N					
Coefficiente de Atrito	$\mu_{total}$	0,0629	(-)					
Braço	A	228	mm					
Braço	B	825	mm					
Braço	C	703	mm					
Braço	D	1564	mm					
Braço	E	134	mm					
Braço	F	944	mm					
Braço	G	231	mm					
Braço	H	922	mm					
Massa do robo	Mrb	1510	Kg					
Peso do Robo	Prb	14813	N					
Massa do robomed	Mmed	760	Kg					
Peso do robomed	Pmed	7456	N					
Peso total	PBT	22269	N					
Massa total	MBT	2270	Kg					
Aceleração de Partida	aacel.	0,109	m/s <sup>2</sup>					
Aceleração MRU	aMRU	0,000	m/s <sup>2</sup>					
Aceleração de Frenagem	afren.	-1,272	m/s <sup>2</sup>					

MRU		a	0,000	m/s <sup>2</sup>	
FMRU	RT	F <sub>eixo</sub>	FRx	FRy	
(N)	(N)	(N)	(N)	(N)	
1400	8581	8695	374	1508	

FRENAGEM		a	-1,272	m/s <sup>2</sup>	
Ffren	RT	F <sub>eixo</sub>	FRx	FRy	
(N)	(N)	(N)	(N)	(N)	
-1488	7267	7417	-633	2152	

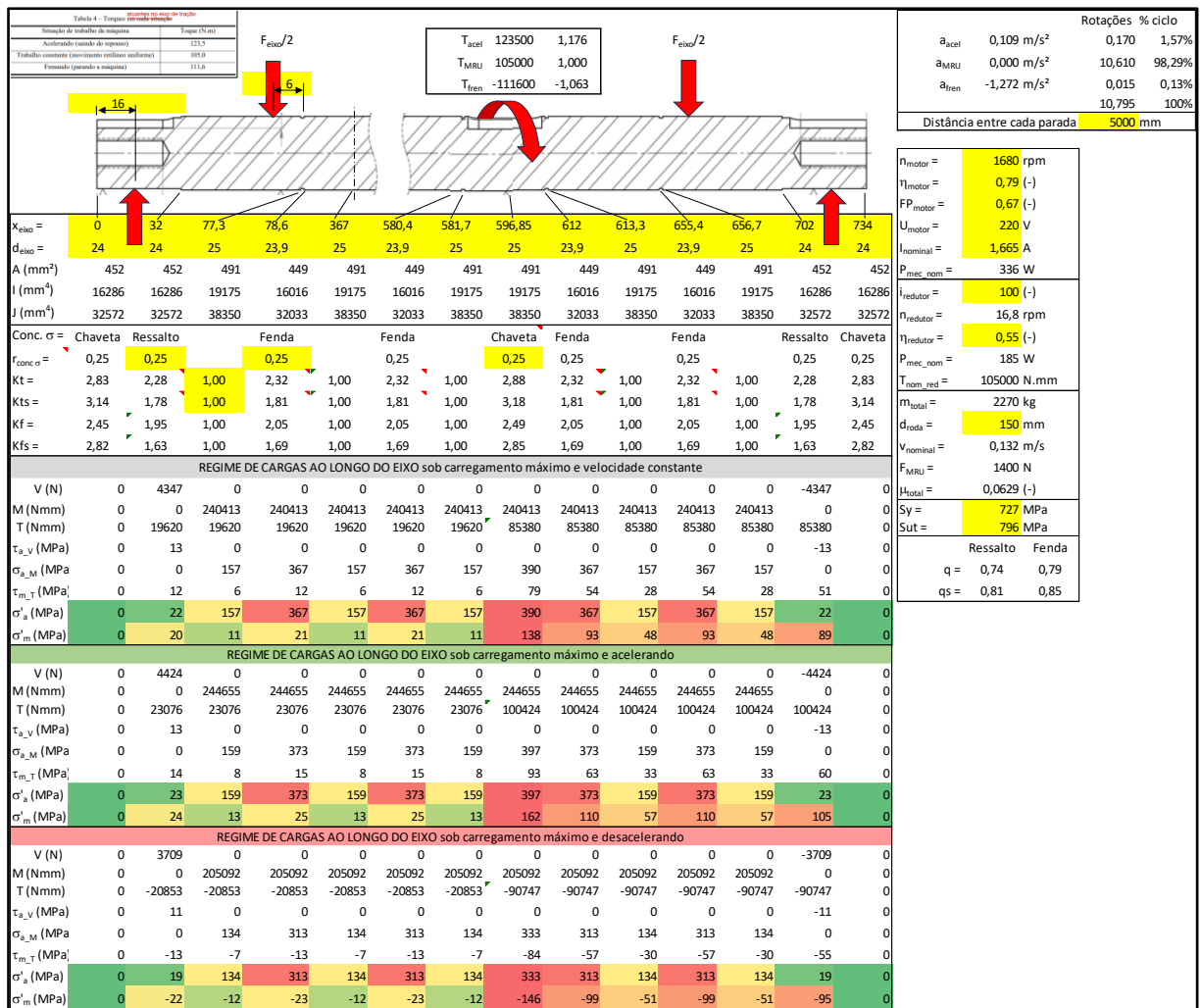
  

Fonte: Autor (2023).

## APÊNDICE C – PLANILHA DO CÁLCULO PARA GRÁFICO DA FORÇA RESULTANTE NO EIXO DE TRAÇÃO EM FUNÇÃO DO PBT

MASSAS					COTAS								ACELERAÇÃO a = 0,109 m/s <sup>2</sup>					MRU a = 0,000 m/s <sup>2</sup>					FRENAGEM a = -1,272 m/s <sup>2</sup>				
Tara RA (kg)	Carga RA (kg)	Tara RM (kg)	Carga RM (kg)	Massa Total (kg)	A (mm)	B (mm)	C (mm)	D (mm)	E (mm)	F (mm)	G (mm)	H (mm)	FT <sub>Facet</sub> (N)	RT (N)	F <sub>eixo</sub> (N)	FRx (N)	FRy (N)	FT <sub>MRU</sub> (N)	RT (N)	F <sub>eixo</sub> (N)	FRx (N)	FRy (N)	FT <sub>Fren</sub> (N)	RT (N)	F <sub>eixo</sub> (N)	FRx (N)	FRy (N)
650	860	200	560	2270	228	825	703	1564	134	944	231	922	1647	8694	8848	460	1453	1400	8581	8695	374	1508	-1488	7267	7417	-633	2152
650	848	200	552	2250	228	825	703	1551	134	944	231	912	1632	8618	8771	455	1439	1387	8507	8620	370	1493	-1475	7209	7358	-626	2122
650	835	200	544	2229	228	825	703	1539	134	944	231	903	1617	8543	8695	450	1424	1375	8433	8545	366	1477	-1461	7151	7298	-619	2091
650	823	200	536	2209	228	825	703	1526	134	944	231	893	1603	8468	8618	445	1409	1362	8359	8470	362	1461	-1448	7092	7239	-612	2061
650	811	200	528	2189	228	825	703	1514	134	944	231	884	1588	8392	8541	440	1395	1350	8285	8395	358	1445	-1435	7034	7179	-605	2032
650	799	200	520	2169	228	825	703	1501	134	944	231	874	1573	8317	8464	436	1380	1337	8211	8319	354	1429	-1422	6976	7119	-598	2002
650	786	200	512	2148	228	825	703	1489	134	944	231	865	1558	8241	8387	431	1365	1325	8137	8244	350	1413	-1408	6917	7059	-591	1973
650	774	200	504	2128	228	825	703	1477	134	944	231	856	1544	8166	8311	426	1351	1312	8063	8169	346	1397	-1395	6858	6999	-584	1944
650	762	200	496	2108	228	825	703	1465	134	944	231	847	1529	8091	8234	421	1336	1300	7989	8094	342	1381	-1382	6800	6939	-577	1915
650	749	200	488	2087	228	825	703	1453	134	944	231	838	1514	8015	8157	416	1321	1287	7915	8019	338	1365	-1368	6741	6878	-570	1886
650	737	200	480	2067	228	825	703	1441	134	944	231	829	1500	7940	8080	411	1306	1275	7841	7944	335	1350	-1355	6682	6818	-563	1858
650	725	200	472	2047	228	825	703	1430	134	944	231	821	1485	7865	8004	406	1291	1262	7767	7869	331	1334	-1342	6623	6757	-556	1830
650	713	200	464	2027	228	825	703	1418	134	944	231	812	1470	7789	7927	401	1277	1250	7693	7794	327	1318	-1328	6564	6697	-549	1802
650	700	200	456	2006	228	825	703	1406	134	944	231	804	1455	7714	7850	397	1262	1237	7619	7719	323	1302	-1315	6504	6636	-542	1774
650	688	200	448	1986	228	825	703	1395	134	944	231	795	1441	7639	7773	392	1247	1225	7545	7644	319	1286	-1302	6445	6575	-535	1747
650	676	200	440	1966	228	825	703	1384	134	944	231	787	1426	7563	7697	387	1232	1212	7471	7569	315	1270	-1289	6386	6514	-528	1719
650	663	200	432	1945	228	825	703	1372	134	944	231	778	1411	7488	7620	382	1217	1200	7397	7493	311	1254	-1275	6326	6453	-521	1692
650	651	200	424	1925	228	825	703	1361	134	944	231	770	1397	7413	7543	377	1202	1187	7323	7418	307	1238	-1262	6267	6392	-514	1665
650	639	200	416	1905	228	825	703	1350	134	944	231	762	1382	7338	7467	372	1187	1175	7249	7343	303	1223	-1249	6207	6331	-507	1639
650	627	200	408	1885	228	825	703	1339	134	944	231	754	1367	7262	7390	367	1172	1162	7175	7268	299	1207	-1235	6147	6270	-500	1612
650	614	200	400	1864	228	825	703	1328	134	944	231	746	1352	7187	7313	362	1157	1150	7101	7193	295	1191	-1222	6087	6208	-493	1586
650	602	200	392	1844	228	825	703	1317	134	944	231	738	1338	7112	7237	358	1142	1137	7027	7118	291	1175	-1209	6027	6147	-486	1560
650	590	200	384	1824	228	825	703	1307	134	944	231	731	1323	7037	7160	353	1127	1125	6953	7043	287	1159	-1195	5967	6085	-479	1534
650	577	200	376	1803	228	825	703	1296	134	944	231	723	1308	6961	7083	348	1112	1112	6878	6968	283	1143	-1182	5907	6024	-472	1508
650	565	200	368	1783	228	825	703	1286	134	944	231	715	1293	6886	7007	343	1097	1100	6804	6893	279	1127	-1169	5846	5962	-466	1482
650	553	200	360	1763	228	825	703	1275	134	944	231	708	1279	6811	6930	338	1082	1087	6730	6818	276	1111	-1156	5786	5900	-459	1457
650	541	200	352	1743	228	825	703	1265	134	944	231	700	1264	6736	6853	333	1067	1075	6656	6743	272	1096	-1142	5725	5838	-452	1432
650	528	200	344	1722	228	825	703	1254	134	944	231	693	1249	6661	6777	328	1052	1062	6582	6667	268	1080	-1129	5665	5776	-445	1407
650	516	200	336	1702	228	825	703	1244	134	944	231	686	1235	6585	6700	324	1037	1050	6508	6592	264	1064	-1116	5604	5714	-438	1382
650	504	200	328	1682	228	825	703	1234	134	944	231	678	1220	6510	6624	319	1022	1037	6434	6517	260	1048	-1102	5543	5652	-431	1357
650	491	200	320	1661	228	825	703	1224	134	944	231	671	1205	6435	6547	314	1006	1025	6360	6442	256	1032	-1089	5482	5589	-425	1332
650	479	200	312	1641	228	825	703	1214	134	944	231	664	1190	6360	6470	309	991	1012	6286	6367	252	1016	-1076	5421	5527	-418	1308
650	467	200	304	1621	228	825	703	1204	134	944	231	657	1176	6285	6394	304	976	1000	6212	6292	248	1000	-1062	5360	5465	-411	1284
650	455	200	296	1601	228	825	703	1194	134	944	231	650	1161	6210	6317	299	961	987	6138	6217	244	984	-1049	5299	5402	-404	1260
650	442	200	288	1580	228	825	703	1185	134	944	231	643	1146	6135	6241	295	946	975	6064	6142	240	969	-1036	5238	5339	-398	1236
650	430	200	280	1560	228	825	703	1175	134	944	231	637	1132	6059	6164	290	931	962	5990	6067	236	953	-1023	5176	5276	-391	1212
650	418	200	272	1540	228	825	703	1165	134	944	231	630	1117	5984	6088	285	915	950	5916	5992	232	937	-1009	5115	5214	-384	1188
650	405	200	264	1519	228	825	703	1156	134	944	231	623	1102	5909	6011	280	900	937	5842	5917	228	921	-996	5053	5151	-377	1165
650	393	200	256	1499	228	825	703	1147	134	944	231	617	1087	5834	5935	275	885	925	5768	5841	224	905	-983	4992	5088	-371	1142
650	381	200	248	1479	228	825	703	1137	134	944	231	610	1073	5759	5858	270	870	912	5694	5766	220	889	-969	4930	5024	-364	1119
650	369	200	240	1459	228	825	703	1128	134	944	231	604	1058	5684	5782	265	854	900	5620	5691	216	873	-956	4868	4961	-357	1096
650	356	200	232	1438	228	825	703	1119	134	944	231	597	1043	5609	5705	261	839	887	5546	5616	213	857	-943	4806	4898	-351	1073
650	344	200	224	1418	228	825	703	1110	134	944	231	591	1029	5534	5629	256	824	875	5472	5541	209	842	-930	4744	4834	-344	1050
650	332	200	216	1398	228	825	703	1101	134	944	231	585	1014	5459	5552	251	808	862	5398	5466	205	826	-916	4682	4771	-337	1027
650	319	200	208	1377	228	825	703	1092	134	944	231	579	999	5384	5476	246	793	850	5324	5391	201	810	-903	4620	4707	-331	1005
650	307	200	200	1357	228	825	703	1083	134	944	231	573	984	5309	5399	241	778	837	5250	5316	197	794	-890	4558	4644	-324	983
650	295	200	192	1337	228	825	703	1074	134	944	231	567	970	5234	5323	236	762	824	5175	5241	193	778	-876	4495	4580	-317	960
650	283	200	184	1317	228	825	703	1065	134	944	231	561	955	5159	5246	232	747	812	5101	5166	189	762	-863	4433	4516	-311	938
650	270	200	176	1296	228	825	703	1057	134	944	231	555	940	5084	5170	227	732	799	5027	5091	185	746	-850				

## APÊNDICE D – DIAGRAMA DE CORPO LIVRE DO EIXO DE TRACÇÃO



Fonte: Autor (2023).

## APÊNDICE E – MÉTODO DE ESTIMATIVA DE VIDA COM BASE EM DANO ACUMULADO DE FADIGA (UTILIZANDO CRITÉRIO DE GERBER)

CRITÉRIO DE GERBER - DANO ACUMULADO EM FADIGA				
Fator	PBT (kg)	Nf ac-fr	Nf_MRU	496482 ciclos
1	2270	85277	75087	0,0000133
0,990933921	2249	92959	82257	0,0000121
0,981867841	2229	101413	90178	0,0000111
0,972801762	2208	110723	98937	0,0000101
0,963735683	2188	120988	108630	0,0000092
0,954669604	2167	132314	119367	0,0000084
0,945603524	2147	144824	131269	0,0000076
0,936537445	2126	158653	144477	0,0000069
0,927471366	2105	173956	159146	0,0000063
0,918405286	2085	190907	175454	0,0000057
0,909339207	2064	209703	193601	0,0000052
0,900273128	2044	230564	213816	0,0000047
0,891207048	2023	253742	236355	0,0000042
0,882140969	2002	279523	261513	0,0000038
0,87307489	1982	308229	289622	0,0000034
0,864008811	1961	340229	321064	0,0000031
0,854942731	1941	375940	356272	0,0000028
0,845876652	1920	415840	395741	0,0000025
0,836810573	1900	460473	440037	0,0000023
0,827744493	1879	510460	489810	0,0000020
0,818678414	1858	566513	545804	0,0000018
0,809612335	1838	629447	608873	0,0000016
0,800546256	1817	700200	680001	0,0000015
0,791480176	1797	779846	760321	0,0000013
0,782414097	1776	869627	851140	0,0000012
0,773348018	1756	970971	953969	0,0000010
0,764281938	1735	1085530	1070557	0,0000009
0,755215859	1714	1215215	1202931	0,0000008
0,74614978	1694	1362241	1353448	0,0000007
0,7370837	1673	1529182	1524847	0,0000007
0,728017621	1653	1719029	1720323	0,0000006
0,718951542	1632	1935271	1943607	0,0000005
0,709885463	1611	2181983	2199064	0,0000005
0,700819383	1591	2463929	2491810	0,0000004
0,691753304	1570	2786700	2827853	0,0000004
0,682687225	1550	3156858	3214267	0,0000003
0,673621145	1529	3582134	3659394	0,0000003
0,664555066	1509	4071647	4173093	0,0000002
0,655488987	1488	4636179	4767042	0,0000002
0,646422907	1467	5288511	5455106	0,0000002
0,637356828	1447	6043824	6253785	0,0000002
0,628290749	1426	6920200	7182760	0,0000001
0,61922467	1406	7939223	8265565	0,0000001
0,61015859	1385	9126725	9530413	0,0000001
0,601092511	1364	10513708	11011215	0,0000001
0,592026432	1344	12137475	12748837	0,0000001
0,582960352	1323	14043038	14792671	0,0000001
0,573894273	1303	16284867	17202573	0,0000001
0,564828194	1282	18929073	20051305	0,0000000
0,555762115	1262	22056143	23427581	0,0000000
0,546696035	1241	25764378	27439901	0,0000000
0,537629956	1220	30174223	32221404	0,0000000
0,528563877	1200	35433758	37936002	0,0000000
0,519497797	1179	41725675	44786201	0,0000000
0,510431718	1159	49276181	53023076	0,0000000
0,501365639	1138	58366409	62959088	0,0000000
0,492299559	1118	69347112	74984583	0,0000000
0,483233348	1097	82657658	89589152	0,0000000
0,474167401	1076	98850711	107389410	0,0000000
0,465101322	1056	118624448	129165284	0,0000000
0,456035242	1035	142864831	155907678	0,0000000
0,446969163	1015	172701357	188881376	0,0000000
0,437903084	994	209580983	229708537	0,0000000
0,428837004	973	255366713	280480130	0,0000000
0,419770925	953	312469835	343905526	0,0000000
0,410704846	932	384028399	423514555	0,0000000
0,401638767	912	474149617	523932170	0,0000000
0,392572687	891	588241320	651254265	0,0000000
0,383506608	871	733468298	813565522	0,0000000
0,374440529	850	919385198	1021658113	0,0000000

$$Fator = \frac{PBT - PCD}{PBT}$$

Onde:

Fator= coeficiente de descarga do equipamento (-);

PBT= peso bruto total a cada ciclo (kg);

PCD = peso da carga distribuída (kg) / 20,6 kg;

Sendo que, o PBT inicial é a soma da tara (peso do equipamento) mais da lotação (carga máxima transportada).

$$N = \frac{NP \cdot (n_{MRU} + n_{AC})}{\sum_{i=1}^{NP} \left( \frac{n_{MRU}}{N_{MRUi}} + \frac{n_{AC}}{N_{ACi}} \right)}$$

Onde:

N = vida corrigida (-);

NP = total de paradas até esvaziar o equipamento (-);

$n_{MRU}$  = número de rotações dada pelo eixo em MRU entre uma parada e outra (-);

$N_{MRUi}$  = vida estimada em MRU (-);

$n_{AC}$  = número de rotações dada pelo eixo no processo de aceleração e frenagem (-);

$N_{ACi}$  = vida estimada para aceleração e frenagem (-).