

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

**LUCIANA ANTONIA SCHMITZ**

**ANÁLISE ESTRUTURAL E FADIGA POR MEF EM UM CONJUNTO MANGA  
ACOPLADO A UM EIXO DIANTEIRO EM UM VEÍCULO UTILITÁRIO.**

**CAXIAS DO SUL**

**2025**

**LUCIANA ANTONIA SCHMITZ**

**ANÁLISE ESTRUTURAL E FADIGA POR MEF EM UM CONJUNTO MANGA  
ACOPLADO A UM EIXO DIANTEIRO DE UM VEÍCULO UTILITÁRIO.**

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. Adelair Lino Colombo  
Universidade de Caxias do Sul – UCS

**CAXIAS DO SUL**

**2025**

**LUCIANA ANTONIA SCHMITZ**

**ANÁLISE ESTRUTURAL E FADIGA POR MEF EM UM CONJUNTO MANGA  
ACOPLADO A UM EIXO DIANTEIRO DE UM VEÍCULO UTILITÁRIO.**

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.

**Aprovado em**

**Banca Examinadora**

---

Prof. Me. Adelair Lino Colombo  
Universidade de Caxias do Sul – UCS

---

Prof. Me. Paulo Roberto Linzmaier  
Universidade de Caxias do Sul – UCS

---

Prof. Dr. Giovani Dambros Telli  
Universidade de Caxias do Sul – UCS

Dedico este trabalho aos meus queridos avós, que na sua simplicidade me deram amor, sabedoria e inspiração para seguir em frente. Minha avó Zeni, por ser meu porto seguro em tantos momentos. E com saudade, dedico ao meu avô Heine, que não está mais entre nós fisicamente, mas sua presença segue viva em meu coração.

Obrigado por tudo. Essa conquista é nossa.

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço em primeiro lugar aos meus avós, Zeni e Heine (*in memoria*), que além de terem me criado e me educado, sempre me incentivarem e apoiarem em todos os momentos, me dando forças para que eu chegasse até aqui.

Agradeço a empresa AGRALÉ pela oportunidade de emprego que me possibilitou cursar esta graduação e a realização deste trabalho. Em especial agradeço também aos colegas da área de engenharia, Pedro Dambros, Jean Furlanetto e Fábio Zattera, pela ajuda em buscar e fornecer as informações técnicas necessárias para a realização deste trabalho.

Agradeço ao professor Adelair, por ter me ajudado e me orientado sempre que necessário, pela paciência em alguns momentos e por sempre se preocupar em me ajudar a encontrar as direções.

Por fim agradeço a todas as pessoas queridas que ao longo destes 11 anos de graduação, me acompanharam e me ajudaram de alguma forma a realizar este sonho.

## RESUMO

Para garantir a confiabilidade dos veículos, a estrutura mecânica precisou, ao longo dos anos, tornar-se cada vez mais resistente, a fim de suportar as exigências das mais diversas aplicações. Nesse contexto, a eliminação de pontos suscetíveis a falhas tornou-se um dos principais objetivos da engenharia mecânica. Este trabalho teve como objetivo avaliar, por meio de simulações no software Ansys®, as solicitações mecânicas atuantes sobre a manga de eixo dianteira de um veículo utilitário. O estudo comparou dois modelos de fabricação do conjunto da manga: o primeiro, correspondente ao projeto atual, com a aplicação da solda tampão e abertura de dois diâmetros no corpo do munhão; e o segundo, um modelo proposto, que elimina tanto o processo de soldagem quanto as furações. Ambos os modelos foram submetidos a carregamentos dinâmicos representativos, como a condição de frenagem em curva a uma velocidade de 60 km/h. Os resultados das simulações indicaram que não houveram diferenças significativas entre os modelos quanto às tensões e deslocamentos. Observou-se, entretanto, uma melhoria de aproximadamente 4,7% na vida útil do munhão no modelo sem solda tampão. Este ganho pode ser atribuído à ausência das furações e aumento de massa na parede do munhão, resultando em maior resistência mecânica e na simplificação do processo de fabricação e com conseqüente redução de custos.

**Palavras-chave: fadiga, eixo, simulação computacional, solda tampão.**

## ABSTRACT

To ensure vehicle reliability, the mechanical structure has needed to become increasingly resistant over the years in order to withstand the demands of the most diverse applications. In this context, eliminating points susceptible to failure has become one of the main objectives of mechanical engineering. This study aimed to evaluate, through simulations in the Ansys® software, the mechanical stresses acting on the front axle sleeve of a utility vehicle. The study compared two models for manufacturing the sleeve assembly: the first, corresponding to the current design, with the application of plug welding and a two-diameter opening in the trunnion body; and the second, a proposed model, which eliminates both the welding process and drilling. Both models were subjected to representative dynamic loads, such as braking on a curve at a speed of 60 km/h. The simulation results indicated that there were no significant differences between the models in terms of stresses and displacements. However, an improvement of approximately 4.7% in the service life of the trunnion was observed in the model without plug welding. This gain can be attributed to the absence of drilling and increased mass in the trunnion wall, resulting in greater mechanical resistance and simplification of the manufacturing process and consequent cost reduction.

**Keywords: fatigue, axle, computer simulation, plug weld.**

## LISTA DE FIGURAS

Figura 01 - Exemplo de eixo fixo.....	20
Figura 02 - Localização dos eixos no veículo. ....	20
Figura 03 - Simbologia de solda tampão.....	23
Figura 04 - Exemplo do surgimento das forças de tração e compressão.....	24
Figura 05 - Curva de tensão x temperatura barra 2. ....	24
Figura 06 - Exemplos de ruptura por fadiga.....	25
Figura 07- Diagrama S-N. ....	26
Figura 08 - Diagrama S x N entre chapa plana e com solda. ....	27
Figura 09 - Curva de tensões de frequências variadas.....	28
Figura 10 - Principais Formas de Fratura em Juntas Soldadas pela Fadiga: a) Transversais; b) Longitudinais contínuas; c) Transversais com Cobre-Junta.....	29
Figura 11 - Relação entre resistência a fadiga x tração. ....	30
Figura 12 - Fator de superfície. ....	31
Figura 13 - Tipos de malhas. ....	34
Figura 14 - Surgimento das Forças $F_y$ ao realizar uma curva. ....	39
Figura 15 - Conjunto manga esquerda, pela vista do motorista. ....	43
Figura 16 - Locais de aplicação da solda no conjunto manga. ....	43
Figura 17 - Ponto de fixação no munhão.....	45
Figura 18 - Posição do Centro de gravidade CG no veículo. ....	45
Figura 19 - Distância dos locais de aplicação dos esforços da direção. ....	48
Figura 20 - Identificação das forças aplicadas ao veículo. ....	49
Figura 21 - Malha gerada automaticamente. ....	50
Figura 22 – Malha com análise de tensão a) Com solda tampão; b) Sem solda Tampão. ....	50
Figura 23 - Malha gerada após o refinamento.....	51
Figura 24 - Resultados de deslocamento máx. na condição com solda tampão.....	52
Figura 25 - Resultados de tensão de Von Mises na condição com solda tampão. ....	52
Figura 26 - Resultados Vida em Fadiga na condição com solda tampão.....	53
Figura 27 - Resultados do fator de segurança na condição com solda tampão. ....	53
Figura 28 - Resultados do deslocamento máx. na condição sem solda tampão. ....	54
Figura 29 - Resultados de tensão de Von Mises na condição sem solda tampão.....	55
Figura 30 - Resultados Vida em Fadiga na condição sem solda tampão. ....	55
Figura 31 - Resultados do fator de segurança na condição sem solda tampão.....	56

## LISTA DE TABELAS

Tabela 01 - Variáveis A e b devido Acabamento superficial. ....	32
Tabela 02 - Valores de Confiabilidade. ....	33
Tabela 03 - Valores de referência f. ....	37
Tabela 04 - Coeficiente de atrito pelo tipo de solo. ....	38
Tabela 05 - Fluxograma de atividades. ....	42
Tabela 06 - Informações técnicas do veículo. ....	44
Tabela 07 - Resumo das forças definidas. ....	48
Tabela 08 - Comparação dos resultados. ....	57

## LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 01 - Análise de convergência.....	57
---	----

## LISTA DE SÍMBOLOS

$b$	Distância do eixo traseiro até o CG do veículo (m)
$c$	Distância do eixo dianteiro até o CG do veículo (m)
$D$	Diâmetro (cm)
$d$	Distância (m)
$F$	Força (N)
$F_f$	Força de Frenagem (N)
$F_{Rf}$	Força de frenagem dinâmica no eixo dianteiro (N)
$F_{Rr}$	Força de frenagem dinâmica no eixo traseiro (N)
$F_1$	Força de Inércia (N)
$f$	Coefficiente de atrito de rolamento ( <i>adimensional</i> )
$F_{yf}$	Força lateral sobre o eixo dianteiro (N)
$F_{yr}$	Força lateral sobre o eixo traseiro (N)
$\Delta F_{zf}$	Transferência de carga entre os pneus (N)
$g$	Aceleração da gravidade (m/s <sup>2</sup> )
$h$	Altura do CG do veículo (m)
$h_f$	Distância do eixo dianteiro até centro de massa, dividido pela distância até o eixo traseiro ( <i>adimensional</i> )
$h_r$	Distância do eixo traseiro até centro de massa dividido pela distância até o eixo dianteiro ( <i>adimensional</i> )
$h_1$	Altura do CG em relação ao eixo de rolamento (m) = $h_{RA}$
$K_\emptyset$	Rigidez de rolagem da suspensão (kgf.m)
$K_s$	Rigidez das molas (kgf/m)
$K$	Intensidade de tensão (MPa)
$K_c$	Tenacidade de Fratura (MPa)
$L$	Distância entre eixos (m)
$M$	Momento (Nm)
$Q_a$	Resistência aerodinâmica (N)
$Q_r$	Resistência ao rolamento (N)
$Q_s$	Resistência ao aclave (N)
$R$	Raio (m)

$R_d$	Raio da roda (m)
$s$	Distância entre molas (m)
$S_{ut}$	Resistência Mecânica (MPa)
$S_y$	Limite de escoamento (MPa)
$S_e$	Limite de fadiga (MPa)
$S_f$	Resistência a fadiga (MPa)
$t$	Comprimento eixo (m)
$T_f$	Torque de frenagem (Nm)
$T$	Temperatura (°C)
$v$	Velocidade (m/s)
$x$	Parcela de carga sobre o eixo traseiro (adimensional)
$w$	Força peso do veículo (N)
$w_f$	Carga no eixo dianteiro (kg)
$w_r$	Carga no eixo traseiro (kg)
$\mu_0$	Coefficiente de atrito entre pneu e solo (adimensional)
$\alpha$	Inclinação da pista (°)
$\emptyset$	Ângulo de rolamento (°)
$\sigma_x$	Tensão normal em x (MPa)
$\sigma_y$	Tensão normal em y (MPa)
$\sigma_z$	Tensão normal em z (MPa)
$\tau_{xy}$	Tensão cisalhante em xy (MPa)
$\tau_{yz}$	Tensão cisalhante em yz (MPa)
$\tau_{xz}$	Tensão cisalhante em xz (MPa)

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABAQUS	Análise Elementos Finitos Abaqus (Abaqus Finite Element Analysis)
ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ASME	A Sociedade Americana de Engenheiros Mecânicos
ANSYS	Software de simulação de engenharia (Engineering Simulation Software)
AWS	Sociedade Americana de Soldagem (American Welding Society)
MAG	Gás Ativo ( <i>Metal Active Gas</i> )
MIG	Gás Inerte ( <i>Metal Inert Gas</i> )
Mpa	Megapascal
TIG	Gás Inerte de Tungstênio (Tungsten Inert Gas)
SWA	Solda por Arco Submerso (Submerged Arc Welding)

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>15</b>
1.1	JUSTIFICATIVA .....	16
1.2	OBJETIVOS .....	16
<b>1.2.1</b>	<b>Objetivo geral.....</b>	<b>16</b>
<b>1.2.2</b>	<b>Objetivos específicos .....</b>	<b>16</b>
1.3	ABORDAGEM E DELIMITAÇÃO DO TRABALHO .....	17
<b>2</b>	<b>FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA .....</b>	<b>18</b>
2.1	TRABALHOS CORRELATOS .....	18
2.2	SISTEMAS DE EIXOS .....	19
<b>2.2.1</b>	<b>Tipos de eixos .....</b>	<b>19</b>
<b>2.2.2</b>	<b>Eixo veicular.....</b>	<b>20</b>
2.3	FORÇAS ATUANTES.....	21
2.4	SOLDA.....	21
<b>2.4.1</b>	<b>Tipos de solda.....</b>	<b>22</b>
<b>2.4.2</b>	<b>Solda tampão.....</b>	<b>23</b>
<b>2.4.3</b>	<b>Tensões na solda.....</b>	<b>23</b>
2.5	CRITÉRIOS DE FALHA .....	25
<b>2.5.1</b>	<b>Análise de fadiga .....</b>	<b>25</b>
<b>2.5.2</b>	<b>Diagrama S-N.....</b>	<b>26</b>
<b>2.5.3</b>	<b>Tensões flutuantes.....</b>	<b>27</b>
<b>2.5.4</b>	<b>Tensões multiaxiais .....</b>	<b>28</b>
<b>2.5.5</b>	<b>Dano acumulado .....</b>	<b>28</b>
<b>2.5.6</b>	<b>Fadiga em solda.....</b>	<b>28</b>
<b>2.5.7</b>	<b>Critérios de falhas por fadiga .....</b>	<b>29</b>
<b>2.5.7.1</b>	<b>Correção Carregamento .....</b>	<b>30</b>
<b>2.5.7.2</b>	<b>Correção dimensional.....</b>	<b>31</b>
<b>2.5.7.3</b>	<b>Correção de superfícies .....</b>	<b>31</b>
<b>2.5.7.4</b>	<b>Correção temperatura.....</b>	<b>32</b>
<b>2.5.7.5</b>	<b>Correção confiabilidade .....</b>	<b>32</b>
<b>2.5.8</b>	<b>Fratura da solda.....</b>	<b>33</b>
2.6	ANÁLISE DE ELEMENTOS FINITOS .....	33
<b>2.6.1</b>	<b>Análise estática e dinâmica .....</b>	<b>34</b>

<b>2.6.2</b>	<b>Tipos de elementos</b> .....	<b>34</b>
<b>2.6.3</b>	<b>Geração da malha</b> .....	<b>35</b>
<b>2.6.4</b>	<b>Condições de contorno</b> .....	<b>35</b>
<b>3.</b>	<b>DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO</b> .....	<b>42</b>
<b>3.1</b>	<b>DEFINIÇÃO DO COMPONENTE</b> .....	<b>42</b>
<b>3.1.1</b>	<b>Material</b> .....	<b>44</b>
<b>3.2</b>	<b>APLICAÇÕES DAS CONDIÇÕES DE CONTORNO</b> .....	<b>44</b>
<b>3.3</b>	<b>DEFINIÇÃO DOS ESFORÇOS</b> .....	<b>45</b>
<b>3.3.1</b>	<b>Esforços devido a contribuição do peso dinâmico do veículo</b> .....	<b>46</b>
<b>3.3.2</b>	<b>Força de Frenagem</b> .....	<b>46</b>
<b>3.3.3</b>	<b>Esforços laterais</b> .....	<b>47</b>
<b>3.3.4</b>	<b>Esforços de direção</b> .....	<b>48</b>
<b>3.4</b>	<b>APLICAÇÃO DAS FORÇAS</b> .....	<b>48</b>
<b>3.5</b>	<b>GERAÇÃO DA MALHA</b> .....	<b>49</b>
<b>3.5.1</b>	<b>Refinamento da malha</b> .....	<b>51</b>
<b>4.</b>	<b>RESULTADOS</b> .....	<b>52</b>
<b>4.1</b>	<b>ANÁLISE</b> .....	<b>56</b>
<b>4.2</b>	<b>COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS</b> .....	<b>56</b>
<b>5.</b>	<b>CONCLUSÃO</b> .....	<b>59</b>
	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b> .....	<b>61</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Desde o surgimento da mecânica, todos os sistemas sofreram avanços tecnológicos significativos para as mais diversas aplicações, o veículo inicialmente projetado para a locomoção de poucas pessoas e para transitar em velocidades baixas, desenvolveu-se e se tornou-se um dos produtos da mecânica mais conhecidos e utilizados pelas pessoas. Atualmente, tem-se veículos com alta transmissão de torque, utilizados para mover pessoas em maiores quantidades, é o caso dos ônibus urbanos, ou como os caminhões/camionetes para movimentar até mesmo toneladas de carga. Além disto, o veículo passou a ser um importante meio de ligação entre locais de difícil acesso, acidentados, ou que não possuem uma condição adequada de trânsito com estradas, por exemplo.

Para tornar o veículo uma máquina confiável e robusta a estrutura mecânica, principalmente dos eixos, que absorvem os maiores impactos do solo, precisou adquirir atributos que resistissem a fenômenos estáticos e dinâmicos. Estes atributos como torção, fadiga, flexão, compressão, entre outros, são fenômenos que qualquer veículo está sujeito a enfrentar em diferentes graus de magnitude dependendo do campo de aplicação que ele está exposto. Os eixos do veículo, e que estão localizados abaixo do chassi, são responsáveis por tracionar, direcionar e absorver as oscilações dos terrenos garantindo estabilidade necessária de toda a carroceria.

A estrutura do eixo normalmente encontrada em veículos fora de estrada, é composta em algumas partes, cada qual com as importâncias técnicas, sendo elas: o conjunto manga, que conecta as rodas a carcaça do eixo, conjunto do acionamento de tração, responsável por desacoplar os semieixos internos no sistema 4x2, e o conjunto diferencial que transmite o movimento recebido do motor até as rodas.

Para este trabalho abordamos que os conjuntos manga são responsáveis por realizar a ligação das rodas até o conjunto diferencial, mantendo o sistema interno protegido para evitar as deformações internas e garantir a robustez do mesmo.

Este conjunto é montado através de interferência entre o componente principal, o munhão e um tubo de ligação, além da interferência essa união possui dois tipos de processo de solda, sendo: um cordão de solda em toda a circunferência do tubo que está em contato com o munhão, e próximo ao centro de massa do munhão um diâmetro preenchido com solda tampão em ambos os lados do munhão. Estas soldas são

responsáveis para evitar que ocorra a torção do sistema como um todo e consequentemente falha por fadiga.

O objetivo deste trabalho é analisar através da metodologia por elementos finitos a forma construtiva atual com solda e a proposta sem o processo de solda e furação.

## 1.1 JUSTIFICATIVA

O veículo Agrale Marruá é um utilitário fora de estrada robusto para as aplicações de maior severidade, onde o chassi e os eixos foram dimensionados para suportar as severas exigências mecânicas de torção e fadiga.

Atualmente, devido ao ponto de solda tampão estar situado em uma região que compreende a montagem de rolamento e retentor, faz-se necessário processos de usinagem posteriores a realização desta solda. Com isso, é importante analisar se realmente se faz necessário a existência desta solda, visto que no conjunto há outras regiões com solda.

O objetivo deste trabalho foi avaliar se a existência da solda tampão no conjunto manga esquerdo é primordial para evitar a torção do eixo ou impactar na resistência à fadiga do mesmo.

## 1.2 OBJETIVOS

### 1.2.1 Objetivo geral

O objetivo do trabalho é avaliar e simular, por meio de *softwares*, a resistência de um conjunto manga submetido ao processo de solda tampão e outro modelo sem o processo de solda tampão, acoplados no eixo dianteiro do veículo Agrale Marruá.

### 1.2.2 Objetivos específicos

Do objetivo geral derivam-se os específicos como sendo:

- a) Determinar esforços estruturais que o conjunto manga esquerdo está exposto;

- b) Avaliar a resistência estrutural e fadiga através da simulação computacional do conjunto munhão do eixo dianteiro, na configuração com solda e sem a presença de solda tampão;
- c) Comparar resultados na condição com e sem solda tampão.

### 1.3 ABORDAGEM E DELIMITAÇÃO DO TRABALHO

O trabalho foi desenvolvido para análise do eixo dianteiro do veículo *off-road* Agrale Marruá AM200 MO, este veículo Micrôbus destinado ao transporte de 15 passageiros, e desenvolvido para operar em condições de difícil acesso. Para isso, o eixo dianteiro possui um sistema de tração, onde o mesmo é exposto a diversas forças externas. O eixo é produzido pela empresa Agrale e no conjunto manga, principal ligação entre a roda e o eixo, avaliamos as solicitações submetidas na região da solda tampão na sua maior carga de aplicação e a comparação com um modelo proposto sem a realização da solda tampão.

## 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Para termos uma base de como a solda é importante em sistemas de alta sollicitação abordamos os conceitos e tipos de solda. Para este trabalho trataremos da fadiga e seus efeitos à união soldada que podem comprometer o equipamento.

Além disso será importante o entendimento do MEF, com a definição das condições de contorno que mais se aproximem da realidade, bem como a geração de uma malha ideal para definir com precisão os dados comparados.

### 2.1 TRABALHOS CORRELATOS

A literatura está repleta de trabalhos demonstrando que uniões soldadas geram impactos para união de componentes mecânico. A análise da fadiga em juntas soldadas demonstrado por Valle, Oliveira e Carazzai (2017), através de elementos finitos o desenvolvimento das tensões após sollicitação cíclicas testadas em campo, concluiu-se que os pontos de maiores concentradores de tensões estavam na região soldada.

Cristófoli (2020) abrangeu as exigências de um reprojeto de um conjunto manga, similar ao que foi aplicado neste trabalho e as análises que o mesmo está sujeito a partir das avaliações com MEF. O objetivo foi a demonstração da aproximação satisfatória entre o simulador e o real, apresentando um erro relativamente baixo entre a solução numérica, através de cálculos retirados de biografia, com a solução analítica realizada com o método de MEF.

O comparativo entre software ANSYS e a realidade foi demonstrado muita similaridade, os valores obtidos apresentaram valores acima do limite de escoamento à tração  $\sigma_{misses} > \sigma_e$ , ainda foi possível determinar a concentração de tensão ( $K$ ), devido a presença de estrias. Na pratica foi evidenciado a quebra deste eixo no mesmo ponto determinado pela análise numérica, demonstrando a possibilidade de prevermos analiticamente as falhas em campo. (AROUCHE, SILVA E CARMO,2024).

Silva, Chaves e Guidi (2016), publicaram um artigo onde também realizaram a comparação dos resultados obtidos em *softwares* e cálculos numéricos encontrados na literatura. Com a peça fundamental da análise, um eixo de transmissão exposto a carregamentos estáticos e análises de fadiga. Com base no conhecimento experimental foram calculados a tensão normal alterada é o coeficiente de segurança. No *software* ANSYS, apesar da malha automaticamente gerada, alguns pontos de maior interesse,

onde era esperado um aumento de tensões, os autores aplicaram a análise de convergência de malha para tornar esta áreas mais densas de nós e elementos para uma análise mais precisa, com isso chegou-se a um refinamento fino e superfino com valores de tensão máxima de *Von Mises* muito próximos e ocasionando uma malha de boa qualidade. A aproximação dos resultados analíticos e experimentais foram bastante próximas, demonstrando que através da bibliografia é possível determinar o cálculo de vida em fadiga, onde que para estruturas simples se mostrou válida com a análise através de MEF, mas para casos complexos e diversificados se torna pouco confiável.

## 2.2 SISTEMAS DE EIXOS

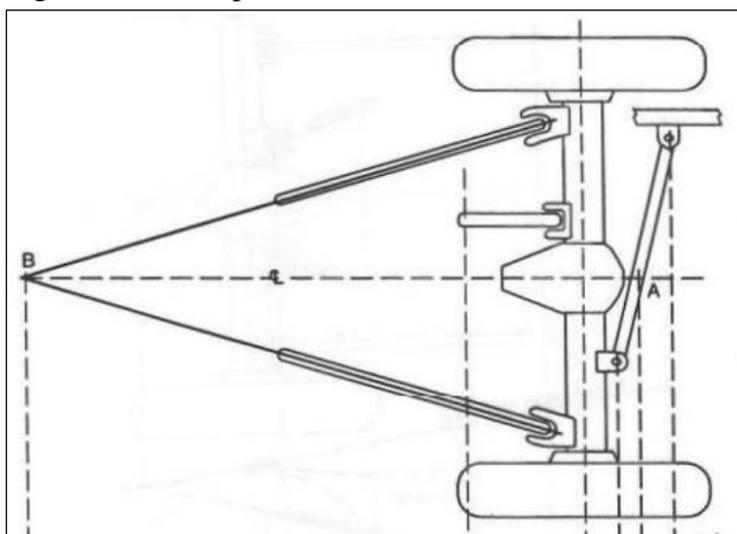
O eixo é um importante sistema da mecânica, empregado em máquinas com a finalidade de transmitir movimento entre dois pontos ou de suportar outros componentes importantes para o funcionamento da máquina a que ela se destina. Os eixos são produzidos com material que confere a eles alta resistência. De acordo com Melconilan (2012), os eixos podem ser divididos em dois grandes grupos, eixos de trabalho fixo e eixos de trabalho. Para este trabalho vamos focar nos eixos de trabalho fixo, que são destinados aos veículos motores com o objetivo de conferir estabilidade ao veículo a absorver as variações do solo.

### 2.2.1 Tipos de eixos

Os eixos fixos recebem este nome devido se manterem estáticos em relação a carroceria, tendo como principal função proteger os componentes internos contra colisões de elementos pertinentes a sua aplicação e também tornar a carroceria mais rígida e garantir a uma melhor estabilidade do veículo, Figura 01 demonstrando a montagem de um eixo fixo em um veículo.

Os eixos de transmissão são responsáveis por transmitir a potência entre seus componentes para uma determinada função, como no caso de os veículos transmitir a rotação gerada no volante do motor até as rodas.

Figura 01 - Exemplo de eixo fixo.

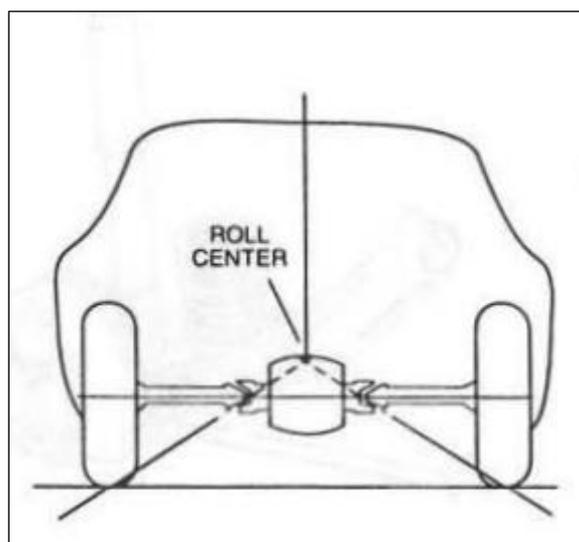


Fonte: Adaptado de Gillespie - 1992

### 2.2.2 Eixo veicular

Nos veículos são empregados ambos tipos de eixo fixos e móveis, sendo que neste trabalho é considerado o eixo fixo como mostrado na Figura 02. O eixo fixo encontrado nos veículos está localizado na parte dianteira e traseira, a principal função além de proteger os componentes é de estabilizar e estruturar o veículo.

Figura 02 - Localização dos eixos no veículo.



Fonte: Adaptado de Gillespie – 1992.

### 2.3 FORÇAS ATUANTES

Na aplicação dos eixos, os mesmos são expostos a diversas aplicações de cargas constantes e variáveis, as partes moveis dos eixos transmitem movimento e com isso estão sujeitas a ações de desgastes natural ou prematuro, além disso questões no momento de montagem podem gerar desalinhamentos que geram flexão, além de torques transmitidos que podem gerar torção. (COLLINS, BUSBY E STAAB, 2019)

### 2.4 SOLDA

A solda é uma união permanente realizada em entre dois ou mais componentes com ou sem adição de material, empregada em superfícies para se manterem rígidas, podendo ser utilizada nos mais diversos tipos de materiais como aço, galvanizado, cobre, alumínio, entre outros. É muito difundida na indústria e construção civil.

O processo de soldagem é dividido em dois grandes grupos, solda com fusão e solda no estado sólido. A solda com fusão abrange diversos tipos que tem por finalidade a fusão de um material para realizar a união, umas das mais conhecidas é a solda com arco elétrico. Utilizado com arco elétrico onde apresentam um eletrodo como consumível, que é responsável por gerar o arco elétrico entre a peça e o eletrodo derretendo e depositando o material na junta.

Para evitar defeitos na solda é importante isolar a região que está sendo soldada dos gases presente na atmosfera, para isso o eletrodo é revestido com um material que quando queimado, provoca a liberação de um gás inerte que envolve a solda. (ANDRADE, 1994).

Temos a solda por resistência elétrica onde a corrente elétrica gera o calor responsável pela fusão entre duas peças em contato localizada, sendo classificadas por ponto, costura ou projeção. Além disso, temos o processo por oxiacetilência que possui uma tocha com cilindros de oxigênio e gás combustível, gerando uma combustão que gera calor e é utilizado localizado na fusão dos componentes através de uma combustão química. Outros processos que utilizam outras fontes de energia também são utilizados para realização deste processo.

### 2.4.1 Tipos de solda

A solda SWAG ou eletrodo revestido é a mais comum empregada devido ao seu baixo custo e a facilidade de utilização. A mesma é realizada através do consumo de um eletrodo, onde é formado o cordão de solda diretamente na região requerida. Uma vantagem é a proteção contra a contaminação devido a formação de uma atmosfera gasosa e pela escória no local da solda.

A solda TIG é realizada utilizando um eletrodo de tungstênio, o arco elétrico será feito entre a peça e o eletrodo e no meio deles um gerador de faísca, porém o eletrodo não é consumido, apenas gera o contato elétrico para que aja a fusão entre os materiais. As principais vantagens nesse processo é o acabamento e qualidade do cordão e menor aquecimento da peça, porém não deve ser utilizada em materiais de maior espessura.

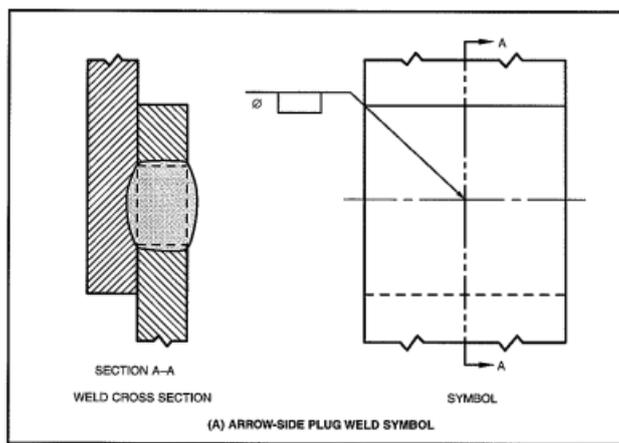
Devido à alta produtividade os tipos de solda MIG/MAG são os mais empregados, a principal diferença entre eles é o gás utilizado, no processo MIG, onde é empregado o gás argônio, ideal para solda alumínio, cobre e aços inoxidáveis. Já no processo MAG é utilizado uma mistura de argônio e CO<sub>2</sub> para aço carbono e suas ligas. Nestes processos o arco elétrico é formado entre o arame de solda e a peça, o metal da solda é protegido pelos gases formados conforme processo escolhido. A principal vantagem desses processos é de não haver perdas de pontas de eletrodos e a necessidade de remover a escória.

A solda ponto é um tipo de solda por resistência localizada, que através de uma corrente elétrica em contato com dois materiais unidos por contato gera a fusão do material das peças entre si, formando a solda. Esta solda é utilizada na indústria em muitos casos como projeção, onde uma porca é fixada em determinado local, através da fusão de pequenas saliências na porca específica para este fim no material base.

### 2.4.2 Solda tampão

A solda tampão é realizada através do preenchimento de um furo ou rasgo entre duas chapas sobrepostas com o metal fundido, as especificações em projeto conforme extraído *American Welding Society (AWS)*, exemplificadas abaixo na Figura 03.

Figura 03 - Simbologia de solda tampão.

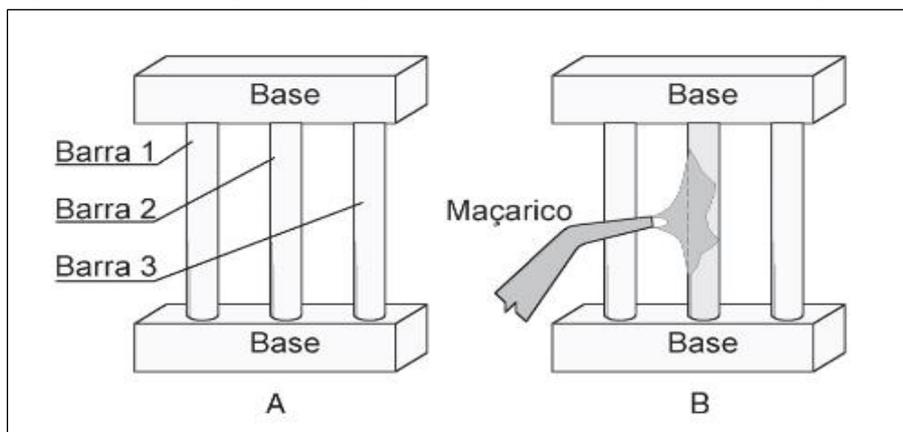


Fonte: AWS – 2007.

### 2.4.3 Tensões na solda

As principais tensões geradas e conhecidas no processo de solda como comentado por Villani, Modenese e Bracarense (2017), são as chamadas tensões residuais de tração e/ou compressão. Estas tensões são formadas após o resfriamento da zona próximo a fusão, esta zona não atinge o ponto de fusão, porém atingem temperaturas extremamente altas que ocasionam a dilatação da região nos metais. Com a dilatação ocorre tensões trativas nas adjacências do cordão de solda e tensões compressivas na região mais afastada do cordão. A Figura 04 exemplifica a explicação acima, conforme pode ser observado a barra 2 está sendo aquecida, porém a mesma não pode expandir gerando tensões de compressão, mas com o limite de tensão de escoamento atingido, a geometria da barra passa a diminuir devido a dilatação térmica no diâmetro, ocasionando o surgimento de uma força trativa quando a barra é resfriada.

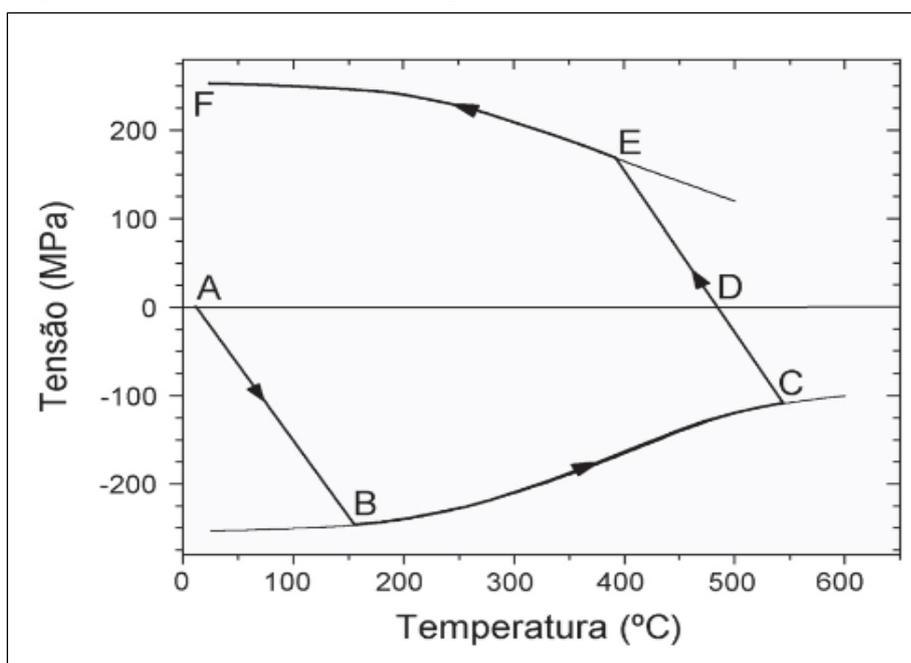
Figura 04 - Exemplo do surgimento das forças de tração e compressão.



Fonte: Villani, Modenese e Bracarense – 2017.

Na Figura 05, demonstra como a tensão progride conforme a temperatura aumenta, devido a restrição física de montagem na barra 2.

Figura 05 - Curva de tensão x temperatura barra 2.



Fonte: Villani, Modenese e Bracarense – 2017.

Estas tensões podem gerar pontos de trinca na solda se o material for suscetível a trincas a quente ou a frio, sendo importante realizar o processo de redução destas tensões dentro do processo de fabricação ou no trabalho em campo. Os materiais com maior resistência mecânica tendem a apresentar os valores de tensões mais elevados.

## 2.5 CRITÉRIOS DE FALHA

### 2.5.1 Análise de fadiga

Conforme Amaral (2006), a fadiga presente em uma componente é determinada como um processo contínuo que é iniciado e tem por objetivo a ruptura total do material.

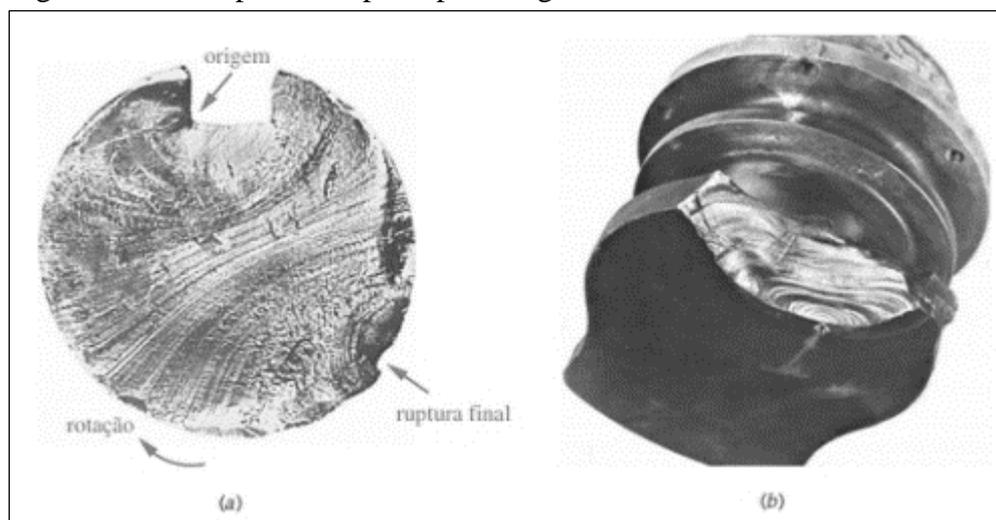
Os mecanismos presentes na falha por fadiga iniciam-se com uma pequena descontinuidade, estas atuam como concentradores de tensões, estas tensões oscilam podendo gerar um escoamento localizado com deformações plásticas localizadas, criando bandas de deslizamento cisalhantes e se agrupando em trincas. Estas trincas criam em suas pontas concentradores de tensões maiores.

A taxa de crescimento de uma trinca é de  $2,54 \times 10^{-7}$  até  $2,54 \times 10^{-4}$  mm por ciclo, porém após um grande número de ciclos se torna significativo.

A ruptura total ocorre quando a trinca se torna grande o bastante para aumentar o fator de intensidade de tensão  $K$ , superando o  $K_c$ , nível de tenacidade de fratura do material.

Na Figura 06 é possível evidenciar a olho nu em qual ponto a trinca se iniciou, nota-se que as marcas onduladas surgem devido os ciclos de início e parada da trinca e a região mais áspera a fatura frágil que ocorre abruptamente quando o limite de resistência a fadiga é atingido. (NORTON, 2011).

Figura 06 - Exemplos de ruptura por fadiga.



Fonte: Norton – 2011.

Conforme Amaral (2006), a fadiga é definida como um processo contínuo que é iniciado muito antes de ocorrer a ruptura total, como é o caso das tensões produzidas em um determinado processo que após a ocorrência de um certo número de ciclos provoca a trinca ou fratura completa.

Estas tensões internas quando aplicadas a um certo número constante de ciclos de operação aumentam a tensão e diminuem a deformação, ocasionando um encruamento localizado. (CHIAVERINI, 1982).

Conforme Andrade (1994), as tensões compressivas tem um comportamento benéfico para mitigar a ocorrência de fadiga, porém as tensões trativas já apresentam um aumento significativo para a ocorrência de fadiga nas juntas soldadas.

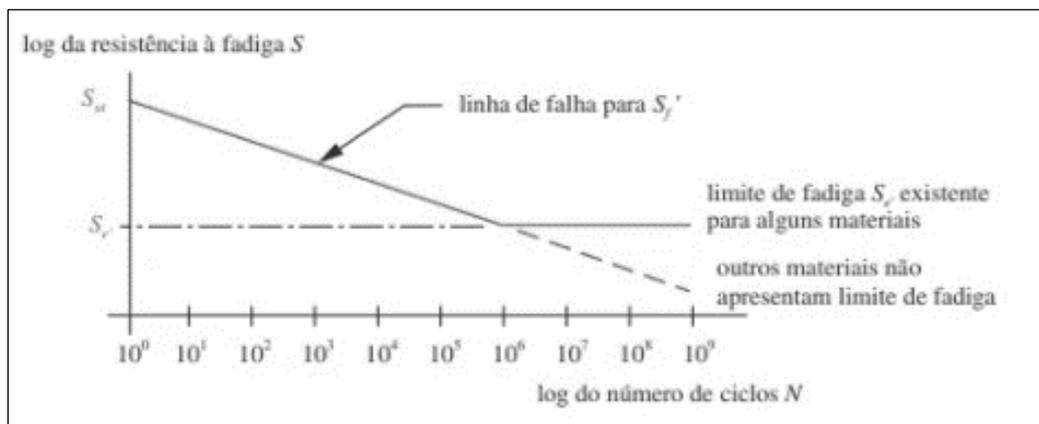
### 2.5.2 Diagrama S-N

O diagrama de vida útil da peça conhecido como tensão x número de ciclos, também chamada de curva de Wohler. Esta curva estabelece o valor de tensão nominal contra o número de ciclos em escala logarítmica. (GARCIA, SPIN e SANTOS, 2012).

O diagrama tensão x número de ciclos é utilizado para tensões de alto ciclo, conforme definido por Norton (2011), fadigas de alto ciclo referem-se a falha por fadiga com 1.000 ciclos de operação, este modelo é baseado na tensão sofrida pelo material, afim de determinar resistência a fadiga e/ou o limite de fadiga para determinado material e/ou aplicação.

Conforme Norton (2011), a Figura 07 exemplifica a curva padrão utiliza atualmente para materiais submetidos a cargas alternadas.

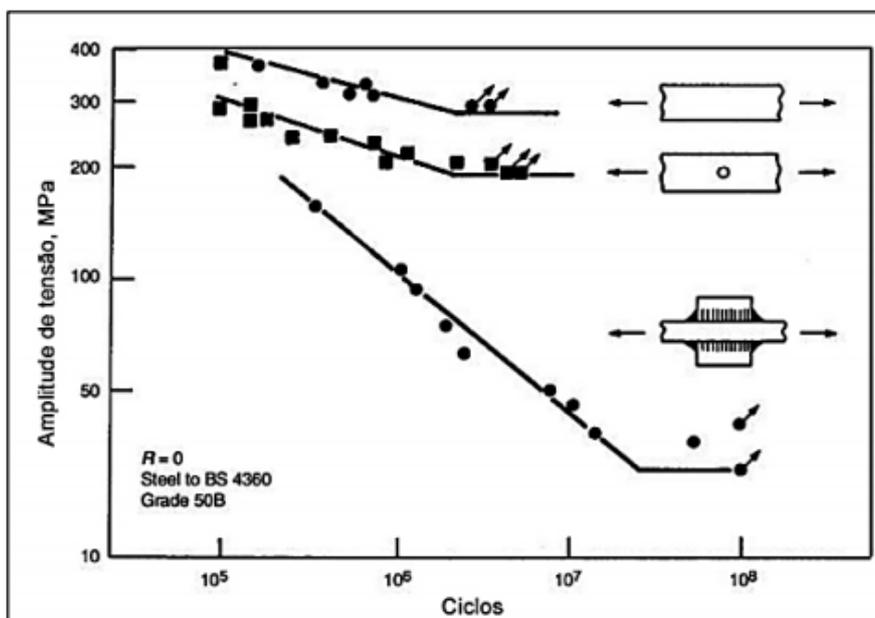
Figura 07- Diagrama S-N.



Fonte: Norton – 2011.

O diagrama exemplificado na Figura 08, comparando o total de ciclo de uma chapa plana e uma com solda demonstra uma considerável redução de aproximadamente 50% de redução de tensão para o mesmo tempo de vida útil. (LAGE, 2008)

Figura 08 - Diagrama S x N entre chapa plana e com solda.



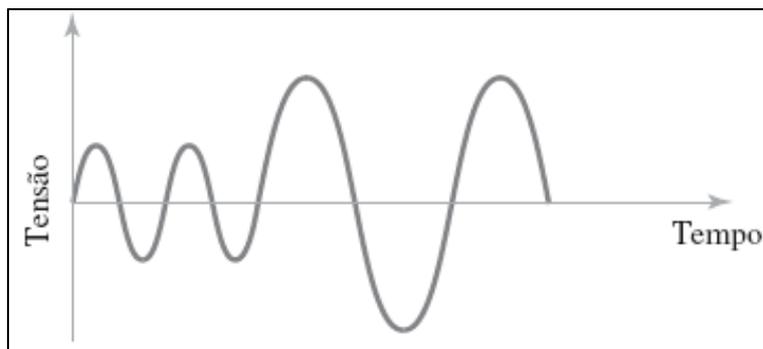
Fonte: Lage – 2018.

### 2.5.3 Tensões flutuantes

As tensões flutuantes para a fadiga segundo Chiaverini (1982) são as que graficamente lembram uma curva senoidal com limites no eixo positivo de  $y$  para tensões trativas e compressivas para o eixo negativo. Os tipos são entre ciclos de tensões sem sobrecarga, ciclos repetidos de tensões de tração e o ciclo complexo, este que não pode ser mensurado, pois as ações de tensões de tração e compressão são variáveis com a aplicação.

O espectro mais simples para fadiga é denominado tensão cíclica completamente alternada ou com média nula, com amplitude e frequência constantes ou variáveis. A Figura 09 ilustra este comportamento. (COLLINS, BUSBY E STAAB, 2019).

Figura 09 - Curva de tensões de frequências variadas.



Fonte: Collins, Busby e Staab - 2019.

#### 2.5.4 Tensões multiaxiais

Nas aplicações mais complexas um componente mecânico está sujeito a diversas combinação de cargas, a combinação destas gera tensões multiaxiais. Na literatura estes eventos podem ser entendidos matematicamente por três forças resultantes e três momentos resultantes, definidos em um sistema de coordenadas x-y-z. O estado de tensão no ponto mais crítico é chamado de tensões triaxial, e pode ser especificado descobrindo as tensões normais em  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$ ,  $\sigma_z$  e as três componentes de tensão de cisalhamento  $\tau_{xy}$ ,  $\tau_{yz}$  e  $\tau_{zx}$ , (COLLINS, BUSBY E STAAB, 2019).

#### 2.5.5 Dano acumulado

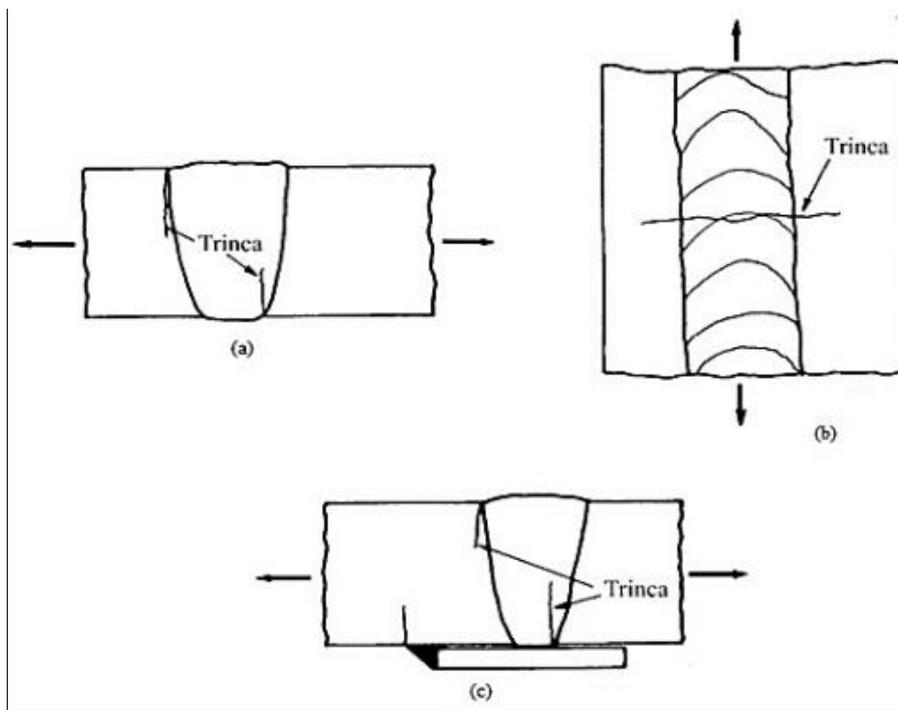
Durante a vida útil de equipamentos mecânicos sujeitos a cargas cíclicas ou variáveis, episódios de alta exigência mecânica não só atuam no momento que estão sendo submetidos como podem provocar danos que se acumulam ao longo da vida útil. O resultado destas tensões normalmente resultam na falha por fadiga, sendo ela uma das principais falhas que não é possível reverter, sendo progressiva até a ruptura final causada por ela. (COLLINS, BUSBY E STAAB, 2019).

#### 2.5.6 Fadiga em solda

A fadiga na solda é decorrente das tensões residuais provocadas pelo processo de solda, principalmente as tensões trativas e somadas as tensões de trabalho, reduzindo a resistência dos componentes diante de regimes de ciclos variados ou pré-definido provocando a falha por fadiga, que conforme Chiaverini (1982) a fadiga é determinada

quando um material começa a falhar com uma tensão abaixo da sua resistência mecânica. Abaixo na Figura 10, Silva (2010) demonstra as principais formas de falhas por fadiga nas juntas soldadas:

Figura 10 - Principais Formas de Fratura em Juntas Soldadas pela Fadiga: a) Transversais; b) Longitudinais contínuas; c) Transversais com Cobre-Junta.



Fonte: Silva – 2010.

### 2.5.7 Critérios de falhas por fadiga

Conforme Norton (2011) a estimativa de falha por fadiga pode ser determinada de forma teórica através da resistência à tração  $S_{ut}$  e resistência ao escoamento  $S_y$ . A resistência de fadiga teórica  $S_f$  ou limite de fadiga teórico  $S_e$ , com os respectivos fatores de correção abaixo tratados nas Equações 1 e 2 para aços tem a seguinte relação com resistência a tração:

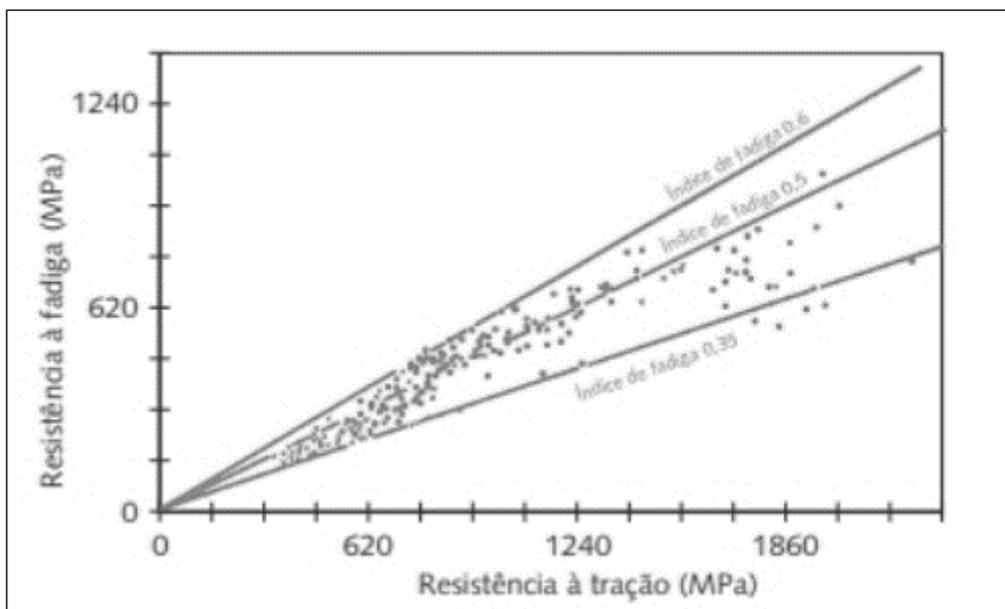
$$S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa} \qquad S_e = 0,5 \cdot S_{ut} \qquad (1)$$

$$S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \qquad S_e = 700 \text{ MPa} \qquad (2)$$

Materiais que possuem a resistência à tração acima de 1440 Mpa apresentam uma estabilidade do limite de escoamento teórico.

Na Figura 11 pode-se observar a razão entre a resistência por fadiga e a resistência a tração dos aços.

Figura 11 - Relação entre resistência a fadiga x tração.



Fonte: Norton – 2011.

Para tornar os dados mais próximos da realidade deve ser aplicado os fatores de correção, onde estes englobam as condições de trabalho que o material será exposto na vida real, ou seja fora de laboratório, para isso segue-se as Equações 3 e 4, onde  $S_e$  é o limite de fadiga corrigido para materiais que apresentam ponto de inflexão e  $S_f$  é a resistência a fadiga corrigida para materiais sem ponto de inflexão na curva :

$$S_e = C_{carregamento} C_{tamanho} C_{superficie} C_{temperatura} C_{confiabilidade} S'_e \quad (3)$$

$$S_f = C_{carregamento} C_{tamanho} C_{superficie} C_{temperatura} C_{confiabilidade} S'_f \quad (4)$$

$S'_e$  e  $S'_f$  \* valores não corrigidos.

### 2.5.7.1 Correção Carregamento

A diferenças encontradas nos testes em ensaios com flexão rotativa e força normal sugerem que seja aplicado um fator de correção de 0,7 para força normal. Norton (2011), afirma que a fadiga sob torção é de 0,577 vezes a resistência a fadiga sobre flexão rotativa.

### 2.5.7.2 Correção dimensional

Como os corpos de prova possuem dimensões relativamente pequenas, a correção de tamanho se faz importante, visto que tamanhos maiores tendem a suportar menos, devido a redução da resistência em uma maior área. Para esta correção utiliza-se as seguintes Equações 5, 6 e 7 conforme diâmetro do eixo:

$$d \leq 0.3 \text{ in (8 mm)} \quad C_{\text{tamanho}} = 1 \quad (5)$$

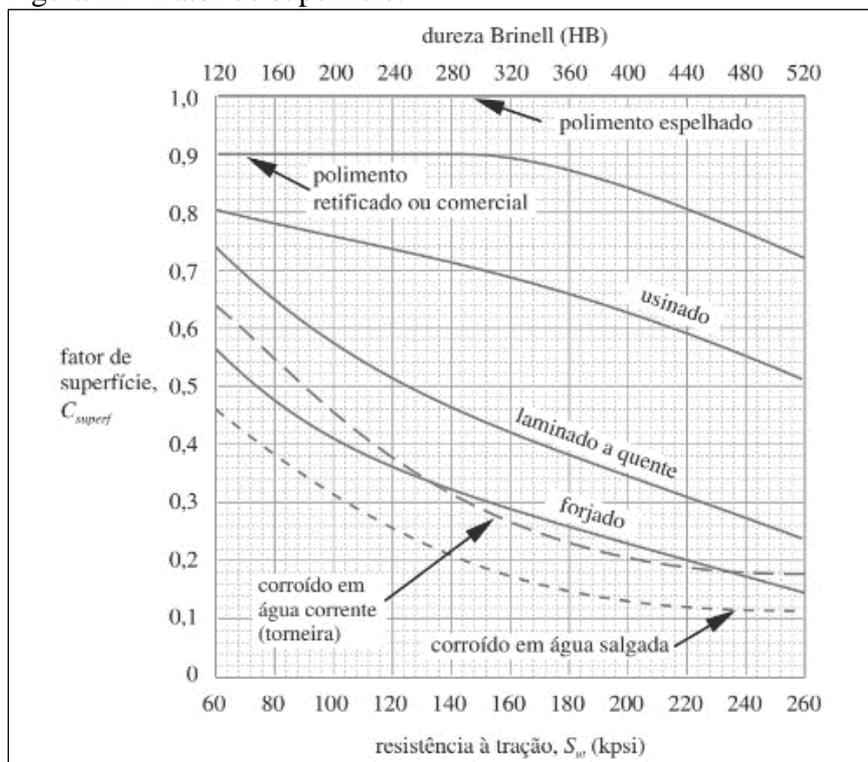
$$0.3 \text{ in} < d \leq 10 \text{ in} \quad C_{\text{tamanho}} = 0.869d^{-0,097} \quad (6)$$

$$8 \text{ mm} < d \leq 250\text{mm} \quad C_{\text{tamanho}} = 1,189d^{-0,097} \quad (7)$$

### 2.5.7.3 Correção de superfícies

Superfícies grosseiras são grandes concentradores de tensões, além disso alguns materiais como ferro fundido podem apresentar a superfícies descarbonizada, aumentada a fragilidade da região devido à ausência de carbono, com isso a correção se faz necessária, a Figura 12 abaixo traz os fatores de correção empregados:

Figura 12 - Fator de superfície.



Fonte: Norton – 2011.

Para calcular o fator de superfície através da rugosidade do material é possível determinar o processo de fabricação e podemos calcular a mesma com as seguintes Equações 8 e 9 e variáveis conforme exemplificado na Tabela 01:

$$C_{superficial} \cong A \cdot S_{ut}^b \quad (8)$$

$$\text{Caso o } C_{superficial} > 1, \text{ utiliza-se } C_{superficial} = 1 \quad (9)$$

Tabela 01 - Variáveis A e b devido Acabamento superficial.

Acabamento Superficial	A (MPa)	b (MPa)	A (kpsi)	b (kpsi)
Retificado	1,58	-0,085	1,34	-0,085
Usinado ou estirado a frio	4,51	-0,265	2,7	-0,265
Laminado a quente	57,7	-0,718	14,4	-0,718
Forjado	272	-0,995	39,9	-0,995

Fonte: Adaptado de Norton - 2011.

#### 2.5.7.4 Correção temperatura

Devido a variação de tenacidade do material a temperatura a fadiga tende a aumentar com ela, além disto pode ocorrer o escoamento do material antes mesmo da fadiga, sendo a fluência um fator significativo onde com ela a abordagem de tensão x número de ciclos perde a validade, com isso vamos considerar as seguintes correções estipuladas pelas Equações 10, 11 e 12 conforme temperatura de trabalho:

$$T \leq 450^{\circ}C \quad C_{temperatura} = 1 \quad (10)$$

$$450^{\circ}C < T \leq 500^{\circ}C \quad C_{temperatura} = 1 - 0,0058(T - 450) \quad (11)$$

$$500^{\circ}C < T \leq 1020^{\circ}C \quad C_{temperatura} = 1 - 0,0032(T - 840) \quad (12)$$

#### 2.5.7.5 Correção confiabilidade

A variação entre os materiais registrados na literatura e os experimentados chegam a ter um desvio padrão de 8%, para isso emprega-se os valores de confiabilidade conforme Tabela 02.

Tabela 02 - Valores de Confiabilidade.

Confiabilidade (%)	Valor Cconf
50	1
90	0,897
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659

Fonte: Adaptado de Norton – 2011.

A falha por fadiga costuma-se dividir em três estágios principais: nucleação da trinca, crescimento da trinca e rompimento brusco.

Conforme Garcia, Spin e Santos (2012), as trincas são geradas em pontos de alta concentrações de tensões, normalmente pontos que durante o processo de fabricação sofreram algum defeito permanente como inclusões, contorno de grão na metalografia do material, falhas na superfície, entre outros.

A falha por fadiga pode ser de alto ciclo ou baixo ciclo, sendo que para a fadiga de alto ciclo é observado cargas cíclicas baixas e deformações abaixo do limite elástico, onde é observado uma número de ciclos elevado, porém quando as cargas cíclicas são altas as deformações plásticas são induzidas gerando um baixo ciclo de vida útil. (COLLINS, BUSBY E STAAV,2019).

### 2.5.8 Fratura da solda

Os componentes soldados são propensos a fratura, conforme levantado por Marques, Modenesi e Bracarense (2016), a estrutura soldada se comporta como um monocomponente, onde a propagação de uma trinca seria inevitável, bem como a redução de tenacidade do material devido ao aumento do grão após o aporte de calor gerado no processo. As tensões geradas no processo podem sobrecarregar as tensões de trabalho gerando a fratura.

## 2.6 ANÁLISE DE ELEMENTOS FINITOS

A maioria dos sistemas mecânicos possuem comportamentos variáveis ao longo da sua geometria, para entender como os sistemas irão se comportar após aplicação de

forças externas torna-se complexo e trabalhoso no ponto de vista matemático. A análise de elementos finitos delimita a geometria em uma espécie de malha com linhas verticais e horizontais, no ponto de intersecção destas linhas formam-se os nós, com a geometria mais simples é possível entender o que ocorre nestas regiões. (SOUZA,2003)

Conforme avaliado por Alves Filho (2008), a avaliação com o MEF consiste em entender quais esforços estão aplicados sobre estes nós através de equações diferenciais programadas e resolvidas através de matrizes.

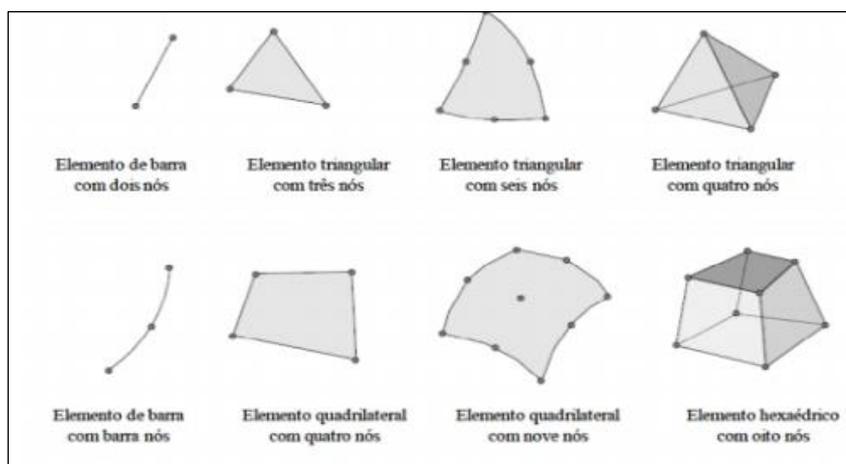
### 2.6.1 Análise estática e dinâmica

Como a maioria das máquinas, os eixos veiculares estão submetidos a forças estáticas e dinâmicas. As força estática que atuam sobre o eixo fixo em um veículo é o movimento de torção causado pela fixação de umas das rodas, ou flexão causado pela carroceria ou desvios angulares provocados pelas barras de suspensão.

### 2.6.2 Tipos de elementos

Cada elemento finito recebe uma equação com os graus de liberadas determinados, que conforme análise de mecânica dos sólidos são as movimentações possíveis naquele ponto, estas equações são montadas na matriz de rigidez do sistema e solucionada matematicamente pelos softwares. Abaixo na Figura 13 a representação dos elementos finitos que geram a malha apresentada por (SOUZA, 2003).

Figura 13 - Tipos de malhas.



Fonte: SOUZA – 2003.

### 2.6.3 Geração da malha

Segundo Souza (2003), o tamanho da malha, ou seja, do número de nós é fundamental para a precisão da análise. Quanto maior for o número de nós, menor será o tamanho do elemento finito e maior será o número destes elementos, tornando a análise muito mais precisa.

### 2.6.4 Condições de contorno

As condições de contorno serão estimadas com base de qual local desejado se se averiguar o comportamento do componente garantindo que o mesmo não se mova afim de comprometer os resultados.

Para o caso de avaliação de fadiga, conforme Alves Filho (2008), solicitações dinâmicas, que variam no decorrer do tempo causam vibrações induzidas pela própria máquina ou movimento oscilatórios devido a problemas de outras partes. Estas solicitações dinâmicas, manifestadas como cargas induzem a acelerações nos elementos da estrutura ou em toda ela. Na estrutura essas acelerações nas massas provocaram forças de inércia, provocando o fenômeno de vibrações, eles por fim resultam na falha por fadiga.

## 2.7 ESFORÇOS APLICADOS

Conforme Rauber (2018), os esforços submetidos na manga do eixo podem ser considerados o esforço do peso do veículo, esforços laterais, de direção e por consequência da frenagem.

### 2.7.1 Esforços devido a contribuição do peso do veículo

Segundo Nicolas, Rosa e Leal (2012), a determinação das forças normais atuando sobre o eixo dianteiro ( $F_{Rf}$ ) e eixo traseiro ( $F_{Rr}$ ) de um veículo pode ser expressa pela Equações 13 e 14, respectivamente. Onde  $x$  é a parcela de carga sobre o eixo traseiro e  $w$  o peso do veículo (N).

$$F_{Rf} = (1 - x) \cdot w \quad (13)$$

$$F_{Rr} = x \cdot w \quad (14)$$

### 2.7.2 Peso Dinâmico

Nicolas, Rosa e Leal (2012) também consideram, que durante a frenagem, ocorre a mudanças destas forças normais. Gubert (2020) explica que durante uma frenagem, a força sobre o eixo dianteiro aumenta, devido a transferência da carga do eixo traseiro, que, pela a inércia do movimento se desloca para frente. As Equações 15 e 16, representa a força de frenagem dinâmica no eixo dianteiro ( $F_{Rf}$ ) e eixo traseiro ( $F_{Rr}$ ),

$$F_{Rf} = (1 - x) \cdot w \cdot \cos \alpha + (F_f + Q_r) \cdot \frac{H}{L} \quad (15)$$

$$F_{Rr} = (x \cdot w \cdot \cos \alpha - (F_f + Q_r) \cdot \frac{H}{L} \quad (16)$$

Sendo:

$x$  – Parcela de carga sobre o eixo traseiro (adimensional);

$w$  – Força peso do veículo (N);

$\alpha$  – Inclinação entre pista e horizonte (°);

$H$  – Altura do CG do veículo (m);

$L$  – Distância entre eixos (m);

$F_f$  – Força de frenagem (N);

$Q_r$  – Resistência ao rolamento (N).

### 2.7.3 Esforços devido a frenagem

Para determinar as forças devido a frenagem, Nicolazzi, Leal e Rosa (2012) a força de frenagem ( $F_f$ ) é definida conforme a Equação 17.

$$F_f = F_1 - (Q_s + Q_r + Q_a) \quad (17)$$

Sendo:

$F_1$  – Força de inércia (N);

$Q_s$  – Resistência ao aclave (N);

$Q_r$  – Resistência ao rolamento (N);

$Q_a$  – Resistência aerodinâmica (N).

Para o caso do veículo com freios nas quatro rodas, Nicolazzi, Leal e Rosa (2012) determinam que a força de frenagem pode ser simplificada e a expressão acima pode ser descrita conforme as Equações 18 ou 19.

$$F_f = \mu_0 \cdot (F_{Rf} + F_{Rr}) \quad (18)$$

$$F_f = \mu_0 \cdot w \cdot \cos\alpha \quad (19)$$

Sendo:

$\mu_0$  – Coeficiente de atrito entre pneu e solo (adimensional);

$w$  – força peso do veículo (N);

$\alpha$  – ângulo de inclinação (°);

$F_{Rf}$  – Frenagem dinâmica sobre eixo dianteiro (N);

$F_{Rr}$  – Frenagem dinâmica sobre eixo traseiro (N).

A resistência ao rolamento é definida pelo produto entre o coeficiente de atrito de rolamento ( $f$ ), a força peso do veículo ( $w$ ) e o cosseno do ângulo de inclinação da pista ( $\alpha$ ), como pode ser visto na Equação 20.

$$Q_r = f \cdot w \cdot \cos\alpha \quad (20)$$

Na Tabela 03, temos algumas referências de valores coeficiente de atrito de rolamento ( $f$ ).

Tabela 03 - Valores de referência  $f$ .

Tipo de Piso	Valor de 'f'
Asfalto liso	0,01
Asfalto rugoso	0,011
Cimento rugoso	0,014
Paralelepípedo	0,02
Pedras irregulares	0,032
Pedra britada compacta	0,045
Pedra britada solta	0,08
Terra batida	0,06
Areia solta	0,100 a 0,300
Gramma	0,045 a 0,100
Barro	0,100 a 0,400
Neve profunda	0,075 a 0,300

Fonte: Nicolazzi, Leal e Rosa - 2012.

Conforme utilizado por Rauber (2018), pode-se calcular o valor de torque de frenagem pelo produto da força de frenagem ( $F_f$ ) pelo raio da roda ( $R_d$ ), conforme a Equação 21.

$$T_f = F_{f1} \cdot R_d \quad (21)$$

Onde a  $F_{f1}$  pode ser definido pela Equação 22, abaixo definida.

$$F_{f1} = \mu_0 \cdot F_{Rf} \quad (22)$$

O coeficiente de atrito entre pneu e solo ( $\mu_0$ ) é difícil de ser mensurado, mas Canale (1989) traz alguns valores de referência entre a adesão da borracha do pneu com o tipo de solo, conforme Tabela 04.

Tabela 04 - Coeficiente de atrito pelo tipo de solo.

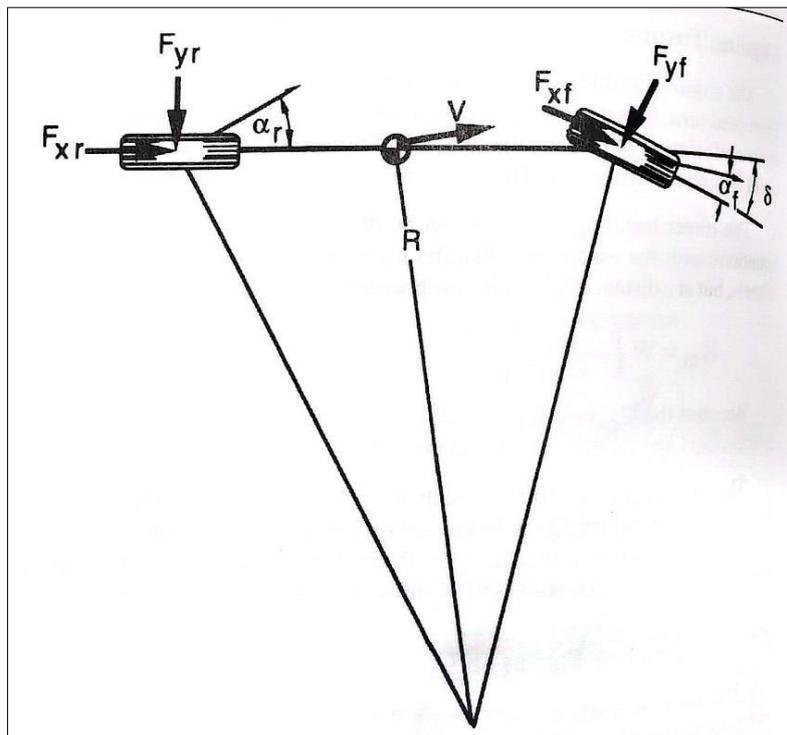
Tipo de Solo	$\mu_0$
Asfalto ou Concreto (seco)	0,80 - 0,90
Concreto (molhado)	0,8
Asfalto (molhado)	0,50 - 0,70
Cascalho	0,6
Estrada de Terra (Seco)	0,7
Estrada de Terra (Molhada)	0,55
Neve	0,2
Gelo	0,1

Fonte: Dambroz - 2022 adaptado de Canale – 1989.

#### 2.7.4 Esforços laterais

Segundo Gillespie (1992), o veículo ao percorrer uma curva com uma certa velocidade, ocorre o surgimento de forças em ambos os eixos na direção da curva, como demonstrado na Figura 14.

Figura 14 - Surgimento das Forças  $F_y$  ao realizar uma curva.



Fonte: Gillespie - 1992.

As força lateral sobre o eixo dianteiro ( $F_{yf}$ ) e a força lateral sobre o eixo traseiro ( $F_{yr}$ ) podem ser definidas pelas Equações 23 e 24, respectivamente.

$$F_{yf} = \frac{w_f}{g} \cdot \left(\frac{v^2}{R}\right) \quad (23)$$

$$F_{yr} = \frac{w_r}{g} \cdot \left(\frac{v^2}{R}\right) \quad (24)$$

Sendo:

$w_f$  – Carga no eixo dianteiro (N);

$w_r$  – Carga no eixo traseiro (N);

$g$  – Aceleração da gravidade  $\left(\frac{m}{s^2}\right)$ ;

$v$  – velocidade (m/s);

$R$  – raio de giro (m).

Nordio (2023) evidenciou também que no momento de realização da curva, a roda externa tende a sentir uma determinada força de momento, pois o veículo tende a girar

sobre esta roda pela inércia da massa. A força ( $F_y$ ) sentida nas rodas passa a ser diferente, esse fenômeno é denominado como transferência de carga lateral. Para determinação desta transferência lateral de carga precisamos conhecer o ângulo de rolamento, que é definido pela Equação 25. (GILLESPIE, 1992).

$$\phi = \frac{w \cdot h_1 \cdot v^2}{R \cdot (K_{\phi f} + K_{\phi r} - w \cdot h_1)} \quad (25)$$

O  $h_1$  é a altura do centro de massa em relação ao eixo de rolamento. Como não temos esse valor definido vamos utilizar a substituição utilizada por Nordio (2023), onde o  $h_1$  foi substituído pela variável  $h_{RA}$ , que é encontrado fazendo a diferença da altura do CG menos a média ponderada de  $h_f$  e  $h_r$  que podem ser encontrados pelas Equações 26 e 27.

$$h_f = \frac{c}{L} \quad (26)$$

$$h_r = \frac{b}{L} \quad (27)$$

Sendo  $c$  e  $b$  a distância do eixo para o centro de massa dianteiro e traseiro, respectivamente. O  $L$  é a distância entre os eixos.

A rigidez de rolagem da suspensão ( $K_{\phi}$ ) é importante pois devido a realização da curva ocorre a compressão e distensão das molas internas e externas á curva. Essa rigidez pode ser determinada pela Equação 28, através do conhecimento da rigidez das molas ( $K_s$ ) e distância entre molas ( $s$ ).

$$K_{\phi} = 0.5 \cdot K_s \cdot s^2 \quad (28)$$

Determinado estas variáveis é possível calcular a transferência de carga entre os pneus para cada eixo a partir da Equação 29.

$$\Delta F_{zf} = \frac{F_{yf} \cdot H + K_{\phi f} \cdot \phi}{t} \quad (29)$$

Sendo:

$F_{yf}$  – Força lateral sofrida pelo eixo dianteiro (N);

$H$  – altura do centro de massa (m);

- $t$  – comprimento do eixo dianteiro (m);  
 $\emptyset$  – ângulo de rolamento (°);  
 $K_{\emptyset}$  – rigidez de rolagem da suspensão (kgf.m).

### 2.7.5 Esforços de direção

Os esforços de direção podem ser determinados através do momento aplicado ao volante e transferida pelo setor de direção até as rodas, para isso multiplica-se a força exercida no ponto de saída do setor de direção pela distância até as rodas. A Equação 30 exemplifica essa situação. (RAUBER,2018)

$$M = F \cdot d \quad (30)$$

Sendo:

$F$  – Força (N);

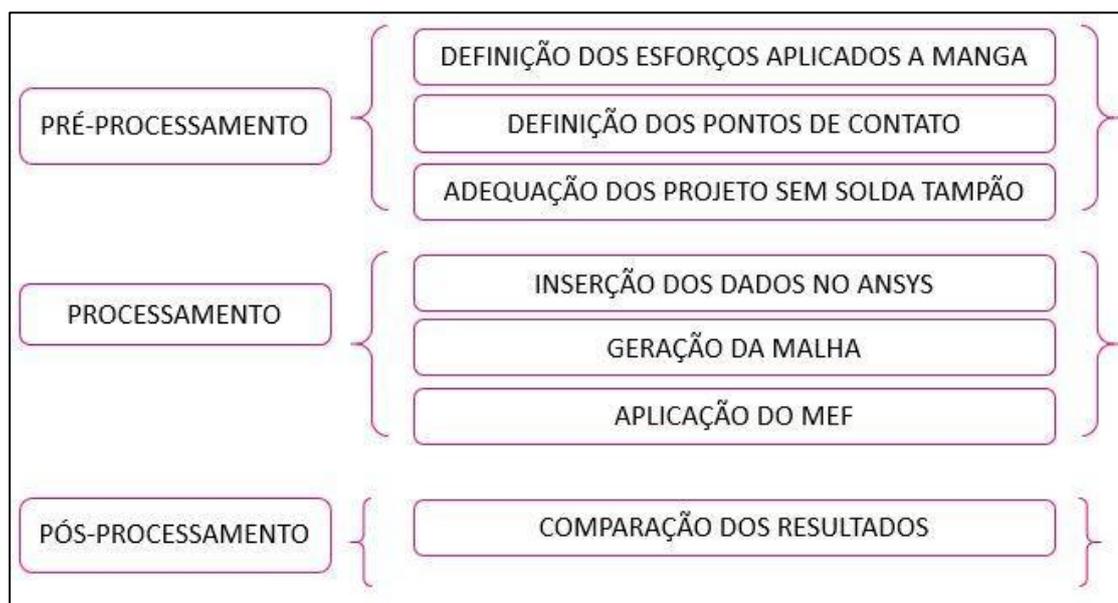
$d$  – distância até o ponto de aplicação (m).

### 3. DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO

Neste capítulo, foi realizado a avaliação dos esforços estruturais solicitados em um munhão pertencente ao eixo dianteiro do veículo Agrale Marruá, principalmente nas regiões soldadas, inclusive a avaliação da possibilidade de retirada de soldas que não agregam estruturalmente.

A simulação foi realizada através do *software Ansys®*, utilizando o método de elementos finitos. Abaixo a Tabela 05 demonstra as etapas realizadas.

Tabela 05 - Fluxograma de atividades.

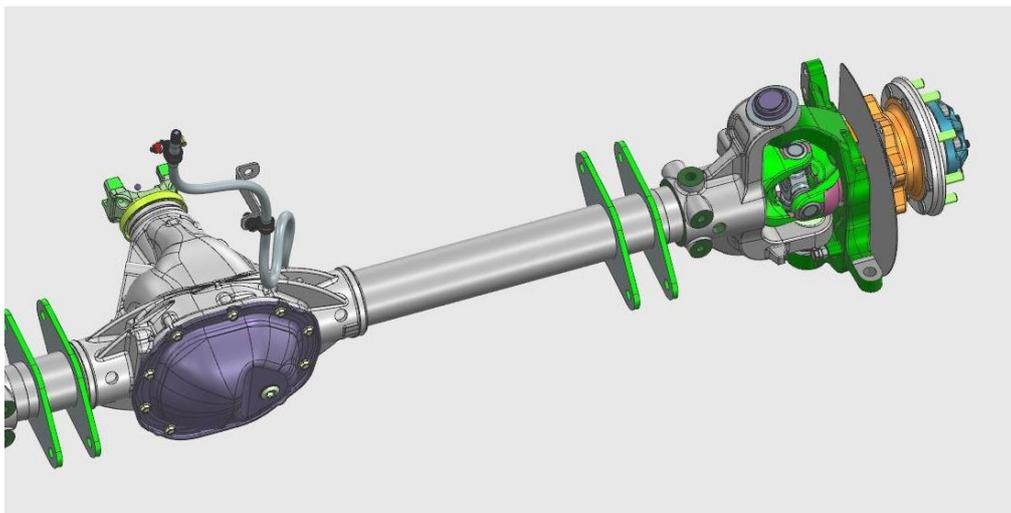


Fonte: Autora – 2025.

#### 3.1 DEFINIÇÃO DO COMPONENTE

O conjunto manga, Figura 15 é um componente do eixo dianteiro que tem como finalidade a ligação entre o acoplamento da roda e diferencial do veículo, dentro deste componente passa o eixo principal para transmitir o movimento do motor até as rodas. Essa estrutura do conjunto serve para proteger estas partes móveis, sustentar fisicamente o giro e estabilizar o veículo após carregamento estáticos e dinâmicos.

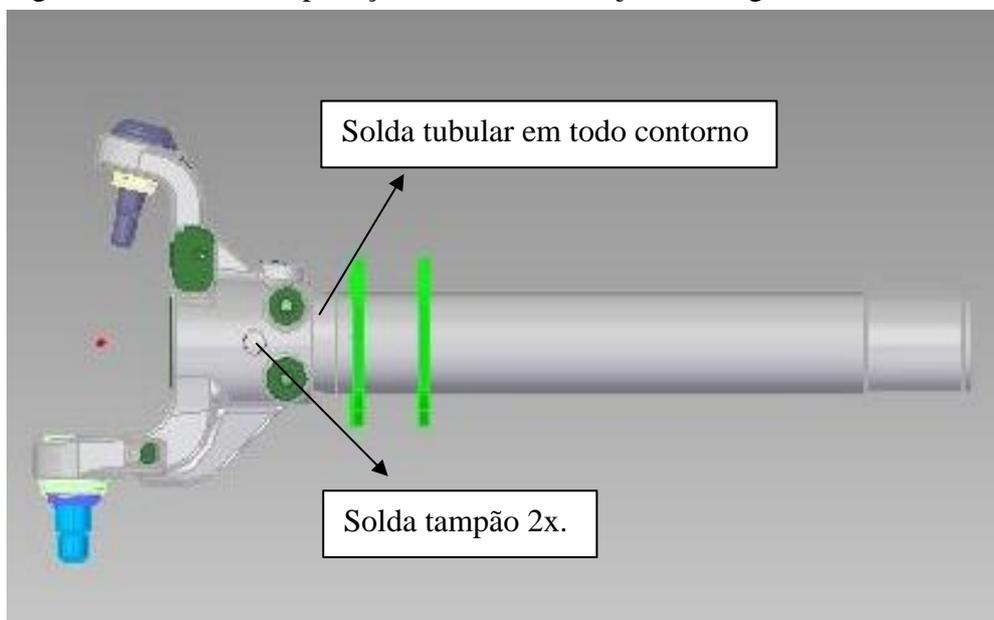
Figura 15 - Conjunto manga esquerda, pela vista do motorista.



Fonte: Adaptado de Agrale – 2025.

O conjunto manga é composto por dois componentes principais: tubo e munhão interno, o munhão interno é unido ao tubo através de interferência dimensional, e aplicação de solda tubular na circunferência total do tubo tangencial do munhão e dois pontos de solda tampão próximo ao centro do munhão, abaixo a Figura 16 exemplifica estes pontos.

Figura 16 - Locais de aplicação da solda no conjunto manga.



Fonte: Adaptado de Agrale – 2025

Como na aplicação os esforços dinâmicos e estáticos são absorvidos inicialmente pelo munhão, focamos a análise dinâmica e estática neste componente.

Abaixo, a Tabela 06 traz informações técnicas do veículo.

Tabela 06 - Informações técnicas do veículo.

Posição do CG com veículo carregado (mm)			
Eixos	X	Y	Z
Posição do CG	2259	7	1253
Capacidades de carga (Kg)			
Capacidades de carga			5.000
PBTC - Peso Bruto total combinado			5.700
Pesos sobre o eixo (Kg)		Dianteiro	Traseiro
Peso em ordem de marcha		1.680	1.990
Máxima carga vertical		2.300	3.400
Suspensão			
Dianteiro	Barras longitudinais e transversais, com barra panhard e molas helicoidais.		k=6.090 Kgf/m
Traseiro	Feixe de molas semi-elípticas		k=5.410 Kgf/m

Fonte: Adaptado de Agrale – 2025.

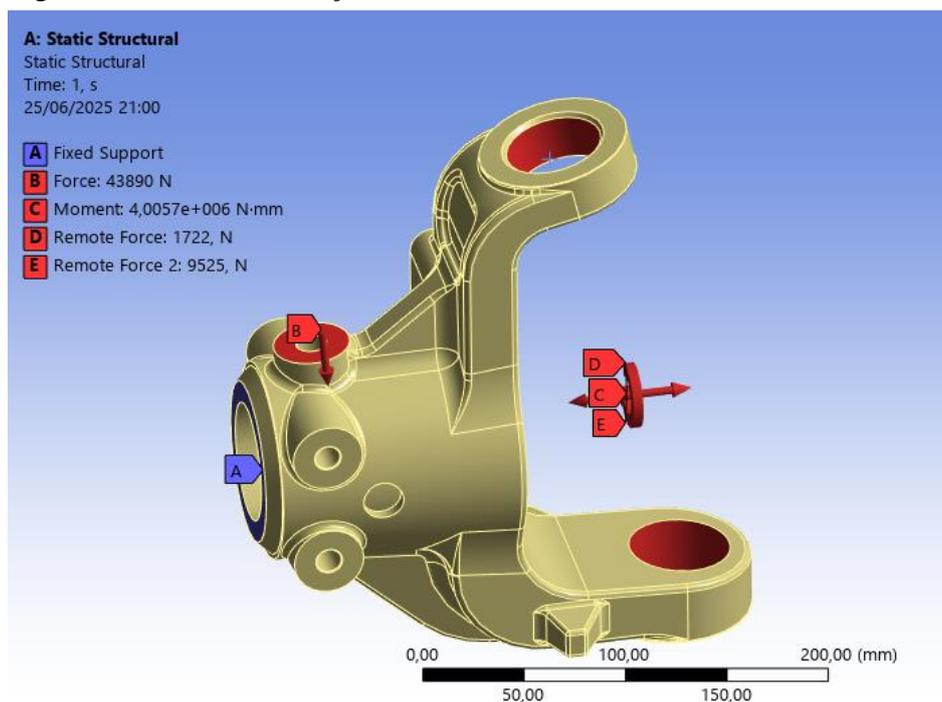
### 3.1.1 Material

O material do munhão é o ASTM A 732 GRADE 2Q, um aço fundido de baixa liga, onde o Q indica um tratamento térmico de têmpera e revenimento, ele possui uma alta resistência mecânica (655MPa), Limite de escoamento (450MPa), alongamento (18%) e resistência a impactos em temperaturas baixas.

### 3.2 APLICAÇÕES DAS CONDIÇÕES DE CONTORNO

Como mencionada anteriormente referente a montagem do munhão, o mesmo foi fixado no diâmetro do tubo de fixação, que é montado com interferência e realizado a soldagem tubular entre munhão e tubo. A Figura 17 representa este ponto utilizando a ferramenta *fixed support* do software *Ansys®*, sem nenhum tipo de movimento ou deformação, demarcado como A.

Figura 17 - Ponto de fixação no munhão.

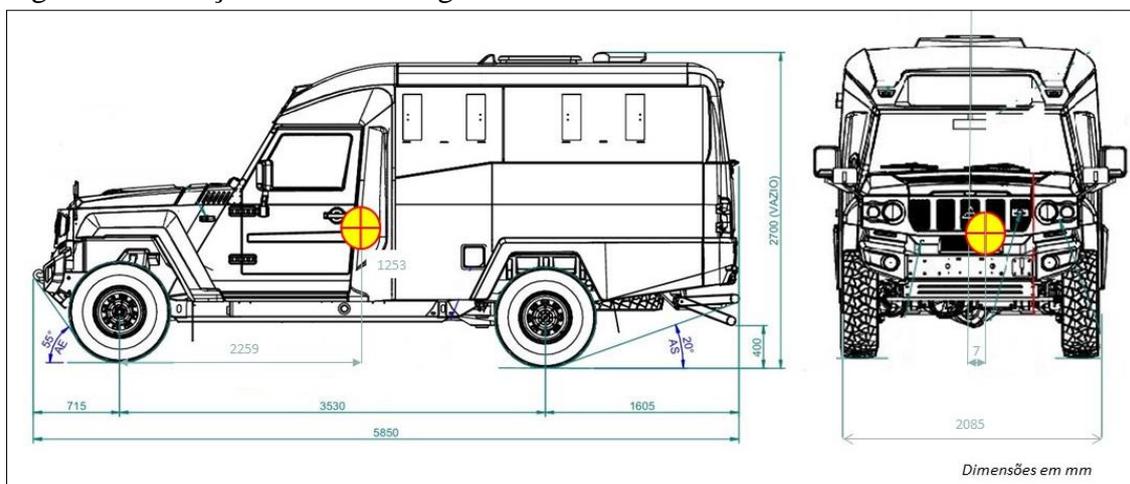


Fonte: Autora – 2025.

### 3.3 DEFINIÇÃO DOS ESFORÇOS

Com base nas informações técnicas de projeto como centro de massa especificado na Figura 18, utilizando os cálculos acima descritos foram definidos os esforços de carga de peso dinâmico, torque de frenagem máximo, força lateral ao realizar curvas e forças de direção.

Figura 18 - Posição do Centro de gravidade CG no veículo.



Fonte: Adaptado de Agrale – 2025.

### 3.3.1 Esforços devido a contribuição do peso veicular

O peso sobre o eixo dianteiro e traseiro especificado é de 1.680 kg e 1.990 Kg, respectivamente, podendo chegar a 2.300 kg carregado para o eixo dianteiro e 3.400 Kg para o eixo traseiro.

Sabendo que os pesos entre os eixos dianteiro e traseiro, a força peso sobre o eixo dianteiro é de 22.540 N e para o eixo traseiro 33.320 N, considerando a carga máxima sobre os eixos. Essa distribuição de cargas é de 0,4 para eixo dianteiro e 0,6 para o eixo traseiro.

Substituindo estes valores nas fórmulas 13 e 14, tem-se que a força normal agindo sobre o eixo dianteiro ( $F_{Rf}$ ) é de 9.016 N e ( $F_{Rr}$ ) é de 19.992 N. Consideramos em cada roda, a força peso no conjunto manga seja de 4.508 N na situação do veículo com carga máxima para o eixo dianteiro.

### 3.3.2 Força de Frenagem

Para determinar os coeficientes de atrito foram considerados as piores condições de rodagem ao qual o veículo pode experimentar, como em estradas de asfaltos/concretos, o coeficiente de atrito entre pneu e pista ( $\mu_0$ ) determinado foi de 0,90 conforme Tabela 04, e para o coeficiente de atrito de rolamento ( $f$ ) determinado de 0,2 considerando rodagem em barro, conforme Tabela 03.

Substituindo os valores na equação 20 em uma pista com 0° de inclinação, a resistência ao rolamento ( $Qr$ ) é de 11.172 N e na equação 19 temos que a força de frenagem ( $Ff$ ) calculada resulta em 50.279 N.

Inserindo estes valores nas equações 15 e 16, temos que a força de frenagem dinâmica no eixo dianteiro ( $F_{Rf}$ ) e eixo traseiro ( $F_{Rr}$ ) é de 43.851,84 N e 12.008,16 N, respectivamente.

Substituindo o valor de  $F_{Rf}$  encontrado na equação 22, o valor de  $F_{f1}$  é de 39.466,66 N.

O raio de roda ( $R_d$ ) conforme especificação técnica é de 0,203m, e juntamente com o valor acima de  $F_{Rf}$  podemos substituir na equação 21, assim temos o torque de frenagem ( $T_f$ ) calculado de 8.011,73 Nm.

Este valor dividido em cada roda do eixo dianteiro e aplicado no disco de freio, é de 4.005,86 Nm.

### 3.3.3 Esforços laterais

Considerando uma curva com raio de giro teórico de 22m realizado a uma velocidade de 60km/h, substituindo os valores nas equações 23 e 24, temos que a força lateral produzida no eixo dianteiro ( $F_{yf}$ ) é de 29.017,18 N e para o traseiro ( $F_{yr}$ ) é de 42.894,96 N.

Substituindo-se os valores para o veículo Marruá, conforme Tabela 06, nas equações 26 e 27, o  $h_f$  encontrado foi de 0,64 e para  $h_r$  de 0,36, com isso  $h_{RA}$  encontrado foi de 0,7138, conforme cálculos abaixo:

$$h_f = \frac{2,259}{3,530} = 0,64 \quad h_r = \frac{1,271}{3,530} = 0,36$$

$$h_{RA} = 1,253 - \frac{(h_f \cdot 2,259 + h_r \cdot 1,271)}{3,530} = 0,7138$$

Conforme Tabela 06, o eixo dianteiro e traseiro do Marruá utiliza molas helicoidais e feixe de molas com rigidez de 6.090 Kgf/m e 5.410 Kgf/m, respectivamente, montadas a uma distância de 1,074m para o eixo dianteiro e 1,33m para o eixo traseiro. Substituindo os valores na equação 28, temos os seguintes valores para a rigidez das molas no eixo dianteiro é de 3.512,33 Kgf.m e no eixo traseiro 4.784,87 Kgf.m.

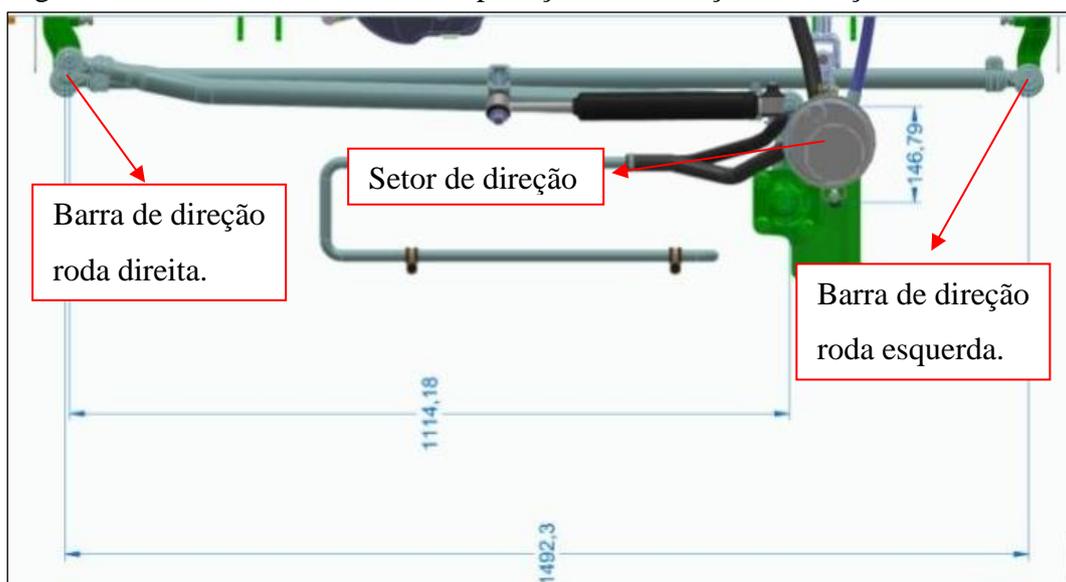
Com os valores já calculados podemos encontrar o ângulo de rolamento  $\emptyset$ , substituindo os valores acima com o raio de curva e velocidade utilizados acima e o peso do veículo considerado de 5.700 Kg, com a equação 25 determinamos um ângulo de rolamento de aproximadamente -15,93°.

Determinado estas variáveis é possível calcular a transferência de carga entre os pneus para cada eixo a partir da equação 29, onde para o eixo dianteiro com comprimento de a força lateral sofrida é de -9.397,07 N.

### 3.3.4 Esforços de direção

Como o veículo Marruá é equipado com um setor de direção com torque máximo de 1.911 Nm (considerando uma eficiência de 90%) aplicado à uma distância de 1,11m até o ponto de esterçamento da roda direita, pela visão do motorista, conforme exemplificado pela Figura 19, reescrevendo a equação 30 a força aplicada na barra de direção é de 1.721,62 N.

Figura 19 - Distância dos locais de aplicação dos esforços da direção.



Fonte: Adaptado de Agrale - 2025.

### 3.4 APLICAÇÃO DAS FORÇAS

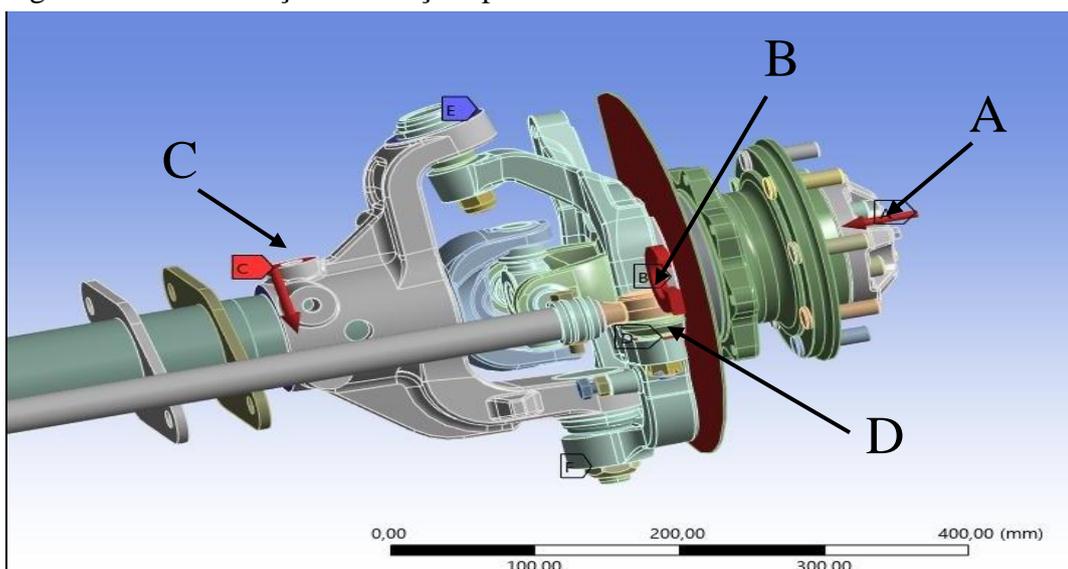
Os valores das forças calculadas estão resumidos na Tabela 07. Para simulação identificamos os pontos de aplicações de forças na condição real do veículo, na Figura 20 é possível observar o lado esquerdo do eixo dianteiro, com as montagens do sistema de freios, barra de direção e cubo de roda.

Tabela 07 - Resumo das forças definidas.

Força	Valores	Local de Aplicação
Peso dinâmico (N)	43.852	C
Torque Frenagem (Nm)	4.006	B
Força lateral (N)	-9.397	A
Força direção (N)	1.721,60	D

Fonte: Autora – 2025.

Figura 20 - Identificação das forças aplicadas ao veículo.



Fonte: Autora – 2025.

No ponto C é apoiado o sistema de amortecimento do veículo e conseqüentemente todo os esforços de peso sobre o eixo são induzidos a este ponto.

No ponto A, situado no centro do cubo de roda foram aplicados os esforços laterais, ocorridos ao realizar uma curva.

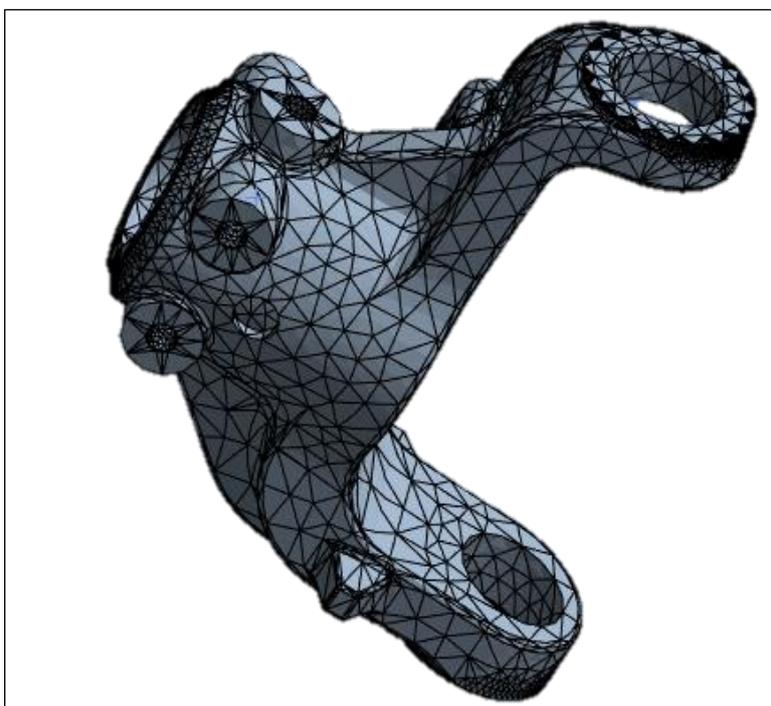
No ponto B, a força de frenagem aplicada aos pneus produzirá um momento no local de aplicação do disco de freio.

No ponto D, é o local onde o braço de direção movimentará o munhão externo que está ligado aos pivôs do munhão interno, que faz parte do conjunto manga esquerdo.

### 3.5 GERAÇÃO DA MALHA

Através do *software Ansys®*, foi gerado uma malha automática, na Figura 21 Também se observou um número de 36.891 nós e 20.730 elementos tetraedros de 4 nós, gerados automaticamente, o que consideramos um tamanho grande de elemento em relação a geometria mais complexa.

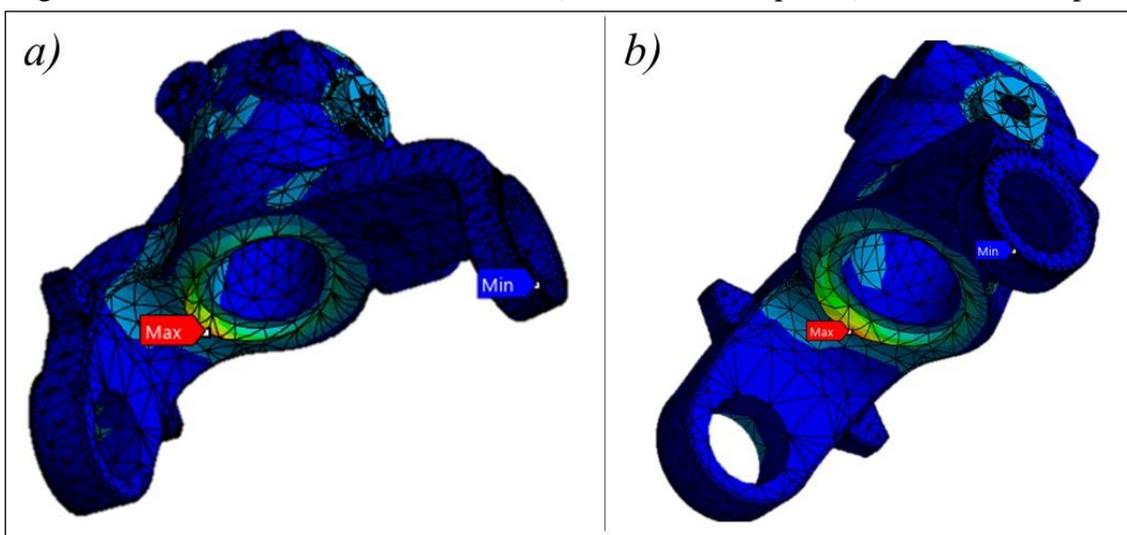
Figura 21 - Malha gerada automaticamente.



Fonte: Gerado pelo ANSYS – 2025.

Neste tipo de análise foi observado um ponto de tensão máximo de 265 MPa na região entre o tubo e o munhão, ficou em 288 Mpa quando comparado com as situações com e sem solda tampão, respectivamente. A Figura 22 demonstra esses resultados.

Figura 22 – Malha com análise de tensão a) Com solda tampão; b) Sem solda Tampão.



Fonte: Autora – 2025.

Como observado a variação de tensões entre os dois modelos se manteve muito próxima, com isso podemos ter uma noção prévia, mas para refinarmos ainda mais os resultados, aplicamos algumas definições de malha indicadas pela teoria.

### 3.5.1 Refinamento da malha

Afim de termos valores mais precisos, realizamos o refinamento da malha, onde através do *software* utilizou-se a ferramenta *Patch conforming Method*, onde foi possível definir a forma dos elementos gerados para hexaédricos mais adequado para a complexidade da estrutura e a uniformidade em todos os detalhes da peça, e além disto aplicamos a ferramenta *Sizing* para parametrizar o tamanho dos elementos.

Após algumas análises foi possível rodar uma simulação com 2 mm de convergência do tamanho de malha.

Para o modelo com solda a nova malha refinada gerou 713.662 nós e 501.075 elementos e ficou distribuído conforme pode ser observado na Figura 23, abaixo:

Figura 23 - Malha gerada após o refinamento.

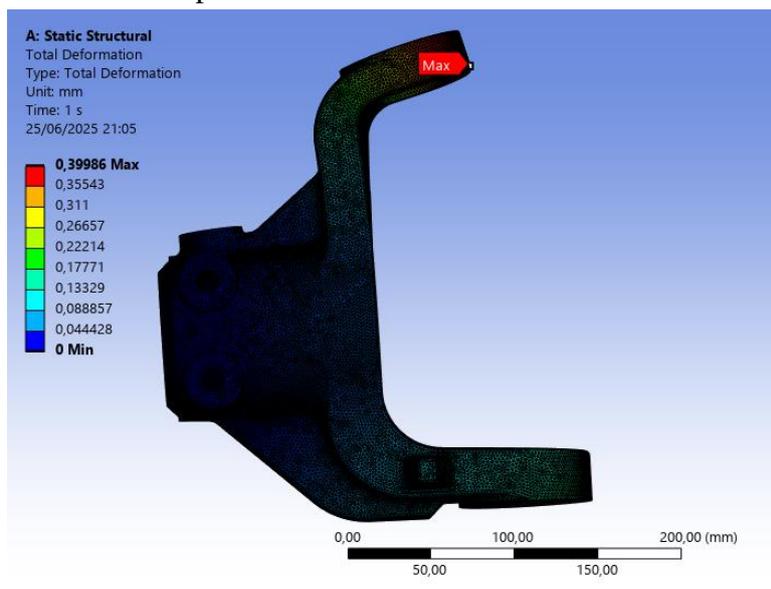


Fonte: Autora - 2025.

## 4. RESULTADOS

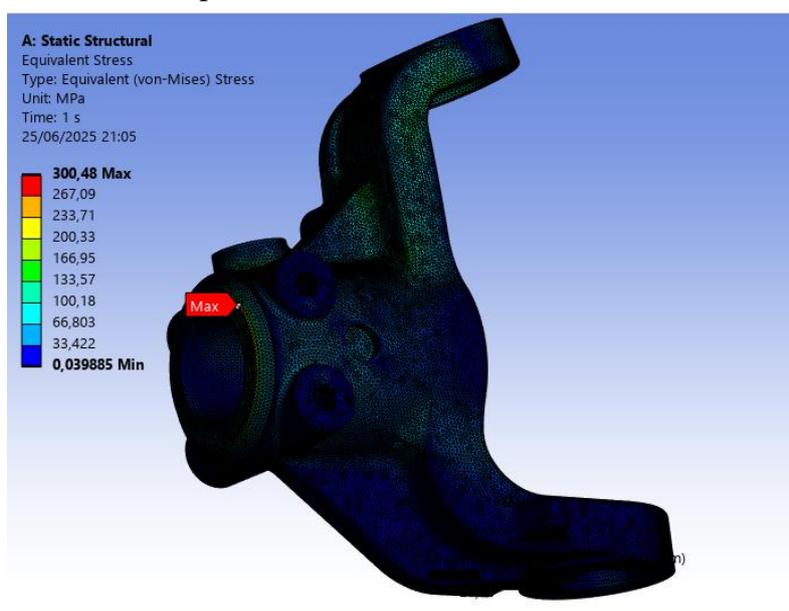
Os valores de deslocamento máximo e tensão de *Von Mises* encontrados foram de 0,3998 mm e 300,48 MPa, respectivamente, e os pontos onde estes valores tiveram picos convergiram próximos do mesmo local, identificado na Figura 24 para deslocamento, e Figura 25 para tensão.

Figura 24 - Resultados de deslocamento máx. na condição com solda tampão.



Fonte: Autora – 2025.

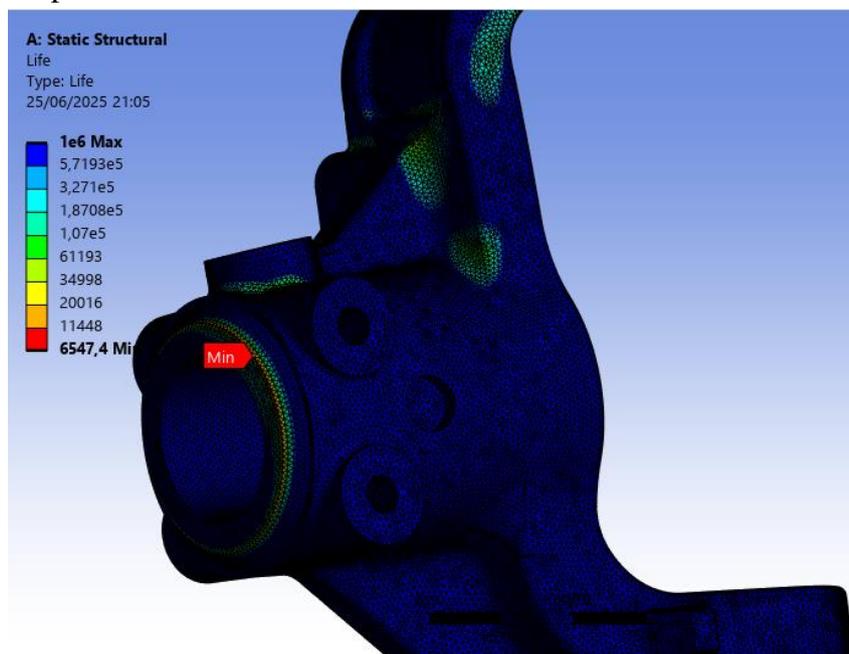
Figura 25 - Resultados de tensão de Von Mises na condição com solda tampão.



Fonte: Autora – 2025.

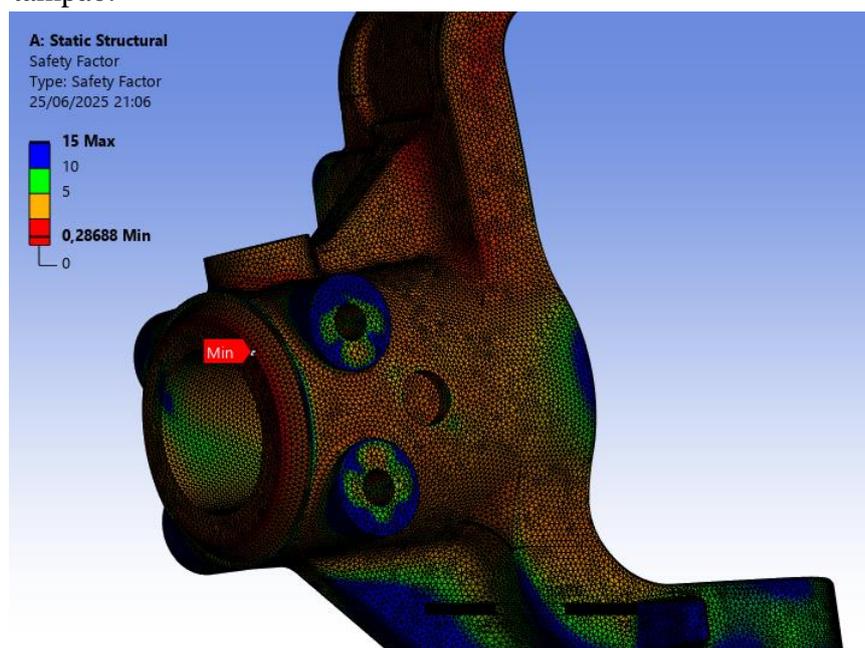
Através do *software Ansys®*, determinou-se a vida em fadiga e o fator de segurança através da ferramenta *fadigue tool*, onde foi identificado a vida em fadiga mínima de 6.547,4 ciclos, com um fator de segurança de 0,28688, conforme Figura 26 e Figura 27, respectivamente.

Figura 26 - Resultados Vida em Fadiga na condição com solda tampão.



Fonte: Autora – 2025.

Figura 27 - Resultados do fator de segurança na condição com solda tampão.



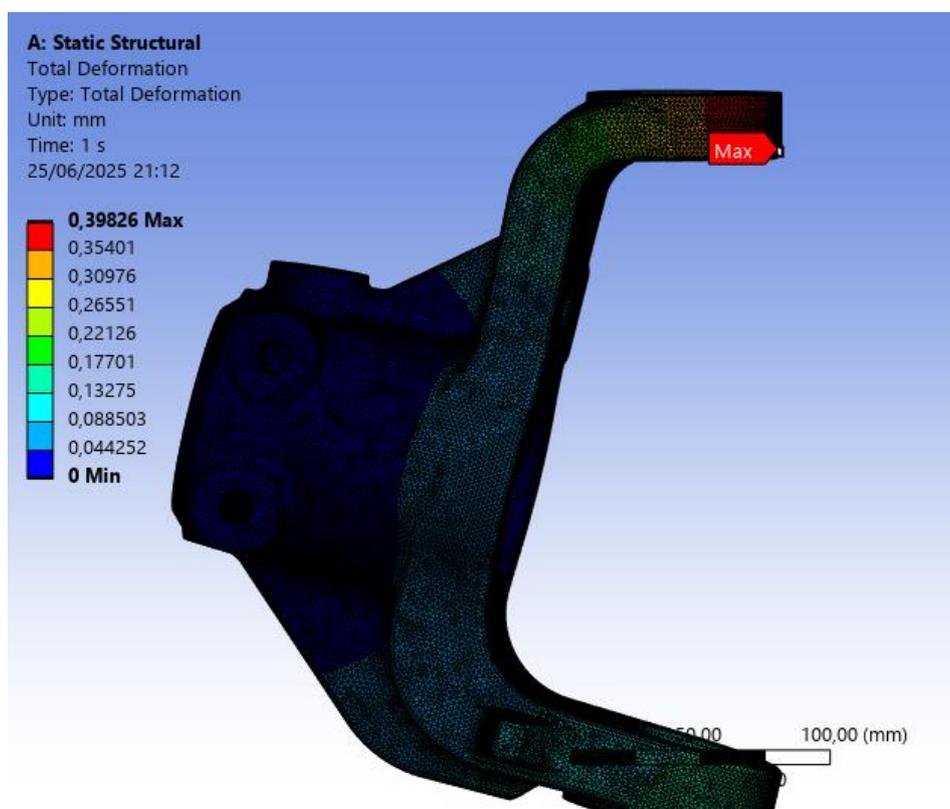
Fonte: Autora – 2025.

Para simulação da comparação, foram feitos os mesmos ajustes de malha no modelo sem solda tampão, que apresentou após o refinamento 714.637 nós e 502.119 elementos, semelhantes a malha da Figura 23.

Os resultados de deslocamentos e tensão foram de 0,39826 mm e 295,86 MPa, nas mesmas regiões identificadas no modelo anterior.

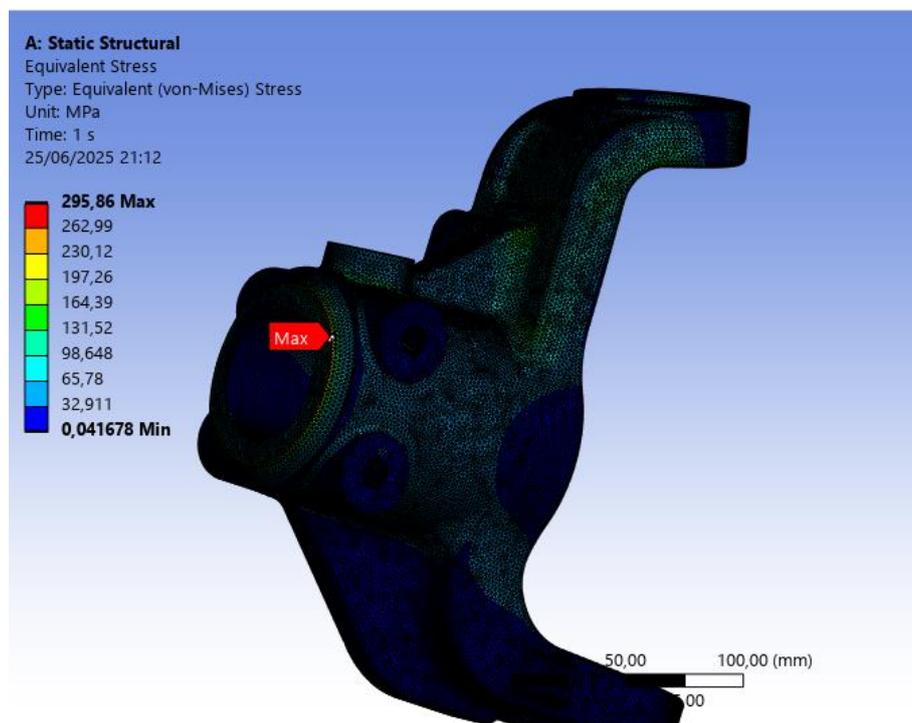
A vida em fadiga subiu para 6.868,1 ciclos e o fator de segurança se manteve igual a 0,29135. Nas Figuras 28, 29, 30 e 31 é possível observar estes resultados.

Figura 28 - Resultados do deslocamento máx. na condição sem solda tampão.



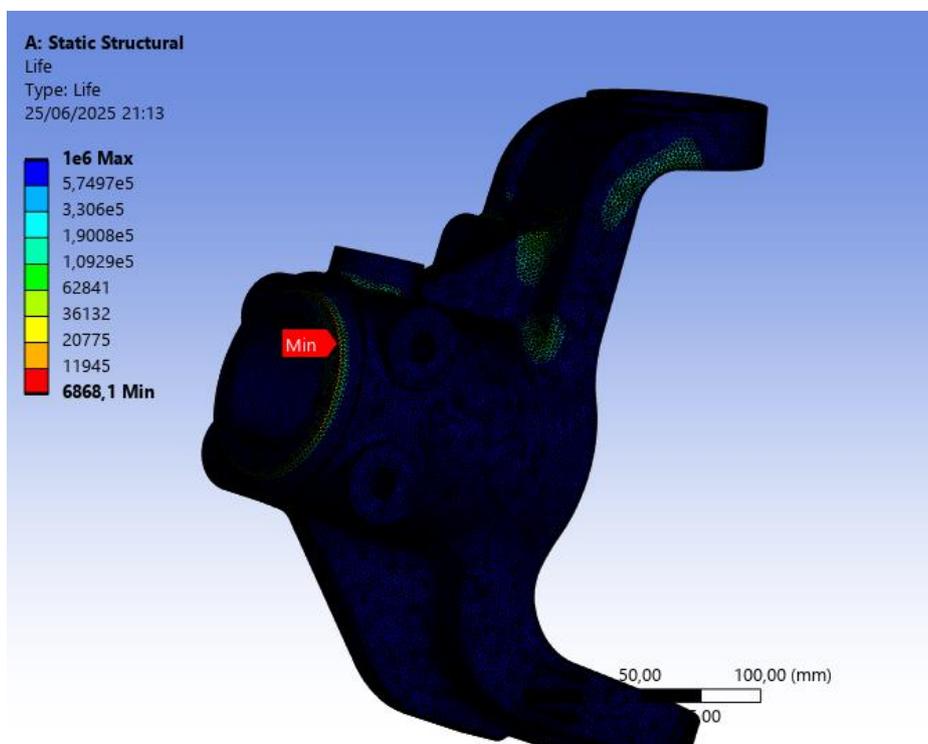
Fonte: Autora – 2025.

Figura 29 - Resultados de tensão de Von Mises na condição sem solda tampão.



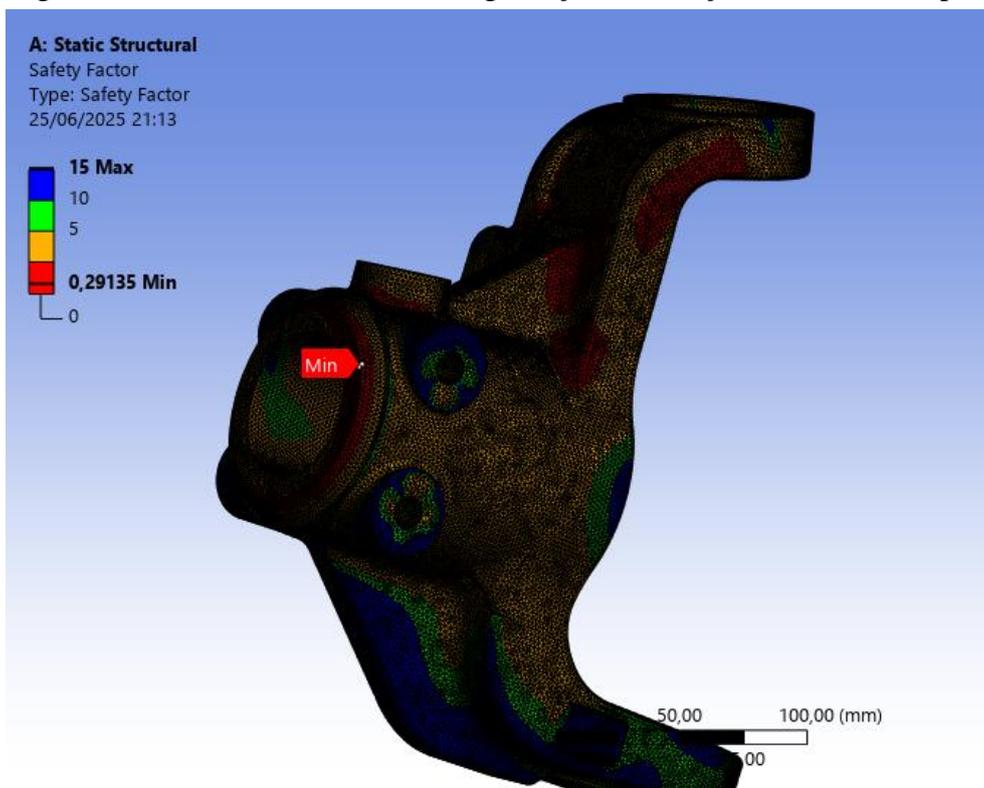
Fonte: Autora – 2025.

Figura 30 - Resultados Vida em Fadiga na condição sem solda tampão.



Fonte: Autora – 2025.

Figura 31 - Resultados do fator de segurança na condição sem solda tampão.



Fonte: Autora – 2025.

#### 4.1 ANÁLISE

Devido aos esforços encontrados principalmente em uma frenagem em uma análise visual em campo, observa-se que, após a frenagem a torção do conjunto é perceptível, devido a isso identificou-se a necessidade de conhecermos quanto é o deslocamento total da geometria em ambos modelos propostos.

Para quantificar os valores de tensão foram utilizados a tensão pelo método de von-misses, que tem como objetivo identificar os limites de escoamento aos materiais dúcteis de aço, por exemplo.

#### 4.2 COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS

Os resultados encontrados estão identificados na Tabela 08, onde pode-se observar que as malhas tiveram uma aproximação próximas entre si, com uma diferença de 0,14 e 0,21% aproximadamente para nós e elementos respectivamente.

As análises de deslocamento, tensão *Von Mises* e fator de segurança também demonstraram pouca variação, porém a vida útil mínima obteve um leve aumento de 4,7% em relação ao modelo sem a solda tampão comparada com a solda tampão.

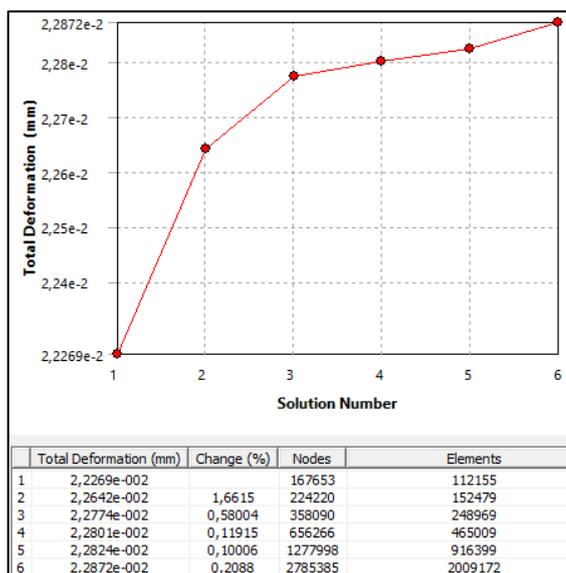
Tabela 08 - Comparação dos resultados.

Comparação de resultados Sem tampão x Com tampão				
Parâmetro	Sem Tampão	Com Tampão	Diferença Absoluta	Diferença (%)
Nº de nós	713,662	714,637	-975	-0,14
Nº de elementos	501,075	502,119	-1044	-0,21
Deslocamento Máx. (mm)	0,39826	0,39986	-0,0016	-0,4
Tensão de Von Mises (MPa)	295,86	300,48	-4,62	-1,56
Vida em fadiga	6868	6547,4	321	4,67
Fator de Segurança	0,29135	0,28688	0,00447	1,53

Fonte: Autora - 2025.

Como os resultados ficarem próximos, analisou-se a convergência da malha. Na análise do deslocamento houve uma convergência muito satisfatória, inferior a 0,3%, obtendo um valor de deslocamento máximo de 0,02287mm para condição com solda, conforme Gráfico 01 abaixo:

Gráfico 01 - Análise de convergência.



Fonte: Autora – 2025.

Para os resultados de tensão, vida em fadiga e fator de segurança a convergência ficou superior a 0,3%.

O mesmo foi observado para o modelo sem solda tampão, também foi possível uma convergência de malha inferior a 0,3% para o deslocamento.

## 5. CONCLUSÃO

O presente trabalho teve como objetivo analisar os esforços mecânicos atuantes sobre o eixo dianteiro de um veículo, com foco na manga de eixo esquerda. Foram comparados dois modelos: o atual, que utiliza a interferência entre o tubo e o munhão com aplicação de solda tampão, e o modelo proposto, que elimina tanto o processo de solda quanto as furações na parede do munhão.

As cargas aplicadas foram determinadas com base nas especificações fornecidas pela área técnica da empresa, considerando a condição de frenagem durante uma curva a 60 km/h. Os resultados obtidos demonstraram que as tensões de *Von Mises* e os deslocamentos para ambas as configurações apresentaram valores bastante próximos.

Destaca-se, no entanto, que a vida mínima em fadiga do conjunto apresentou um aumento de aproximadamente 4,7% no modelo sem a solda tampão. Esse ganho pode ser atribuído à manutenção da espessura integral da parede do munhão, evitando os alívios de seção causados pelas furações necessárias no modelo com solda. Contudo, essa alteração implicou um aumento de massa da ordem de 13,4 mm na região do munhão.

Os resultados indicam que a eliminação do processo de solda tampão não apresenta desvantagens mecânicas significativas e pode trazer benefícios relevantes, como a redução de etapas de usinagem, eliminação do processo de soldagem e a mitigação de possíveis falhas associadas às zonas termicamente afetadas.

Vale ressaltar que o processo de soldagem é suscetível a falhas, especialmente em componentes sujeitos a esforços dinâmicos, como é o caso deste conjunto. Além disso, a análise numérica realizada considerou os componentes como corpos sólidos homogêneos, desconsiderando possíveis variações no acoplamento por interferência entre tubo e munhão.

Diante dos resultados obtidos, conclui-se que há viabilidade técnica para a eliminação da solda tampão, com potenciais ganhos de custo e simplificação no processo de fabricação. No entanto, recomenda-se a realização de ensaios experimentais, como testes de fadiga em bancada, para validação prática dos resultados.

## **TRABALHOS FUTUROS**

Realizar testes de fadiga em bancada, considerando as condições mínimas de interferência na montagem entre o munhão e o tubo, visando validar os resultados numéricos obtidos.

Avaliar o comportamento do escorregamento na interface tubo-munhão em situações de interferência reduzida, visando identificar possíveis aumentos de tensão nas regiões originalmente soldadas.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALVES FILHO, Avelino, 1957- **Elementos Finitos: a base da tecnologia CAE / análise dinâmica** / Avelino Alves Filho. -- 2. ed. -- São Paulo: Érica, 2008. 305 p.

AMARAL, M. A. R. do. **Fratura e Fadiga dos Materiais Metálicos**. São Paulo: Edgard Blücher, 2006.

AROUCHE, P. S.; SILVA, I. M.; CARMO, N. W. **Aplicação do método de elementos finitos para análise do efeito torcional em semieixo de caminhão**. Brazilian Journal of Development, v. 10, n. 1, p. 683–695, 2024.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 6022**: Informação e documentação: artigo em publicação periódica científica impressa – apresentação. Rio de Janeiro, 2003.

ANDRADE, Péricles Barreto. **Curso Básico de Estruturas de Aço**. Belo Horizonte: IEA Editora, 1994. 205 p.

BOLT SCIENCE. **The use of two nuts to prevent self loosening**. 2012. Disponível em: <<http://www.boltscience.com/pages/twonuts.htm> >. Acesso em: 16 set. 2012.

CANALE, Antônio Carlos. **Automobilística: dinâmica e desempenho**. São Paulo: Érica, 1989.

CARAZZAI, OLIVEIRA e VALLE (2017). **Análise de fadiga em ligações soldadas: Ênfase na modelagem numérica**. 63 p. Trabalho de Conclusão de Curso – Graduação em Engenharia Civil – Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 2017. 64 p.

CHIAVERINI, V. **Aços e Ferros Fundidos**. 5. ed. São Paulo: ABM, 1982. 576 p.

CHOI, S. H.; CHIN, K. G. Prediction of spring-back behavior in high strength low carbon steel sheets. **Journal of Materials Processing Technology**, Korea, n. 171, 2006. p. 385-392.

COLLINS, Jack A. **Projeto mecânico de elementos de máquinas : uma perspectiva de prevenção da falha** / Jack A. Collins, Henry R. Busby, George H. Staab ; tradução e revisão técnica Leydervan de Souza Xavier, Paulo Pedro Kenedi, Pedro Manuel Calas Lopes Pacheco. - 2. ed. - Rio de Janeiro : LTC, 2019. 731 p.

CRISTÓFOLI, Edgar Henrique. **Reprojeto da manga de eixo dianteiro para veículo baja sae**. 2020. 89 p. TCC (Graduação da Engenharia Mecânica UCS - Universidade de Caxias do Sul), Bento Gonçalves, 2020. Disponível em: Acesso em: 30 nov. 2024.

DAMBROS, Pedro Moraes. **Análise numérica CAE de resistência mecânica de um suporte de calliper e disco de freio de um utilitário automotivo**. 2022. Trabalho de

Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Centro Universitário da Serra Gaúcha, Caxias do Sul, 2022.

FILIPPO FILHO, Guilherme. **Máquinas térmicas estáticas e dinâmicas – fundamentos de termo-dinâmica, características operacionais e aplicações** / Guilherme Filippo Filho. --São Paulo: Érica, 2014. 200 p.

GARCIA, Amauri; SPIM, Jaime Alvares; SANTOS, Carlos Alexandre dos. **Ensaio dos Materiais**. 2. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2012.

GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of vehicle dynamics**. [s.l.] Society Of Automotive Engineers, 1992. 520 p.

GONÇALVES, Edson; NASCIMENTO, Bruno; SILVA, Lucas. **Análise de falha por fadiga em eixo de transmissão utilizando o método dos elementos finitos**. [S.l.: s.n.], [2022?]. Trabalho acadêmico.

GUBERT, Mateus. **Projeto do sistema de frenagem de um veículo tipo Baja SAE**. 2020. 49 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Ponta Grossa, 2020.

LAGE, Carmem Miranda. **Fadiga em Estruturas Metálicas Tubulares Soldadas**. 2008. 119 f. Dissertação (Mestrado em Ciências da Engenharia Civil) - Universidade Federal de Ouro Preto, Ouro Preto, 2008. Disponível em: Acesso em: 30 nov. 2024.

LEAL, Longuinho da Costa MACHADO; ROSA, Edison da; NICOLAZZI, Lauro Cesar. **Uma introdução à modelagem quase-estática de automóveis**. Florianópolis: UFSC, Departamento de Engenharia Mecânica, 2012. Apostila interna do GRANTE.

MARQUES, PAULO VILLANI. **Soldagem: fundamentos e tecnologia** / Paulo Villani Marques, Paulo José Modenesi, Alexandre Queiroz Bracarense – 4. Ed. – Rio de Janeiro: Elsevier, 2017. 361 p.

MELCONIAN, MARCOS VINÍCIUS. **Modelagem numérica e computacional com similitude e elementos finitos: equação preditiva geral para o cálculo da força de retenção em freios de estampagem** / Marcos Vinícius Melconian. —São Paulo: Blucher, 2014. 120 p.

MELCONIAN, SARKIS. **Elementos de máquinas**. – 11.ed. rev. São Paulo: Érica, 2019. 384 p.

NORDIO, Gihan dos Santos. **Análise da dinâmica lateral de um veículo de passeio durante uma curva**. 2023. 15 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de Engenharia, Porto Alegre, 2023.

NORTON, ROBERT L. **Cinemática e dinâmica dos mecanismos** [recurso eletrônico] / Robert L. Norton ; [tradução: Alessandra P. de Medeiros]. – Dados eletrônicos. – Porto Alegre : AMGH, 2011. 791 p.

NBR 6023: Informação e documentação – referências – apresentação. Rio de Janeiro, 2005.

RAUBER, Felipe. **Análise estrutural e otimização aplicada a uma manga de eixo de um Baja SAE**. 2018. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Automotiva) – Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico de Joinville, Joinville, 2018.

SILVA, F. D. A., CHAVES, C. A., & GUIDI, E. S. (2016). **Análise de falha por fadiga em eixo de transmissão utilizando o método dos elementos finitos**. *Exacta*, 14(2), 207–220. <https://doi.org/10.5585/exactaep.v14n2.6211>.