

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ**

**VINICIUS GABRIEL GRESPAN**

**PROJETO ESTRUTURAL DE GUINDAUTO PARA USO AGRÍCOLA CONFORME  
NORMA ABNT NBR 14768**

**PATO BRANCO**

**2023**

**VINICIUS GABRIEL GRESPAN**

**PROJETO ESTRUTURAL DE GUINDAUTO PARA USO AGRÍCOLA CONFORME  
NORMA ABNT NBR 14768**

**Structural design of a crane for agricultural use according to ABNT NBR 14768**

Trabalho de conclusão de curso de graduação apresentada como requisito para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR).

Orientador(a): Robson Trentin.

**PATO BRANCO**

**2023**



[4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-sa/4.0/)

Esta licença permite remixe, adaptação e criação a partir do trabalho, mesmo para fins comerciais, desde que sejam atribuídos créditos ao(s) autor(es) e que licenciem as novas criações sob termos idênticos. Conteúdos elaborados por terceiros, citados e referenciados nesta obra não são cobertos pela licença.

**VINICIUS GABRIEL GRESPAN**

**PROJETO ESTRUTURAL DE GUINDAUTO PARA USO AGRÍCOLA UTILIZANDO  
O MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS**

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação  
apresentado como requisito para obtenção do título  
de Bacharel em Engenharia Mecânica da  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná  
(UTFPR).

Data de aprovação: 27/outubro/2023

---

Prof. Dr. Robson Gonçalves Trentin  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná – Departamento de Mecânica  
Orientador

---

Prof. Dr. Diego Rizzotto Rossetto  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná – Departamento de Mecânica

---

Prof. Me. Joamilton Stahlschmidt  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná – Departamento de Mecânica

**PATO BRANCO**

**2023**

Dedico este trabalho à minha família, pelos  
momentos de ausência.

## **AGRADECIMENTOS**

Algumas pessoas foram muito importantes para que este trabalho pudesse se realizar, a estas devo a minha gratidão.

Agradeço ao meu orientador Prof. Dr. Robson Trentin, pela sabedoria com que me guiou nesta trajetória.

Aos meus colegas de sala.

A Secretaria do Curso, pela cooperação.

Agradeço também em especial à minha família, por compreender os vários momentos de ausência.

Enfim, a todos os que por algum motivo contribuíram para a realização desta pesquisa.

Eu denomino meu campo de Gestão do Conhecimento, mas você não pode gerenciar conhecimento. Ninguém pode. O que você pode fazer, o que a empresa pode fazer é gerenciar o ambiente que otimize o conhecimento.  
(DAVENPORT; PRUSAK, 2012).

## RESUMO

Percebeu-se que quando se fala em movimentação de produtos agrícolas, por meio de *Big-Bags* de uma tonelada, em pequenas e médias propriedades agrícolas, há uma lacuna no mercado atual de guindautos. Essas propriedades têm a necessidade de um equipamento de médio porte, e este não desenvolve atividades que justifiquem o emprego de duas articulações, como normalmente são oferecidos pelo comércio da região, portanto desenvolver o projeto mecânico de um equipamento nestas condições é o que se propõe este trabalho. A metodologia empregada se resume ao desenvolvimento de uma geometria, buscando as dimensões adequadas para que o equipamento desenvolva as atividades que se propõe, considerando o emprego em conjunto com um caminhão Ford Cargo. A partir da definição da geometria, determinou-se todas as cargas de devem ser consideradas no projeto, bem como fatores de segurança e fatores de majoração de carga, através da norma ABNT NBR 14768. Após isso, utilizando o método dos elementos finitos, realizou-se uma avaliação mecânica dos principais componentes, determinando a espessura das chapas adequadas para que o equipamento seja funcional; Além disso, analiticamente, dimensionou-se o sistema pinhão e cremalheira responsável pelo sistema de rotação do equipamento. Como resultado obteve-se um equipamento capaz de realizar a função de movimentar os Big-Bags.

Palavras-chave: Guindauto; Agricultura; Projeto; Elementos Finitos.

## **ABSTRACT**

It was noticed that when it comes to moving agricultural products, using one-ton Big-Bags, on small and medium-sized agricultural properties, there is a gap in the current crane market. These properties require medium-sized equipment, and this does not carry out activities that justify the use of two joints, as is normally offered by businesses in the region, therefore developing the mechanical design of equipment in these conditions is what this project proposes. work. The methodology used boils down to the development of a geometry, seeking the appropriate dimensions for the equipment to carry out the proposed activities, considering its use in conjunction with a Ford Cargo truck. From the definition of the geometry, all loads that must be considered in the project were determined, as well as safety factors and load increase factors, using the ABNT NBR 14768 standard. After that, using the finite element method, - a mechanical assessment of the main components is carried out, determining the thickness of the appropriate sheets so that the equipment is functional; Furthermore, the rack and pinion system responsible for the equipment rotation system was analytically dimensioned. As a result, a equipment was obtained, capable of performing the function of moving Big-Bags.

Keywords: Cranes; Agriculture; Project; Finite Element Method.



## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Modelo de guindauto. ....	14
Figura 2 – Elementos de linha, superfície e sólido. ....	25
Figura 3 – Elementos quadráticos e lineares.....	25
Figura 4 - Graus de liberdade.....	27
Figura 5 – Comparação entre casos com e sem ponto de singularidade. ....	28
Figura 6 - Placa após a flambagem local.....	30
Figura 7 - Distribuição de tensões.....	30
Figura 8 - Pinhão e cremalheira. ....	31
Figura 9 - Ponto de referência, ângulo de pressão e comprimento de ação. ....	32
Figura 10 - Nomenclatura do dente de uma engrenagem.....	32
Figura 11 - Fluxograma da metodologia de projeto. ....	38
Figura 12 – Fluxograma de implementação do MEF. ....	40
Figura 13 - Dimensões do equipamento.....	42
Figura 14 - Fatores dinâmicos.....	43
Figura 15 - Modelo preliminar das lanças e coluna.....	44
Figura 16 - Posição do centro de massa.....	45
Figura 18 - Pré-geometria 1° lança.....	49
Figura 19 – Pré-geometria das 3 lanças. ....	49
Figura 20 - Coluna.....	50
Figura 21 - Base do equipamento.....	51
Figura 22 - Sistema de giro.....	52
Figura 23 - Montagem geral preliminar.....	53
Figura 24 - Ligação dos componentes.....	54
Figura 25 - Componentes importantes para a análise.....	56
Figura 26 - Condições de contorno.....	56
Figura 27 - Regiões de análise da convergência.....	57
Figura 28- Element Quality.....	59
Figura 29 - Elementos com pior qualidade.....	59
Figura 30 – Tensão nominal na primeira lança.....	60
Figura 31 – Tensão de ensaio na primeira lança.....	61
Figura 32 - Flambagem na primeira lança.....	61
Figura 33 – Forças aplicadas. ....	63
Figura 34 - Carregamento de ensaio. ....	64
Figura 35 - Singularidade de tensão na coluna.....	66
Figura 36 - Tensão nominal na coluna. ....	67
Figura 37 – Tensão de ensaio da coluna.....	68
Figura 38 - Flambagem da coluna.....	68
Figura 39 – Condições de contorno da base.....	70
Figura 40 – Análise de convergência da base.....	72
Figura 41 - Tensão média na região de singularidade.....	73
Figura 42 - Tensão na base em condição nominal.....	73
Figura 43 - Avaliação da base na condição de ensaio.....	74
Figura 44 – Parâmetros geométricos da engrenagem e cremalheira. ....	75
Figura 45 – Tensão de flexão admissível AISI 4140 e AISI 4340.....	77
Figura 46 - Fator de ciclagem de tensão. ....	78
Figura 47 - Fator de correção para resistência superficial.....	79
Figura 48 - Resistência a fadiga de contato.....	80

<b>Figura 49 - Estabilidade .....</b>	<b>81</b>
<b>Figura 50 - Deformação máxima .....</b>	<b>82</b>
<b>Figura 51 - Gráfico de carga .....</b>	<b>83</b>
<b>Figura 52 - Montagem final .....</b>	<b>84</b>
<b>Figura 53 - Materiais da base .....</b>	<b>84</b>
<b>Figura 54 - Materiais da coluna .....</b>	<b>84</b>
<b>Figura 55 - Materiais do sistema de giro .....</b>	<b>85</b>

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Valores de $\phi_{2min}$ e $\beta_2$ .....	18
Tabela 2 - Valores de velocidade vertical.....	18
Tabela 3 - Tipos de cargas regulares .....	19
Tabela 4 - Combinações de carga a serem abrangidas .....	20
Tabela 5 - Combinações de carga a serem abrangidas .....	22
Tabela 6 - Cargas permanentes .....	44
Tabela 7- Fatores de majoração de carga e de segurança ( $\gamma_p$ ).....	47
Tabela 8 - Componentes Coluna.....	50
Tabela 9 - Parâmetros de modelagem do pinhão e cremalheira. ....	75
Tabela 10 - Dados de estabilidade. ....	81

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
Coef.	Coeficiente
IBGE	Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística
NBR	Normas Brasileiras
UTFPR	Universidade Tecnológica Federal do Paraná
FEM	Método dos Elementos Finitos
ZTA	Zona Termicamente Afetada
GLB	Graus de Liberdade

## LISTA DE SÍMBOLOS

$\sigma_a$	Tensão admissível
$\sigma$	Tensão de von Mises.
$\sigma_x$	Tensão normal na direção de $x$ .
$\sigma_y$	Tensão normal na direção de $y$ .
$\tau$	Tensão de cisalhamento.
$s$	Fator de segurança sobre a tensão de escoamento
$f_y$	Tensão de escoamento
$\tau_a$	Tensão cisalhante admissível
$\phi_1$	Fator de içamento
$\phi_{2min}$	Fator que depende da classe de içamento (Tabela 1)
$\beta_2$	Fator que depende da classe de içamento (Tabela 1)
$V_h$	Velocidade vertical (Tabela 2)
$M_{dyn}$	Momento no centro do sistema de giro
$P$	Pressão no solo
$L$	Distância entre giro e cilindro de estabilização
$A$	Área de contato solo - pé do cilindro
$TL$	Carga de ensaio
Get	Carga permanente
Lef	Comprimento efetivo
Pcrit	Carga crítica de flambagem
E	Módulo de elasticidade
L	Comprimento da viga comprimida
I	Momento de inércia
$\pi$	Número pi
$\emptyset$	Ângulo de pressão
$u(x, v), v(x, v)$	Equações de interpolação na direção de $u$ e $v$
$\varepsilon(x), \varepsilon(y)$	Deformações na direção de $u$ e $v$
$\emptyset$	Ângulo de pressão
$z$	Comprimento de ação
$W_t$	Força axial
$Y$	Fator que depende do número de dentes
$P$	Passo diametral
$F$	Largura da face
$W_t$	Força axial
$Y$	Fator do número de dentes
$P$	Passo diametral
$F$	Largura da face
$W_t$	Força tangencial transmitida
$K_o$	Fator de sobrecarga
$K_v$	Fator dinâmico
$K_s$	Fator de tamanho
$K_h$	Fator de distribuição de carga
$K_b$	Fator de borda
$b$	Largura da face
$Y_j$	Fator geométrico de resistência flexional
$\sigma_{adm}$	Tensão de flexão admissível corrigida

$St$	Tensão de flexão admissível não corrigida
$Kt$	Fator de temperatura
$Kr$	Fator de confiabilidade
$Yn$	Fator de ciclagem de tensão
$\sigma_c, adm$	Tensão admissível ao desgaste
$Zn$	Correção para número de ciclos diferente de $10^7$
$Ch$	Contabiliza possível diferença entre dureza do pinhão e cremalheira
$Sc$	Resistência a fadiga de contato
$\sigma_c$	Solicitação ao desgaste superficial
$Ze$	Coefficiente elástico
$Zr$	Fator de condição superficial
$dw1$	Diâmetro primitivo do pinhão
$Zi$	Fator geométrico para resistência de crateramento.
$\sigma_c$	Solicitação ao desgaste superficial

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>13</b>
<b>1.1</b>	<b>Objetivos</b>	<b>14</b>
<b>1.1.1</b>	<b>Objetivos específicos</b>	<b>15</b>
<b>1.2</b>	<b>Justificativa</b>	<b>16</b>
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>17</b>
<b>2.1</b>	<b>Norma ABNT NBR 14768, 2021</b>	<b>17</b>
2.1.1	Cálculo estrutural	17
<u>2.1.1.1</u>	<u>Efeitos do içamento</u>	<u>17</u>
<u>2.1.1.2</u>	<u>Cargas e forças</u>	<u>18</u>
2.1.1.2.1	<i>Cargas regulares</i>	18
2.1.1.2.2	<i>Cargas ocasionais</i>	19
<u>2.1.1.3</u>	<u>Combinação de cargas</u>	<u>19</u>
<u>2.1.1.4</u>	<u>Cargas de ensaio</u>	<u>20</u>
2.1.1.4.1	<i>Ensaio estático do protótipo</i>	20
2.1.1.4.2	<i>Ensaio dinâmico</i>	21
2.1.1.4.3	<i>Ensaio de estabilidade ao tombamento</i>	21
2.1.2	Anexo B, NBR 14768, 2021	21
<u>2.1.2.1</u>	<u>Tensões admissíveis</u>	<u>21</u>
<u>2.1.2.2</u>	<u>Esforços combinados</u>	<u>22</u>
<b>2.2</b>	<b>Método dos elementos finitos</b>	<b>22</b>
2.2.1	Singularidades	27
2.2.2	Critérios para controle de distorção da malha	28
<u>2.2.2.1</u>	<u><i>Jacobian Ratio</i></u>	<u>28</u>
<u>2.2.2.2</u>	<u><i>Element Quality</i></u>	<u>29</u>
<b>2.3</b>	<b>Flambagem</b>	<b>29</b>
2.3.1	Flambagem local	29
<b>2.4</b>	<b>Cálculo pinhão e cremalheira</b>	<b>31</b>
2.4.1	Características da engrenagem	31
2.4.2	Carregamento em engrenagens	32
2.4.3	Durabilidade superficial	34
<b>2.5</b>	<b>Desenho do pinhão e cremalheira</b>	<b>35</b>
<b>3</b>	<b>MATERIAIS E MÉTODOS</b>	<b>35</b>
<b>3.1</b>	<b>Metodologia de projeto</b>	<b>36</b>

<b>3.2</b>	<b>Implementação do MEF .....</b>	<b>38</b>
<b>4</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÃO .....</b>	<b>41</b>
<b>4.1</b>	<b>Determinação dos carregamentos segundo norma ABNT NBR 14768 41</b>	
4.1.1	Fatores de içamento dinâmicos .....	42
4.1.2	Cargas e forças determinar para cada componente.....	43
<u>4.1.2.1</u>	<u>Cargas Regulares.....</u>	<u>43</u>
4.1.2.1.1	<i>Carga permanente.....</i>	43
4.1.2.1.2	<i>Carga bruta .....</i>	44
4.1.2.1.3	<i>Carga Horizontal.....</i>	44
<u>4.1.2.2</u>	<u>Cargas Irregulares.....</u>	<u>45</u>
<u>4.1.2.3</u>	<u>Cargas Excepcionais.....</u>	<u>46</u>
<u>4.1.2.4</u>	<u>Combinações de carga.....</u>	<u>46</u>
<u>4.1.2.5</u>	<u>Cargas de Ensaio.....</u>	<u>47</u>
<b>4.2</b>	<b>Pré-projeto .....</b>	<b>48</b>
4.2.1	Lanças .....	48
4.2.2	Coluna .....	49
4.2.3	Base e patolas.....	50
4.2.4	Sistema de giro.....	51
4.2.5	Montagem geral.....	52
<b>4.3</b>	<b>Avaliação dos componentes principais .....</b>	<b>53</b>
4.3.1	Avaliação da primeira lança .....	54
<u>4.3.1.1</u>	<u>Carregamentos.....</u>	<u>54</u>
<u>4.3.1.2</u>	<u>Condições de contorno.....</u>	<u>55</u>
<u>4.3.1.3</u>	<u>Representação das uniões por solda .....</u>	<u>56</u>
<u>4.3.1.4</u>	<u>Avaliação da qualidade da malha.....</u>	<u>57</u>
<u>4.3.1.5</u>	<u>Avaliação de tensões na condição nominal.....</u>	<u>59</u>
<u>4.3.1.6</u>	<u>Avaliação de tensões na condição de ensaio.....</u>	<u>60</u>
<u>4.3.1.7</u>	<u>Avaliação de flambagem .....</u>	<u>61</u>
4.3.2	Avaliação da coluna .....	62
<u>4.3.2.1</u>	<u>Carregamento da Coluna .....</u>	<u>62</u>
<u>4.3.2.2</u>	<u>Condições de Contorno da Coluna.....</u>	<u>63</u>
<u>4.3.2.3</u>	<u>Avaliação da qualidade da malha.....</u>	<u>64</u>
<u>4.3.2.4</u>	<u>Avaliação de tensões na condição nominal.....</u>	<u>67</u>
<u>4.3.2.5</u>	<u>Avaliação de tensões na condição de ensaio.....</u>	<u>67</u>



<u>4.3.2.6</u>	<u>Avaliação de flambagem .....</u>	<u>68</u>
4.3.3	Avaliação da base .....	69
<u>4.3.3.1</u>	<u>Carregamento da base .....</u>	<u>69</u>
<u>4.3.3.2</u>	<u>Condições de contorno da base .....</u>	<u>69</u>
<u>4.3.3.3</u>	<u>Avaliação da qualidade da malha .....</u>	<u>71</u>
<u>4.3.3.4</u>	<u>Avaliação de tensões na condição nominal .....</u>	<u>72</u>
<u>4.3.3.5</u>	<u>Avaliação de tensões na condição de ensaio .....</u>	<u>74</u>
<b>4.4</b>	<b>Dimensionamento do Pinhão e Cremalheira .....</b>	<b>74</b>
<b>4.5</b>	<b>Estabilidade em relação ao tombamento .....</b>	<b>80</b>
<b>4.6</b>	<b>Análise de deformação do conjunto .....</b>	<b>82</b>
<b>4.7</b>	<b>Gráfico de carga .....</b>	<b>82</b>
<b>4.8</b>	<b>Geometria final .....</b>	<b>83</b>
<b>5</b>	<b>CONCLUSÃO .....</b>	<b>86</b>
	<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>88</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Atualmente os guindautos estão presentes em vários ramos, como construção civil, transporte de cargas pesadas e agricultura. A agricultura tem grande relevância econômica no Brasil, que é um dos maiores produtores de grãos no mundo, e segundo a Embrapa (2020) é o maior produtor de soja do mundo.

Mas a escassez de mão de obra no campo é um problema, isso leva à necessidade de utilização de equipamentos que reduzam a dependência desse tipo de serviço; Tarefa que se encaixa nas funcionalidades proporcionadas pelos Muncks, quando utilizados em conjunto com sacos jumbo (também chamados de *Big-Bags* ou *Bags*), que tem função de armazenar temporariamente e transportar produtos a granel. O conjunto de Munck com o *bag* permite que o agricultor sozinho realize essa tarefa de carga e descarga das sementes e insumos no caminhão para transporte até a lavoura, e principalmente possibilita o abastecimento da plantadeira com os insumos, tarefa que demandaria pelo menos um funcionário extra e muito mais tempo se realizada pelo método convencional, utilizando sacas de 60kg.

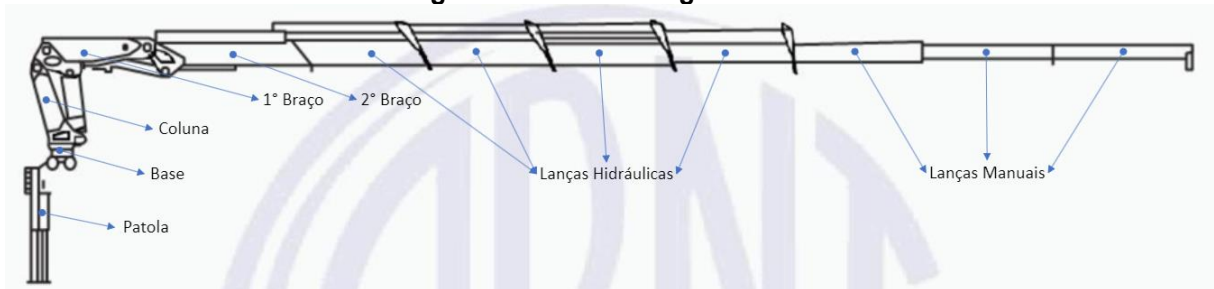
Waikamp (2013) afirma que a história dos guindastes tem seus primeiros registros na Grécia, durante a Idade Antiga, onde usavam-se sistemas de cabos e polias tracionados manualmente ou com animais. E na Idade Média começaram a surgir os guindastes portuários. Segundo a mesma fonte o nome Munck surgiu no Brasil em referência ao nome do fundador da empresa, Tore Albert Munck, que implementou a ideia de anexar um guindaste hidráulico no chassi de um caminhão. Os projetos foram trazidos da Noruega em meados de 1950, seu país natal.

Guindastes e guindautos se diferenciam pela capacidade de carga e mobilidade. Guindastes são montados sobre um veículo especialmente projetado para este fim e tem capacidade de cargas maiores, porém com baixa mobilidade, já os guindautos, chamados também de Muncks, são estruturas montadas sobre o chassi de um caminhão comum tendo menor capacidade de carga e maior agilidade.

O Munck é um guindaste hidráulico com sistema de giro e braço articulado hidráulico que é montado sobre o chassi de um caminhão. Utiliza a força motriz fornecida pelo veículo, é capaz de içar cargas consideráveis podendo carregar e descarregar o caminhão onde é montado e auxiliar em outras tarefas. Sua estrutura mais comum é a mostrada na Figura 1.

É composto geralmente por duas patolas que fornecem estabilidade ao equipamento, uma base que se fixa ao chassi do caminhão, uma coluna na qual se dá o movimento de giro ligada num primeiro braço, este ligado ao segundo braço, e ambos sustentam junto com a coluna a maior parte da carga movimentada com os cilindros hidráulicos e lanças, que são usadas para aumentar o alcance do Munck.

**Figura 1 – Modelo de guindauto.**



**Fonte: ABNT NBR,2021, adaptado pelo autor.**

O foco deste trabalho é o sul do Brasil, com foco nos produtores que possuem em torno de 70 ha.

Para esses médios produtores os guindautos podem oferecer enormes benefícios durante o dia a dia na propriedade, principalmente no plantio ao possibilitar o uso de bags para fazer o abastecimento da plantadeira com os insumos, porém um fator limitante é o alto custo desse equipamento. Por isso é muito relevante o desenvolvimento de um equipamento com menos componentes de movimentação hidráulica e menor capacidade de carga, mas sendo capaz de realizar a atividade pretendida, reduzindo conseqüentemente o custo de produção.

## 1.1 Objetivos

O presente trabalho tem como objetivo desenvolver o projeto mecânico de um guindauto voltado essencialmente para a movimentação dos bags no processo produtivo agrícola, buscando reduzir o número de pistões hidráulicos em relação que comumente são disponibilizados no mercado da região, além de limitar seu alcance e capacidade de carga para o mínimo necessário nesta atividade, calculando sua resistência aos esforços propostos utilizando o Método dos Elementos Finitos (FEM) e cálculos analíticos.

### 1.1.1 Objetivos específicos

Para atingir o objetivo principal os seguintes objetivos específicos serão desenvolvidos:

- Obter as cargas atuantes no equipamento utilizando as considerações presentes na norma ABNT NBR 14768 considerando parâmetros necessários para abastecer uma plantadeira de 7 linhas posicionada de forma lateral ao caminhão com Big-Bags de até 1 tonelada.
- Determinar as dimensões ideais do equipamento para que ele seja capaz de realizar a função proposta, movimentar um *Big-Bag* da carroceria do caminhão em que é montado até uma posição que permita realizar o abastecimento de uma plantadeira de 7 linhas, utilizando apenas um braço e duas lanças, unindo o que nos equipamentos comuns é chamado de 1° e 2° braço, como visto na Figura 1, reduzindo o número de componentes e material empregado, buscando tornar acessível a aquisição pelos pequenos produtores.
- Dimensionar analiticamente o sistema pinhão cremalheira responsável pelo giro do equipamento, permitindo a rotação com carga, mesmo em condições de desnível.
- Através do método dos elementos finitos e levando em consideração os requisitos de cálculo e de projeto presentes na norma NBR 14768, assim como as condições de contorno citadas, calcular a resistência dos principais componentes: braço principal (primeira lança), coluna e base, validando sua resistência mecânica.
- Obter um equipamento estável ao tombamento durante trabalho com carga nominal, determinando a inclinação máxima do terreno para que se possa operar o equipamento com segurança.

## **1.2 Justificativa**

Justifica-se este trabalho pois aborda um nicho específico no mercado de equipamentos agrícolas e visa fornecer uma solução sob medida para a necessidade identificada.

Os menores Muncks disponíveis capazes de realizar a atividade proposta, como o GRM 4000 da empresa Rodomunk, segundo seu gráfico de carga, alcançam 6 metros e aos 4 metros tem capacidade de carga de 1330 kg, que é mais que o necessário para a atividade e conseqüentemente se traduz em maior custo para o produtor na hora da compra. Devido ao custo elevado grande parte dos pequenos e médios produtores da região não possuem guindauto, mesmo possuindo caminhão compatível com a instalação de guindautos acabam realizando o serviço de forma manual, utilizando geralmente sacas de 60kg, desperdiçando um tempo precioso na hora do plantio e gerando grande desgaste físico.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

As revisões a seguir serão base teórica para atingir os objetivos citados anteriormente.

### 2.1 Norma ABNT NBR 14768, 2021

Esta é a norma que fornece os requisitos exigidos para guindastes no âmbito de projeto, cálculo, inspeções e ensaios, porém nesta revisão abordaremos apenas a parte que trata de requisitos de cálculo e projeto, pretensão deste projeto (ABNT NBR 14768, 2021).

#### 2.1.1 Cálculo estrutural

Devem ser obtidos os dados listados a seguir para realizar de forma segura o cálculo estrutural do guindaste (ABNT NBR 14768, 2021):

- Tipo e método de operação
- Número de ciclos com carregamento máximo
- Detalhes do sistema de carregamento, como desenhos e dimensões
- Condições de carga e terreno de trabalho
- Classificação da unidade de içamento
- Dimensões dos componentes sujeitos a carga
- Análise separada dos componentes
- Fatores dinâmicos

##### 2.1.1.1 Efeitos do içamento

Estes efeitos são separados pela norma em efeitos que atuam na estrutura propriamente dita e os que atuam na carga elevada. O fator que representa o efeito na estrutura é denominado  $\phi_1$  e é o menor valor entre  $\phi_2$  e 1,1. O  $\phi_2$  é o fator que deve ser multiplicada pela carga para considerar o efeito do içamento na carga e é definido com base em  $\phi_{2min}$ ,  $\beta_2$  e  $Vh$ , que podem ser encontrados nas Tabelas 1 e 2 (ABNT NBR 14768, 2021).

Tabela 1 - Valores de  $\phi_{2min}$  e  $\beta_2$ 

Classe de içamento	$\beta_2$	$\phi_{2min}$
HC1	0,17	1,05
HC2	0,34	1,10

Fonte: NBR 14768 (2021)

Para determinar a velocidade vertical do gancho  $Vh$  (m/s), usa-se a Tabela 2. Onde HC1 e HC2 são classes de elevação. As nomenclaturas que representam o método de movimentação podem ser definidas como: HD1, operação a velocidade constante, HD4, representa o início do içamento que tem velocidade crescente e HD5, representa controle de velocidade automático, permitindo o desprezo das forças dinâmicas (ABNT NBR 14768, 2021).

Tabela 2 - Valores de velocidade vertical.

Combinações de cargas	Tipo de movimentação do guindaste e método de operação		
	HD1	HD4	HD5
A1,B1	$Vh \text{ máx}$	$0,5 \times Vh \text{ máx}$	$Vh = 0$
C1	-	$Vh \text{ máx}$	$0,5 \times Vh \text{ máx}$

Fonte: NBR 14768 (2021)

A norma aborda também o efeito da liberação repentina de carga regularmente, e o fator que considera esse efeito é o  $\phi_3$ .

O último fator abordado se refere ao fator dinâmico  $\phi_{5h}$  que aborda efeitos oriundos da aceleração do sistema de giro do guindaste,  $\phi_{5h}$  é igual a 1,05 para trabalho com gancho, e 1.3 para trabalho com *clamshell* (do inglês, garra), (ABNT NBR 14768, 2021).

### 2.1.1.2 Cargas e forças

São as cargas que precisam ser levadas em consideração no projeto.

#### 2.1.1.2.1 *Cargas regulares*

São divididas em 5 tipos como mostrado na Tabela 3:

**Tabela 3 – Tipos de cargas regulares**

Cargas permanentes	Cargas que agem permanentemente no guindaste em uso, fixas e móveis
Carga bruta	Carga a ser movimentada mais acessórios não fixos
Forças devidas a aceleração ou desaceleração do sistema de giro	Cargas horizontais da estrutura e carga a ser movimentada
Forças centrífugas	Calculadas a partir da carga morta, contrapeso se existir e da carga bruta
Forças sobre o estabilizador	A força horizontal atuando no pé do estabilizador, na forma mais desfavorável, com magnitude de no mínimo 5% da força vertical.

**Fonte: NBR 14768 (2021)**

#### 2.1.1.2.2 Cargas ocasionais

Separadas em 3 grupos, o primeiro é o que se refere a carga dos ventos, nesse caso a norma sugere que seja utilizada a norma EN 13001-2 para obtenção destas cargas, o segundo se refere a cargas em escadas de acesso, que não existem no projeto em foco, e o terceiro trata de cargas excepcionais, por exemplo uma ruptura de linha hidráulica, (ABNT NBR 14768, 2021).

#### 2.1.1.3 Combinação de cargas

A norma exige que as cargas sejam combinadas para representar o estado real da estrutura, essas combinações são mostradas na Tabela 4. Para compreendê-la, as seguintes variáveis precisam ser apresentadas: A1 e B1 representam condições normais de serviço, A1 considera as ações do vento e B1 não; A2 e B2 são similares a A1 e B1, com a diferença que consideram equipamento utilizando garra, imã ou acessório similar, que possa liberar a carga de forma repentina; C1 representa os picos dinâmicos devido a soma das velocidades verticais possíveis das articulações baseando-se na vazão de óleo disponível; e C3 sugere condições de ensaio do guindaste, (ABNT NBR 14768, 2021).

As combinações de carga apresentadas no Tabela 4 representam segurança contra escoamento e instabilidade elástica da estrutura. A norma indica que para considerar a fadiga as combinações de carga A1 e A2 (condições que levam em conta a ação do vento) devem considerar  $\gamma_p$  da Tabela 4 igual a 1,00 para todos os fatores parciais de segurança, (ABNT NBR 14768, 2021).



**Tabela 4 – Combinações de carga a serem abrangidas**

Categorias de cargas	Cargas	Combinação de cargas A			Combinação de cargas B			Combinação de cargas C			Linha	
		$\gamma_p$	A1	A2	$\gamma_p$	B1	B2	$\gamma_p$	C1	C3		
Regular	Gravidade, Aceleração das unidades de elevação	Massas do guindaste deslocadas	1,22	$\phi 1$	$\phi 1$	1,16	$\phi 1$	$\phi 1$	1,1	$\phi 1$	1	1
		Massa da carga bruta	1,34	$\phi 2$	$\phi 3$	1,22	$\phi 2$	$\phi 3$	1,1	-	-	2
	Aceleração das unidades de giro	Massas do guindaste deslocadas	1,22	$\phi 5h$	$\phi 5h$	1,16	$\phi 5h$	$\phi 5h$	-	-	-	3
		Massa da carga bruta	1,34	$\phi 5h$	$\phi 5h$	1,22	$\phi 5h$	$\phi 5h$	-	-	-	4
		Cargas centrífugas	Massas do guindaste deslocadas	1,22	1	1	1,16	1	1	-	-	-
Ocasional		Massa da carga bruta	1,34	1	1	1,22	1	1	-	-	-	6
	Efeitos climáticos	Vento em serviço	-	-	-	1,22	1	1	-	-	-	7
Excepcional		Forças devido efeito excepcional	-	-	-	-	-	-	1,1	-	-	8

Fonte: NBR 14768 (2021)

#### 2.1.1.4 Cargas de ensaio

Para verificar a integridade do equipamento são exigidos pela ABNT NBR 14768 os seguintes ensaios:

##### 2.1.1.4.1 *Ensaio estático do protótipo*

Com carga 25% maior que a carga nominal, o equipamento deve realizar movimentos que caracterizem as piores condições e relação aos níveis de tensão impostos ao equipamento, concluindo o ensaio sem qualquer tipo de avaria.

#### 2.1.1.4.2 Ensaio dinâmico

Com carga 10% superior a carga nominal, o equipamento deve ser capaz de realizar a movimentação normal de operação proposta para o equipamento, que será considerado aprovado caso desempenhe a função esperada sem superaquecimento de óleo e sem danos estruturais.

#### 2.1.1.4.3 Ensaio de estabilidade ao tombamento

A carga utilizada para o ensaio de estabilidade é dada pela Equação 1:

$$TL = 1,2 \times P + (0,2) \times G_{et} \quad (1)$$

Onde:

$TL$  Carga de Ensaio (kg)

$G_{et}$  Massa do Sistema de Lanças (carga permanente) (kg)

A pressão máxima no solo não pode ultrapassar 4MPa, sendo assim calcula-se a área mínima do pé do cilindro de estabilização através da Equação (2) que é uma adaptação da equação disponível na referida norma.

$$A = \frac{M_{dyn}}{P * l} \quad (2)$$

Onde:

$M_{dyn}$  Momento no centro do sistema de giro (N\*mm)

$P$  Pressão no solo (MPa).

$L$  Distância entre giro e cilindro de estabilização (mm)

$A$  Área de contato solo - pé do cilindro (mm<sup>2</sup>)

#### 2.1.2 Anexo B, NBR 14768, 2021

A análise de tensões pode ser feita seguindo a norma internacional EN 13001-3-1 ou seguindo o Anexo B da norma NBR 14768, (ABNT NBR 14768, 2021).

##### 2.1.2.1 Tensões admissíveis

Baseando-se na EN 10025 a NBR 14768, 2021 afirma que as tensões admissíveis para aços estruturais não ligados podem ser obtidas pela Equação 3:

$$\sigma_a = f_y/S \quad (3)$$

Onde:

- $f_y$  Tensão de Escoamento (N/mm<sup>2</sup>).  
 $S$  Fator de Segurança com relação ao escoamento.

O Tabela 5 mostra os valores já obtidos, bem como fator de segurança para cada combinação de carga, (ABNT NBR 14768, 2021).

**Tabela 5 – Combinações de carga a serem abrangidas**

Combinação de carga	A			B			C		
S	1,5			1,33			1,25		
Grau do aço	235	275	355	235	275	355	235	275	355
	Material básico e solda de topo								
$\sigma_a = \sigma_0$	157	183	237	176	206	266	188	220	284
$\tau_a = \sigma_0/\sqrt{3}$	90	106	137	102	119	154	109	127	164

Fonte: NBR 14768 (2021), adaptado pelo autor.

### 2.1.2.2 Esforços combinados

A Equação 4 é indicada para partes da estrutura que sustentam carga e soldas de topo (NBR ABNT 14768,2021).

$$\sigma = \sqrt{(\sigma_x)^2 + (\sigma_y)^2 - \sigma_x * \sigma_y + 3 * \tau^2} \quad (4)$$

Onde:

- $\sigma$  Tensão de von Mises.  
 $\sigma_x$  Tensão normal na direção de x.  
 $\sigma_y$  Tensão normal na direção de y.  
 $\tau$  Tensão de cisalhamento.

## 2.2 Método dos elementos finitos

Em 1956 o Método dos Elementos Finitos foi programado pela primeira vez, por Turner, afirma Norton (2013). Segundo Avelino (2013, p.3) “[...] a maioria das estruturas de importância prática é muito complexa para ser analisada pelas técnicas clássicas.”, estas técnicas clássicas são analíticas e permitem que se calcule deformações e tensões em todos os pontos, mas se limita ao estudo de apenas algumas estruturas, por isso foi de extrema importância a concepção de um método que pudesse calcular estes mesmos parâmetros em qualquer tipo de

estrutura, mesmo que de forma aproximada, esse é o Método dos Elementos Finitos (MEF). Azevedo (2003) explica que o MEF consiste em subdividir uma estrutura contínua em um número finito de elementos, que são interligados por pontos chamados de nós, e os deslocamentos destes nós são a incógnita do problema. O MEF utiliza o fato de que se uma estrutura estiver em equilíbrio e for discretizada em vários elementos, estes também estarão em equilíbrio, e conhecendo o comportamento de cada elemento se conhece o comportamento da estrutura como um todo. Para resolver as equações geradas para cada elemento e determinar seus esforços internos, os parâmetros de entrada são os deslocamentos dos nós do elemento na condição deformada da estrutura, este se chama método dos deslocamentos, com os quais é possível calcular as tensões e deformações (AZEVEDO,2003; NORTON, 2013).

Segundo Azevedo (2003) a primeira decisão ao iniciar uma análise é definir as simplificações que devem ou não ser aplicadas, definindo se as forças precisam ser consideradas como dinâmicas, ou é razoável considerá-las estáticas, e se é coerente realizar o estudo com base na geometria indeformada, a chamada análise linear, ou se devem ser consideradas as deformações durante a aplicação da carga, denominada análise não linear e por fim devem ser definido qual o tipo de estrutura, podendo ser definida como reticuladas, laminares ou sólidas, o que irá definir o que é chamado de tipo de elemento.

Shigley et al. (2011), afirma que neste tipo de análise os erros são inevitáveis, e os separa em computacionais e de discretização. Os menos importantes atualmente, devido ao bom desempenho dos softwares são os computacionais, que são erros devido a arredondamentos em pontos específicos, entretanto os erro de discretização se dá devido ao fato de que os deslocamentos são calculados em um número finito de pontos, produzindo em alguns pontos discordância na distribuição de deslocamentos formulada com a da geometria real. Para diminuir o poder computacional que seria necessário se o modelo todo fosse discretizado com elementos pequenos e ao mesmo tempo não agregar um grande erro de discretização, Norton (2013) propõe o uso de elementos maiores nos lugares das peças onde o gradiente de tensão não varia de forma brusca, e refinar a malha de elementos onde esse gradiente tem grande variação, ou seja, próximo a concentradores de tensão ou cargas aplicadas.

Quanto ao tipo de elementos, Norton (2013) apresenta os elementos de linha, superfície e volume, os quais podem ter seus deslocamentos nodais interpolados por uma função com “ordens” diferentes. Estes elementos podem ser explicados da seguinte forma e são mostrados na Figura 2:

- Elementos de linha: Shigley et. al. (2011) afirma que são adequados para estruturas com seção transversal constante, possuem 2 nós e podem ter 1, 2, 3 ou 6 graus de liberdade (GLB), o que altera o tipo de força que este elemento pode transmitir. Podendo representar uma barra, que suporta apenas tração ou compressão uniaxial (1 GLB), uma viga suportando flexão (3 GLB), ou uma armação que suporta força axial, torção e flexão (6 GLB).
- Elementos de superfície: Norton (2013) descreve como adequados para estruturas que tenham uma dimensão muito menor que as outras duas, por exemplo espessura muito menor que comprimento e largura, onde o gradiente de tensão na menor espessura é pequeno o suficiente para ser desprezado, podem ser triangulares, com 3 nós ou quadriláteros com 4 nós. Alves Avelino (2013) explica que elementos quadriláteros lineares possuem uma função deslocamento de interpolação 1 grau maior que os elementos triangulares, e visto que a deformação é calculada pela segunda derivada desta função, permite que elementos quadriláteros apresentem variação de tensão linear no interior de elemento, o que não ocorre nos triangulares que tem sua deformação dada por uma constante dentro do elemento, por isso é preferível o uso dos quadriláteros (a comparação para os elementos tetraédrico e hexaédrico é válida).
- Elementos sólidos: Shigley et. al. (2011) trata como adequados para o que chama de chapas grossas, estruturas onde os gradientes de tensão não são desprezíveis nas 3 direções.

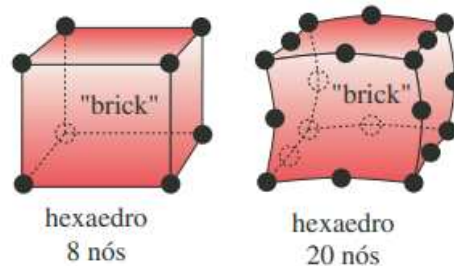
**Figura 2 – Elementos de linha, superfície e sólido.**



Fonte: Adaptado pelo autor, de Shigley et. al., 2011.

Quanto a ordem dos elementos, Norton (2013) mostra que se refere a adição de um nó no meio de cada aresta do elemento como mostra a Figura 3, o que aumenta o grau da função de interpolação dos deslocamentos dos nós do elemento, conseqüentemente aumentando o grau da segunda derivada desta função o que representa a sua função de deformação, apresentando variação de tensão no elemento através de uma parábola e conseqüentemente resultados mais apurados. Em contrapartida isso eleva o poder computacional exigido, por isso o recurso deve ser usado de forma consciente.

**Figura 3 – Elementos quadráticos e lineares**



Fonte: Adaptado pelo autor, de Norton, 2013.

Norton (2013) ainda trata da razão de aspecto do elemento, que se resume como a proximidade da geometria do elemento com sua forma ideal, quanto maior for essa diferença, maiores serão os prejuízos para a precisão da análise. O autor também chama atenção para a análise de convergência da malha, que se trata de um refino do tamanho dos elementos nas regiões com elevado gradiente de tensão até que esse refino não implique em mudança considerável nos níveis de tensão obtidos.

Avelino (2013), em seu livro aborda a relação entre o número de graus de liberdade de cada elemento e uma função polinomial que é capaz de descrever o deslocamento dentro do elemento, e com a teoria que rege cada tipo de elemento ele apresenta quais as suas limitações.

Utilizando com base um exemplo, Avelino (2013) toma um elemento plano triangular com 2 graus de liberdade em cada nó que totaliza 6 graus de liberdade (GL); Avelino afirma que como este elemento é de duas dimensões exige que as funções polinomiais descrevam o movimento nas duas direções de forma que uma função abrange 3 graus de liberdade para cada direção,  $x$  e  $y$ , como mostrado na Figura 4. O Autor explica que a teoria que rege este elemento é a teoria de placa e casca, esta prova que a deformação é a segunda derivada parcial em cada direção para sua respectiva função de interpolação, que neste elemento resulta em uma constante para cada direção, como mostram as Equações 5 a 8 representando que não há variação de tensão dentro do elemento, o que dependendo da geometria exige maior discretização, a escolha de outro tipo de elemento, o quadrilátero ou como mostrado na Figura 3 a adição de um nó em cada aresta do elemento, o transformando em um elemento parabólico que tem uma função de interpolação de maior grau.

$$u(x, y) = C1 + C2.X + C3.Y \quad (5)$$

$$v(x, y) = C4 + C5.X + C6.Y \quad (6)$$

$$\varepsilon(x) = \frac{\partial u}{\partial x} = C2 \quad (7)$$

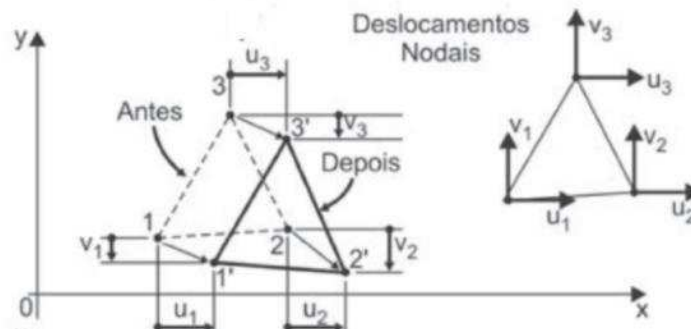
$$\varepsilon(y) = \frac{\partial v}{\partial y} = C6 \quad (8)$$

Onde:

$u(x, v)$  e  $v(x, v)$  Equações de interpolação na direção de  $u$  e  $v$ .

$\varepsilon(x)$  e  $\varepsilon(y)$  Deformações na direção de  $u$  e  $v$ .

**Figura 4 - Graus de liberdade**



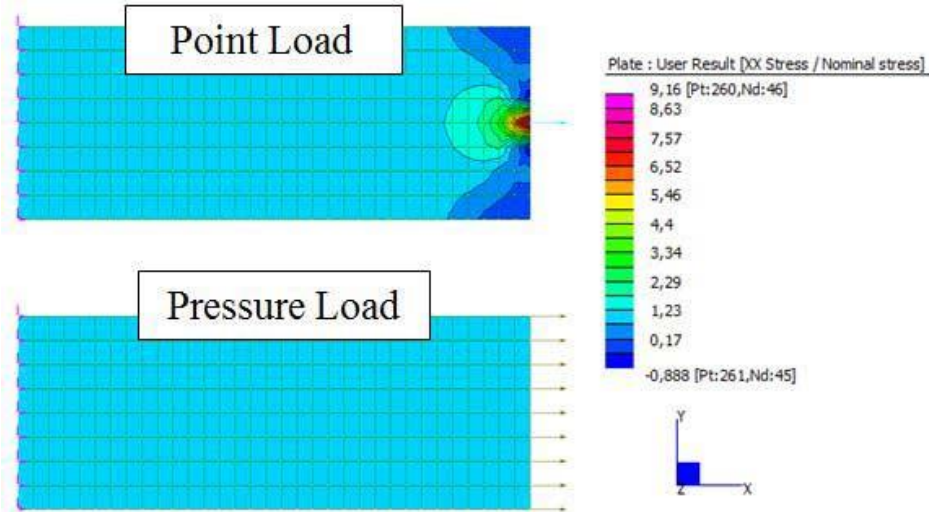
Fonte: Filho, Avelino (2013).

### 2.2.1 Singularidades

Acín (2015) afirma que a singularidade de tensão pode ser definida como o caso em que a tensão em um ponto específico tende ao infinito quando se aumenta o refino da malha mas não se altera significativamente o deslocamento nesse ponto, que acontece em cantos agudos, forças aplicadas pontualmente ou restrições também aplicadas pontualmente. Uma singularidade não prejudica a análise se o ponto de interesse estiver suficientemente longe do ponto de singularidade, afinal o deslocamento apresentado no ponto de singularidade é real, a tensão vai para o infinito porque a área onde a força está sendo aplicada, ou do canto agudo, tende a zero. A ideia apresentada é validada pelo princípio de St. Venant, e exemplificada pela Figura 5, mostrando que longe o suficiente da singularidade as duas análises são idênticas.



**Figura 5 – Comparação entre casos com e sem ponto de singularidade.**



Fonte: Acín, 2015.

### 2.2.2 Critérios para controle de distorção da malha

Avelino (2013) explica que o controle de qualidade da malha refere-se principalmente ao controle da distorção dos elementos, que tem grande relação com o resultado pois altera a posição dos pontos em que é calculada a integral numérica que fornece a matriz de rigidez do elemento, a qual tem ligação direta com o resultado do modelo. Dois dos critérios mais utilizados para avaliar a qualidade de uma malha em elementos finitos são o *Jacobian ratio*, e o *element quality* segundo Ansys(2009).

#### 2.2.2.1 Jacobian Ratio

Esse método se baseia na comparação entre o elemento em sua forma ideal, com o elemento deformado, essa comparação fornece um fator que representa o quão deformado o elemento está, com o qual é possível avaliar a qualidade da malha segundo Ansys (2009). Uma característica importante é que devido a formulação não é possível avaliar a qualidade de elementos triangulares e tetraedros lineares, visto que o método depende da aplicação de derivadas parciais da função de forma, que nesses elementos são lineares, ou seja, a derivada parcial seria uma constante para o elemento independente da sua deformação, resultando sempre em um *Jacobian Ratio* igual a 1. De acordo com o desenvolvedor do software Ansys®, um se esse indicador for menor ou igual a zero deve ser evitado, tendo uma faixa de operação de -1 a 1, sendo 1 a condição de não deformação (Ansys, 2009).

Devido ao problema apresentado em elementos lineares esse método é, portanto, útil para avaliação de tetraedros, mas não ajuda a avaliar elementos de casca. O desenvolvedor do software Ansys® sugere que se utilize o método *element quality* para este caso.

#### 2.2.2.2 Element Quality

O desenvolvedor do software Ansys® afirma que para elementos de casca, essa métrica se baseia no volume do elemento e na soma do quadrado do comprimento das arestas deste mesmo elemento. Um elemento com *element quality* igual a 1 representa um elemento perfeito, e quanto maior for este valor, mais deformado está e menor a precisão do resultado (Ansys, 2009).

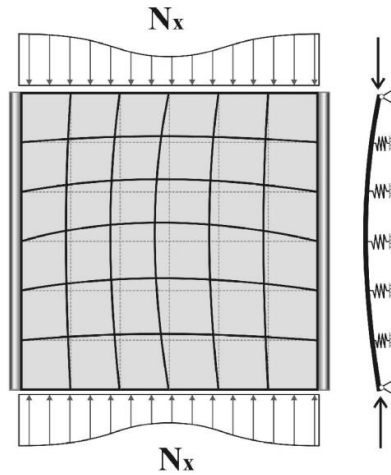
### **2.3 Flambagem**

#### 2.3.1 Flambagem local

Silva e Silva (2008) abordam a flambagem local, afirmando que perfis de chapas dobradas com elevada razão entre espessura e largura podem se deformar localmente com o mesmo comportamento da flambagem de viga. A flambagem local não necessariamente implica na falha catastrófica da estrutura, mas sim na redução da rigidez global. A Figura 6 representa o comportamento de uma placa esbelta sujeita a compressão normal das extremidades após a ocorrência da flambagem.

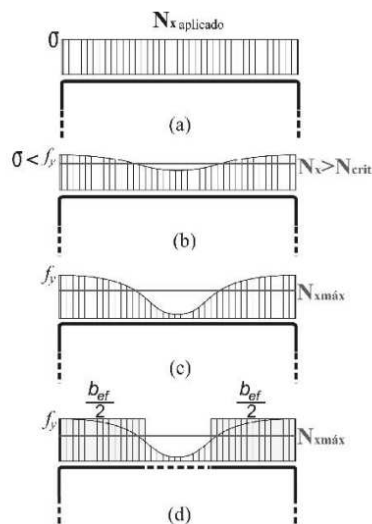
O conceito utilizado para obter a carga crítica de uma estrutura sujeita a flambagem local é substituir a distribuição de tensões no perfil, que não é uniforme quando a carga solicitante está próxima a carga crítica, por carga uniforme com módulo igual a carga que aparece nas bordas, distribuída ao longo de uma seção que se denomina largura efetiva ( $b_{ef}$ ), como mostra a Figura 7 a), b) e c). A largura efetiva é fictícia e representa apenas a porção da largura que resiste efetivamente a compressão, a qual está mais próxima as bordas, como mostra a Figura 7 d).

**Figura 6 - Placa após a flambagem local**



Fonte: Souza e Souza (2008).

**Figura 7 - Distribuição de tensões**

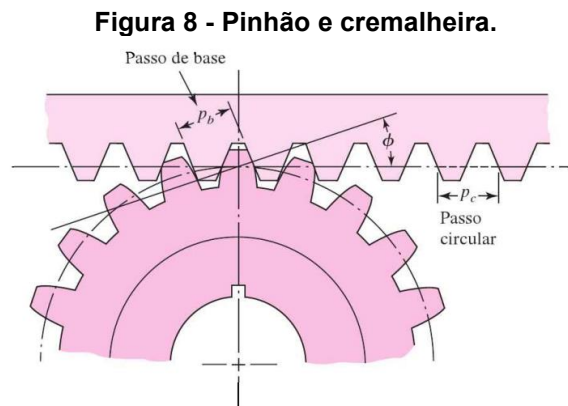


Fonte: Souza e Souza (2008).

Segundo Ansys (2009) o software Ansys Mechanical® é capaz de resolver a análise de um componente em flambagem de forma linear, através de uma solução de autovalores e autovetores, onde os autovalores encontrados descrevem as cargas críticas e os auto vetores descrevem os modos de falha. Este tipo de análise depende de uma análise estática inicial e resulta em fatores que multiplicados pela carga aplicada no modelo representam a carga crítica associada a cada modo de falha.

## 2.4 Cálculo pinhão e cremalheira

Norton (2013) aproveita a metodologia aplicada a um par de engrenagens para obter os conceitos do conjunto cremalheira e pinhão, considerando que uma das engrenagens do par tem um o diâmetro da circunferência de base tendendo ao infinito, mantendo o mesmo ângulo de pressão e módulo. A Figura 8 representa esse conjunto chamado de pinhão e cremalheira.

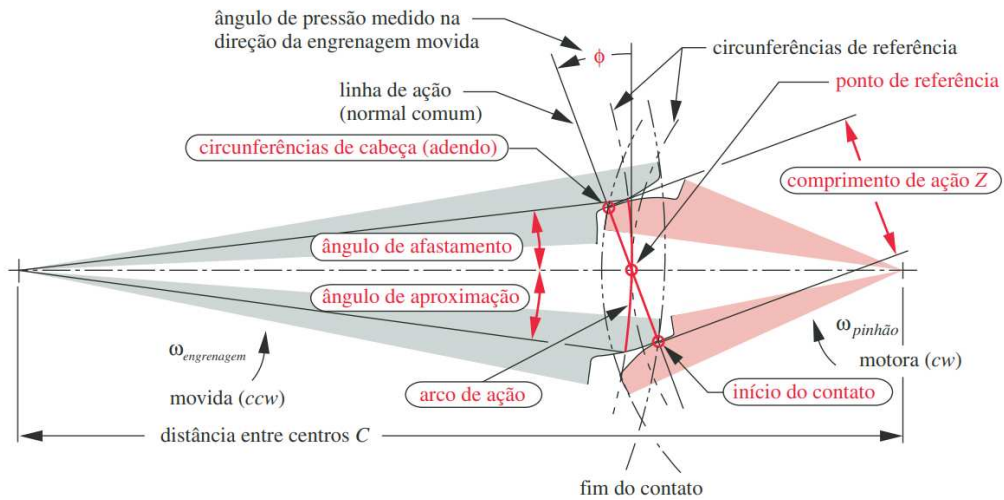


Fonte: Norton, 2013.

### 2.4.1 Características da engrenagem

O ângulo de pressão ( $\phi$ ) é definido por Norton (2013) como o ângulo formado entre duas retas chamadas de linha de ação e vetor de velocidade tangencial em um ponto de referência que coincida com o círculo que representa o diâmetro primitivo da engrenagem, como exemplificado na Figura 9. Há no mercado ferramentas padronizadas para usinar engrenagens com  $\phi$  de  $14^\circ$ ,  $20^\circ$  e  $25^\circ$ .

**Figura 9 - Ponto de referência, ângulo de pressão e comprimento de ação.**

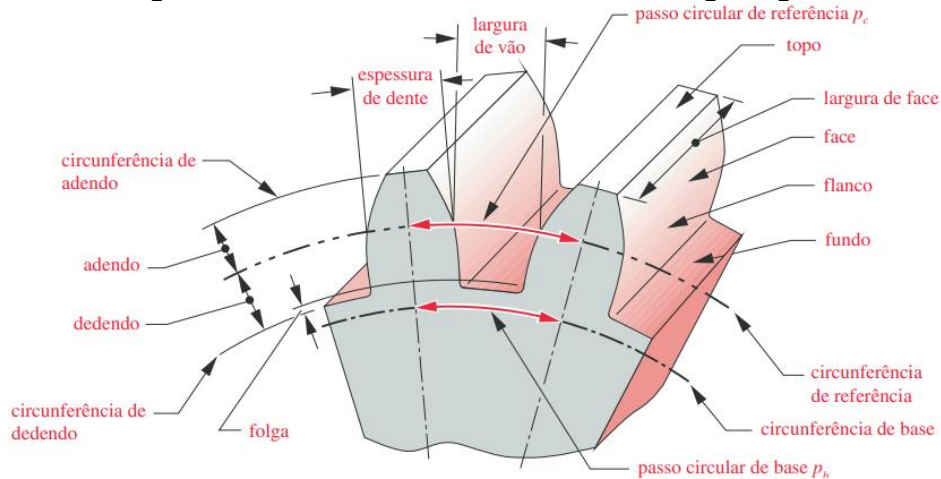


Fonte: Norton, 2013.

Norton (2013) define o comprimento de ação ( $Z$ ) como a distância entre o ponto de contato das engrenagens na entrada e na saída do engrenamento, como pode ser visto na Figura 10.

A Figura 10 apresenta a nomenclatura completa do dente de uma engrenagem, essas características são importantes tanto no dimensionamento da transmissão quando na resistência que será abordada a frente, é importante destacar o adendo, dedendo, passo circular de referência e largura de face.

**Figura 10 - Nomenclatura do dente de uma engrenagem.**



Fonte: Norton, 2013.

#### 2.4.2 Carregamento em engrenagens

Segundo Shigley et. al. (2011) uma engrenagem transmite torque a outra apenas pelo “ponto de referência” mostrado na Figura 10, através da força chamada

de  $W$ , e que pode ser decomposta em duas componentes de força, a radial e a tangencial. Por similaridade de triângulos, considerando que a  $W$  é exercida na ponta do dente e apenas um dos dentes suporta toda a carga, é possível chegar na equação original de Lewis que é originalmente baseada no cálculo da tensão de uma viga em balanço e que foi adaptada para o caso do dente de uma engrenagem. Shigley et. al. comenta que é preferível utilizar o passo diametral fazendo algumas substituições, obtém-se a Equação 8, onde  $Y$  depende do número de dentes da engrenagem,  $P$  é o passo diametral e  $F$  é a largura da face do dente:

$$\sigma = \frac{Wt * P}{F * Y} \quad (8)$$

Onde:

$Wt$	Força axial.
$Y$	Fator que depende do número de dentes.
$P$	Passo diametral.
$F$	Largura da face.

É importante destacar que como a componente radial de força é desconsiderada durante este equacionamento, a Equação 8 se refere apenas a tensão de flexão do dente.

A atualmente a equação de Lewis foi alterada pela AGMA. Seguindo a metodologia AGMA abordada por Shigley et al. (2011) a tensão solicitante de flexão na raiz do dente é dada pela Equação 9 considerando as unidades de medida no sistema internacional:

$$\sigma = \frac{Wt * K_o * K_v * K_s * K_h * K_b}{b * m * Y_j} \quad (9)$$

Onde:

$Wt$	Força tangencial transmitida.
$K_o$	Fator de sobrecarga.
$K_v$	Fator dinâmico.
$K_s$	Fator de tamanho.
$K_h$	Fator de distribuição de carga.
$K_b$	Fator de borda.
$b$	Largura da face.
$Y_j$	Fator geométrico de resistência flexional.

$\sigma$  Tensão de flexão.

Em seguida, de acordo com Shigley et al. (2011) calcula-se a tensão resistente, dada pela Equação (10) considerando as unidades de medida no sistema internacional:

$$\sigma_{adm} = \frac{St * Yn}{Kt * Kr} \quad (10)$$

Onde:

$\sigma_{adm}$  Tensão de flexão admissível corrigida.

$St$  Tensão de flexão admissível não corrigida.

$Kt$  Fator de temperatura.

$Kr$  Fator de confiabilidade.

$Yn$  Fator de ciclagem de tensão (corrige a tensão para um número de ciclos diferente de  $10^7$ ).

#### 2.4.3 Durabilidade superficial

Shigley et. al. (2011) apresenta que falhas superficiais podem acontecer por fadiga superficial, chamado de crateramento, falha de lubrificação, chamada de estriamento, e devido a presença de um material estranho, chamado de abrasão.

Norton (2013) afirma que o primeiro a investigar as tensões superficiais no contato entre dentes de engrenagens foi Buckingham, que simplificou a relação entre os dentes como cilindros com carga radial e com o mesmo raio que se vê no dente da engrenagem no ponto de referência, considerando contato de rolamento puro, que é o tipo de contato visto entre os dentes no ponto de referência.

Shigley et al. (2011) também aborda a resistência superficial ao contato entre os dentes de engrenagens retas, para isso a ANSI/AGMA 2001-D04 propõe a Equação 11 dada abaixo:

$$\sigma_c = Ze * \sqrt{\frac{Wt * Ko * Kv * Ks * Kh * Zrdw1 * b * Z1}{dw1 * b * Z1}} \quad (11)$$

Onde  $Wt, Ko, Kv, Ks$  e  $Kh$  são os mesmos utilizados na equação que trata da flexão e as novas variáveis representam:

$\sigma_c$  Solicitação ao desgaste superficial.

$Z_e$	Coeficiente elástico.
$Z_r$	Fator de condição superficial.
$d_{w1}$	Diâmetro primitivo do pinhão.
$Z_i$	Fator geométrico para resistência de crateramento.

Analogamente ao feito para a resistência a flexão Shigley et al. (2011) define a equação para obter a tensão de resistência ao desgaste utilizando, apresentada como Equação 12.

$$\sigma_{c, adm} = \frac{S_c * Z_n * C_h}{S_h * K_t * K_r} \quad (12)$$

Onde  $K_t, K_r$  são os mesmos utilizados na equação que trata da resistência a flexão e as novas variáveis representam:

$\sigma_{c, adm}$	Tensão admissível ao desgaste (MPa).
$Z_n$	Correção para número de ciclos diferente de $10^7$
$C_h$	Contabiliza possível diferença entre dureza do pinhão e cremalheira
$S_c$	Resistência a fadiga de contato (MPa).

Norton (2013) ainda recomenda que ao se usar um aço para a fabricação de engrenagens se faça um tratamento térmico que seja capaz de fornecer uma dureza superficial suficiente para resistir ao desgaste, limitando o uso de aços 1035 a 1060 ou ligas de aço.

## 2.5 Desenho do pinhão e cremalheira

Provenza (1991) aborda a obtenção dos parâmetros necessários para caracterizar corretamente a geometria necessária de vários componentes de máquinas, como é o caso das engrenagens de dentes retos. Através de imagens de referência e tabelas com as equações o autor define todos os parâmetros geométricos das engrenagens de dentes retos na forma de pinhão e cremalheira, respectivamente.

## 3 MATERIAIS E MÉTODOS



### 3.1 Metodologia de projeto

Norton (2013) relaciona a metodologia de projeto com a criatividade aplicada, e é desenvolvida para organizar e estruturar um problema ainda vago, sendo composta por algumas etapas, a depender do problema. Norton aborda uma versão de metodologia com dez etapas, descritas a seguir em tópicos, mas que devem ser abordadas de forma iterativa sempre que necessário, essas etapas servirão de orientação para o desenvolvimento do projeto.

A primeira etapa é nomeada como “Identificação de necessidade”, consiste em definir de forma ampla, qual o problema que se busca resolver com o projeto, essa etapa está vinculada no caso deste trabalho com a definição do tema de estudo, que é o projeto de um Munck de custo reduzido que seja capaz de realizar o abastecimento de plantadeiras de até 7 linhas com *bags* de 1000 kg.

A segunda etapa é chamada de “Pesquisa de suporte”, e nesta etapa deve se obter conhecimento em relação ao tema do projeto. Boa parte dessa pesquisa já foi desenvolvida no tópico de revisão bibliográfica, mas além disso deverá ser realizado uma pesquisa de *benchmark* com modelos similares já em comercialização buscando entender limitações e boas práticas que podem ser implementadas no projeto, estudando materiais empregados, forma construtiva dos braços, lanças e sistema de giro. O foco principal dessa etapa é dar embasamento para realizar a etapa 3, “Objetivo”.

A terceira etapa, denominada “Objetivo” busca com base na pesquisa já realizada definir o problema a ser resolvido, mas agora de forma certa. Já é possível afirmar com base no que se desenvolveu até agora que o objetivo deste trabalho é projetar a parte mecânica de um guindaste hidráulico, que tenha capacidade de realizar a carga e descarga do próprio caminhão em que é montado e realizar o abastecimento de uma plantadeira de no máximo 7 linhas em solo “macio”, buscando reduzir o número de pistões hidráulicos para minimizar o custo.

Denominada “Especificação de tarefas” a quarta etapa busca detalhar o que será necessário desenvolver para que o projeto atinja os objetivos. No caso deste trabalho as tarefas a serem realizadas são a capacidade de elevar uma carga de 500 kg, a uma distância de 4 metros, ter capacidade de giro de no mínimo 180° e que conseguir operar em condições de solo “macio”, além disso deve se verificar se

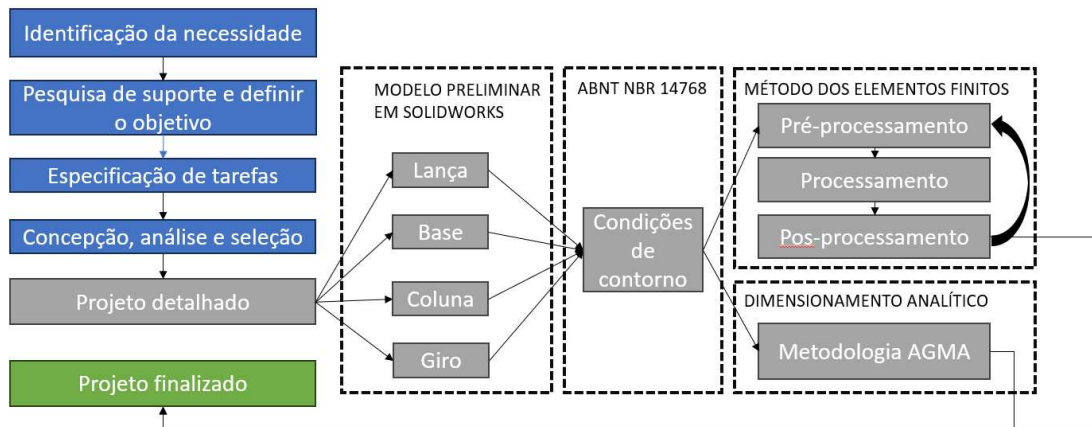
é possível unir o 1° e 2° braço, eliminando o pistão que faria a movimentação entre estes dois componentes.

A quinta etapa é denominada “Concepção e invenção” é onde se buscará opções de mecanismo para o projeto, tendo em vista novamente que fugirá do convencional na tentativa de reduzir o número de pistões em nove da redução de custo. Seguida da etapa de “Análise”, que como o nome sugere se avaliará quais opções são viáveis levando em conta principalmente custo, praticidade de uso e fabricação. A próxima etapa é a “Seleção” dentre as opções aprovadas na análise de qual tem o maior potencial, e que seguirá para as próximas etapas.

A etapa de “Projeto detalhado” é onde de fato será desenvolvida a geometria detalhadamente no *software Solidworks®*, utilizando inicialmente *inputs* de materiais e espessura de chapas e pinos obtidos através do *benchmark* realizado anteriormente, com esse modelo é possível realizar a análise de movimento do mecanismo e implementar o método dos elementos finitos com o *software Ansys®*, utilizando as considerações de carga e fator de segurança obtidos na norma ABNT NBR 14768 buscando validar a resistência mecânica do projeto, além disso é necessário calcular analiticamente o sistema de pinhão e cremalheira que será utilizado no sistema de giro do equipamento seguindo principalmente a metodologia proposta por Norton, 2013. Esta etapa é iterativa, realizando alterações no modelo com base nos resultados da análise do mecanismo e nos resultados obtidos com o método dos elementos finitos.

Norton, 2013 ainda cita as etapas de desenvolvimento de protótipo, teste e produção, porém estas fogem do escopo proposto neste trabalho. A Figura 11 apresenta o fluxograma da metodologia de projeto.

Figura 11 - Fluxograma da metodologia de projeto.



Fonte: O autor, 2023.

### 3.2 Implementação do MEF

Para realizar a análise desejada, o primeiro passo é dispor de um modelo CAD da estrutura, o mais próximo possível do modelo final para poupar retrabalho, por isso a importância de realizar uma pesquisa de *benchmark* para definir preliminarmente seções transversais usuais e materiais adequados a aplicação. A partir daí é possível iniciar o que se chama de “Pré-Processamento”, começando por definir o tipo do elemento para cada análise com base nas características do modelo CAD, avaliando a necessidade de se ter uma visão global de tensões que geralmente é útil nas primeiras análises do modelo, ou se há o interesse em uma visão mais detalhada, como por exemplo concentrações de tensões que acontecem no modelo.

No caso do modelo de um Munck, construído majoritariamente por chapas, já se pode afirmar que boa parte da estrutura pode ser analisada com elementos do tipo casca (*plate*), devido a geometria da estrutura e por existir interesse em uma visão detalhada das tensões. Pode-se afirmar também que esse elemento pode ser quadrado nos casos em que é possível obter uma malha deste tipo de boa qualidade, ou triangular caso se tenha dificuldade em gerar uma malha com bom fator de distorção, o que ocorre geralmente em geometrias complexas, e mesmo que haja significativo prejuízo devido ao fato de o elemento triangular não apresentar variação de tensões em seu interior, o que se deve ao número de nós do

elemento, e conseqüentemente ao grau da função que vai interpolar estes nós, prejuízo que pode ser praticamente anulado utilizando o artifício de adicionar um nó no meio de cada aresta, o chamado elemento quadrático, ou até mesmo o aumentando a discretização do modelo, mas vale ressaltar que isso requer maior poder computacional. Para utilizar elementos de casca no geral, precisa-se extrair de algum modo a superfície média, esta representará o modelo.

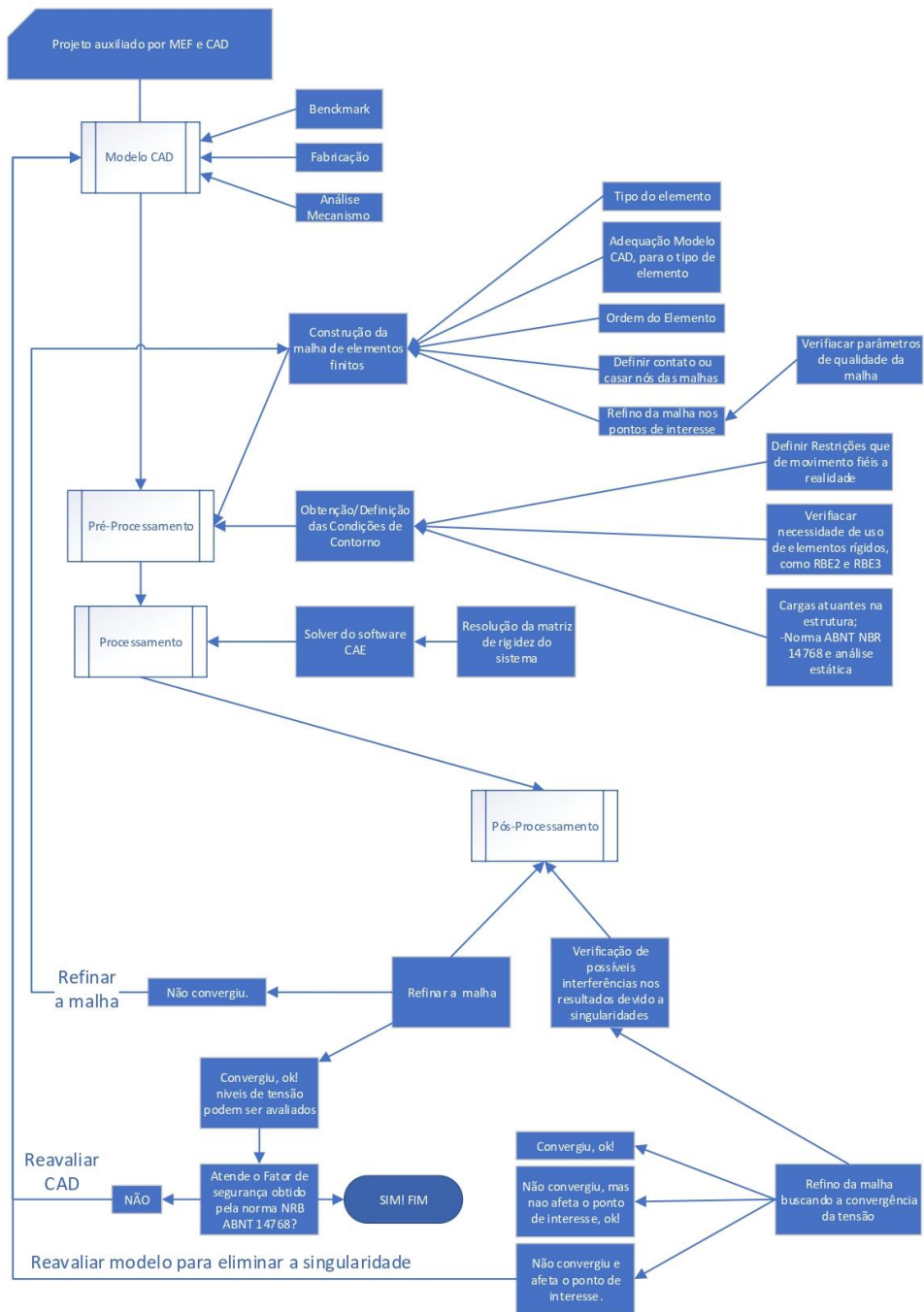
Outro aspecto importante que se deve definir, caso a análise utilize mais de um componente é a forma com que estes serão conectados, o que se pode fazer de forma “artesanal” casando os nós das malhas que estão em contato entre os elementos ou utilizando algum artifício de ligação disponibilizado pelo software, como por exemplo o contato “*bounded*”, que acabam adicionando certa rigidez ao modelo, resta avaliar se condiz com a realidade da ligação que acontece fisicamente.

Quando se fala em fase de “Processamento” se refere a parte onde o software calculará com base na formação de cada nó, a tensão que atua na estrutura.

Por fim, a fase de “Pós-Processamento” será necessário avaliar se os valores apresentados pelo software são fiéis a realidade. Uma das questões a se verificar está ligada a posição das singularidades de tensão, visto que são comuns, mas a simples existência delas não afeta o modelo, porém é necessário avaliar se os efeitos dela estão em uma região suficientemente longe da região de interesse, podendo então considerá-las inofensivas a análise, baseado na teoria de St. Venant. Outra verificação importante que se deve fazer é se a malha está refinada o suficiente, para isso será necessário repetir a análise com maior refino de elementos na região de interesse até que de uma análise para outra a variação da tensão seja insignificativa, o fenômeno da convergência de tensão.

A Figura 12 é um fluxograma que mostra como o processo descrito acima na prática é iterativo.

Figura 12 – Fluxograma de implementação do MEF.



Fonte: O autor.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

### 4.1 Determinação dos carregamentos segundo norma ABNT NBR 14768

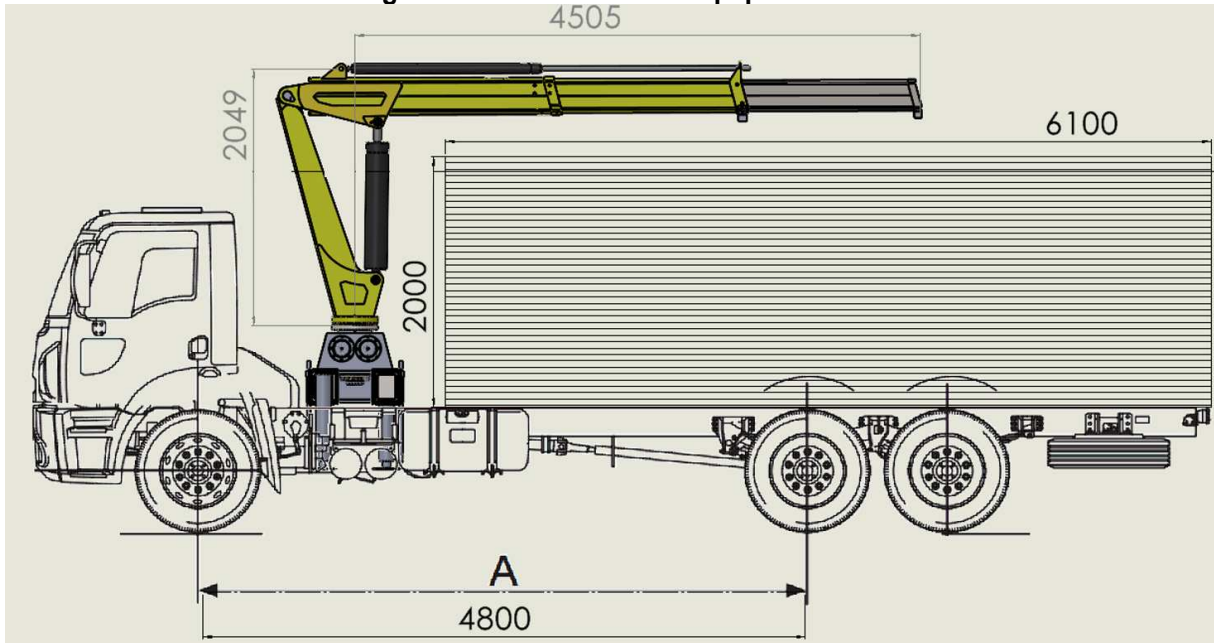
Para definir as condições de carregamento do problema volta-se a necessidade já discutida de desenvolver um equipamento para elevação e movimentação de cargas transportando-as da carroceria do caminhão onde o equipamento é montado até uma distância que possibilite a descarga em uma plantadeira. O equipamento tem como foco produtores rurais do Paraná, região dominada por pequenos e médios produtores, que por consequência possuem plantadeiras de em geral 7 linhas, o que equivale a aproximadamente 3,25 metros. Com estas informações é possível delimitar a capacidade do equipamento:

- Carga suportada: 1 tonelada.
- Alcance: 4,3 m.

A norma ABNT NBR 14768 é a norma que será utilizada como suporte para a realização do cálculo estrutural, esta exige a determinação de alguns fatores que servem para delimitar os efeitos e a intensidade de efeitos que atuam na estrutura, os quais devem ser considerados para o dimensionamento da estrutura. Estes fatores dependem de dados de utilização que são definidos a seguir já com a denominação vista nas tabelas da norma citada:

- Tipo de guindaste e método de operação: Guindaste montado sobre chassi de veículo (HC1), que realiza a movimentação da carga sob condições normais de serviço sem considerar efeitos de vento durante operação (A1) e que não está sujeito a liberação repentina da carga, visto que utiliza gancho com trava.
- Dimensões principais e esboço do equipamento, incluindo detalhes do sistema de transporte de carga: Baseado na necessidade exposta e limitações de espaço devido a sua posição de montagem ser entre a cabine do caminhão e a carroceria, ao mesmo tempo que o equipamento precisa alcançar as cargas no interior desta modelou-se o esboço mostrado na Figura 13:

Figura 13 - Dimensões do equipamento.



Fonte: Adaptado do Manual do Proprietário Ford Cargo, 2022, p. 274.

- Condições de carga que o equipamento será exposto: O número de ciclos previsto para o equipamento baseado no seu uso durante a safra é 30000 ciclos, considerando a utilização durante 30 anos, 5 meses por ano, 20 dias por mês e 10 vezes ao dia. Devido ao fato de que a carga proposta são Big Bags carregados sempre com 1 ou 0,5 toneladas em insumos, dependendo da disponibilidade de compra, será considerado que a operação será em capacidade nominal (1 tonelada) em 100% dos ciclos.
- Material para os componentes e juntas: A estrutura será composta predominantemente com chapas comerciais de aço ASTM A36.

#### 4.1.1 Fatores de içamento dinâmicos

Para determinar o fator de içamento dinâmico  $\phi 2$  é necessário utilizar a Tabela 1 e Tabela 2. Com a Tabela 1, considerando a classe de içamento HC1, é possível determinar  $\phi 2, \min$  e  $\beta 2$  e com a Tabela 2, considerando a combinação de carga A1 e método de operação HD1 a  $V_h$  é igual  $V_{h, \max}$ , que será adotada como 0,5 m/s. Através da Equação 11 (0) determina-se que  $\phi 2$  é igual a 1,135.

$$\phi 2 = \phi 2, \min + \beta 2 \times v_h \quad (11)$$

Onde:

$$\phi 2, \min = 1,05$$

$\beta_2$	0,17
vh	0,5 (m/s)

A Figura 14, extraída da norma EN 12999, (norma na qual foi baseada a ABNT NBR 14768) exemplifica como o coeficiente  $\phi_2$  deve ser aplicado nas forças.

**Figura 14 - Fatores dinâmicos**

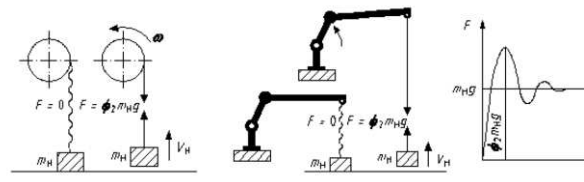


Figure 2 — Dynamic effect when hoisting a load

Fonte: Norma EN 12999 (2011)

Efeitos da variação da aceleração do sistema de giro ( $\Phi_5h$ ): Este fator depende do tipo de equipamento que liga a carga a estrutura, no caso de utilização de um gancho toma-se  $\Phi_5h$  igual 1,1.

#### 4.1.2 Cargas e forças determinar para cada componente

A seguir serão descritas as cargas que serão levadas em consideração durante as análises com base nas exigências da norma ABNT 14768.

##### 4.1.2.1 Cargas Regulares

Cargas regulares são divididas em permanente, bruta, de aceleração do sistema de giro, centrífugas e as que agem sobre o estabilizador (cilindros das patolas).

##### 4.1.2.1.1 *Carga permanente*

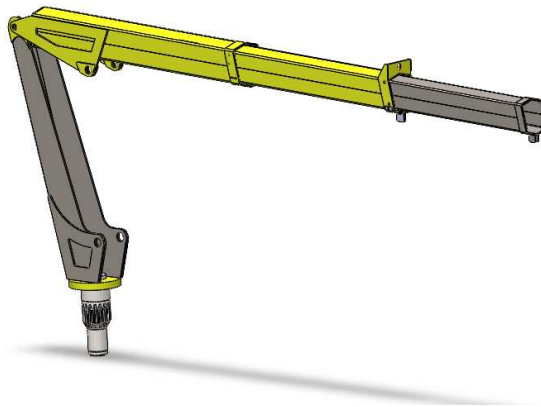
Com base em um modelo preliminar do equipamento, mostrado na Figura 15, foi possível determinar o peso da carga permanente referente a cada componente, estes estão dispostos na Tabela 6. Ao realizar a análise mecânica é necessário avaliar quais destas cargas permanentes são vistas pelo componente em análise.



**Tabela 6 – Cargas permanentes**

Componente	Carga (kg)
1° Lança	70
1° e 2° Lança	165
Todas as Lanças	300
Coluna + Lanças	650

Fonte: O autor (2023)

**Figura 15 - Modelo preliminar das lanças e coluna.**

Fonte: O Autor (2023).

#### 4.1.2.1.2 Carga bruta

A carga bruta é a soma da carga içada, de 1000 kg com o gancho utilizado para elevação, que devido a sua baixa massa não será levado em consideração.

#### 4.1.2.1.3 Carga Horizontal

A carga horizontal (FHi) devido a aceleração do sistema de giro podem ser calculadas com a Equação 12. A norma ABNT 14768, que toma como inclinação mínima de 3°. Levando em consideração que a atividade da agricultura é realizada em terreno não apropriado especialmente para movimentação de carga, será considerada uma inclinação máxima ( $\alpha$ ) de 4°.

$$F_{hi} = m * g * \tan \alpha \quad (12)$$

Onde:

- $\alpha$  Inclinação máxima admitida para o equipamento em serviço (deg)  
 $m$  Carga bruta (kg)

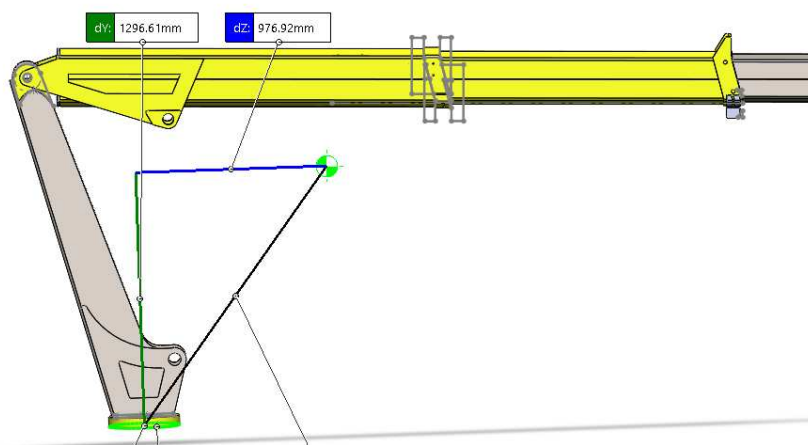
A força centrífuga ( $F_c$ ) é a que atua no sistema de giro do guindaste, e será calculada a partir da soma da carga morta com a carga bruta, as quais atuam em diferentes pontos da estrutura, gerando um momento que deve ser suportado pelo sistema de giro e estrutura do guindaste. Com base na posição do centro de massa da geometria preliminar mostrado na Figura 16, e na posição do centro de massa da carga bruta, a 4,5 m da origem, é possível determinar a força centrífuga da carga morta e da carga bruta através da Equação 13.

$$F_c = \frac{m * 4 * \pi^2 * n^2 * r}{3600} \quad (13)$$

Onde:

- $m$  Massa referente ao estudo (kg)  
 $n$  Velocidade de rotação (RPM)  
 $r$  Raio da trajetória circular (m)

**Figura 16 - Posição do centro de massa**



Fonte: O autor (2023).

#### 4.1.2.2 Cargas Irregulares

São divididas em cargas de vento em serviço, climáticos e em escadas de acesso, entretanto serão desconsideradas visto que o equipamento não terá

indicação para operação sob ação de vento considerável, atuará apenas na região Sul do Brasil onde não há variações de temperatura que possam alterar a segurança do equipamento e não terá escadas de acesso ou componentes do gênero. Portanto serão desconsiderados os fatores de multiplicação dados pelas colunas nomeadas por B1, B2 e C1 presentes na Tabela 4.

#### 4.1.2.3 Cargas Excepcionais

Considera ensaios para validação, interrupção repentina de movimento, liberação repentina de carga e forças devido a picos dinâmicos na elevação da carga. Essas situações serão consideradas no cálculo utilizando fatores que multiplicam a gravidade que atua em cada componente, dados na coluna C3 da Tabela 4.

#### 4.1.2.4 Combinações de carga

Levando em consideração os pontos citados nos tópicos anteriores é possível determinar os fatores de multiplicação para cada tipo de carga, de acordo com a Tabela 4. A Tabela 7 apresenta os resultados para cada tipo de carga.

Tabela 7-Fatores de majoração de carga e de segurança (yp).

Categorias de cargas	Cargas	Combinação de cargas A		Combinação de cargas C		
		yp	A1	yp	C3	
Regular	Gravidade, Aceleração das unidades de elevação	Massas do guindaste deslocadas	1,22	φ1 (1,1)	1,1	1
		Massa da carga bruta	1,34	φ2 (1,135)	1,1	-
	Aceleração das unidades de giro	Massas do guindaste deslocadas	1,22	φ5h (1,1)	-	-
		Massa da carga bruta	1,34	φ5h (1,1)	-	-
	Cargas centrifugas	Massas do guindaste deslocadas	1,22	1	-	-
		Massa da carga bruta	1,34	1	-	-
Ocasional	Efeitos climáticos	Vento em serviço	-	-	-	-
Excepcional	Forças devido efeito excepcional		-	-	1,1	-

Fonte: O Autor (2023).

#### 4.1.2.5 Cargas de Ensaio

De acordo com a norma, o equipamento deve resistir as cargas de ensaio propostas, por isso o projeto será realizado considerando um fator de multiplicação de carga extra de 1,25.

## 4.2 Pré-projeto

Seguindo a metodologia de projeto discutida no item 3.1 e levando em conta as necessidades já discutidas para o projeto realizou-se uma pesquisa de suporte para modelar uma pré-geometria o mais próxima possível do projeto final, que otimize a relação peso e resistência mecânica utilizando geometrias de lanças e coluna já consolidadas no mercado em geral, que considerando o sistema de coordenadas mostrado na Figura 11 prioriza uma seção transversal com maior momento de inércia em torno do eixo x, quando comparado ao mesmo em torno do eixo y, afinal os carregamentos atuantes são majoritariamente apontando no sentido da aceleração da gravidade.

Buscando reduzir custos se adotará uma máquina contando com sistema de giro hidráulico, coluna ligada diretamente as lanças eliminando o primeiro braço. O equipamento utilizará 3 lanças, sendo a última manual e a segunda hidráulica, hastes de suporte dos cilindros hidráulicos das patolas com movimentação manual, contando com sapatas de Nylon entre as lanças, e hastes de suportes dos cilindros das patolas atuando como componente de sacrifício em relação ao desgaste e reduzindo o atrito do movimento.

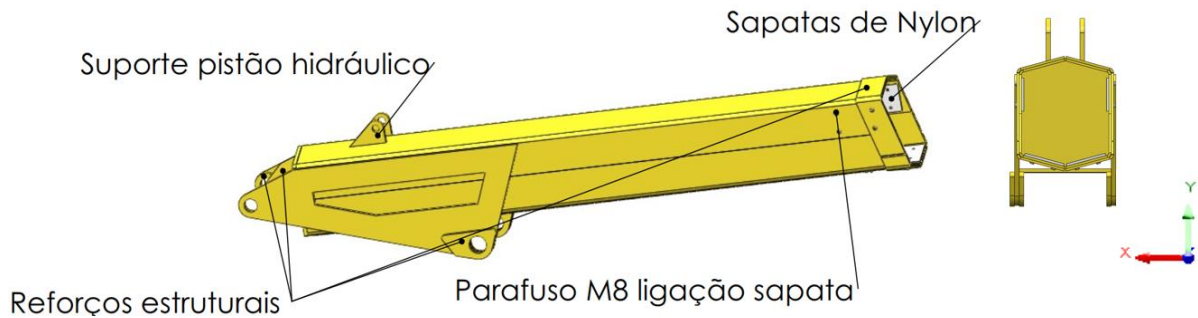
Os componentes hidráulicos presentes no modelo desenvolvido na sequência serão de caráter ilustrativo, utilizados para verificação dos limites de movimentação dos equipamentos, mas não serão dimensionados.

### 4.2.1 Lanças

A estrutura principal das lanças é construída preliminarmente em chapas de 1/2" de aço ASMT A36, que passam pelo processo de corte CNC a laser, dobra e soldagem Mig/Mag. Reforços e suportes são construídos com as mesmas chapas, mas passam apenas pelos processos de corte a plasma e dobra. A Figura 18 mostra a geometria da primeira lança, junto com as sapatas de Nylon que são fixadas com parafuso M8. A montagem com as 3 lanças é apresentada na Figura 19.

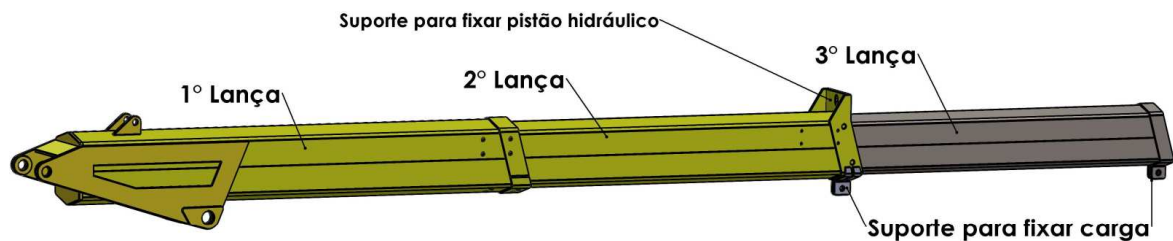
A seção transversal das lanças foi definida como um hexágono, com altura duas vezes maior que a largura. Isso se deve ao fato de que esta geometria, quando montada em formato de lanças, elimina a folga lateral que pode eventualmente aparecer com o tempo de uso da máquina, visto que quando aplicada a carga as lanças vão tender sempre a ficar no centro, mesmo que apareçam forças laterais

**Figura 17 - Pré-geometria 1° lança.**



Fonte: O autor (2023).

**Figura 18 – Pré-geometria das 3 lanças.**

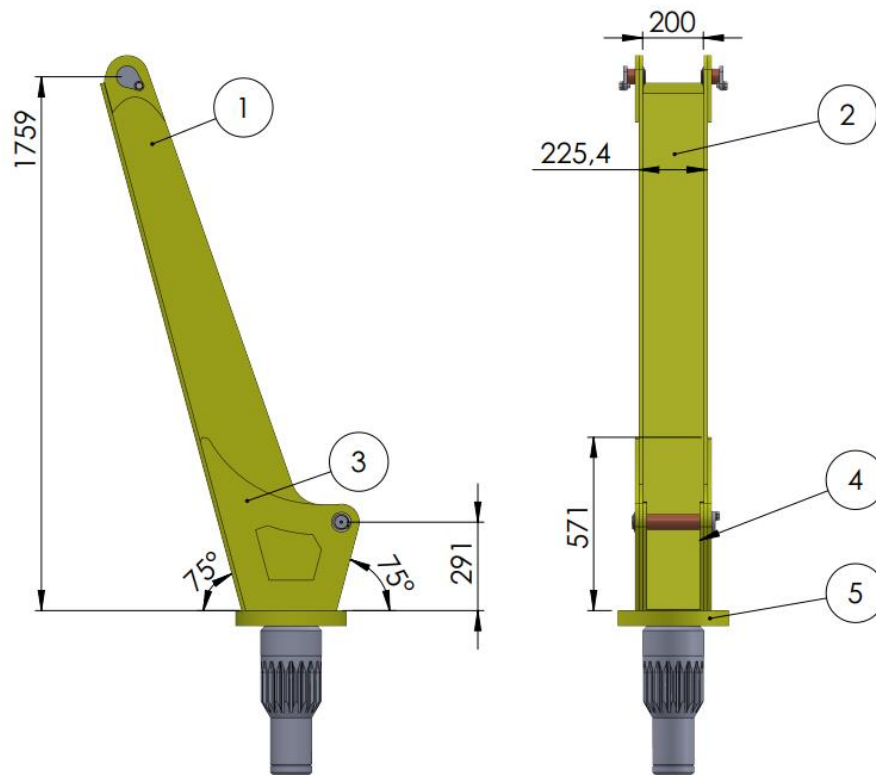


Fonte: O autor (2023).

#### 4.2.2 Coluna

Considerando que o equipamento será instalado em um caminhão com as dimensões semelhantes as apresentadas na Figura 13, a coluna foi projetada com altura suficiente para que as lanças se situem acima da carroceria e com ângulo de inclinação de  $75^\circ$  suficiente para permitir que o pistão de elevação trabalhe a  $90^\circ$  na pior situação de momento de carga, ou seja quando as lanças paralelas com o plano horizontal, tendo a maior distância do centro do sistema de giro. Na Figura 20 apresenta-se a geometria do componente, bem como suas principais dimensões. Foi modelada de forma preliminar de acordo com a Tabela 8.

Figura 19 - Coluna



Fonte: O autor (2023).

Tabela 8 - Componentes Coluna.

Item	Material
Reforço Superior	Chapa 1/2" Aço ASTM A36
Fechamento Frontal	Chapa 1/2" Aço ASTM A36
Reforço Lateral Externo	Chapa 1/2" Aço ASTM A36
Reforço Lateral Interno	Chapa 1/2" Aço ASTM A36
Chapa da Base	Chapa 2" Aço ASTM A36

Fonte: O autor (2023).

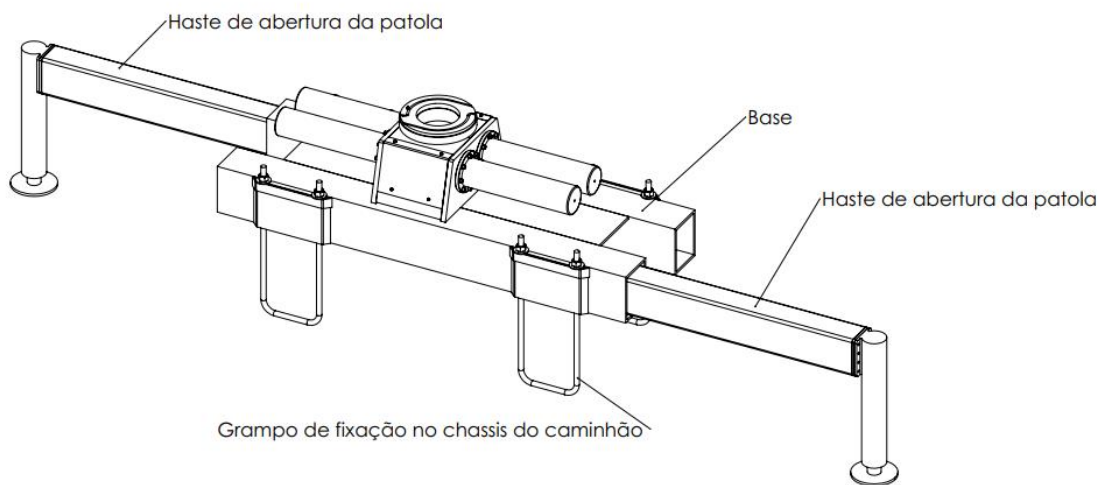
#### 4.2.3 Base e patolas

A base do equipamento foi desenvolvida de forma a sustentar momento gerado no sistema de giro durante o pior caso de carregamento, além de possibilitar a manutenção e lubrificação do sistema de giro. Modelada de forma preliminar em chapas ASTM A36 em espessura de 12,7mm.

Considera-se que o reservatório de óleo utilizado pelos cilindros hidráulicos será externo, na forma de um tanque o qual não será representado neste modelo.

As hastes da patola são construídas na forma de viga caixão, e quando recolhidas ficam totalmente para dentro da estrutura da base. Seguem o mesmo sistema de deslizamento do conjunto de lanças, e possuem cilindro hidráulico apenas para movimentação das sapatas verticalmente, pois a abertura horizontal será feita de forma manual. Para verificar a viabilidade da abertura manual, ao fim do dimensionamento será avaliado o peso a ser movimentado. A Figura 21 mostra os componentes citados.

**Figura 20 - Base do equipamento**



**Fonte: O autor (2023).**

#### 4.2.4 Sistema de giro

O material escolhido para atuar como o componente de sacrifício é o Bronze SAE 65. Este material foi selecionado devido a sua elevada resistência mecânica, resistência ao desgaste, e sua propriedade de auto lubrificação, característica que se deve ao grafite presente em sua composição química. Seu custo é elevado em comparação com outros materiais, mas as propriedades mecânicas permitem maior intervalo de manutenção no sistema de giro. De acordo com o Catálogo de Materiais da Copper Metal (2020), esse material pode ser utilizado para fabricação de buchas, mancais, e guias deslizantes, podendo trabalhar com cargas específicas elevadas, entretanto exige boa lubrificação. Os componentes do sistema são apresentados na Figura 22.

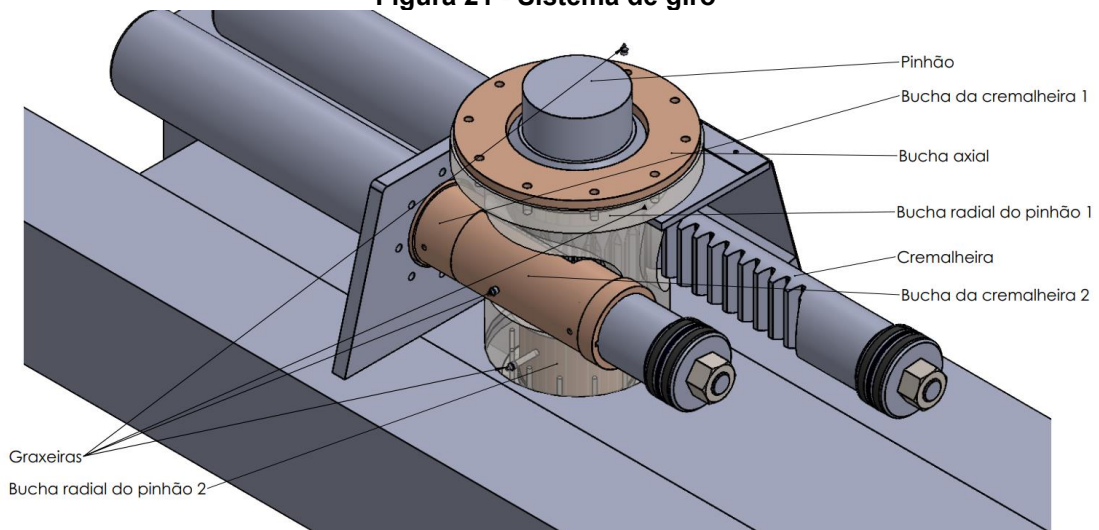
Para realizar a rotação do sistema selecionou-se o uso de um conjunto duplo de pinhão e cremalheira, onde as cremalheiras são ligadas a êmbolos que são



movidos hidráulicamente. O mecanismo transforma o movimento linear da cremalheira em movimento de rotação do pinhão e da coluna do guindauto. Este sistema será dimensionado para a carga e número de ciclos exigidos pelo equipamento.

O material escolhido para a engrenagem e cremalheira é o mesmo, aço SAE 4140 Grau 1, com dureza de 240HB. A escolha de materiais iguais será considerada durante o dimensionamento do conjunto. Na Figura 22 é possível ver o conjunto do êmbolo, mas não é objetivo deste trabalho dimensionar o sistema hidráulico do equipamento, portanto são meramente representativos.

**Figura 21 - Sistema de giro**

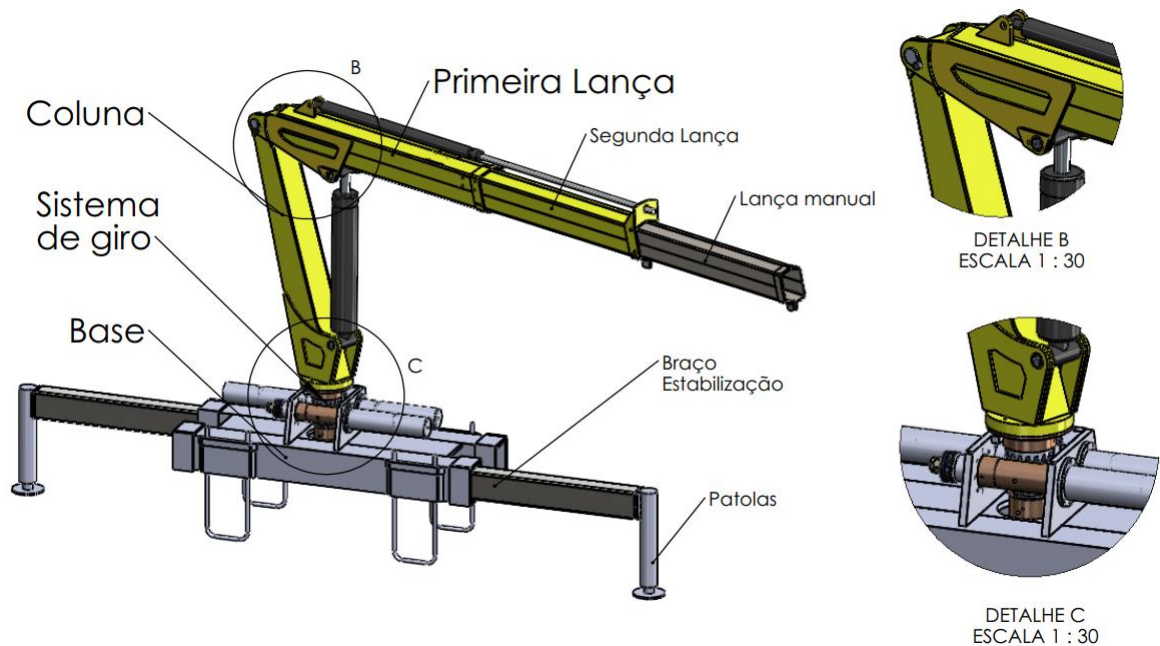


Fonte: O autor (2023).

#### 4.2.5 Montagem geral

Com todos os componentes modelados, é possível realizar a montagem geral do equipamento. A Figura 23 apresenta esta montagem, com os principais componentes.

**Figura 22 - Montagem geral preliminar**



Fonte: O autor (2023).

### 4.3 Avaliação dos componentes principais

Aplicando os fatores obtidos através da norma ABNT NBR 14768 nas cargas atuantes na estrutura é possível determinar as cargas que devem ser consideradas em cada análise.

Para a avaliação de cada componente serão discretizados os carregamentos considerados na avaliação da coluna, levando em conta os coeficientes mostrados na Tabela 8 referentes as combinações de cargas tipo A e C. Não serão consideradas as demais combinações de carga, como B1, B2 e A2 pois o equipamento não possui as características físicas para isso e não opera em condição de vento elevado.

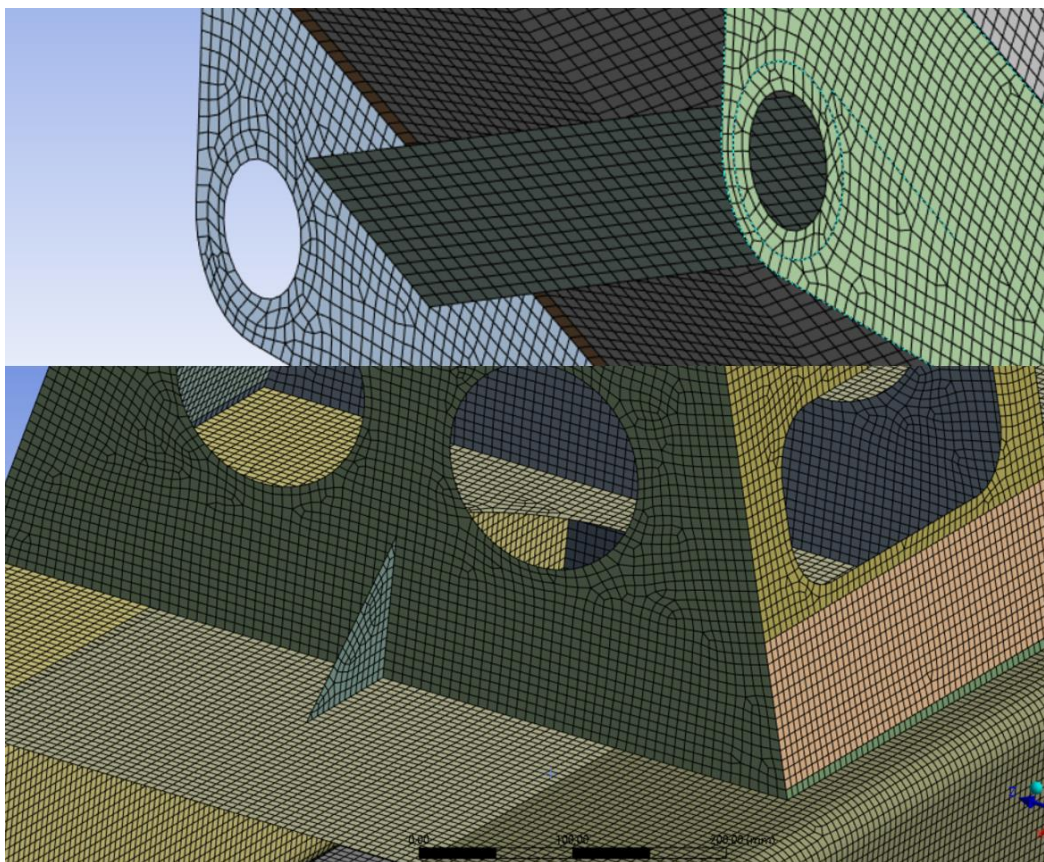
Neste ponto também serão determinadas as restrições de movimento necessárias em cada análise, bem como será construída a malha de elementos finitos e definidos os contatos entre componentes.

As ligações entre componentes foram realizadas nó a nó, um tipo de ligação mais simples do ponto de vista computacional do que a ligação comumente utilizada, a do tipo bounded. Para realizar esse tipo de conexão é necessário mapear as superfícies que estão em contato através de arestas no software de desenho interno ao Ansys®, o *Space Claim*, somado a utilização do recurso *mesh connection group*

para fazer a ligação de forma automatizada. A Figura 24 mostra algumas das ligações feitas nos 3 componentes analisados.

Considerando chapas construídas em ASTM A36, com tensão de escoamento de 250 MPa e combinação de carga A, que se refere as condições normais de serviço a Equação 2 fornece a tensão admissível de 166 MPa ( $\sigma_{adm,A}$ ). Para a combinação de carga C, que se refere a condições de ensaio, a mesma Equação fornece que a tensão admissível 200 MPa ( $\sigma_{adm,C}$ ).

**Figura 23 - Ligação dos componentes**



**Fonte: O autor (2023).**

#### 4.3.1 Avaliação da primeira lança

##### 4.3.1.1 Carregamentos

As cargas listadas a seguir são introduzidas no modelo através do recurso *remote force* que transfere o carregamento de um ponto no espaço até a face ou aresta desejada que faz parte do modelo, portanto na análise em questão aplica-se a carga no centro de massa coerente para cada carga e utiliza-se como referência a

face que representa a região de contato entre as sapatas de deslizamento e as lanças, que podem ser vistas na Figura 25. A Figura 26 mostra a representação de cada carga aplicada, com a exceção da carga de ensaio, que é analisada separadamente.

- **Carga Regular 1:** Primeira lança totalmente estendida (*ML1*), dada pela Equação 14, considerando a massa mostrada na Tabela 7 para o componente em questão e  $\phi_1$  igual a 1,1.

$$ML1 = 165 * 1.1 * g = 1780 N \quad (14)$$

- **Carga Regular 2:** Carga bruta (*CB*), dada pela Equação 15, considerando  $\phi_2$  igual a 1,135.

$$CB = 1000 * 1,135 * g = 11134 N \quad (15)$$

- **Carga Regular 3:** Carga horizontal (*Fhi*), dada pela Equação 16, de acordo com a discussão já realizada sobre o tema no item 3.4.2.1, considerando  $\phi_2$  igual a 1,135.

$$Fhi = 1000 * g * \tan 4 * 1,13 = 754 N \quad (16)$$

- **Carga Regular 4:** Força centrífuga (*FC*) dada pela massa da carga bruta é calculada na Equação 17, considerando o fator da Tabela 8 para esse tipo de carga, 1.

$$FC = \frac{1000 * 4 * \pi^2 * 5^2 * 4,5 * 1}{3600} = 1357 N \quad (17)$$

A carga descrita a seguir é considerada na análise devido a necessidade de a estrutura resistir a carga de ensaio.

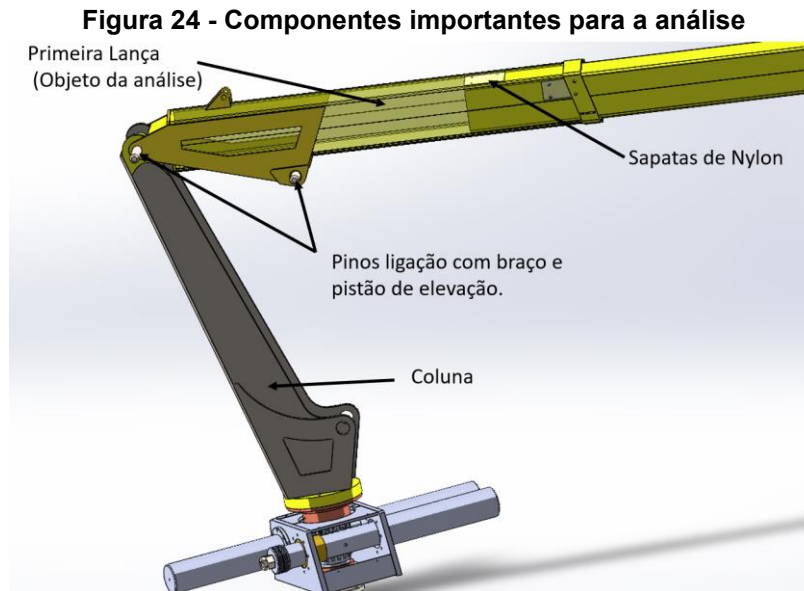
- **Carga de Ensaio A:** Carga bruta de ensaio (*CBE*), que será aplicada de forma isolada na análise, levando em conta o fator 1,25 obtido no tópico 3.4.2.5 como mostra a Equação 18.

$$CBE = 1000 * g * 1,25 = 12300 N \quad (18)$$

#### 4.3.1.2 Condições de contorno

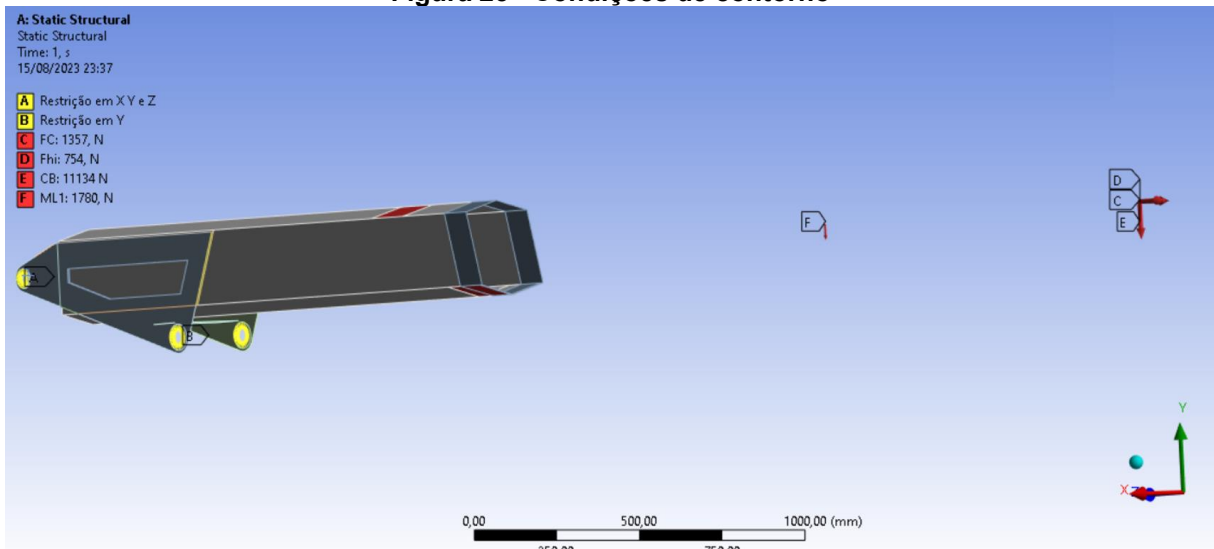
A norma ABNT NBR 14768 exige que os componentes sejam analisados separadamente, mas as restrições de movimento que um componente implica em outro deve ser representada de forma fiel a realidade, sendo assim as restrições impostas pelos pinos que ligam a coluna com o segundo braço, como mostrado na Figura 25 foram representadas da seguinte forma: Para representar a interface dos

pinos com o modelo utilizou-se o recurso *cilindrical support*. A Figura 26 mostra as restrições aplicadas no software Ansys.



Fonte: O autor (2023).

**Figura 25 - Condições de contorno**



Fonte: O autor (2023).

#### 4.3.1.3 Representação das uniões por solda

Considera-se que os materiais das juntas soldadas são de aço ASTM A36, sem tratamento térmico que possa ser afetado pelo aquecimento na soldagem, entretanto é de conhecimento comum os problemas micro e macro estruturais que podem ser causados pela soldagem principalmente na zona termicamente afetada

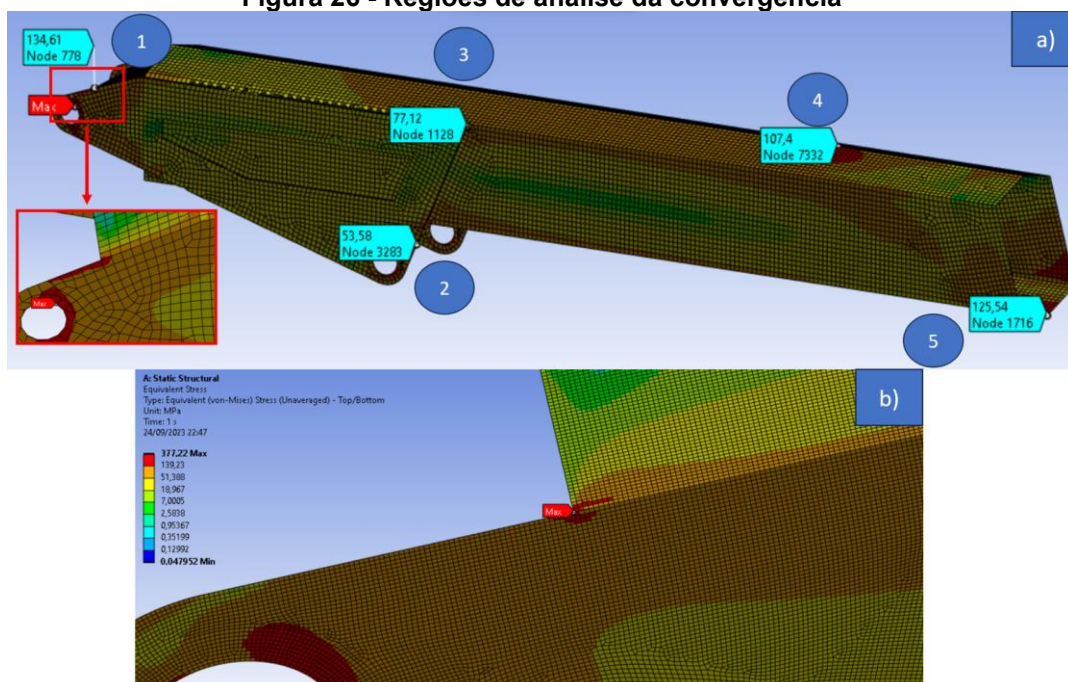
(ZTA), como a formação de martensita, surgimento de tensões internas, trincas, porosidade e falta de penetração nas chapas, entretanto para a análise será considerado que as medidas cabíveis para reduzir o impacto destes problemas serão tomadas durante a fabricação.

Modelou-se uma superfície para representar a solda, com o mesmo material e espessura da chapa mais fina da junta, representando um cordão de solda, (ou no caso de juntas de topo, simplesmente manipulando o modelo para que os nós de ambas as chapas coincidam) ligado através de seus nós a estrutura, como mostrado na Figura 24.

#### 4.3.1.4 Avaliação da qualidade da malha

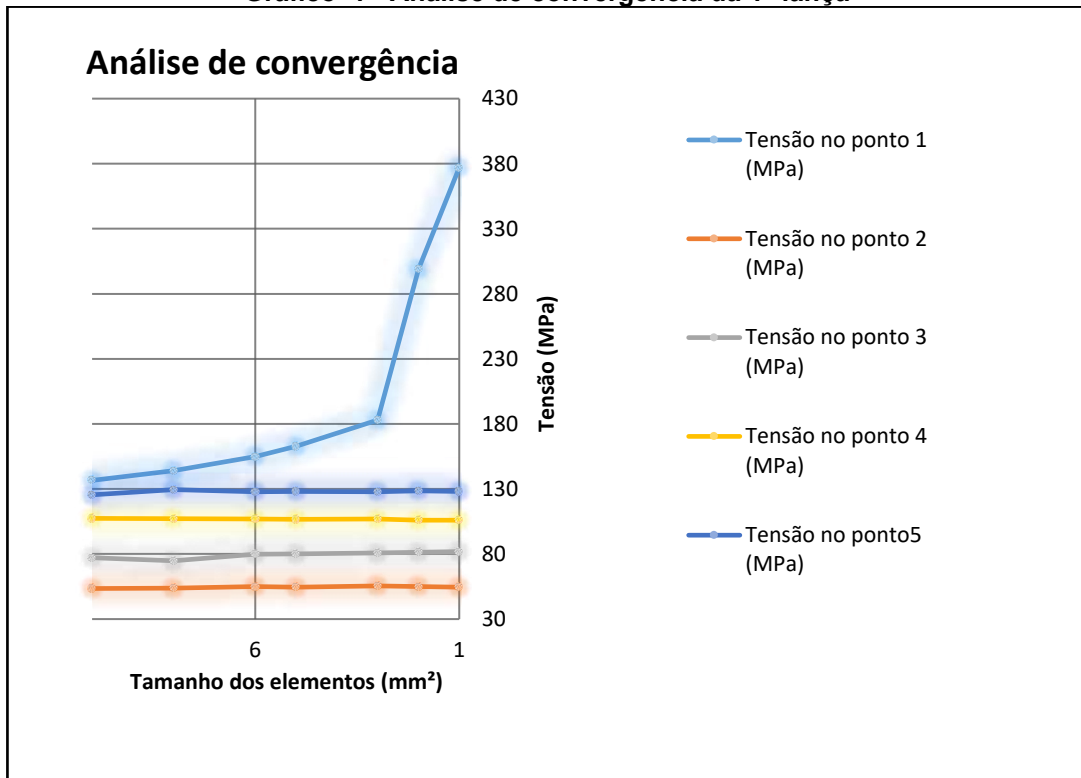
Realizou-se então a análise de convergência em pontos importantes para o modelo, estes pontos foram nomeados de 'P1' a 'P5' e são mostrados na Figura 27 a). As regiões onde foram aplicadas as restrições de movimentação não foram incluídas na análise pois devido ao tipo de restrição imposta aos nós já é esperado que ocorram singularidades de tensões afinal a restrição de deslocamento no modelo é imposta a uma aresta que possui área praticamente zero induzindo que a tensão tenda ao infinito, fenômeno que não ocorre no modelo real. A Figura 27 b) apresenta localmente a região do ponto 1, local onde se constatou a ocorrência da singularidade de tensões devido aos dados apresentados no Gráfico 1.

Figura 26 - Regiões de análise da convergência



Fonte: O autor (2023).

Gráfico 1 - Análise de convergência da 1ª lança

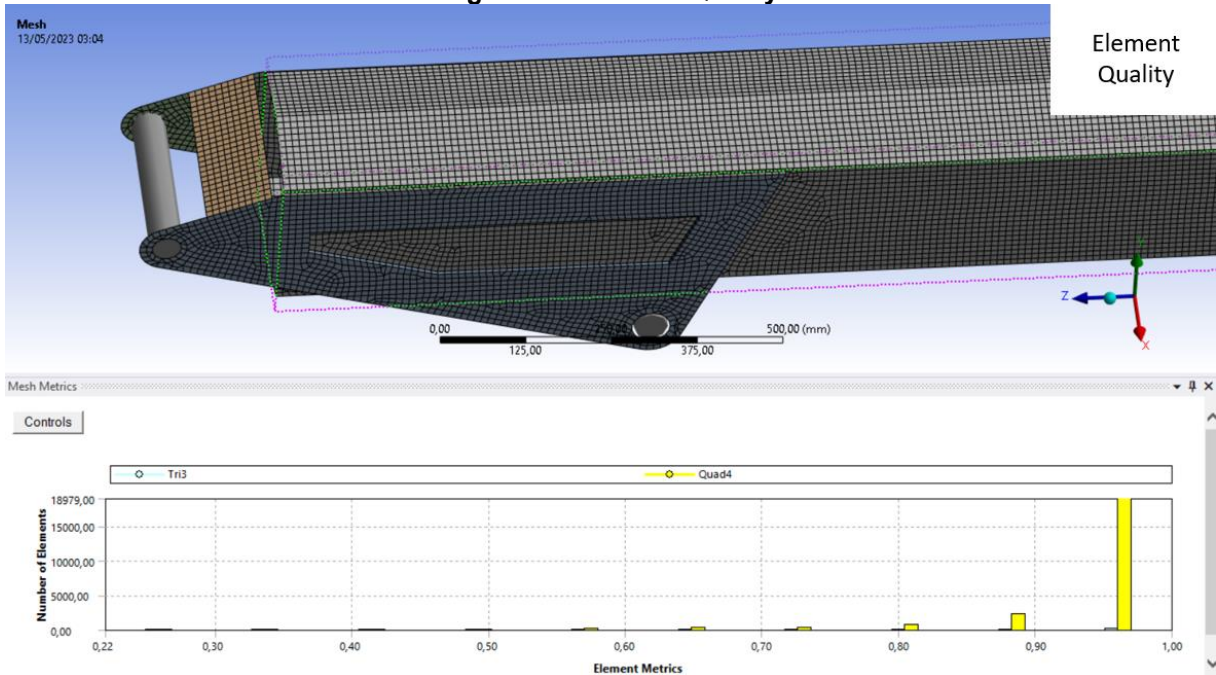


Fonte: O autor (2023).

Com os resultados da análise de convergência pode-se concluir que os pontos 2, 3, 4 e 5 convergiram, e o ponto 1 apresentou o fenômeno da singularidade de tensão. Sabe-se que de acordo com a teoria de St. Venant o problema identificado não afeta outros pontos suficientemente distantes, como são os principais pontos de interesse da análise, portanto toma-se como validada a malha quanto a seu refinamento.

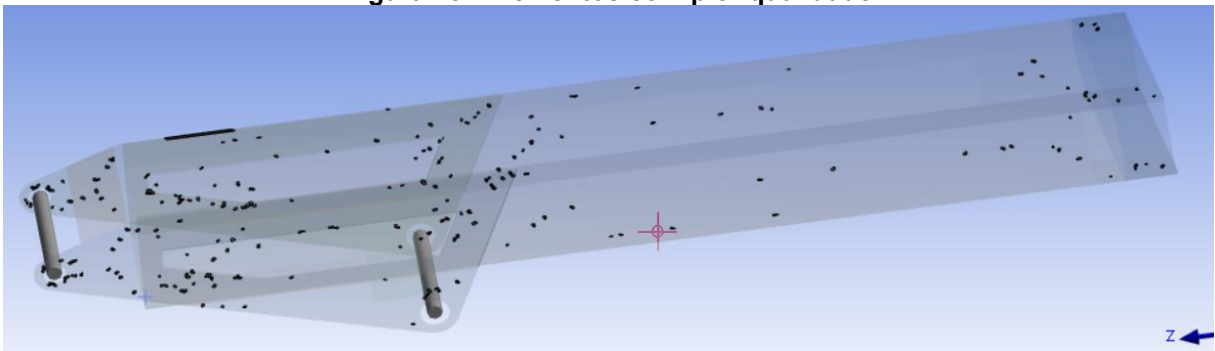
Outro fator analisado é a qualidade da malha através do parâmetro *element quality* que fornece um relatório em forma de gráfico mostrado na Figura 28, apresentando dados satisfatórios de qualidade, sendo que a maioria tem o fator igual ou muito próximo a 1, e nenhum elemento com fator inferior a 0.6. A Figura 29 mostra a posição dos elementos com o pior pior qualidade, possibilitando avaliar se as tensões críticas são coincidentes ou não com a posição destes elementos de qualidade mediana, permitindo avaliar o impacto destes na análise.

**Figura 27- Element Quality**



Fonte: O autor (2023)

**Figura 28 - Elementos com pior qualidade**



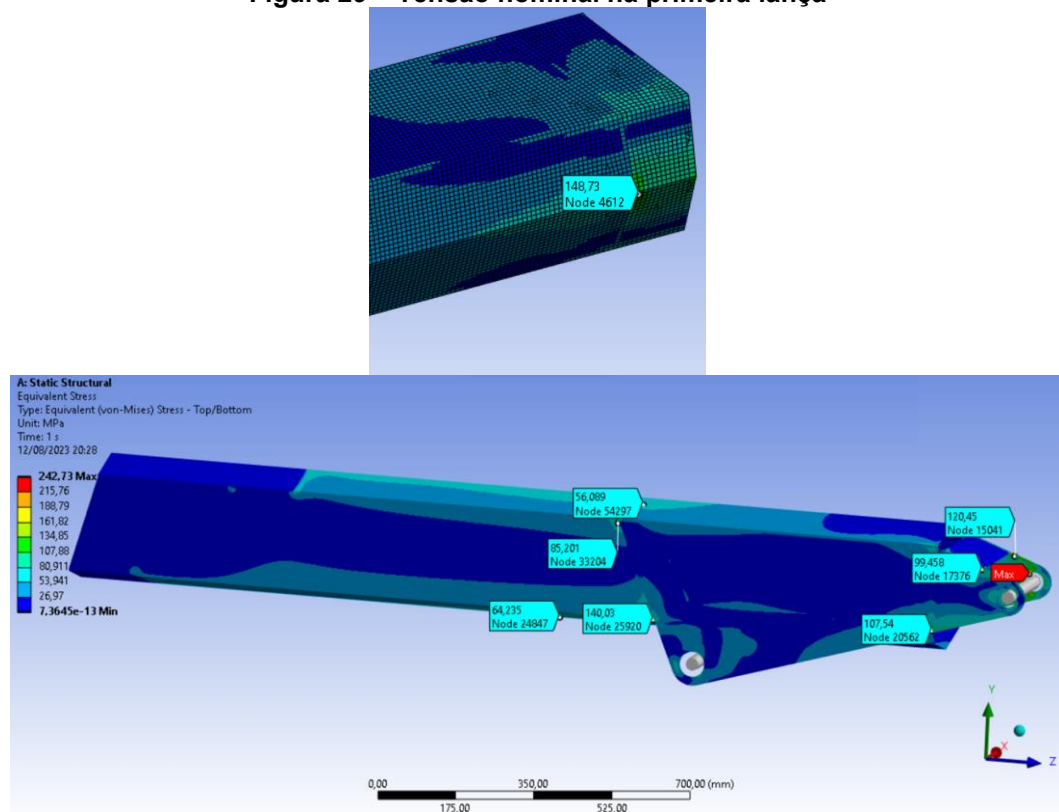
Fonte: O autor (2023)

#### 4.3.1.5 Avaliação de tensões na condição nominal

Desconsiderando as regiões onde identificaram-se singularidades de tensões, os pontos mais críticos da primeira lança foram as interfaces entre a chapa de ligação com os pinos e o corpo da primeira lança, apresentando tensões na casa dos 148 MPa como mostra a Figura 30. Portanto é tomada a primeira lança como aprovada, já que a tensão admissível calculada para o caso de carga A,  $\sigma_{adm,A}$  no item 3.5 que é de 166 MPa.



Figura 29 – Tensão nominal na primeira lança

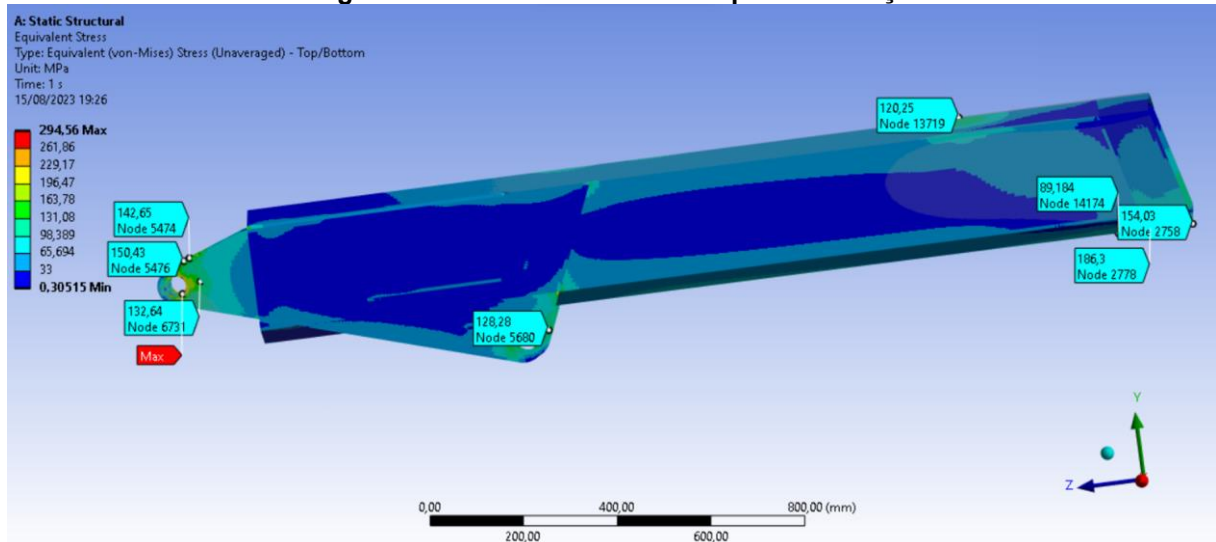


Fonte: O autor (2023).

#### 4.3.1.6 Avaliação de tensões na condição de ensaio

Nesta condição, como esperado, se apresentam as maiores tensões, como visto na Figura 31 chegando aos 186 MPa, sendo inferior a tensão admissível para o caso de carga C,  $\sigma_{adm, C}$  de 200 MPa que foi calculada no item 3.5. Nas regiões onde não foi possível avaliar as tensões devido ao fenômeno de singularidade, por segurança serão implementados reforços estruturais que não foram considerados na análise numérica, portanto para a condição de ensaio toma-se a primeira lança como aprovada.

**Figura 30 – Tensão de ensaio na primeira lança**

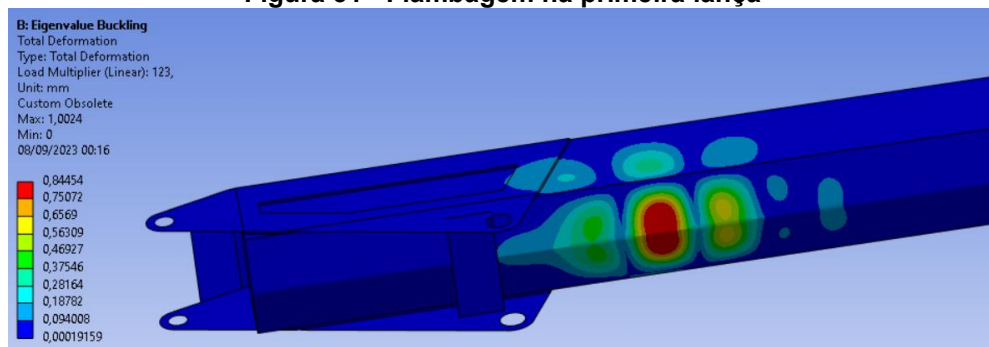


Fonte: O autor (2023).

#### 4.3.1.7 Avaliação de flambagem

Este componente possui algumas regiões sujeitas a compressão e consequentemente podem sofrer flambagem local. A análise linear de flambagem busca de obter um múltiplo de todas as cargas aplicadas no modelo (autovalor) que gera cada modo de flambar (autovetor), por isso considerou-se apenas a carga bruta de teste aplicada na posição que representa a extensão máxima das lanças, afinal a carga referente ao peso próprio das lanças 2 e 3 é constante, e caso esta carga fosse mantida o fator multiplicador também se aplicaria a elas. A Figura 32 apresenta o primeiro modo de falha por flambagem da estrutura, com uma carga crítica de 123 vezes a carga de teste, ou seja, a estrutura não falha por flambagem, pois antes disso falhará por alcançar a tensão admissível do material.

**Figura 31 - Flambagem na primeira lança**



Fonte: O autor (2023).

### 4.3.2 Avaliação da coluna

#### 4.3.2.1 Carregamento da Coluna

Para a análise na condição de trabalho nominal utilizam-se as reações obtidas na análise da primeira lança, com algumas alterações na análise (substituindo as “Cargas Regulares 1-4” pelas “Cargas Regulares 5-9” que são apresentadas a seguir), devido a cargas mortas que não eram vistas na análise da primeira lança. Na análise da condição de ensaio aplicou-se apenas a “Carga de Ensaio B” situada a 4,5 metros do sistema de giro, simulando extensão máxima das lanças.

- **Carga Regular 5:** Peso próprio das lanças totalmente estendidas (*PPL*), dada pela Equação 19, considerando a massa mostrada na Tabela 4 vista pelo componente e  $\phi_1$  igual a 1,1.

$$PPL = 300 * 1,1 * g = 3237 N \quad (19)$$

- **Carga Regular 6:** Carga bruta (*CB*), pela Equação 20, tomando  $\phi_2$  igual a 1,135.

$$ML1 = 1000 * 1,135 * g = 11134 N \quad (20)$$

- **Carga Regular 7:** Carga horizontal (*Chi*), pela Equação 21, de acordo com o item 3.4.2.1, considerando  $\phi_2$  igual a 1.

$$Fhi = 1000 * g * \tan 4 * 1 = 685 N \quad (21)$$

- **Carga Regular 8:** Força centrífuga da carga bruta (*FCB*) gerada pela massa da carga bruta é calculada na Equação 22 o fator da Tabela 8 para esse tipo de carga, 1.

$$FC = \frac{1000 * 4 * \pi^2 * 5^2 * 4,5 * 1}{3600} = 1232 N \quad (22)$$

- **Carga Regular 9:** Força centrífuga da carga morta (*FCM*) dada pela massa da carga bruta é calculada na Equação 23, considerando  $\phi_5h$  igual a 1,1.

$$FC = \frac{650 * 4 * \pi^2 * 5^2 * 4,5 * 1,1}{3600} = 881 N \quad (23)$$

A carga descrita a seguir é considerada na análise devido a necessidade de a estrutura resistir as cargas de ensaio.

- **Carga de Ensaio B:** Carga bruta de ensaio (*CBE*), que será aplicada de forma isolada na análise, levando em conta o fator 1,25 obtido no tópico 3.4.2.5 como mostra a equação 24.

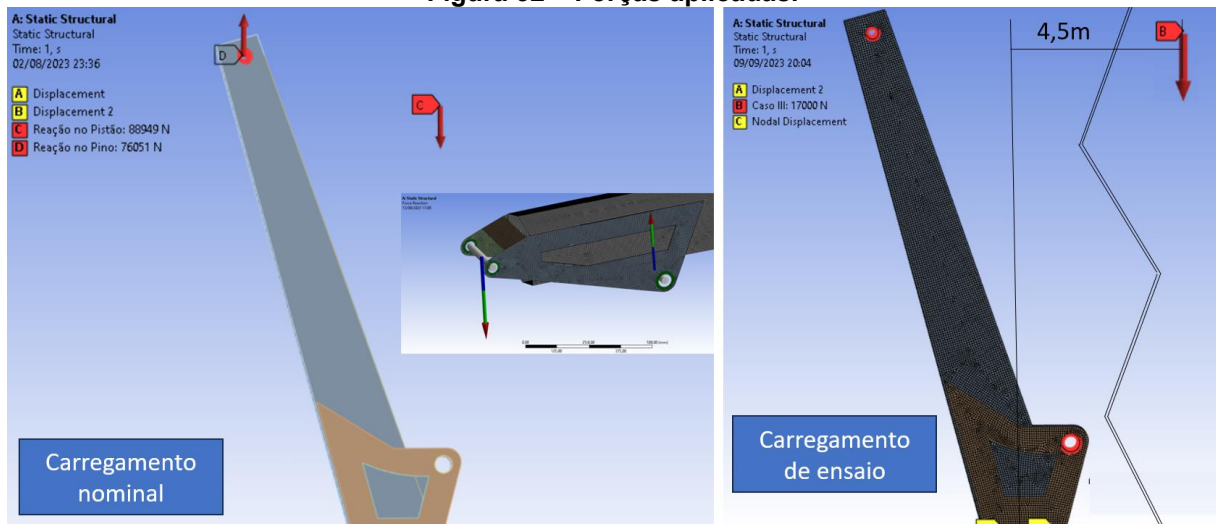
$$CBE = 1000 * g * 1,25 = 12300 \text{ N} \quad (25)$$

#### 4.3.2.2 Condições de Contorno da Coluna

Para esta análise na condição de trabalho nominal, as cargas aplicadas foram reações obtidas na análise da primeira lança, (aplicando nesta análise da primeira lança as cargas regulares 1-5 apresentadas a seguir), com a exceção da carga de ensaio, já que esta situação deve ser analisada separadamente. Estas cargas foram aplicadas nas arestas que no modelo real fariam interface com os pinos que ligam na primeira lança, a Figura 33 apresenta a esquerda o carregamento nominal e a direita o carregamento de ensaio.

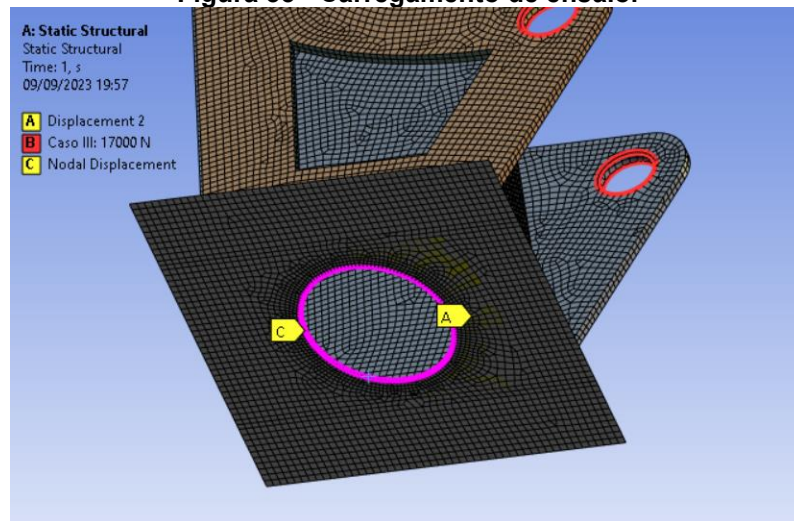
As restrições de deslocamento foram aplicadas afim de representar a limitação imposta pela base, bucha axial de deslizamento e pinhão. Como mostrado na Figura 34, aplicou-se um uma restrição em todos os graus de liberdade do tipo *nodal displacement* nos nós da aresta que estaria em contato com o pinhão, indicada pelo marcador “C”, e uma restrição de deslocamento, *displacement*, indicada marcador “A”, afim de representar a limitação de deslocamento no sentido vertical imposta pela bucha axial do sistema de giro.

**Figura 32 – Forças aplicadas.**



Fonte: O autor (2023).

**Figura 33 - Carregamento de ensaio.**



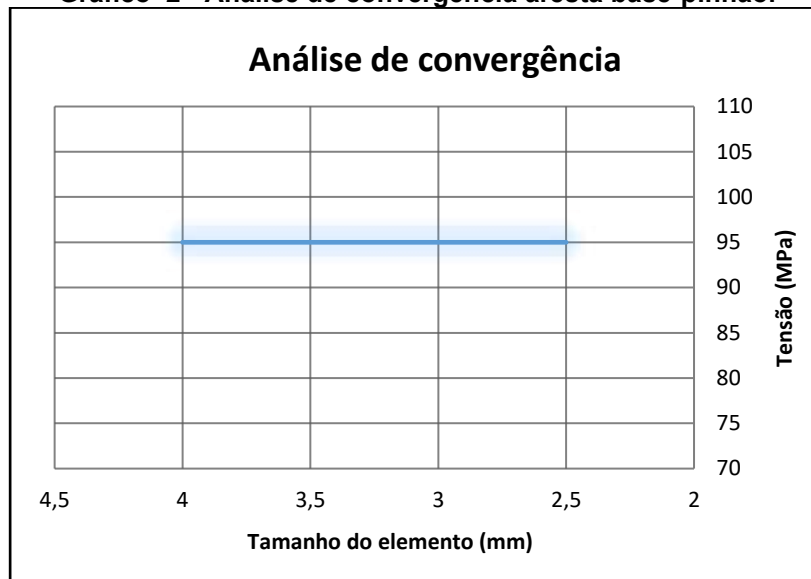
Fonte: O autor (2023).

#### 4.3.2.3 Avaliação da qualidade da malha

Modelou-se a coluna majoritariamente com elementos de casca quadriláteros, afinal, devido a formulação destes elementos é possível obter precisão nos resultados sem elevada discretização.

Realizando a primeira análise, com elementos relativamente grosseiros foi possível observar que algumas regiões apresentavam fortes indícios de que se tratavam de pontos de singularidade de tensão.

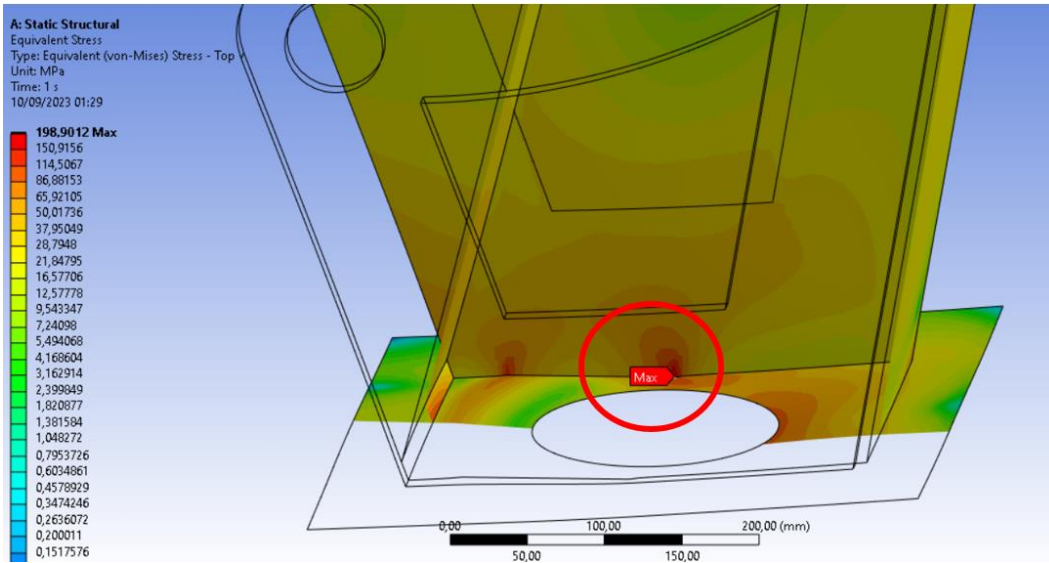
Devido as próprias características da restrição *nodal displacement* há a possibilidade de ocorrência do fenômeno da singularidade de tensões, principalmente se for vinculada a poucos nós, afinal, para o modelo FEM é uma restrição aplicada a um ponto que tem área extremamente pequena, levando a tensão ao infinito, o que não ocorre na realidade. Para evitar isso a região da aresta onde foi aplicada a restrição, teve sua malha refinada o máximo possível. Afim de avaliar se de fato a singularidade foi evitada, realizou-se uma análise de convergência, mostrada no Gráfico 2, constatando a não ocorrência do problema. A região de análise pode ser vista na Figura 32, indicada pelo marcador “C”.

**Gráfico 2 - Análise de convergência aresta base-pinhão.**

Fonte: O autor (2023).

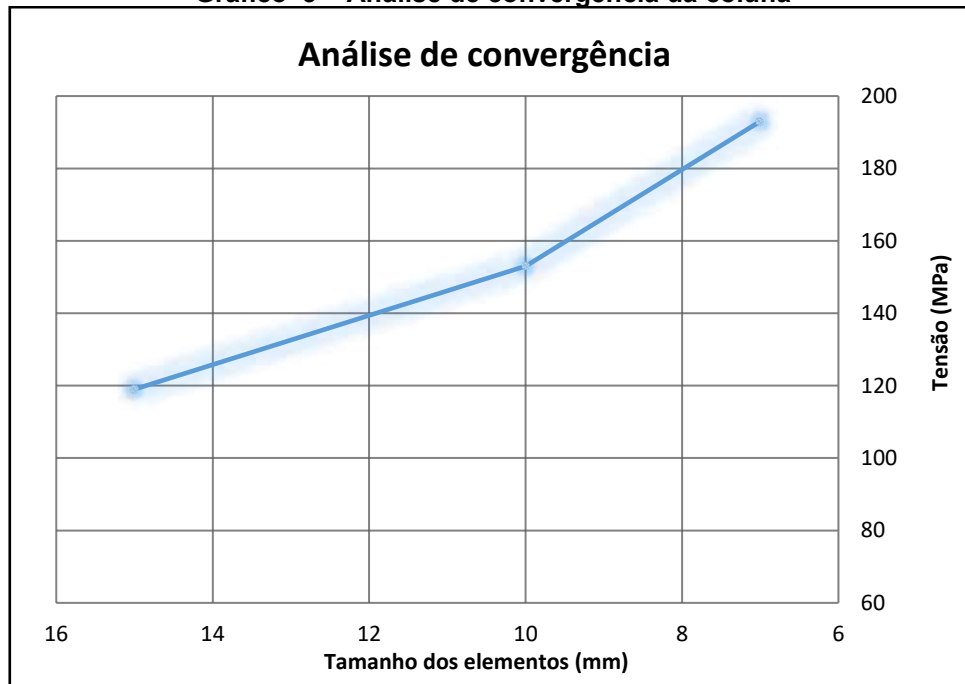
Outra possível singularidade de tensão foi identificada na região em destaque na Figura 35, e se deve a restrição de movimentação vertical imposta na chapa de base, indicada pelo marcador "A" na Figura 34, que se deve a representação do contato desta chapa com a bucha axial de deslizamento. Confirmou-se que a variação abrupta da tensão é realmente uma singularidade ao realizar a análise de convergência no local, como mostra o Gráfico 3.

**Figura 34 - Singularidade de tensão na coluna**



Fonte: O autor (2023).

**Gráfico 3 – Análise de convergência da coluna**



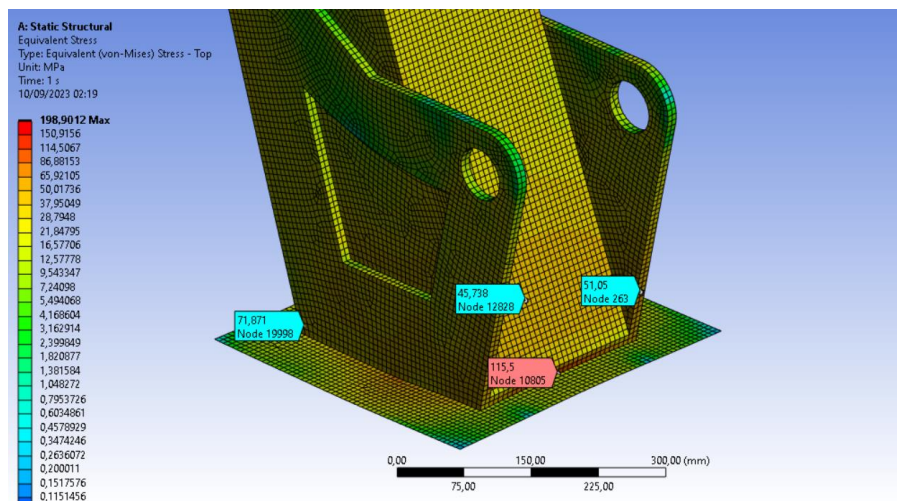
Fonte: O autor (2023).

Realizou-se da mesma forma ao apresentado no item 3.5.1.4 a avaliação da qualidade dos elementos através da sua forma, utilizando o parâmetro *element quality* onde quase 100% dos elementos apresentaram coeficiente 1 ou muito próximo de 1, tomando a malha de elementos finitos da coluna como aprovada.

#### 4.3.2.4 Avaliação de tensões na condição nominal

Desconsiderando as regiões onde identificaram-se singularidades de tensões, os pontos mais críticos da coluna foram a chapa de base, chegando a tensões na casa dos 95 MPa e a chapa de fechamento do corpo da coluna na região de interface com a base, chegando aos 115 MPa, como mostra a Figura 36. Portanto é tomada a coluna como aprovada, já que a tensão admissível calculada para o caso de carga A,  $\sigma_{adm,A}$  no item 3.5 que é de 166 MPa, inferior aos 115 MPa obtidos na análise.

**Figura 35 - Tensão nominal na coluna.**



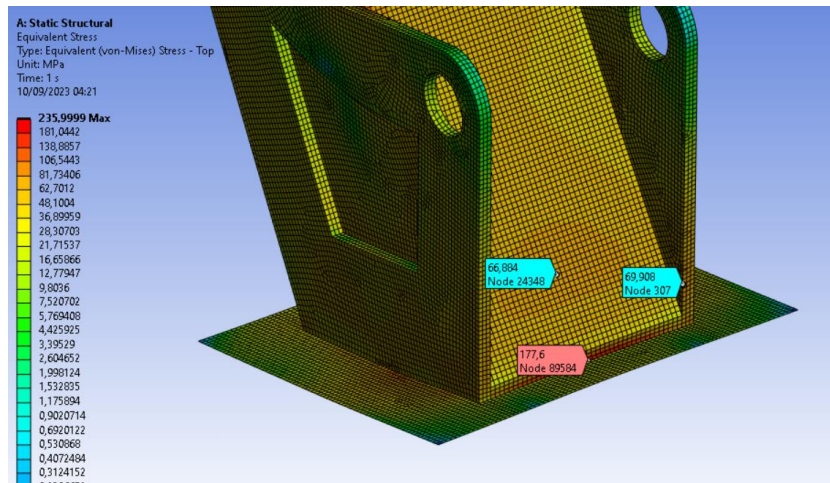
**Fonte: O autor (2023).**

#### 4.3.2.5 Avaliação de tensões na condição de ensaio

Nesta condição, como esperado, se apresentam as maiores tensões, como visto na Figura 37 chegando aos 177 MPa, mas que estão abaixo da tensão admissível para o caso de carga C,  $\sigma_{adm,C}$  de 200 MPa que foi calculada no item 3.5. Portanto para a condição de ensaio toma-se a coluna como aprovada.



Figura 36 – Tensão de ensaio da coluna.

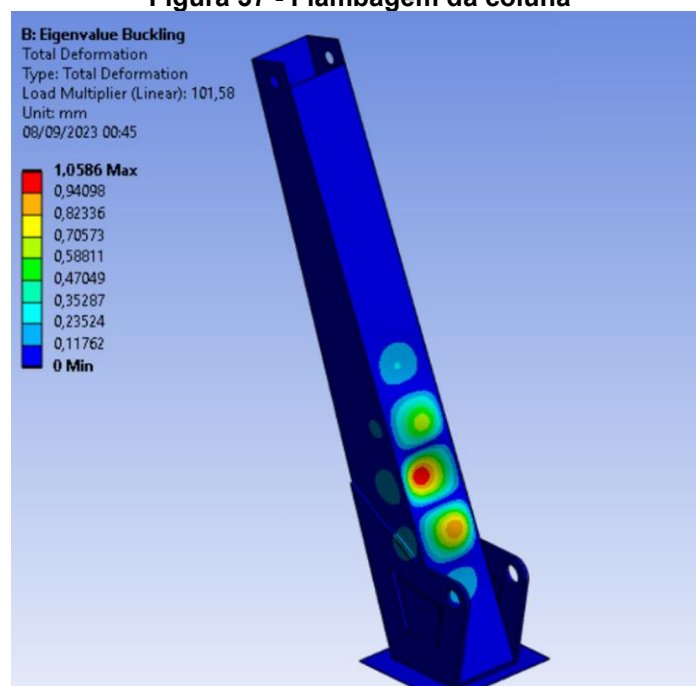


Fonte: O autor (2023).

#### 4.3.2.6 Avaliação de flambagem

Da mesma forma que ocorre com a primeira lança, a coluna também está sujeita a esforços de compressão em algumas regiões, portanto realizou-se a análise de flambagem linear. Ao fim, como mostra a Figura 38, concluiu-se que o componente não falha por flambagem, visto que é necessária uma carga de 101 vezes a carga de ensaio para que este fenômeno aconteça e neste ponto a estrutura já falhou devido a tensão de escoamento.

Figura 37 - Flambagem da coluna



Fonte: O autor (2023).

### 4.3.3 Avaliação da base

Para este componente a análise seguiu o mesmo fluxo das apresentadas nos itens 3.5.1 e 3.5.2 gerando a partir do modelo 3D um modelo discretizado em elementos de casca quadriláteros quadráticos, aplicando a representação do travamento do lado da base que estaria em contato com as sapatas de nylon que ligam na haste das patolas, além de uma restrição que representa a ligação da base com o chassi do caminhão, permitindo a rotação da base em torno da linha de centro do chassi do caminhão mas impedindo o deslocamento.

#### 4.3.3.1 Carregamento da base

Neste componente foram consideradas apenas os principais carregamentos, o que leva em consideração o peso próprio das três lanças e da coluna, aplicada no centro de gravidade e a carga bruta na condição nominal e de ensaio. Os carregamentos estão discretizados a seguir, majorados de acordo com os coeficientes obtidos através da Tabela 8.

- **Carga Regular 10:** Peso próprio das lanças totalmente estendidas e da coluna (*PP*), dada pela Equação 26, considerando as massas mostrada na Tabela 4 para o componente em questão o e  $\phi 1$  igual a 1,1.

$$ML1 = 635 * 1,1 * g = 6850 N \quad (26)$$

- **Carga Regular 11:** Carga bruta (*CB*), dada pela Equação 27, considerando  $\phi 2$  igual a 1,135

$$CB = 1000 * 1,135 * g = 11134 N \quad (27)$$

- **Carga de Ensaio C:** Carga bruta de ensaio (*CBE*), que será aplicada de forma isolada na análise, levando em conta o fator 1,25 obtido no tópico 3.4.2.5 como mostra a Equação 28.

$$CBE = 1000 * g * 1,25 = 12300 N \quad (28)$$

#### 4.3.3.2 Condições de contorno da base

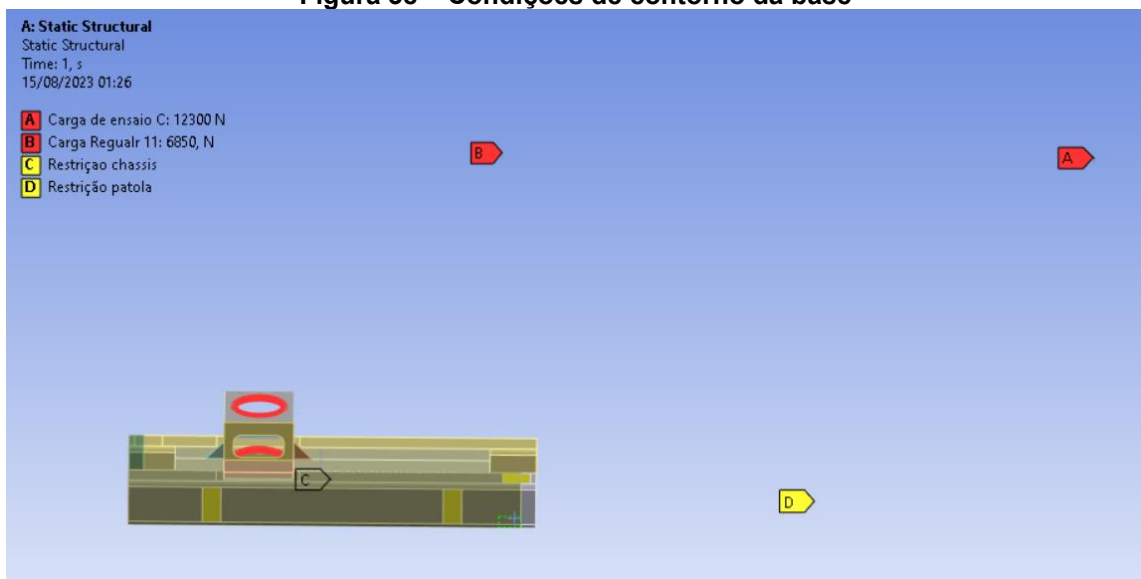
As cargas foram inseridas através do recurso *remote force*, possibilitando que sejam aplicadas remotamente, partindo da região do centro da massa coerente até a

interface do sistema de giro com a base, de modo a representar a carga referente ao peso próprio do equipamento e a carga bruta na condição nominal e de ensaio,

A fim de simular a relação de fixação do chassi do caminhão com a base do guindauto, utilizando o recurso *remote displacement* restringiu-se o movimento translacional de todos os pontos que estariam ligados ao chassi, e manteve-se a liberdade de rotação da base em torno da linha de centro do veículo, visto que os amortecedores e pneus do caminhão não teriam rigidez suficiente para impedir esta rotação. Além disso, para representar a haste que liga a base as patolas sem a limitação computacional que seria imposta a análise caso esta fosse modelada, utilizou-se novamente o recurso *remote displacement* posicionando a sua origem na posição da patola totalmente estendida e restringindo a translação em todos os sentidos, sendo aplicada na interface de contato entre as sapatas deslizantes de nylon e a base.

As condições de contorno estão apresentadas na Figura 39, sendo o marcador “A” a carga bruta aplicada a 4,5 m da origem do equipamento, “B” é a carga referente ao peso próprio da estrutura não representada no modelo, aplicada em seu centro de massa, “C” é a restrição de movimento referente ao chassi e “D” é a restrição de movimento referente a patola.

**Figura 38 – Condições de contorno da base**



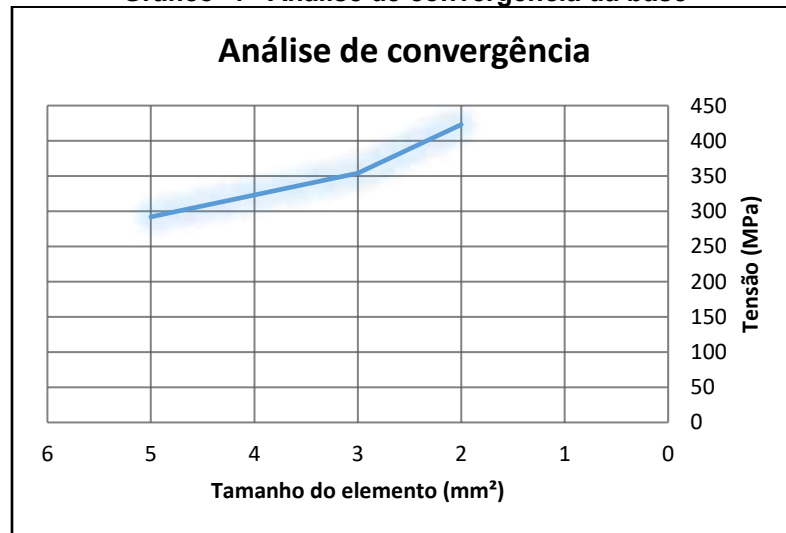
Fonte: O autor (2023).

#### 4.3.3.3 Avaliação da qualidade da malha

Realizando a análise de convergência no modelo foi possível obter convergência de tensão na maior parte da malha, exceto na interface entre a estrutura que sustenta o sistema de giro e as chapas que compõem a estrutura da base, como mostra a Figura 40 a). Para determinar se realmente tratava-se de uma singularidade de tensão e não uma concentração de tensão realizou-se um refino local gradual da região, verificando o aumento exponencial da tensão no mesmo ponto, como apresentado nas Figuras 40 a) b) e c) e no Gráfico 4 o que caracteriza a existência do fenômeno.

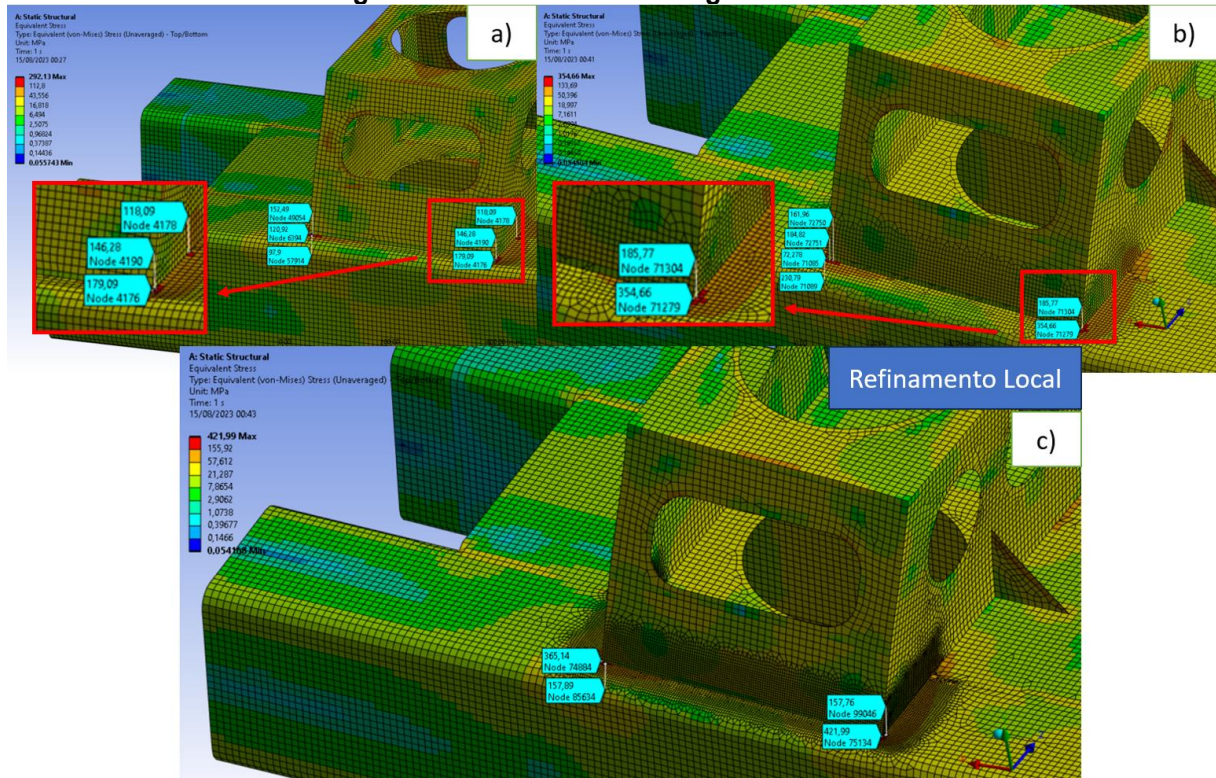
Novamente se toma proveito da teoria de St. Venant para dar prosseguimento na análise em pontos suficientemente distantes da região onde identificou-se a singularidade, considerando validada a malha quanto a seu refinamento. Além disso realizou-se a avaliação da região afetada através da média das tensões obtidas em todos os nós próximos, mas apenas como referência de que a tensão real no local com certeza não é superior a tensão obtida através da média das tensões.

**Gráfico 4 - Análise de convergência da base**



Fonte: O autor (2023).

Figura 39 – Análise de convergência da base



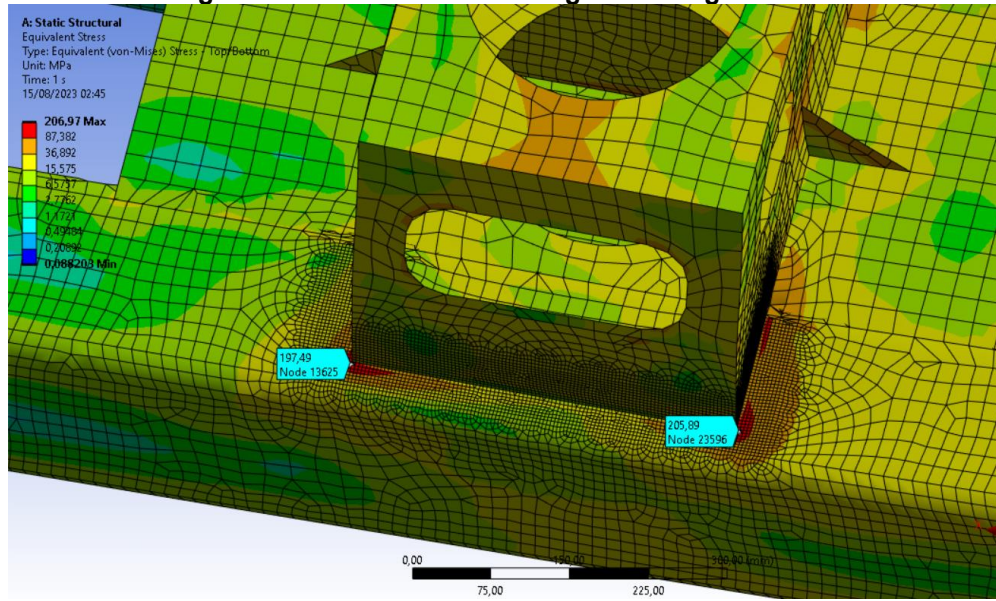
Fonte: O autor (2023).

Utiliza-se novamente o parâmetro *element quality* a fim de avaliar se a qualidade geométrica da malha atende os requisitos repetindo o processo apresentado no item 4.3.1.4 retirando o refinamento local utilizado para verificar a existência da singularidade, obtendo-se elementos com qualidade 1 ou muito próxima disso nas regiões de interesse, assim validando a malha de elementos finitos desenvolvida neste modelo.

#### 4.3.3.4 Avaliação de tensões na condição nominal

Devido a necessidade de avaliar a região onde se apresentou a singularidade de tensão, esta será avaliada através da média de tensões no nós adjacentes como já comentado, entretanto apenas como condição de tensão máxima teórica, visto que faz parte da média das tensões justamente a apresentada no ponto de singularidade, ou seja, neste ponto sabe-se apenas que a tensão é menor do que a média apresentada, e por isso não será comparada com a tensão admissível, mas sim com a tensão de escoamento do material, dada por 250 MPa. A Figura 41 exhibe a média das tensões na região de singularidade.

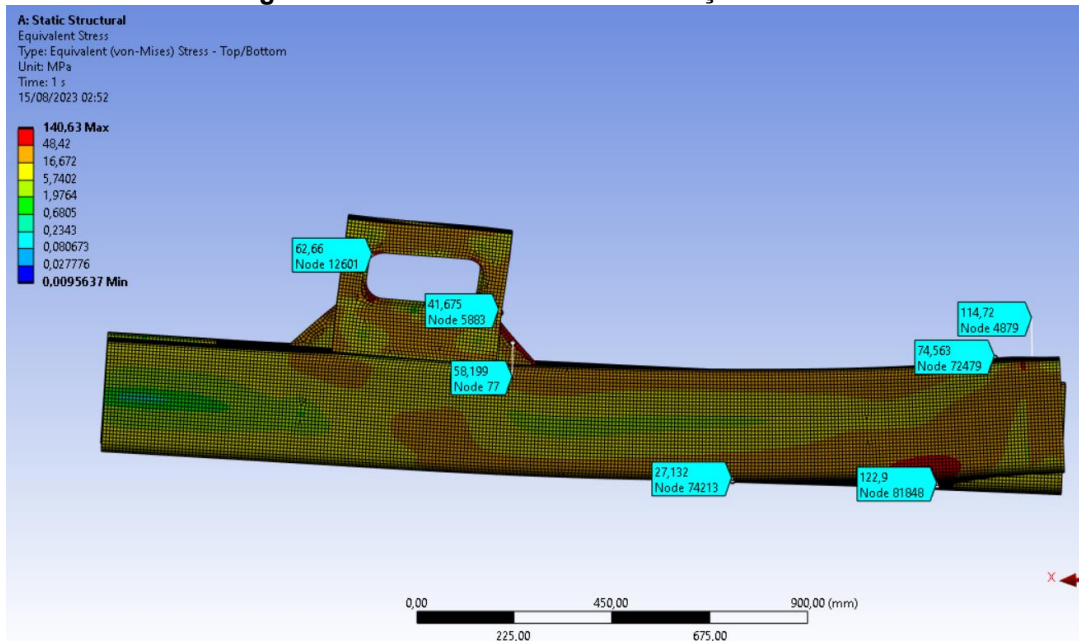
**Figura 40 - Tensão média na região de singularidade**



Fonte: O autor (2023).

Nas demais regiões de interesse é possível realizar a análise normalmente. As maiores tensões apresentadas no modelo desconsiderando as da região discutida anteriormente são as apresentadas na Figura 42, chegando à casa dos 120 MPa. Portanto é tomada a coluna como aprovada, já que a tensão admissível calculada para o caso de carga A,  $\sigma_{adm,A}$  no item 3.5 que é de 166 MPa.

**Figura 41 - Tensão na base em condição nominal**

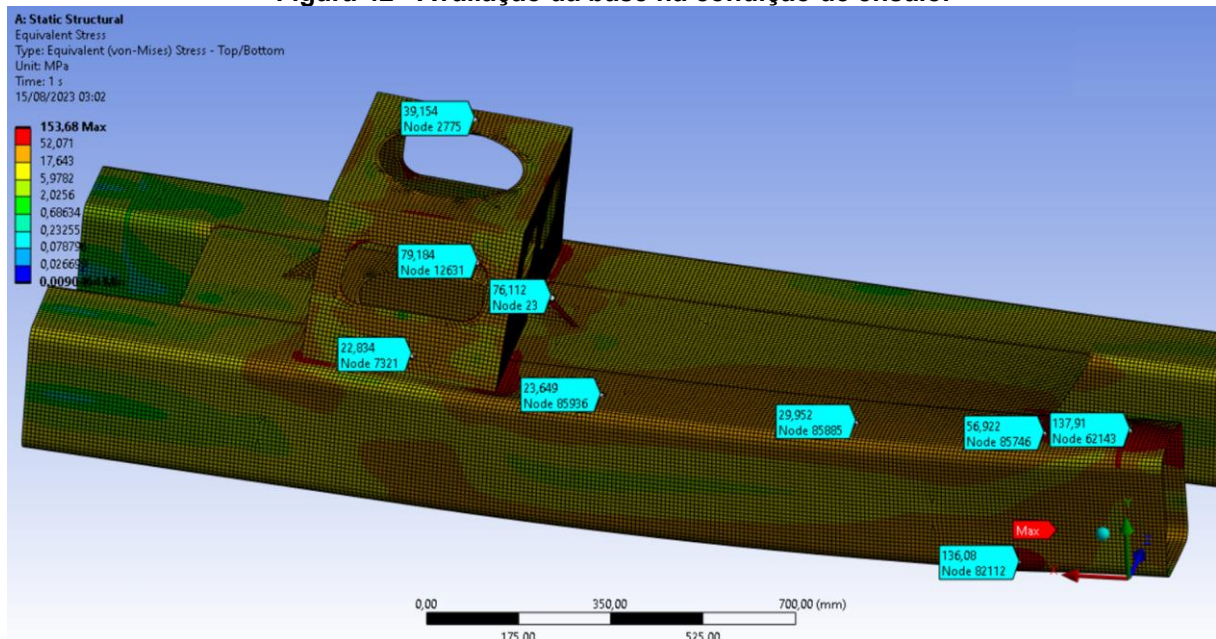


Fonte: O autor (2023).

#### 4.3.3.5 Avaliação de tensões na condição de ensaio

Nesta condição, como visto na Figura 43 que desconsidera os picos de tensão na singularidade de tensão identificada a tensão real chega aos 137 MPa, abaixo da tensão admissível para o caso de carga  $C$ ,  $\sigma_{adm,C}$  de 200 MPa que foi calculada no item 3.5. Portanto para a condição de ensaio toma-se a coluna como aprovada.

Figura 42 - Avaliação da base na condição de ensaio.



Fonte: O autor (2023).

#### 4.4 Dimensionamento do Pinhão e Cremalheira

As engrenagens que possibilitam a rotação do sistema são do tipo pinhão e cremalheira, onde se admite que a cremalheira é uma engrenagem com diâmetro tendendo ao infinito para fins de cálculo.

Com base em *benchmark*, adotou-se um módulo 10 e 19 dentes no pinhão, o que resulta em um diâmetro externo de 190mm, os quais são ponto de partida para o dimensionamento. Adotou-se também o ângulo de pressão de 20°, largura de face 100 mm, velocidade angular máxima da estrutura 3 rpm e vida de 10000 ciclos, a qual foi calculada com base na frequência de uso desse tipo de equipamento durante o ano. O material escolhido para o pinhão foi o aço SAE 4140 Grau 1, com dureza de 240HB.

Os parâmetros geométricos que possibilitam o desenho do pinhão e da cremalheira foram obtidos com base na metodologia de Provenza (1991), e são

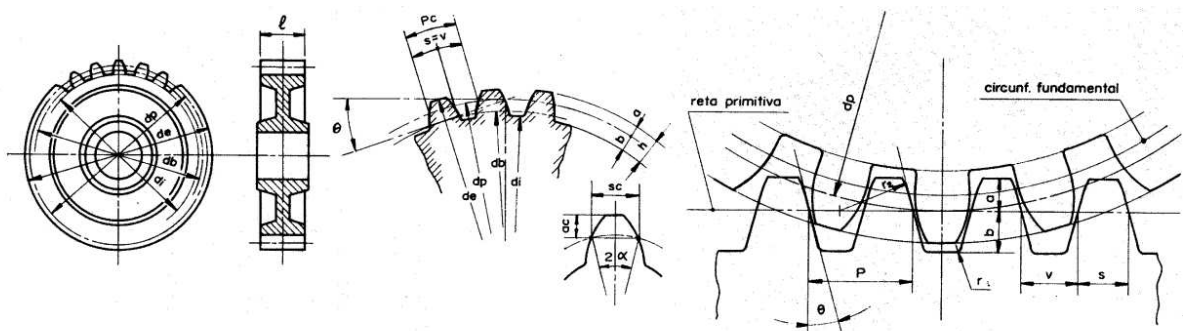
apresentados na Tabela 9, bem como na Figura 44, retirada do material citado é possível identificar o que é cada parâmetro representa.

**Tabela 9 - Parâmetros de modelagem do pinhão e cremalheira.**

Descrição	Valor	
Diâmetro Primitivo ( $D_p$ ) ou de referência	190	(mm)
Modulo (m)	10	mm/mm
Passo (p)	31,41592654	mm
Ângulo de Pressão ( $\Theta$ )	20	deg
Número de Dentes (Z)	19	mm/mm
Diâmetro Externo ( $D_e$ )	210	mm
Diâmetro Base ( $D_b$ )	178,5415979	mm
Diâmetro Interno ( $D_i$ )	166,66	mm
Ângulo do Dente ( $\alpha$ )	4,736842105	deg
Espessura Cordal (sc)	15,69007564	mm
Altura da Cabeça do Dente cordal (ac)	10,32447316	mm
Altura da Cabeça do Dente (a)	10	mm
Espessura Circular e Vão (V e S)	15,70796327	mm
Altura do Pé do Dente (b)	11,67	mm
Folga no pé do Dente (e)	1,67	mm
Altura do dente (h)	21,67	mm

Fonte: O autor (2023).

**Figura 43 – Parâmetros geométricos da engrenagem e cremalheira.**



Fonte: Provenza (1991).

As cargas aplicadas no conjunto são oriundas da Equação 28 que levam em consideração a força horizontal gerada pelo peso próprio da coluna e das lanças e pela carga bruta, que foi corrigida com o fator  $\phi_2$  igual a 1 obtido na Tabela 8.

$$F_{hi} = 1650 * g * \tan 4 * 1 = 1131 \text{ N} \quad (28)$$



Analiticamente obtém-se que o torque na engrenagem é de 3391 N, que será dividida entre duas cremalheiras, resultando em  $Wt$  igual 18850 N para cada contato entre pinhão e cremalheira.

Para obter a tensão de solicitação  $\sigma$ , com base nas condições de utilização e de construção do sistema foram definidas as variáveis, como apresentado a seguir:

- $Ko=1$  devido a fonte de potência ser hidráulica e não oferecer choques.
- $Kv=1$  assumindo qualidade de usinagem industrial ( $Qv=6$ ).
- $Ks=1$  indicado por Shigley.
- $Kh\approx 1$  assumindo dentes sem coroamento, e largura de face 100mm.
- $Kb=1$  assumindo engrenagem maciça.
- $Yj=0,34$  obtido pela figura 14-6 do livro Shigley et al. (2011) considerando 19 dentes na engrenagem alvo e 1000 dentes na engrenagem acoplante, simulando engrenagem com diâmetro infinito.

Portanto calcula-se a tensão solicitante a flexão no pé do dente da engrenagem na Equação 29.

$$\sigma = \frac{Wt \cdot Ko \cdot Kv \cdot Ks \cdot Kh \cdot Kb}{b \cdot m \cdot Yj} = 55,5 \text{ MPa} \quad (29)$$

Em seguida calcula-se a tensão resistente, dada pela Equação (30) considerando as unidades de medida no sistema internacional:

$$\sigma_{adm} = \frac{St \cdot Yn}{Kt \cdot Kr} \quad (30)$$

Onde:

$\sigma_{adm}$	Tensão de flexão admissível corrigida (MPa).
$St$	Tensão de flexão admissível não corrigida (MPa).
$Kt$	Fator de temperatura.
$Kr$	Fator de confiabilidade.
$Yn$	Fator de ciclagem de tensão (corrige a tensão para um número de ciclos diferente de $10^7$ ).

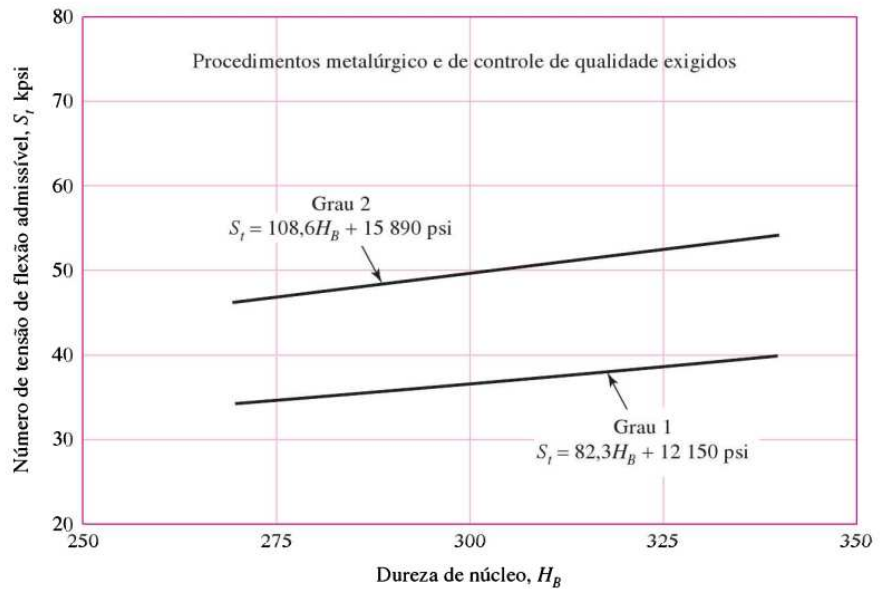
Para obter a tensão admissível ( $\sigma_{adm}$ ), com base nas condições de utilização e de construção do sistema foram definidas as variáveis, como apresentado a seguir:

- $S_t=220 \text{ MPa}$ ; Determinado com base na equação apresentada na Figura 14-3 do livro Shigley et al. (2011) para o aço escolhido AISI 4140 grau 1. Neste trabalho a Figura está apresentada como Figura 45.
- $Kt=1$ ; Assumindo que o conjunto trabalhe abaixo de  $120^\circ\text{C}$
- $Kr=1$ ; Assumindo confiabilidade de 99%
- $Y_n=1,8896$ ; Obtido pela figura 14-14 do livro Shigley et al. (2011) considerando dureza de 240HB e 10000 ciclos. Neste trabalho a Figura está apresentada como Figura 46.

**Figura 44 – Tensão de flexão admissível AISI 4140 e AISI 4340**

**Figura 14-3**

Número de tensão de flexão admissível para engrenagens de aço endurecidas totalmente por nitretação (isto é, AISI 4140, 4340),  $S_t$ . As equações SI são  $S_t = 0,568 \text{ HB} + 83,8 \text{ MPa}$ , grau 1, e  $S_t = 0,749 \text{ HB} + 110 \text{ MPa}$ , grau 2.  
 Fonte: ANSI/AGMA 2001-D04 e 2101-D04.

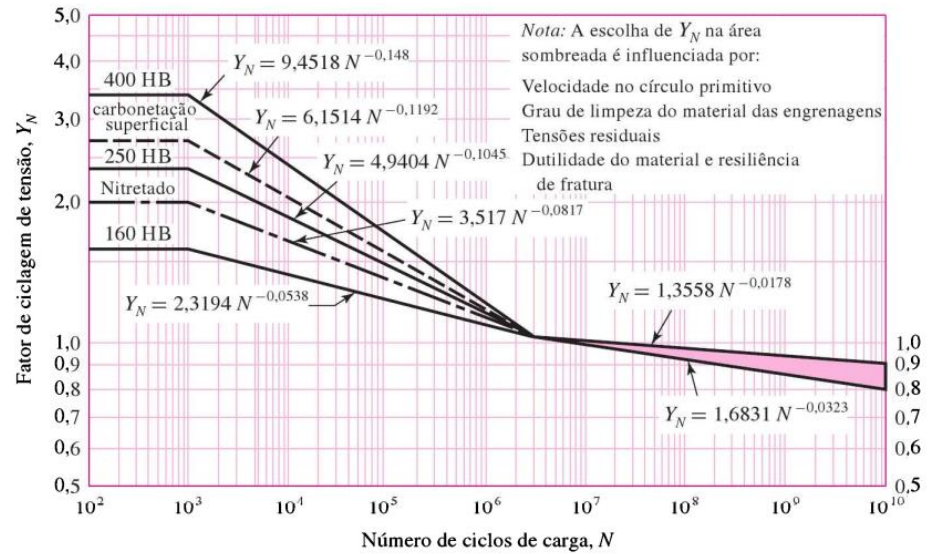


Fonte: Shigley et al. (2011).

**Figura 45 - Fator de ciclagem de tensão.**

**Figura 14-14**

Fator de ciclagem de tensão  $Y_N$  para a resistência de flexão sob carregamento repetido. Fonte: ANSI/AGMA 2001-D04.



Fonte: Shigley et al. (2011).

Portanto calcula-se a tensão admissível a flexão no pé do dente da engrenagem, e o fator de segurança, respectivamente através das Equações 31 e 32:

$$\sigma_{adm} = \frac{St * Y_n}{Kt * Kr} = 332 \text{ MPa} \quad (31)$$

$$FS_{flex} = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma} = 5,98 \quad (32)$$

Para obter a tensão de sollicitação ao desgaste superficial ( $\sigma$ ), com base nas condições de utilização e de construção do sistema foram definidas as variáveis, como apresentado a seguir:

- $Z_e = 2300 \sqrt{MPa}$  Determinado com base na tabela apresentada na Figura 14-8 do livro Shigley et al. (2011) para engrenagem e cremalheira construídas em aço.
- $Z_r = 1$  de acordo com a indicação da ANSI/AGMA 2001-D04.
- $d_w1 = 190$  definido geometricamente.
- $Z_i = 0,16$  obtido pela equação 14-23 do livro Shigley et al. (2011), a qual se torna a Equação 33, devido a cremalheira representar uma engrenagem com diâmetro infinito.

$$Z_i = \cos(\theta) * \sin(\theta) / 2 \quad (33)$$

Portanto calcula-se a tensão solicitante ao desgaste com a Equação 34:

$$\sigma_c = Ze * \sqrt{\frac{Wt * Ko * Kv * Ks * Kh * Zr}{dw1 * b * Z1}} = 488 \text{ MPa} \quad (34)$$

Para obter a resistência ao desgaste superficial ( $\sigma_{c,adm}$ ), com base nas condições de utilização e de construção do sistema foram definidas as variáveis, como apresentado a seguir:

- $Z_n = 1,47$  Determinado com base na Figura 14-15 do livro Shigley et al. (2011), curva sem nitretação, que é mostrada neste trabalho como Figura 47.
- $Ch = 1$  devido a igualdade de dureza entre pinhão e cremalheira.
- $Sc = 732,8 \text{ MPa}$  obtido pela equação para o aço grau 1 disponível na Figura 14-5 do livro Shigley et al. (2011), mostrada neste trabalho como Figura 48.

Portanto define-se a tensão resistente ao desgaste e o fator de segurança em relação ao desgaste respectivamente através das Equações 36 e 37:

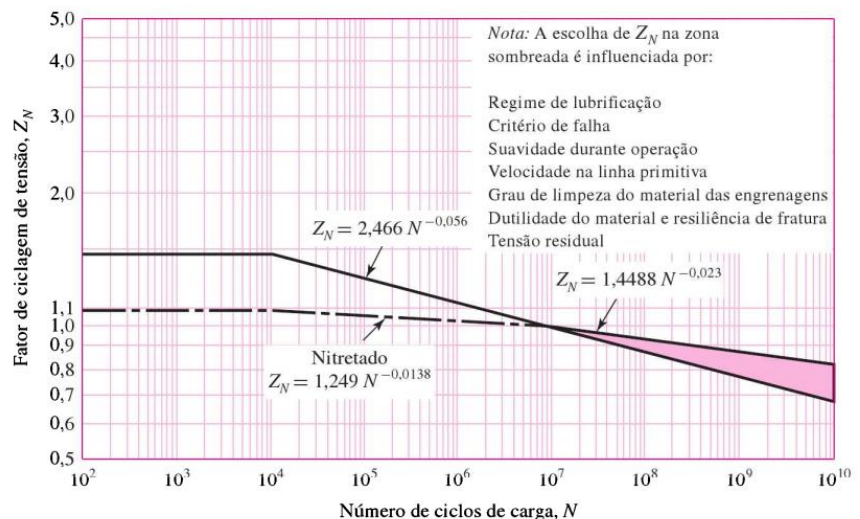
$$\sigma_{c,adm} = \frac{Sc * Z_n * Ch}{Sh * Kt * Kr} = 863 \text{ MPa} \quad (36)$$

$$FS_{sup} = \frac{\sigma_{c,adm}}{\sigma_c} = 1,76 \quad (37)$$

**Figura 46 - Fator de correção para resistência superficial**

**Figura 14-15**

Fator de ciclagem de tensão para a resistência ao crateramento,  $Z_N$ .  
Fonte: ANSI/AGMA 2001-D04.

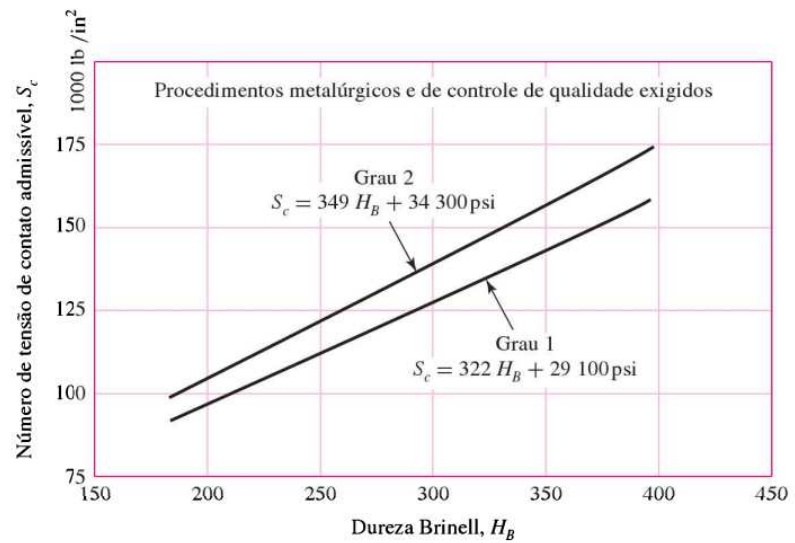


Fonte: Shigley et al. (2011).

**Figura 47 - Resistência a fadiga de contato**

**Figura 14-5**

Resistência à fadiga de contato  $S_c$  a  $10^7$  ciclos e com 0,99 de confiabilidade para engrenagens de aço endurecidas por completo. As equações SI são:  $S_c = 2,22 H_B + 200$  MPa, grau 1, e  $S_c = 2,41 H_B + 237$  MPa, grau 2.  
 Fonte: ANSI/AGMA 2001-D04 e 2101-D04.



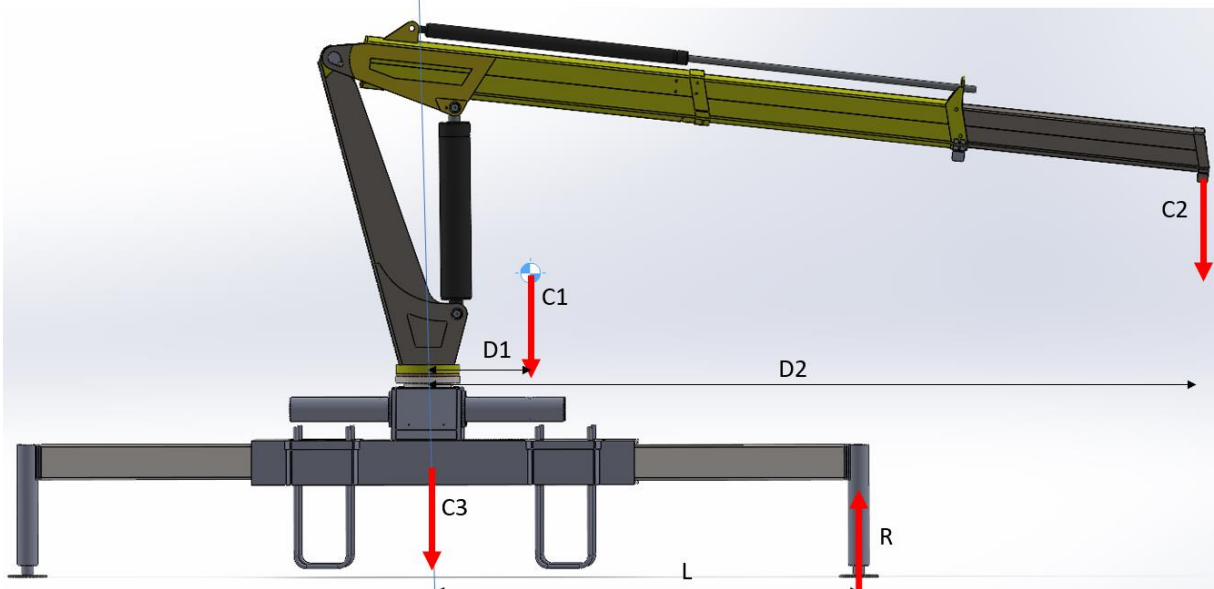
Fonte: Shigley et al. (2011).

Com os cálculos acima validou-se a utilização dos dados da Tabela 10 para modelar o pinhão e a cremalheira. O modelo tridimensional do conjunto de rotação foi desenvolvido no software *SolidWorks*®.

#### 4.5 Estabilidade em relação ao tombamento

Para obter o comprimento necessário da haste onde é fixado o cilindro de estabilização do equipamento realizou-se um somatório de momentos em relação ao ponto que representa a posição do cilindro, onde está representada a reação “R” como mostrado na Figura 49. As cargas consideradas e distâncias apresentadas na figura estão discretizadas na Tabela 10, e utiliza-se um fator de segurança em relação ao comprimento necessário igual a 3.

Figura 48 - Estabilidade



Fonte: O autor (2023).

Tabela 10 – Dados de estabilidade.

Descrição	Valor	
Massa do guindaste (C1)	900	kg
Massa de elevação em ensaio (C2)	1400	kg
Metade da Tara (ou Peso morto) do caminhão (C3)	3000	kg
Extensão mínima dos cilindros de estabilização (L)	2400	mm
Distância do centro de massa do guindaste (D1)	523	mm
Distância máxima da carga (D2)	4500	mm

Fonte: O autor (2023).

Realizando a somatória de momentos obteve-se que o que a distância mínima do cilindro de estabilização até o centro do sistema de giro é de 2,4m.

Como aborda a norma ABNT 14768, a pressão máxima no solo não pode ultrapassar 4MPa, sendo assim calcula-se a área mínima do pé do cilindro de estabilização através da Equação (38) que é uma adaptação da equação disponível na referida norma. Foram definidas as variáveis, como apresentado a seguir:

$$M_{dyn} = 63 * 10^6 [N * mm] \quad (38)$$

$$L = 2400 [mm]$$

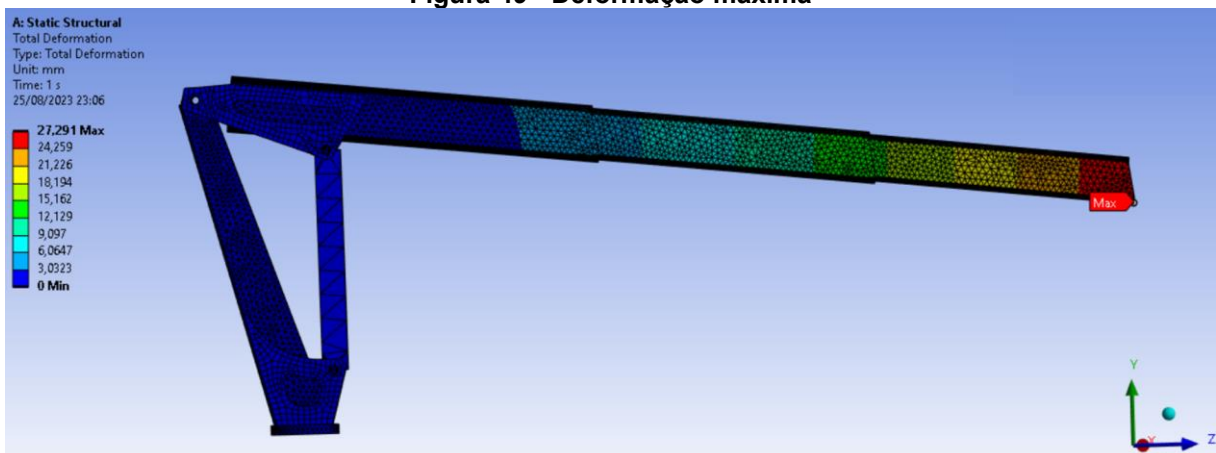
$$P = 4 [MPa]$$

Com base na Equação 2 obtém-se que a área "A" mínima dos pés da patola para que não ultrapasse a tensão de 4 MPa é de 730 mm<sup>2</sup>.

#### 4.6 Análise de deformação do conjunto

É importante mensurar qual é a deflexão máxima na ponta da última lança em operação nominal, visto que se esta for exagerada pode atrapalhar a realização do trabalho, além de causar desconforto ao operador. Para avaliar isso, modelou-se de forma simples a estrutura completa, utilizando contatos *bonded* entre os componentes com o único intuito de avaliar a magnitude da deflexão na ponta da última lança. Além disso foi realizada uma análise em paralelo, ativando o recurso “large deflection”, na qual obteve-se uma deflexão máxima com variação inferior a 1mm em comparação com os resultados da análise original. A Figura 50 apresenta a deformação máxima de 27 mm, tomada como satisfatória para o contexto da utilização do equipamento. A norma ABNT NBR 14768 não aborda critérios para deslocamento máximo na extremidade do equipamento, porém é aceito que a deformação apresentada não causa prejuízos para a realização da atividade proposta.

Figura 49 - Deformação máxima

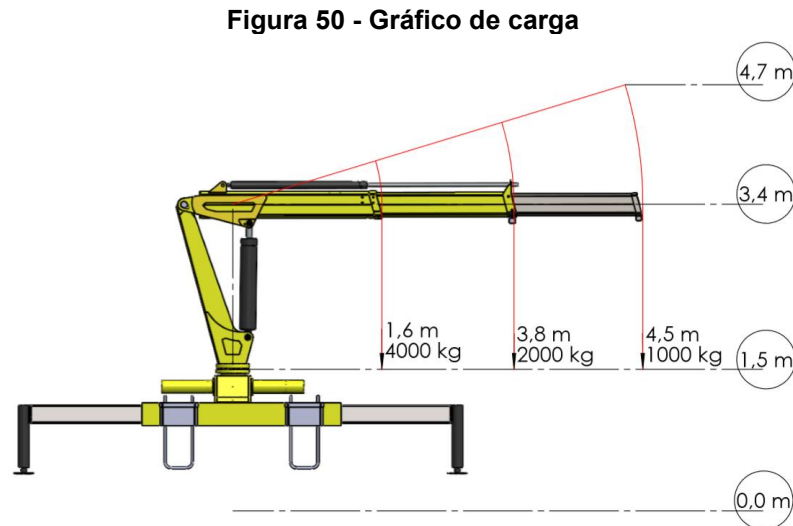


Fonte: O autor (2023).

#### 4.7 Gráfico de carga

Todo equipamento de elevação de carga deve indicar qual sua capacidade nominal, no caso de guindautos é variável de acordo com a extensão das lanças, portanto deve ser apresentado ao operador um gráfico indicando qual a carga máxima que pode ser movimentada de acordo a posição das lanças. Para isso, realizou-se novamente as análises apresentadas nos tópicos 4.3.1 4.3.2 e 4.3.3 variando apenas a posição da carga bruta e mantendo constante as demais.

Isso simula a variação da extensão das lanças e verifica a carga máxima que o componente menos resistente dos três pode suportar. A Figura 51 apresenta o gráfico de carga do equipamento dimensionado neste trabalho.



Fonte: O autor (2023).

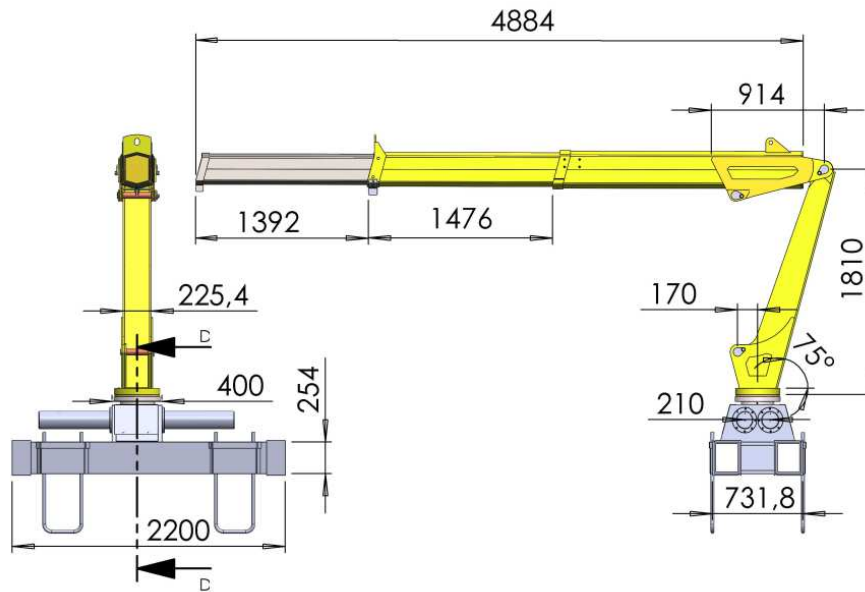
#### 4.8 Geometria final

Por fim, com todas as avaliações estruturais propostas concluídas é possível atualizar o desenho tridimensional do conjunto. A Figura 52 apresenta a geometria final do equipamento, bem como suas principais dimensões e detalhes construtivos do sistema de giro, as Figuras 53 e 54 mostram a quantidade e espessura de cada chapa utilizada na base e na coluna, respectivamente. As Lanças são 100% compostas por chapas de aço ASTM A36 com 12,7 mm de espessura.

No Anexo A deste trabalho consta um dimensional do conjunto, mostrando suas principais dimensões.

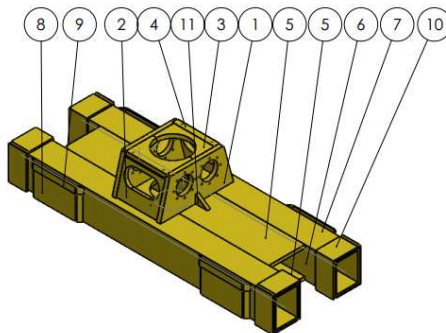


**Figura 51 - Montagem final**



Fonte: O autor (2023).

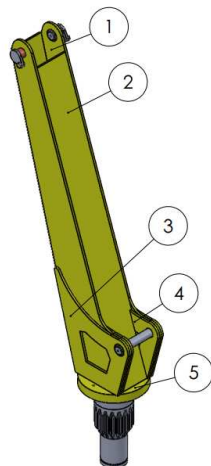
**Figura 52 - Materiais da base**



Nº DO ITEM	Nº DA PEÇA	DESCRIÇÃO	QTD.
1	CHAPA 1	Chapa ASTM A36 esp. 31,75 mm	2
2	CHAPA 2	Chapa ASTM A36 esp. 31,75 mm	2
3	CHAPA 3	Chapa ASTM A36 esp. 31,75 mm	2
4	CHAPA 4	Chapa ASTM A36 esp. 2 mm	2
5	CHAPA 5	Chapa ASTM A36 esp. 25,4 mm	1
6	CHAPA 6	Chapa ASTM A36 esp. 12,7 mm	4
7	CHAPA 7	Chapa ASTM A36 esp. 12,7 mm	4
8	CHAPA 8	Chapa dobrada ASTM A36 esp. 6,35mm	4
9	CHAPA 9	Chapa dobrada ASTM A36 esp. 6,35mm	4
10	CHAPA 10	Chapa dobrada ASTM A36 esp. 12,7 mm	8
11	CHAPA 11	Chapa ASTM A36 esp. 12,7 mm	2

Fonte: O autor (2023).

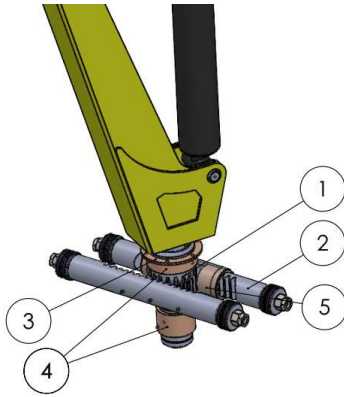
**Figura 53 - Materiais da coluna**



Nº DO ITEM	NOME	DESCRIÇÃO	QTD.
1	CHAPA 1 (Estrutura da coluna)	Chapa ASTM A36 esp. 15,9mm	1
2	CHAPA 2 (Fechamento frontal)	Chapa ASTM A36 esp. 15,9mm	1
3	CHAPA 3 (Reforço lateral externo)	Chapa ASTM A36 esp. 12,7 mm	2
4	CHAPA 4 (Reforço lateral interno)	Chapa ASTM A36 esp. 12,7mm	2
5	CHAPA 5 (Chapa da base)	Chapa ASTM A36 esp. 38,1mm	1

Fonte: O autor (2023).

A Figura 54 apresenta a descrição dos principais componentes definidos para o sistema de giro do equipamento.



**Figura 54 - Materiais do sistema de giro**

Nº DO ITEM	NOME DA PEÇA	DESCRIÇÃO	QTD.
1	Pinhão	Tarugo SAE 4140 Grau 1, 240HB, Diâm. 190mm	1
2	Cremalheira	Tarugo SAE 4140 Grau 1, 240HB, Diâm. 110mm	2
3	Bucha axial	Tarugo usinado, bronze SAE 65	1
4	Bucha radial do pinhão	Tarugo usinado, bronze SAE 65	1
5	Bucha da cremalheira	Tarugo usinado, bronze SAE 65	2

**Fonte: O autor (2023).**

## 5 CONCLUSÃO

O presente trabalho teve como objetivo principal o projeto e validação estrutural de um munck para movimentação de *Big bags*, com o alcance de 4,5 metros e menor número articulações em relação aos disponíveis atualmente no mercado da região, dimensionando a estrutura por meio da utilização do método dos elementos finitos, e o sistema de pinhão e cremalheira analiticamente, sempre em conformidade as exigências da norma ABNT 14768. Os softwares utilizados foram o SolidWorks® para a modelagem preliminar da geometria, e o Ansys® para a realização das simulações, o equacionamento analítico para o dimensionamento do pinhão e cremalheira foi realizado com o software Excel.

O principal empecilho durante as análises por elementos finitos foi a singularidade de tensões, que é mais presente em análises como as realizadas neste trabalho que usam elementos de casca em comparação com as que usam elementos tridimensionais, mas seguindo a metodologia proposta de identificação de singularidades de tensão associada ao princípio de St. Venant foi possível realizar de forma precisa as análises dimensionando de forma segura os componentes de interesse. A norma ABNT 14768 foi fundamental para a realização do dimensionamento e utilizada principalmente para definir de forma coerente os coeficientes de majoração de carga e fatores de segurança para cada caso de carregamento, considerando todos seus detalhes construtivos e condições de utilização.

Os resultados deste trabalho demonstram que o guindaste projetado atende às especificações da norma ABNT 14768, garantindo a sua segurança operacional. Nos pontos onde a análise por elementos finitos apresentou singularidade de tensão foram adicionados reforços que de qualquer forma seriam fundamentais para o bom funcionamento do equipamento devido ao esperado esmagamento das regiões de interface pino-chapa. Além disso, os cálculos de dimensionamento analítico aplicados ao sistema de pinhão e cremalheira asseguram um funcionamento eficaz e confiável do mecanismo de rotação.

A importância deste projeto apresenta-se principalmente como a demonstração prática do desenvolvimento de um projeto desde suas condições de contorno, aplicação da norma cabível, utilização prática do método dos elementos finitos, os problemas intrínsecos no método e como contorná-los.

No entanto, este estudo tem suas limitações, uma delas é que não foi realizada uma validação prática dos resultados da análise com dados de extensometria ou medições em campo visto que não foi construído um modelo. Embora tenham sido empregados rigorosamente as exigências da norma brasileira e seus fatores de segurança, a ausência da validação dos resultados com extensômetros é uma limitação que pode afetar a precisão absoluta das nossas conclusões, levando por exemplo a um possível superdimensionamento de alguns componentes. Outra limitação deste trabalho é a suposição de comportamento linear do material para a análise por elementos finitos, ou seja, considerou-se que a resposta do material é proporcional a força aplicada. Apesar deste tipo de abordagem ser amplamente utilizado na indústria e forneça resultados importantes não leva em consideração possíveis deformações plásticas locais, como por exemplo nas regiões de interface pino-chapa.

Baseado nas limitações encontradas no presente trabalho é recomendável que trabalhos futuros realizem a validação do modelo de elementos finitos através de da aplicação da extensometria além de realizar a comparação dos resultados obtidos entre a análise linear e a não linear verificando se há diferenças significativas que justifiquem o emprego da análise não linear em projetos deste tipo.

Este trabalho proporcionou uma visão geral do processo de dimensionamento estrutural de um guindaste, desde as condições de contorno, emprego da norma coerente e o emprego da modelagem 3D, e técnicas de avaliação via o método dos elementos finitos. Espera-se que o conteúdo apresentado contribua como base para futuros projetos acadêmicos de engenharia.

## REFERÊNCIAS

- ACÍN, Marcos. **Stress singularities, stress concentrations and mesh convergence**. 2015. Disponível em: <http://www.acin.net/2015/06/02/stress-singularities-stress-concentrations-and-mesh-convergence/> . Acesso em: 20/10/2022
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **ABNT NBR 14768**: Guindaste Articulado Hidráulico Requisitos. Rio de Janeiro, 20xx.
- AZEVEDO, Álvaro F. M.. **Método dos Elementos Finitos**, 1 ed. Portugal: Sem editora, 2003. 248p.
- Copper Metal. (2020). **Catálogo**. Disponível em <https://www.coppermetal.com.br/catalogos/catalogo-bronze.pdf>
- EMBRAPA – EMPRESA BRASILEIRA DE PESQUISA AGROPECUÁRIA. **Soja em números (safra 2020/21)**. Disponível em: <https://www.embrapa.br/web/portal/soja/cultivos/soja1/dados-economicos>. Acesso em: 29/09/2022.
- FILHO, Avelino A.. **Elementos Finitos a Base da Tecnologia CAE**, 6 ed. São Paulo: Erica, 2013.298p.
- Manual do Proprietário Ford Cargo. (2018). **Ford Cargo Manual do Proprietário**. Ford Motor Company. Disponível em <https://www.fordcaminhoes.com.br/storage/pdfs/manualdoproprietariomediosepesados26112018.pdf>.
- NORTON, Robert L.. **Projeto de Máquinas: Uma Abordagem Integrada**, 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013. 973p.
- ROSSI, Marcieli. **Agricultura do Sudoeste: demandas e produtividade**. Diário do Sudoeste. Disponível em <https://diariodosudoeste.com.br/agropecuaria/agricultura-do-sudoeste-demandas-e-produtividade/#:~:text=Em%20se%20tratando%20de%20n%C3%BAmero,tocado%20como%20um%20neg%C3%B3cio%20familiar.Acesso>. Acesso em 10/10/2022.
- SILVA, Edson; SILVA, Valdir. **Dimensionamento de Perfis Formados a Frio Conforme NBR 14762 e NBR 6355**. 3a. edição, Rio de Janeiro, 2008.
- SHIGLEY, Joseph Edward; MISCHKE, Charles R.; BUDYNAS, Richard G. **Projeto de engenharia mecânica**. 8. ed. Porto Alegre: Bookman, 2011. 960 p.
- WAIKAMP, José. **História do Munck no Brasil. Guindastes Brasil**. Disponível em <https://guindastesbrasil.blogspot.com/p/historia-do-munck-no-brasil.html>. Acesso em 29/09/2022.

## Anexo A – Dimensional do Equipamento

