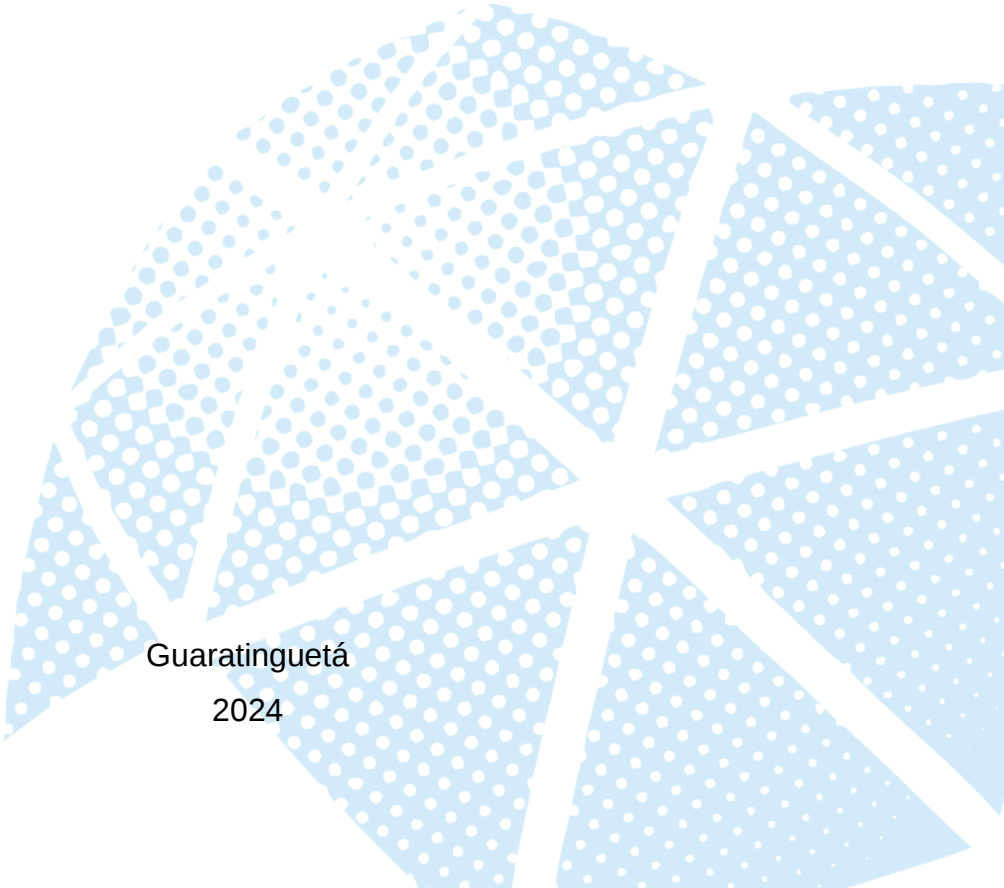


**UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA – UNESP**  
**Faculdade de Engenharia e Ciências – Campus de Guaratinguetá**

**ISAAC HENRIQUE ALVES BOALENTO**

**DIMENSIONAMENTO ANALÍTICO E NUMÉRICO DE MESA ELEVATÓRIA**

Guaratinguetá  
2024



**ISAAC HENRIQUE ALVES BOALENTO**

**DIMENSIONAMENTO ANALÍTICO E NUMÉRICO DE MESA ELEVATÓRIA**

Trabalho de conclusão de curso apresentado à Universidade Estadual Paulista (UNESP), Faculdade de Engenharia e Ciências do Campus de Guaratinguetá, para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador(a): Prof. Dr. Marcelo Sampaio Martins

Guaratinguetá

2024

|       |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                    |
|-------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| B662d | <p>Boalento, Isaac Henrique Alves</p> <p>Dimensionamento analítico e numérico de mesa elevatória / Isaac Henrique Alves Boalento - Guaratinguetá, 2024.</p> <p>98 f : il.</p> <p>Bibliografia: f. 89-94</p> <p>Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia e Ciências de Guaratinguetá, 2024.</p> <p>Orientador: Prof. Dr. Marcelo Sampaio Martins</p> <p>1. Análise estrutural - Engenharia. 2. Método dos elementos finitos. 3. Aeronaves. 4. Elementos de máquinas. I. Título.</p> <p>CDU 624.04</p> |
|-------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|

ISAAC HENRIQUE ALVES BOALENTO

**DIMENSIONAMENTO ANALÍTICO E NUMÉRICO DE MESA ELEVATÓRIA**

Trabalho de conclusão de curso apresentado à Universidade Estadual Paulista (UNESP), Faculdade de Engenharia e Ciências do Campus de Guaratinguetá, para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

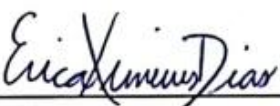
Data da defesa: 12 / 11 / 2024

Banca Examinadora:



---

Prof. Dr. Marcelo Sampaio Martins  
UNESP - Faculdade de Engenharia e Ciências do Campus de Guaratinguetá



---

Profa. Dra. Erica Ximenes Dias  
UNESP - Faculdade de Engenharia e Ciências do Campus de Guaratinguetá



---

Profa. Dra. Thaís Santos Castro  
UNESP - Faculdade de Engenharia e Ciências do Campus de Guaratinguetá

## RESUMO

O trabalho em questão trata de um projeto que visa melhorar e simplificar o processo de ensaios aeronáuticos de inflamabilidade de uma empresa do ramo. O dispositivo projetado proporciona ajustes e posições variadas de forma a facilitar a realização dos testes, além de que conta com o sistema de elevação do tipo tesoura com acionador manual e é capaz de substituir os demais dispositivos já existentes da área. Portanto, foi necessário garantir que o projeto estrutural suportasse a carga e condições dos ensaios exigidos, dada a relevância desses testes para entender o comportamento de diversos materiais e componentes do avião expostos ao fogo, o que possibilita a implementação de ações preventivas e aprimoramentos necessários para assegurar a segurança dos voos. Para tal propósito, as avaliações estruturais foram fundamentadas nas principais teorias de resistência dos materiais e elementos de máquina, além do uso do método dos elementos finitos, por meio de simulações no *software* Ansys, para análise de convergência de resultados. Esse estudo destacou a importância de não se confiar exclusivamente nos resultados gerados pelo computador, demonstrando a relevância de conhecimentos teóricos sólidos para a interpretação crítica dos dados e a identificação de possíveis discrepâncias nos valores.

**Palavras-chave:** análise estrutural; mesa elevatória; plataforma elevatória; Ansys; método dos elementos finitos.

## **ABSTRACT**

The present work addresses a project aimed at improving the flammability testing for an aerospace company. The designed device offers various adjustments and positions to facilitate test execution and features a scissor-lift system with a manual actuator, capable of replacing other existing devices in the area. It was essential to validate that the structural design could withstand the load and conditions required by the tests, given the importance of these evaluations in understanding the behavior of multiple aircraft materials and components when exposed to fire, enabling preventive actions and necessary improvements to ensure flight safety. For this purpose, the structural assessments were based on core theories of mechanics of materials and machine elements, along with finite element method using Ansys software for the convergence analysis of results. This study highlighted the importance of not relying solely on computer-generated results, underscoring the value of solid theoretical knowledge for critically interpreting data and identifying potential discrepancies in the results.

**Keywords:** structural analysis; scissor lift table; elevating platform; Ansys; finite element method.

## LISTA DE FIGURAS

|                                                                                                                        |    |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figura 1 – Vista isométrica da mesa elevatória.....                                                                    | 15 |
| Figura 2 – Mesa elevatória hidráulica.....                                                                             | 16 |
| Figura 3 – Plataforma pantográfica elétrica.....                                                                       | 17 |
| Figura 4 – Ensaio climático do Airbus A350 .....                                                                       | 20 |
| Figura 5 – Ensaio estático de flexão da asa do Boeing 787 .....                                                        | 21 |
| Figura 6 – Estrutura do ensaio estático e fadiga do Boeing 787 .....                                                   | 21 |
| Figura 7 – Ensaio de chama horizontal .....                                                                            | 23 |
| Figura 8 – Máquina para ensaios de toxidade e densidade de fumaça .....                                                | 23 |
| Figura 9 – Teste de inflamabilidade de almofadas de assento.....                                                       | 24 |
| Figura 10 – Estado mais geral de tensão .....                                                                          | 25 |
| Figura 11 – Estado mais geral de tensão com rotação .....                                                              | 25 |
| Figura 12 – Estado plano de tensão.....                                                                                | 26 |
| Figura 13 – Círculo de Mohr.....                                                                                       | 27 |
| Figura 14 – Carregamento axial no parafuso de potência.....                                                            | 28 |
| Figura 15 – Diagrama de corpo livre na interface porca-parafuso (a) elevação da carga<br>(b) abaixamento da carga..... | 29 |
| Figura 16 – Colar axial no parafuso de potência .....                                                                  | 29 |
| Figura 17 – Carga na rosca do parafuso de potência .....                                                               | 30 |
| Figura 18 – Tensões presentes no parafuso de potência .....                                                            | 32 |
| Figura 19 – Comprimento de flambagem de colunas.....                                                                   | 33 |
| Figura 20 – Gráfico da tensão crítica de flambagem para aço estrutural .....                                           | 34 |
| Figura 21 – Modelo de elementos finitos.....                                                                           | 36 |
| Figura 22 – Elementos finitos comuns .....                                                                             | 37 |
| Figura 23 – Convergência de malha .....                                                                                | 38 |
| Figura 24 – Deslocamento do braço de tesoura.....                                                                      | 38 |
| Figura 25 – Tensões e deformações em diferentes posições de tesoura .....                                              | 39 |
| Figura 26 – Tensões no conjunto de tesouras .....                                                                      | 40 |
| Figura 27 – Deslocamento no conjunto de tesouras .....                                                                 | 40 |
| Figura 28 – Vista isométrica do projeto .....                                                                          | 41 |
| Figura 29 – Vista lateral da mesa elevatória .....                                                                     | 42 |
| Figura 30 – Trilho .....                                                                                               | 42 |
| Figura 31 – Cantoneira fixa .....                                                                                      | 43 |

|                                                                              |    |
|------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figura 32 – Espaçador .....                                                  | 43 |
| Figura 33 – Parafuso de potência .....                                       | 44 |
| Figura 34 – Espaçador do parafuso de potência.....                           | 44 |
| Figura 35 – Diagrama de corpo livre da mesa elevatória .....                 | 45 |
| Figura 36 – Relação de medidas com ângulo de abertura da haste .....         | 46 |
| Figura 37 – Diagrama de corpo livre da haste AIG .....                       | 46 |
| Figura 38 – Diagrama de corpo livre da haste FIB .....                       | 47 |
| Figura 39 – Forças atuantes na haste AIG.....                                | 48 |
| Figura 40 – Forças atuantes na haste FIB .....                               | 48 |
| Figura 41 – Diagrama de corpo livre na plataforma superior.....              | 49 |
| Figura 42 – Forças atuantes na haste FED.....                                | 49 |
| Figura 43 – Forças atuantes na haste CEG .....                               | 49 |
| Figura 44 – Forças decompostas na haste AIG .....                            | 50 |
| Figura 45 – Diagramas de esforços da haste AIG.....                          | 51 |
| Figura 46 – Forças decompostas na haste FIB.....                             | 51 |
| Figura 47 – Diagramas de esforços da haste FIB .....                         | 52 |
| Figura 48 – Forças decompostas na haste FED .....                            | 52 |
| Figura 49 – Diagramas de esforços da haste FED.....                          | 53 |
| Figura 50 – Forças decompostas na haste CEG.....                             | 53 |
| Figura 51 – Diagramas de esforços da haste CEG .....                         | 54 |
| Figura 52 – Comprimentos efetivos de flambagem .....                         | 55 |
| Figura 53 – Cantoneira inferior .....                                        | 59 |
| Figura 54 – Força axial do parafuso de potência .....                        | 60 |
| Figura 55 – Pressões seguras contra o esmagamento dos filetes de rosca ..... | 62 |
| Figura 56 – Chapa metálica superior .....                                    | 66 |
| Figura 57 – Dispositivo na altura máxima.....                                | 66 |
| Figura 58 – Modelo do dispositivo elevado com carga.....                     | 67 |
| Figura 59 – Diagrama de esforços para dispositivo elevado .....              | 67 |
| Figura 60 – Dispositivo na altura mínima .....                               | 68 |
| Figura 61 – Modelo do dispositivo abaixado com carga.....                    | 68 |
| Figura 62 – Diagrama de esforços para dispositivo abaixado .....             | 69 |
| Figura 63 – Dispositivo simplificado .....                                   | 70 |
| Figura 64 – Árvore do modelo .....                                           | 71 |
| Figura 65 – Fixação do dispositivo no chão .....                             | 71 |

|                                                                                                  |    |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figura 66 – Fixação do espaçador no pino .....                                                   | 72 |
| Figura 67 – Fixação do pino na haste .....                                                       | 72 |
| Figura 68 – Fixação das cantoneiras .....                                                        | 73 |
| Figura 69 – Fixação dos limitadores das rodas .....                                              | 73 |
| Figura 70 – Fixações da base inferior .....                                                      | 74 |
| Figura 71 – Fixações da base superior .....                                                      | 74 |
| Figura 72 – Configuração das hastes.....                                                         | 75 |
| Figura 73 – Configuração das rodas .....                                                         | 75 |
| Figura 74 – Malha criada para projeto original .....                                             | 76 |
| Figura 75 – Detalhes da malha do projeto original .....                                          | 77 |
| Figura 76 – Qualidade da malha do projeto original .....                                         | 77 |
| Figura 77 – Força remota.....                                                                    | 78 |
| Figura 78 – Configurações de análise .....                                                       | 78 |
| Figura 79 – Deslocamento do projeto original .....                                               | 79 |
| Figura 80 – Tensões do projeto original .....                                                    | 79 |
| Figura 81 – Tensão máxima do projeto original .....                                              | 80 |
| Figura 82 – Malha criada para os pinos .....                                                     | 80 |
| Figura 83 – Tensões de von Mises nas hastes originais: (a) CEG; (b) FED; (c) FIB; (d) AIG .....  | 81 |
| Figura 84 – Tensões principais nas hastes originais: (a) CEG; (b) FED; (c) FIB; (d) AIG .....    | 81 |
| Figura 85 – Malha criada para projeto modificado .....                                           | 82 |
| Figura 86 – Detalhes da malha do projeto modificado .....                                        | 83 |
| Figura 87 – Qualidade da malha do projeto modificado .....                                       | 83 |
| Figura 88 – Deslocamento do projeto modificado .....                                             | 84 |
| Figura 89 – Tensões do projeto modificado .....                                                  | 84 |
| Figura 90 – Tensão máxima do projeto modificado.....                                             | 85 |
| Figura 91 – Tensões de von Mises nas hastes modificadas: (a) CEG; (b) FED; (c) FIB; (d) AIG..... | 86 |
| Figura 92 – Tensões principais nas hastes modificadas: (a) CEG; (b) FED; (c) FIB; (d) AIG .....  | 86 |

## LISTA DE TABELAS

|                                                                                    |    |
|------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Tabela 1 – Características geométricas das hastes .....                            | 50 |
| Tabela 2 – Comparação entre seções transversais das hastes .....                   | 56 |
| Tabela 3 – Cisalhamento nos parafusos .....                                        | 57 |
| Tabela 4 – Cisalhamento nos pinos .....                                            | 57 |
| Tabela 5 – Parâmetros iniciais para o dimensionamento do parafuso de potência...61 |    |
| Tabela 6 – Tensões tridimensionais do parafuso de potência.....64                  |    |
| Tabela 7 – Tensões principais do parafuso de potência .....                        | 64 |

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

|      |                                                     |
|------|-----------------------------------------------------|
| ANAC | Agência Nacional de Aviação Civil                   |
| ABNT | Associação Brasileira de Normas Técnicas            |
| CAA  | <i>Civil Aeronautics Authority</i>                  |
| CS   | Coeficiente de Segurança                            |
| CAD  | <i>Computer-Aided Design</i>                        |
| EASA | <i>European Union Aviation Safety Agency</i>        |
| FAA  | <i>Federal Aviation Administration</i>              |
| FAR  | <i>Federal Aviation Regulation</i>                  |
| GPS  | <i>Global Positioning System</i>                    |
| GPWS | <i>Ground Proximity Warning System</i>              |
| MEF  | Método dos Elementos Finitos                        |
| SAE  | <i>Society of Automotive Engineers</i>              |
| TCAS | <i>Traffic Alert and Collision Avoidance System</i> |

## LISTA DE SÍMBOLOS

|               |                                                        |
|---------------|--------------------------------------------------------|
| $H$           | Altura entre bases da mesa elevatória                  |
| $\alpha$      | Ângulo de abertura da haste em relação à vertical      |
| $\theta$      | Ângulo de abertura da haste em relação ao chão         |
| $A$           | Área da seção transversal                              |
| $P_{cr}$      | Carga crítica de flambagem                             |
| $f$           | Coeficiente de atrito                                  |
| $f_c$         | Coeficiente de atrito no colar axial                   |
| $L_{fl}$      | Comprimento efetivo de flambagem                       |
| $d_r$         | Diâmetro de raiz do parafuso                           |
| $d$           | Diâmetro externo do parafuso                           |
| $d_c$         | Diâmetro médio do colar axial                          |
| $d_m$         | Diâmetro médio do parafuso                             |
| $V_{max}$     | Esforço cortante máximo                                |
| $F_R$         | Força resultante                                       |
| $E$           | Módulo de elasticidade                                 |
| $I$           | Momento de inércia                                     |
| $Q$           | Momento estático de área                               |
| $M_{max}$     | Momento fletor máximo                                  |
| $n_t$         | Número de roscas engajadas                             |
| $p$           | Passo do parafuso                                      |
| $p_b$         | Pressão segura contra esmagamento dos filetes de rosca |
| $r$           | Raio de giração                                        |
| $\sigma_{cr}$ | Tensão crítica de flambagem                            |
| $\tau_{adm}$  | Tensão de cisalhamento admissível                      |
| $\tau_r$      | Tensão de cisalhamento na raiz da rosca                |
| $\tau_c$      | Tensão de cisalhamento no corpo do parafuso            |

|                  |                                                  |
|------------------|--------------------------------------------------|
| $\sigma_e$       | Tensão de escoamento                             |
| $\sigma_f$       | Tensão de flexão na raiz da rosca                |
| $\sigma'$        | Tensão equivalente de von Mises                  |
| $\sigma_{adm}$   | Tensão normal admissível                         |
| $\sigma_{axial}$ | Tensão normal de compressão no corpo do parafuso |
| $\sigma_{esmag}$ | Tensão normal de esmagamento                     |
| $T_d$            | Torque total para abaixar a carga                |
| $T_u$            | Torque total para elevar a carga                 |

## SUMÁRIO

|                |                                               |           |
|----------------|-----------------------------------------------|-----------|
| <b>1</b>       | <b>INTRODUÇÃO .....</b>                       | <b>14</b> |
| 1.1            | CONTEXTUALIZAÇÃO E PESQUISA.....              | 14        |
| 1.2            | OBJETIVO GERAL E ESPECÍFICO .....             | 14        |
| 1.3            | JUSTIFICATIVA.....                            | 15        |
| <b>2</b>       | <b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>            | <b>16</b> |
| 2.1            | SISTEMAS DE ELEVAÇÃO DE TESOURA .....         | 16        |
| 2.2            | AERONÁUTICA.....                              | 17        |
| 2.2.1          | Certificação.....                             | 18        |
| 2.2.2          | Ensaio.....                                   | 19        |
| <b>2.2.2.1</b> | <b><i>Ensaio de inflamabilidade.....</i></b>  | <b>22</b> |
| 2.3            | TENSÃO .....                                  | 24        |
| 2.3.1          | Tensões principais.....                       | 24        |
| 2.3.2          | Tensão equivalente de von Mises .....         | 27        |
| 2.4            | DIMENSIONAMENTO DE PARAFUSO DE POTÊNCIA ..... | 28        |
| 2.5            | FLAMBAGEM .....                               | 32        |
| 2.6            | PROJETO AUXILIADO POR COMPUTADOR (CAD) .....  | 34        |
| 2.6.1          | Ansys.....                                    | 34        |
| 2.6.2          | CATIA .....                                   | 35        |
| 2.7            | MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS .....            | 35        |
| 2.8            | ESTUDOS SEMELHANTES.....                      | 38        |
| <b>3</b>       | <b>O PROJETO .....</b>                        | <b>41</b> |
| 3.1            | DIMENSIONAMENTO E VERIFICAÇÃO.....            | 44        |
| 3.1.1          | Hastes .....                                  | 45        |
| <b>3.1.1.1</b> | <b><i>Cálculo de tensões máximas.....</i></b> | <b>50</b> |
| <b>3.1.1.2</b> | <b><i>Flambagem.....</i></b>                  | <b>54</b> |
| 3.1.2          | Pinos e parafusos .....                       | 56        |
| 3.1.3          | Cantoneira fixa.....                          | 58        |
| 3.1.4          | Parafuso de potência.....                     | 59        |
| 3.1.5          | Plataforma superior .....                     | 65        |
| 3.2            | ANÁLISE COMPUTACIONAL PELO MEF .....          | 69        |
| 3.2.1          | Hastes de seção transversal 45x10.....        | 70        |
| <b>3.2.1.1</b> | <b><i>Modelo .....</i></b>                    | <b>70</b> |

|                |                                                 |           |
|----------------|-------------------------------------------------|-----------|
| <b>3.2.1.2</b> | <b>Resultados .....</b>                         | <b>78</b> |
| 3.2.2          | Hastes de seção transversal 55x20 .....         | 82        |
| <b>3.2.2.1</b> | <b>Modelo .....</b>                             | <b>82</b> |
| <b>3.2.2.2</b> | <b>Resultados .....</b>                         | <b>84</b> |
| <b>4</b>       | <b>CONCLUSÃO.....</b>                           | <b>87</b> |
| 4.1            | VERIFICAÇÃO DOS OBJETIVOS.....                  | 87        |
| 4.2            | SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS.....             | 88        |
|                | REFERÊNCIAS .....                               | 89        |
|                | BIBLIOGRAFIA CONSULTADA .....                   | 93        |
|                | ANEXO A – PROPRIEDADES MECÂNICAS (NORTON) ..... | 95        |
|                | ANEXO B – PARAFUSO BENELUS .....                | 97        |
|                | ANEXO C – ROLAMENTO SKF .....                   | 98        |

## 1 INTRODUÇÃO

### 1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO E PESQUISA

Este trabalho tem como objeto de estudo um projeto que surgiu a partir da limitação de espaço existente no laboratório e os riscos aos quais os operadores são expostos, sendo que houve a necessidade de simplificar e agilizar os testes aeronáuticos de inflamabilidade de uma empresa do ramo.

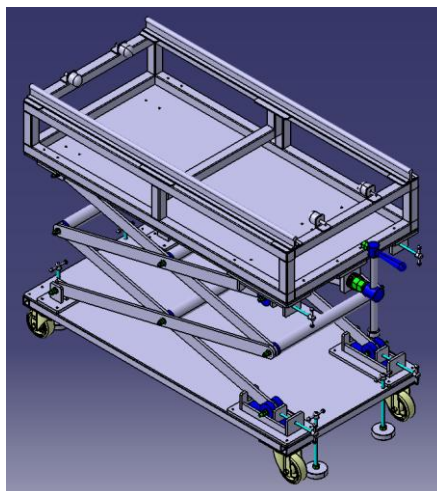
Esses ensaios possuem grande relevância, pois permitem o entendimento do comportamento de diversos materiais e componentes do avião em contato com o fogo, possibilitando ações preventivas e ações de melhorias para garantir a segurança dos voos.

De acordo com *Federal Aviation Administration* (2016) e Silva, M. (2018) há uma preocupação constante com a segurança dos materiais têxteis utilizados na cabine de passageiros das aeronaves. Para garantir essa segurança, são realizados testes rigorosos em amostras de pequenas dimensões para avaliar o tempo de propagação da chama desses materiais, como revestimentos de piso, cortinas e coberturas de assentos. Esses componentes devem ser autoextinguíveis e aprovados no teste de chama vertical, conforme a norma *Federal Aviation Regulation (FAR) part 25*.

### 1.2 OBJETIVO GERAL E ESPECÍFICO

O desenvolvimento desse novo projeto tem o objetivo de substituir os numerosos dispositivos já existentes da área, uma vez que ele é capaz de agrupar todas as configurações exigidas pelos órgãos de certificação. Como mostrado na Figura 1, o projeto possui um sistema de elevação do tipo tesoura com acionador manual, sendo que os seus braços de sustentação são capazes de se recolher e estender, possibilitando que a plataforma se mova verticalmente.

Figura 1 – Vista isométrica da mesa elevatória



Fonte: Autoria própria.

Segundo Beer (2011), o engenheiro deve investigar as tensões geradas e determinar se as deformações resultantes são aceitáveis, porém, esse conceito é apenas uma ferramenta que auxilia os engenheiros em seu objetivo final, que é garantir que as estruturas e máquinas projetadas sejam seguras e eficientes.

Sendo assim, com base no modelo 3D da plataforma elevatória, foram realizados cálculos teóricos para garantir que os requisitos mínimos necessários para a execução dos ensaios da empresa sejam atendidos, assegurando a ausência de falhas e riscos à segurança dos operadores.

De acordo com Norton (2013), a análise pelo método dos elementos finitos (MEF) é uma ferramenta muito poderosa e amplamente utilizada na engenharia, dado que atualmente sua aplicação e a obtenção de resultados são facilitadas pelo uso de *softwares* comerciais. No entanto, é crucial verificar e validar os resultados do modelo contra soluções analíticas ou dados experimentais.

Dito isso, as avaliações estruturais analíticas da mesa elevatória também foram complementadas com o uso do método dos elementos finitos por meio de simulações no *software* Ansys.

### 1.3 JUSTIFICATIVA

O dispositivo projetado proporciona ajustes e posições variadas de forma a facilitar a realização dos testes aeronáuticos de inflamabilidade.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 SISTEMAS DE ELEVAÇÃO DE TESOURA

Em conformidade com Channi e Tripathi (2021), os sistemas de elevação de tesoura são inspirados no mecanismo de pantógrafo, sendo que devido ao formato do dispositivo a sua estrutura pode se comprimir ou se estender assim como um acordeão. As mesas e plataformas se movem verticalmente pela abertura e fechamento das hastes que estão conectadas entre si por meio de um padrão de cruzamento em “X”.

Os elevadores de tipo tesoura são dispositivos utilizados para aplicações de manuseio de materiais e pessoas, sendo que podem ser usadas em superfícies firmes e niveladas, ao ar livre ou em ambientes fechados. Conforme descrito por Ismael, Almaged e Mahmood (2019) muitos desses sistemas são projetados para múltiplos fins na indústria, podendo ser usados em serviços de limpeza, manutenção, reparo e elevação e descida de cargas.

A popularidade na indústria se deve à sua facilidade de uso e à eficiência comprovada. Conforme afirmam Channi e Tripathi (2021), elevadores de tesoura fornecem o método mais confiável e versátil de levantar cargas pesadas. Além disso, eles retraem para o menor tamanho possível quando completamente fechados, otimizando o espaço.

Nas Figuras 2 e 3 é apresentado exemplos de sistemas de elevação do tipo tesoura.

Figura 2 – Mesa elevatória hidráulica



Fonte: Edmo Lift (2024).

Figura 3 – Plataforma pantográfica elétrica



Fonte: Genie Lift (2024).

Cada dispositivo possui uma capacidade específica de altura e carga, mas todos compartilham estruturas semelhantes em seus projetos. Eles são compostos, essencialmente, por uma plataforma superior, pares de braços de tesoura, uma base e o sistema de acionamento.

A plataforma superior simplesmente fornece a superfície para acomodar e sustentar a carga desejada.

Channi e Tripathi (2021, p. 57, tradução nossa) afirmam que,

Os braços de tesoura desempenham o papel mais importante, pois ajudam a atingir a altura variável necessária. Esta é a única parte que se move para cima e para baixo conforme necessário e suporta a carga presente na plataforma superior do elevador.

A estrutura da base pode ser fixa e montada no chão, como representado na Figura 2, ou pode apresentar rodízios e ser portátil, como mostrado na Figura 3.

Por fim, é necessário aplicar uma pressão para movimentar as hastes. Sant'Anna, Abi-Saber Filho e Almeida (2019) destacam que esse acionamento pode ser feito por meio de atuadores hidráulicos, manivelas, bombas hidráulicas, motores elétricos ou pneumáticos.

## 2.2 AERONÁUTICA

A história da aviação está intimamente ligada ao desenvolvimento da segurança de voo, especialmente em resposta aos primeiros acidentes aeronáuticos que expuseram vulnerabilidades e riscos no design e operação de aeronaves. Cada incidente levou a um melhor entendimento dos riscos e à implementação de medidas preventivas. Com o tempo, a combinação de avanços tecnológicos, treinamento aprimorado, ensaios e regulamentações rigorosas transformou a aviação em um dos meios de transporte mais seguros do mundo (Ricco; Almeida, 2020; Machado, 2018).

Para promover o uso seguro e eficiente do espaço aéreo nacional houve a criação de regulamentações e órgãos de investigação, como a *Civil Aeronautics Authority* (CAA) nos Estados Unidos em 1938, que mais tarde se tornou a *Federal Aviation Administration* (FAA). Ela ao longo dos anos evoluiu através de várias transformações para atender às crescentes necessidades da aviação e melhorar as medidas de segurança (FAA, 2021).

A Segunda Guerra Mundial também teve um papel relevante, uma vez que houve um grande salto tecnológico na aviação, sendo que muitas dessas tecnologias e práticas foram adaptadas para a aviação comercial após o fim desse grande evento. Como consequência houve a introdução dos aviões a jato nos anos 1950 e o surgimento de novos desafios. Os acidentes fatais com o *De Havilland Comet* devido a falhas estruturais levaram a uma melhor compreensão da fadiga metálica e à implementação de testes de pressurização mais rigorosos (Ricco; Almeida, 2020).

Vaz Junior (2019, p. 15134) comenta que,

Os fatores humanos são um dos principais contribuintes para acidentes na aviação comercial ao longo de sua história. Buscando tornar o voo mais seguro, diversos sistemas automatizados foram sendo desenvolvidos, tais como pilotos automáticos com número crescente de recursos, navegação por GPS, sistemas de alerta em caso de aproximação com o solo (GPWS) [...]

Além de sistemas de prevenção de colisão (TCAS), controle de voo eletrônico (*fly-by-wire*), entre muitos outros que também foram implementados.

“A automação inegavelmente contribuiu para tornar a aviação mais segura, porém, mesmo aeronaves altamente automatizadas sofrem acidentes” (Vaz Junior, 2019, p. 15134).

### 2.2.1 Certificação

A segurança na aviação civil é assegurada de maneira abrangente, com as autoridades de aviação civil supervisionando cada etapa do ciclo de vida das aeronaves, desde o projeto e fabricação até a operação e manutenção. No Brasil, a ANAC (Agência Nacional de Aviação Civil) certifica tanto os projetos quanto as empresas responsáveis pela criação e fabricação de produtos aeronáuticos, além das que realizam a manutenção e operam as aeronaves. A ANAC também certifica aeroportos e os profissionais encarregados da manutenção e operação das aeronaves (ANAC, 2019).

A ANAC (2019) afirma que, o processo de certificação do projeto é composto por uma série de leis e regulamentos estabelecidos pelas autoridades de aviação civil, cada uma com suas singularidades na homologação dos produtos aeronáuticos, mas todas com o objetivo comum de zelar pela proteção da vida dos cidadãos de seus governos. No Brasil, esse papel é desempenhado pela ANAC, nos Estados Unidos pela FAA e na União Europeia pela EASA (*European Union Aviation Safety Agency*).

Sobre o período de certificação do projeto, Machado (2018, p. 66) esclarece que,

[...] é o momento em que o fabricante atua no sentido de comprovar que o projeto cumpre com diversos dos requisitos estabelecidos na sua base de certificação. Com isso, são realizados voos nos protótipos com o objetivo de demonstrar à autoridade certificadora características de manobrabilidade em distintas configurações de flap, trem de pouso e formas de gelo, determinação de distâncias de pouso, ensaio de máxima energia de frenagem, evacuação da cabine de passageiros, entre outras demonstrações.

Após a realização de todos os ensaios e demonstrações necessárias para provar que o produto está em conformidade com o processo de certificação da autoridade competente, a aeronave é considerada aeronavegável, ou seja, está apta a operar com segurança no espaço aéreo (ANAC, 2019).

### 2.2.2 Ensaios

Os testes aeronáuticos desempenham um papel vital na garantia da segurança, eficiência e performance das aeronaves antes de serem operadas. Visto que a aeronave está sujeita a diferentes tipos de carregamento e condições, como rajadas de vento, vibrações e variações de temperatura, os ensaios incluem uma vasta gama de avaliações, desde testes estruturais em solo até extensas campanhas

de voo. Eles validam a estrutura, sistemas operacionais e desempenho da aeronave em condições tanto normais quanto extremas, incluindo testes com cargas máximas e em climas severos (Airbus, 2024; Boeing, 2024).

Como foi o caso do Airbus A350 ilustrado na Figura 4, que permaneceu no Laboratório Climático *McKinley*, na Flórida, onde a aeronave foi submetida a uma gama de condições climáticas variando de  $-40^{\circ}\text{C}$  a  $40^{\circ}\text{C}$  em um hangar com controle de temperatura (Airbus, 2024).

Figura 4 – Ensaio climático do Airbus A350



Fonte: Airbus (2024).

Machado (2018) comenta que, embora a utilização de simulação computacional nas análises de projetos tenha aumentado, a execução de testes em componentes reais ainda é de extrema importância, seja em protótipos ou em bancadas de teste das aeronaves.

Isso deve-se ao fato de os ensaios serem cruciais para identificar falhas potenciais e melhorar continuamente o design e a segurança das aeronaves. Um fato histórico que evidencia a importância da realização de testes na aviação foi o acidente do primeiro avião a jato comercial, *de Havilland Comet*.

Em 1954, o avião *Comet* sofreu dois desastres devido a falhas de fadiga em sua fuselagem, provocadas pelos ciclos repetidos de pressurização e depressurização da cabine. As falhas tiveram início em trincas próximas aos cantos das janelas de formato quase quadrangular, que geraram elevadas concentrações de tensão (Norton, 2013).

Com base nas lições aprendidas de acidentes aéreos, como os desastres do *Comet*, atualmente as fabricantes têm uma enorme preocupação em garantir que

seus projetos sejam confiáveis e seguros ao longo de toda a vida operacional das aeronaves. A Figura 5 mostra o ensaio estático de flexão da asa do Boeing 787 *Dreamliner* com aplicação de sua carga limite, realizado em 2009.

Figura 5 – Ensaio estático de flexão da asa do Boeing 787



Fonte: Boeing (2024).

Os testes estruturais no solo recriam as cargas aerodinâmicas que o avião experimentará durante sua vida útil, isso inclui, por exemplo, testes de flexão máxima das asas, testes de pressurização da fuselagem e testes de fadiga, que simulam ciclos repetidos de voo. (Airbus, 2024). Esses ensaios contam com a ajuda de atuadores hidráulicos que aplicam as cargas no avião e, no caso do ensaio de fadiga, eles ainda empurram e puxam as asas e a fuselagem para simular todas as fases do voo, o que possibilita a avaliação da durabilidade do avião (Boeing, 2024). A Figura 6 mostra a complexidade e grandiosidade do ensaio estático e fadiga do Boeing 787.

Figura 6 – Estrutura do ensaio estático e fadiga do Boeing 787



Fonte: Boeing (2024).

### **2.2.2.1 Ensaios de inflamabilidade**

Peterson (2022) comenta que, ao longo dos anos a FAA aumentou a rigorosidade de seus requisitos de inflamabilidade de aviões conforme as ameaças de incêndio existentes foram mais bem compreendidas, o que por um lado torna o trabalho das fabricantes mais desafiador na etapa de certificação, mas por outro promove um nível de segurança maior para os passageiros e para a tripulação.

Além da fiscalização pela FAA, a segurança aeronáutica conta com a evolução das pesquisas de desenvolvimento de novos materiais, tais como compósitos e termoplásticos com aditivo retardador de chama, sendo capazes até mesmo de suprimir a combustão tornando-se autoextinguíveis. A presença desses materiais pode proporcionar mais tempo para a evacuação, caso necessário, e até minimizar os danos estruturais à aeronave (Aly, 2023; Peterson, 2022).

Em vista disso, os testes de inflamabilidade são essenciais para garantir que os materiais usados nas aeronaves possam resistir à propagação de fogo e minimizar os riscos de incêndio durante o voo. Para garantir essa proteção, os regulamentos da FAA exigem que os materiais passem por uma série de testes antes de serem aprovados para uso, demonstrando que atendem a diversos requisitos de desempenho quando expostos ao calor ou às chamas (Aly, 2023; Peterson, 2022).

Aly (2023) afirma que esses testes permitem conhecer o comportamento das amostras quando queimadas em diferentes situações, sendo possível obter informações tais como, a facilidade de ignição do material, facilidade de extinção, a taxa de propagação das chamas, a taxa de liberação de calor, emissão de fumaça e a toxicidade dos produtos da combustão.

Os testes de laboratório podem ser realizados em uma amostra representativa ou em um componente específico. Os materiais testados incluem plásticos, compósitos, têxteis, espumas e revestimentos, sendo os assentos, carpetes, cortinas, painéis de parede e teto os itens de interiores mais frequentemente testados das aeronaves (Aly, 2023; Peterson, 2022; Ensinger Plastics, 2024).

A posição real da peça na aeronave determina o método e a quantidade de ensaios que deverão ser realizados. Entre os principais estão os testes de inflamabilidade por queima vertical, horizontal ou em ângulo, teste de densidade/emissão de fumaça, teste de toxicidade de combustão e teste de liberação

de calor (Ensinger Plastics, 2024).

Tomando-se como exemplo o ensaio de chama horizontal, a amostra é posicionada horizontalmente e exposta acima de uma fonte de chama controlada, normalmente um bico de Bunsen, por um tempo determinado. O tempo total de queima e o tempo de brilho residual após a remoção da fonte de chama são registrados, assim como também são observados o comprimento da carbonização e os danos visíveis da amostra (Aly, 2023). A Figura 7 apresenta o ensaio descrito, sendo possível observar o corpo de prova preso por suportes laterais.

Figura 7 – Ensaio de chama horizontal



Fonte: PALaerospace (2024).

Por meio de equipamentos sensoriais, como termopares, calorímetros e balanças, é possível medir a taxa de liberação de calor, a perda de massa durante a combustão, a quantidade de fumaça liberada e as concentrações de monóxido de carbono (CO) e dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) resultantes (Aly, 2023). A Figura 8 ilustra uma máquina que auxilia na execução de ensaios de toxidade e densidade de fumaça usada pela empresa ACES, prestadora de serviços para a indústria aeronáutica.

Figura 8 – Máquina para ensaios de toxidade e densidade de fumaça



Fonte: ACES (2024).

Um outro método de ensaio existente é a utilização de um queimador de querosene em forma de cone, que gera um fluxo de calor incidente na amostra para avaliar o seu comportamento de queima. A Figura 9 mostra a utilização desse queimador na execução de um teste de inflamabilidade de almofadas de assento, que faz parte do escopo de certificação aeronáutica.

Figura 9 – Teste de inflamabilidade de almofadas de assento



Fonte: ACES (2024).

Aly (2023) exemplifica um teste de almofadas de assento (*seat cushion*) conforme a norma FAR 25.853(a) Apêndice F-Parte II, sendo que um fluxo de calor de  $12 \text{ kW/m}^2$ , gerado por um queimador de querosene, incide na superfície do assento por dois minutos com temperatura da chama em torno de  $1000^\circ\text{C}$ . Para a aprovação do ensaio a amostra não pode apresentar uma perda de massa superior a 10% e o comprimento médio da queima da almofada não deve exceder 430 mm.

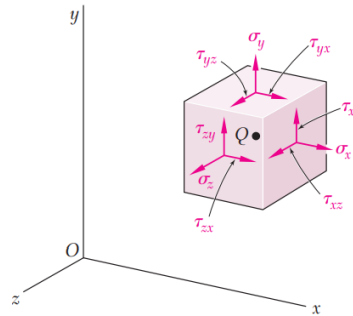
## 2.3 TENSÃO

### 2.3.1 Tensões principais

Segundo Beer (2011) muitos elementos estruturais e de máquinas estão sob condições complexas com múltiplas cargas simultâneas, sendo necessário compreender a condição de tensão gerada por essas cargas em um ponto específico Q interno ao corpo. Uma maneira de facilitar essa visualização do estado de tensão

em um ponto é imaginar um pequeno cubo centrado em Q, com as componentes de tensões normais e cisalhantes atuando em cada uma de suas faces, conforme ilustrado na Figura 10.

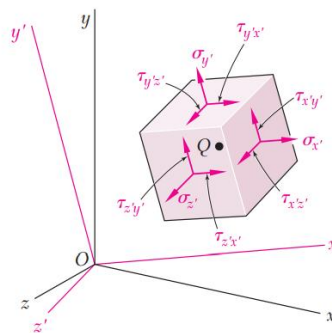
Figura 10 – Estado mais geral de tensão



Fonte: Beer (2011).

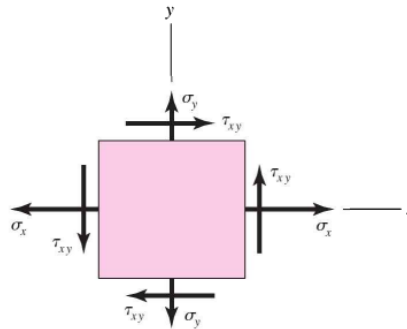
Entretanto, as componentes de tensão associadas ao elemento podem variar quando ele sofrer uma rotação de seus eixos de coordenadas, como ilustrado na Figura 11. Dessa forma, há um determinado ângulo no qual as componentes de tensão de cisalhamento são nulas e as componentes de tensão normal são máximas e mínimas. Para essa situação, as tensões normais atuando nessas direções são chamadas de tensões normais principais, e a determinação delas é importante para a prevenção de falhas nos projetos.

Figura 11 – Estado mais geral de tensão com rotação



Fonte: Beer (2011).

Figura 12 – Estado plano de tensão



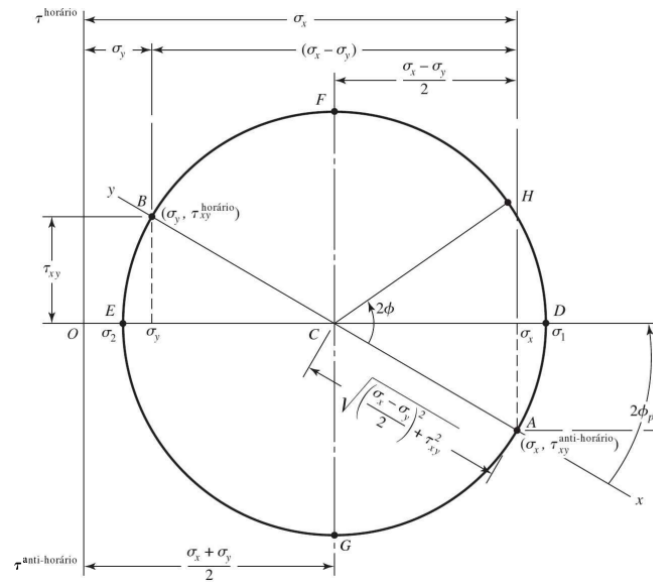
Fonte: Shigley (2011).

O círculo de Mohr, mostrado na Figura 13, é um método gráfico que facilita a visualização do estado de tensão em um ponto e é extremamente eficaz para a determinação das tensões principais, como relatam Norton (2013), Shigley (2011), Beer (2011).

No plano do círculo de Mohr, o eixo horizontal representa as tensões normais  $\sigma$ , enquanto o eixo vertical representa as tensões de cisalhamento  $\tau$ , sendo o primeiro passo plotar os pontos A e B, que correspondem às tensões atuantes no estado plano de tensão do elemento (Shigley, 2011; Beer, 2011). A Figura 12 exemplifica o estado plano geral de tensão de um elemento qualquer, sendo essa maneira uma forma de visualização bidimensional de uma das faces do cubo da Figura 11.

A partir da união dos pontos iniciais é possível traçar a circunferência, conforme mostrado na Figura 13 e, por meio de relações geométricas, é possível extrair diversas informações cruciais, entre elas as tensões principais  $\sigma_1$  e  $\sigma_2$ . Elas estão representadas pelos pontos D e E, onde o círculo intercepta o eixo horizontal, sendo  $\sigma_1$  a tensão normal principal máxima e  $\sigma_2$  a tensão normal principal mínima (Shigley, 2011; Beer, 2011).

Figura 13 – Círculo de Mohr



Fonte: Shigley (2011).

### 2.3.2 Tensão equivalente de von Mises

“Com frequência, é conveniente, em situações envolvendo tensões combinadas normal e de cisalhamento no mesmo ponto, definir uma tensão equivalente que possa ser usada para representar a combinação de tensões” (Norton, 2013, p. 249).

A tensão equivalente de von Mises  $\sigma'$ , mostrada na equação (1), é definida como,

a tensão de tração uniaxial que criaria a mesma energia de distorção que é criada pela combinação atual das tensões aplicadas. Esse procedimento permite tratar casos de tensão multiaxial combinada a tensões de cisalhamento como se fossem devidos a um carregamento de tração pura (Norton, 2013, p. 249).

A equação (1) apresenta a tensão de von Mises para o caso tridimensional com três tensões principais, sendo  $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ .

$$\sigma' = \left[ \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2} \quad (1)$$

A tensão de von Mises pode ser comparada diretamente com a resistência ao escoamento do material, mas é aconselhável incluir um coeficiente de segurança CS a fim de garantir a confiabilidade do projeto. A equação (2) demonstra a condição para que o material dúctil não falhe, sendo  $\sigma_e$  a tensão de escoamento do material.

$$\sigma' \leq \frac{\sigma_e}{CS} \quad (2)$$

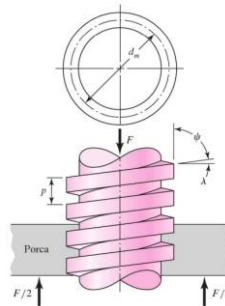
## 2.4 DIMENSIONAMENTO DE PARAFUSO DE POTÊNCIA

Os parafusos são elementos mecânicos fundamentais em diversas aplicações de engenharia. Entre os tipos de parafusos, os de fixação usados para unir peças, enquanto os parafusos de potência são capazes de mover cargas, transformando movimento rotacional em linear. Este último é amplamente empregado em mecanismos como macacos de catraca, prensas, morsas e fusos de máquinas (Shigley, 2011; Norton, 2013).

Assim como em qualquer projeto, a seleção e dimensionamento correto do parafuso de potência é crucial para garantir a segurança e a confiabilidade do mecanismo, devendo ser projetado para suportar cargas e condições operacionais específicas de cada demanda.

A Figura 14 mostra uma força de compressão axial  $F$  em um parafuso de potência com um diâmetro médio  $d_m$ , um passo  $p$ , ângulo de avanço  $\lambda$  e um ângulo de hélice  $\psi$  (Shigley, 2011).

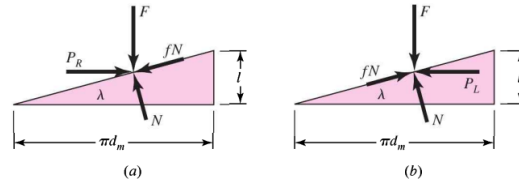
Figura 14 – Carregamento axial no parafuso de potência



Fonte: Shigley (2011).

“Uma rosca de parafuso é essencialmente um plano inclinado enrolado ao redor de um cilindro de forma a criar uma hélice” (Norton, 2013, p. 866). Essa compreensão é útil para determinar o torque necessário tanto para elevar quanto para abaixar uma carga. Logo, é possível esquematizar o diagrama de forças na única volta da rosca desenrolada, para o caso de um parafuso de rosca quadrada com avanço  $L$ , como demonstrado na Figura 15 (Shigley, 2011; Norton, 2013).

Figura 15 – Diagrama de corpo livre na interface porca-parafuso (a) elevação da carga (b) abaixamento da carga



Fonte: Shigley (2011).

Dessa forma, ao realizar o somatório das forças em equilíbrio e por meio de manipulações matemáticas, mais bem detalhadas nas obras de Norton (2013) e Shigley (2011), chega-se nas expressões desejadas de torques.

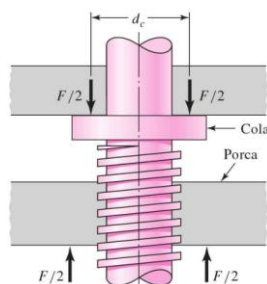
$$T_{su} = \frac{F \cdot d_m}{2} \left( \frac{L + \pi f d_m}{\pi d_m - f L} \right) \quad (3)$$

A equação (3) representa o torque  $T_{su}$  necessário para superar a fricção de rosca e elevar a carga, sendo  $f$  o coeficiente de fricção entre o parafuso e a porca.

Entretanto, o colar também contribui para o torque de atrito e precisa ser incluído à expressão (3). Dessa maneira, o torque total  $T_u$  para levantar a carga com uma rosca quadrada é mostrado na equação (4), onde o termo mais à direita é o torque adicional necessário para girar o colar, sendo  $d_c$  o diâmetro médio do colar axial e  $f_c$  o coeficiente de atrito no rolamento axial. A Figura 16 exemplifica o carregamento concentrado no diâmetro médio do colar.

$$T_u = \frac{F \cdot d_m}{2} \left( \frac{L + \pi f d_m}{\pi d_m - f L} \right) + \frac{F f_c d_c}{2} \quad (4)$$

Figura 16 – Colar axial no parafuso de potência



Fonte: Shigley (2011).

A mesma análise é feita para o caso de abaixamento da carga, obtendo-se, de forma semelhante, a equação (5) que representa o torque total  $T_d$  para abaixar a carga.

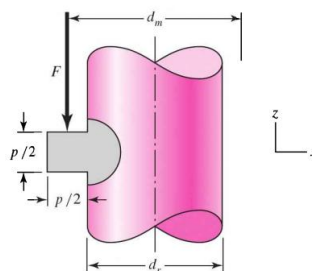
$$T_d = \frac{F \cdot d_m}{2} \left( \frac{\pi f d_m - L}{\pi d_m + f L} \right) + \frac{F f_c d_c}{2} \quad (5)$$

Além disso, é possível verificar se o parafuso projetado é autotravante. Norton (2013) define que um parafuso com essa característica não precisa de um freio para sustentar a carga, ou seja, ele sozinho é capaz de manter um carro elevado para a troca de pneus, por exemplo. A condição de autobloqueio é expressa na equação (6), entretanto só é válida no contexto de carregamento estático.

$$f \geq \frac{L}{\pi d_m} \quad (6)$$

A Figura 17 mostra a interação entre o carregamento e a rosca quadrada do parafuso, sendo bem útil para a determinação das demais tensões na raiz da rosca. Adicionalmente, Shigley (2011) comenta que há um compartilhamento desigual de cargas entre as roscas do parafuso de potência, sendo que a primeira suporta um carregamento equivalente a 38% do valor da carga axial  $F$ , a segunda 25% da carga, a terceira 18% e a sétima rosca está livre de carga. Dessa forma, os valores de tensões na combinação rosca-porca serão os mais elevados se considerado nos cálculos o valor de  $0,38F$  no lugar de simplesmente  $F$ , e se o número de roscas engajadas  $n_t$  for igual a 1. Dessa maneira é simulado o pior caso para o projeto, o que permite realizar o dimensionamento do parafuso de uma maneira mais conservativa.

Figura 17 – Carga na rosca do parafuso de potência



Fonte: Shigley (2011).

Logo, a tensão de esmagamento dos filetes de rosca pode ser calculada pela equação (7).

$$\sigma_{esmag} = \frac{2(0,38F)}{\pi d_m n_t p} \quad (7)$$

Segundo Shigley (2011), a expressão para a tensão transversal de cisalhamento  $\tau_r$  no centro da raiz da rosca está representada na equação (8), sendo  $d_r$  o menor diâmetro de uma rosca de parafuso.

$$\tau_r = \frac{3(0,38F)}{\pi d_r n_t p} \quad (8)$$

A tensão de cisalhamento  $\tau_c$  no corpo do parafuso devido à torção é apresentada na equação (9), utilizando-se o torque de elevação da carga, pois tende a ser maior que o torque de abaixamento.

$$\tau_c = \frac{16T_u}{\pi d_r^3} \quad (9)$$

A tensão axial de compressão  $\sigma_{axial}$  no corpo do parafuso devido à carga é mostrada na equação (10). Por se tratar do corpo do parafuso e não da rosca, não é valido o conceito de distribuição do carregamento entre as roscas engajadas.

$$\sigma_{axial} = \frac{4F}{\pi d_r^2} \quad (10)$$

A tensão de flexão  $\sigma_f$  na raiz da rosca carregando 38% de F é apresentada na equação (11).

$$\sigma_f = \frac{6(0,38F)}{\pi d_r n_t p} \quad (11)$$

De acordo com Shigley (2011), para calcular a tensão de von Mises no topo do plano da raiz é necessário primeiro identificar as tensões normais ortogonais e as tensões de cisalhamento, tomando-se como base o sistema de coordenadas da

Figura 17. Dessa forma, conclui-se que  $\sigma_x = \sigma_f$ ,  $\sigma_z = \sigma_{axial}$ ,  $\tau_{yz} = \tau_c$  e as demais tensões são iguais a zero, como visualiza-se na Figura 18.

Figura 18 – Tensões presentes no parafuso de potência

$$\begin{aligned}\sigma_x &= \frac{6F}{\pi d_r n_i p} & \tau_{xy} &= 0 \\ \sigma_y &= 0 & \tau_{yz} &= \frac{16T}{\pi d_r^3} \\ \sigma_z &= -\frac{4F}{\pi d_r^2} & \tau_{zx} &= 0\end{aligned}$$

Fonte: Shigley (2011).

## 2.5 FLAMBAGEM

Norton (2013), Beer (2011) destacam que uma coluna submetida axialmente por uma carga compressiva está sujeita a falhar por flambagem, ou seja, em vez de manter-se reta a coluna se curva abruptamente. Esse tipo de falha é particularmente perigoso porque a tensão de compressão durante a flambagem pode ser significativamente inferior à tensão de escoamento do material, podendo acontecer de maneira repentina e sem aviso, mesmo em materiais dúcteis.

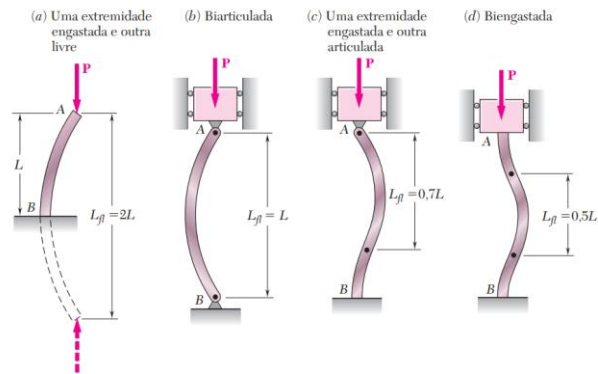
Segundo Beer (2011), a flambagem está sujeita a ocorrer em um plano perpendicular ao eixo principal da menor inércia da coluna. Logo, a falha não é apenas uma questão da resistência do material, mas também de como a sua geometria e as condições da aplicação da carga na coluna influenciam sua estabilidade.

A expressão (12) para a menor força para a qual pode haver a flambagem é conhecida como fórmula de Euler e está representada na equação, em que  $L_{fl}$  representa o comprimento de flambagem da coluna, isto é, o comprimento de uma coluna biarticulada equivalente.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L_{fl}^2} \quad (12)$$

O comprimento de flambagem da coluna é variável de acordo com as condições de suas extremidades, como representado na Figura 19, onde  $L$  é o comprimento real da coluna.

Figura 19 – Comprimento de flambagem de colunas



Fonte: Beer (2011).

O valor da tensão crítica  $\sigma_{cr}$ , correspondente à força crítica  $P_{cr}$ , é mostrado na equação (13), onde  $E$  é o módulo de elasticidade do material e a reação  $L_{fl}/r$  é chamado de índice de esbeltez da coluna.

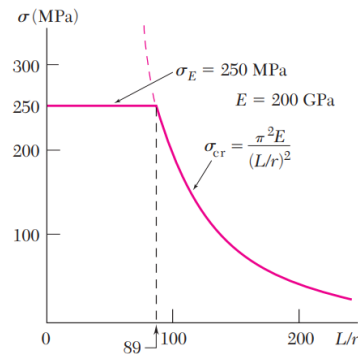
$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{(L_{fl}/r)^2} \quad (13)$$

O raio de giração  $r$ , como é chamado, depende do momento de inércia  $I$  e da área da seção transversal  $A$  da coluna, como mostrado na equação (14).

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (14)$$

A Figura 20 mostra o gráfico da tensão crítica  $\sigma_{cr}$  em função do índice de esbeltez  $L/r$  para o aço estrutural, considerando  $E$  igual a 200 GPa e  $\sigma_e$  igual a 250 MPa, sendo que não foi considerado coeficiente de segurança no gráfico (Beer, 2011).

Figura 20 – Gráfico da tensão crítica de flambagem para aço estrutural



Fonte: Beer (2011).

É interessante notar que caso o valor da tensão crítica  $\sigma_{cr}$  seja maior que a tensão de escoamento  $\sigma_e$  do material, a coluna escoará em compressão e deixará de ser elástica antes que a flambagem ocorra (Beer, 2011).

## 2.6 PROJETO AUXILIADO POR COMPUTADOR (CAD)

O Projeto Auxiliado por Computador ou *Computer-Aided Design* (CAD), refere-se ao uso de *software* para facilitar a criação, análise e otimização de projetos em diversas áreas, principalmente na engenharia, permitindo que os profissionais desenvolvam modelos digitais detalhados de produtos, estruturas e componentes durante todas as fases de desenvolvimento, desde o projeto inicial até a fabricação (Ansys, 2024; Dassault Systèmes, 2024; Norton, 2013).

Além disso, muitos *softwares* CAD incorporam ferramentas de simulação que permitem realizar diversos estudos de engenharia como, por exemplo, análise estrutural, eletromagnética e fluidodinâmica. Isso ajuda a prever o desempenho do produto em condições reais antes de sua fabricação, melhorando a segurança e a eficácia do projeto (Ansys, 2024; Dassault Systèmes, 2024; Norton, 2013).

Entre os exemplos populares de *software* CAD incluem o AutoCAD, SolidWorks, CATIA, Ansys, Inventor e muitos outros.

### 2.6.1 Ansys

Desenvolvido pela Ansys, Inc., o *software* é amplamente adotado para realizar análises complexas de produtos e sistemas em indústrias como automotiva,

aeroespacial, eletrônica, energia e muitos outros setores (Ansys, 2024).

O Ansys oferece uma gama de módulos especializados que atendem a diferentes necessidades de simulação. Por exemplo, o *Ansys Mechanical* é usado para análise estrutural, onde os engenheiros podem realizar análises de elementos finitos e prever como materiais e componentes se comportam sob diversas condições de carga. O *Ansys Fluent* é uma das ferramentas usadas para simulação de fluidos, permitindo o estudo de escoamentos complexos em aplicações como aeroespacial, automotiva e energética. Além disso, o *Ansys HFSS* é amplamente utilizado em projetos de alta frequência, como antenas e circuitos eletrônicos (Ansys, 2024).

### 2.6.2 CATIA

O CATIA é um *software* desenvolvido pela Dassault Systèmes utilizado para o desenvolvimento de produtos complexos, oferecendo capacidades avançadas de desenhos em formato 2D e 3D, simulação e análise (Dassault Systèmes, 2024).

O CATIA também apresenta inúmeros ambientes de trabalho para diferentes necessidades, sendo reconhecido por suas capacidades em modelagem de superfícies complexas, o que o torna uma escolha preferida para o projeto de peças com geometria complicada, como aeronaves e automóveis. Além da modelagem sólida e de superfícies, o CATIA ainda oferece funcionalidades para simulação cinemática, análise de estruturas, sistemas elétricos e fluídicos, permitindo que os engenheiros avaliem o desempenho, o comportamento e a integridade estrutural do produto. Essas funcionalidades tornam o CATIA uma solução completa para o desenvolvimento de produtos em diversas indústrias (Dassault Systèmes, 2024).

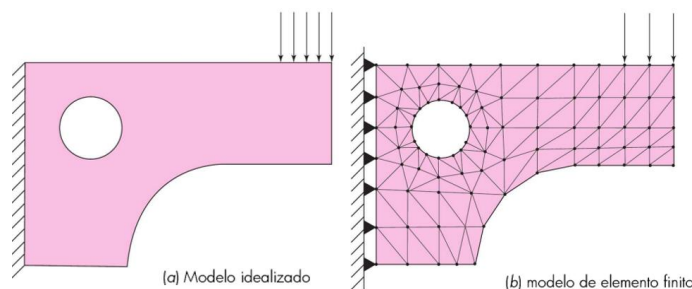
## 2.7 MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

O Método dos Elementos Finitos (MEF) é uma ferramenta amplamente utilizada em projetos de diversas áreas, como análise de estruturas, mecânica dos fluidos, transferência de calor, acústica, eletromagnetismo entre outras. Norton (2013), Shigley (2011), Fish e Belytschko (2007) comentam que o MEF é uma técnica numérica que divide um corpo complexo em um número finito de subestruturas pequenas, os chamados elementos, que são conectados por nós. O processo de criação dessa divisão é conhecido como geração de malha e, ao resolver um conjunto

individual de equações para cada elemento, é possível obter uma solução aproximada para problemas que seriam muito difíceis de resolver de forma analítica.

A Figura 21 exemplifica um caso de divisão da estrutura (uma malha) feita utilizando-se de elementos triangulares de três nós. Logo, dessa forma, pode-se obter uma aproximação das tensões e deformações, em qualquer parte do componente, para um dado conjunto de condições de contorno e de cargas aplicadas em alguns nós da estrutura (Norton, 2013).

Figura 21 – Modelo de elementos finitos

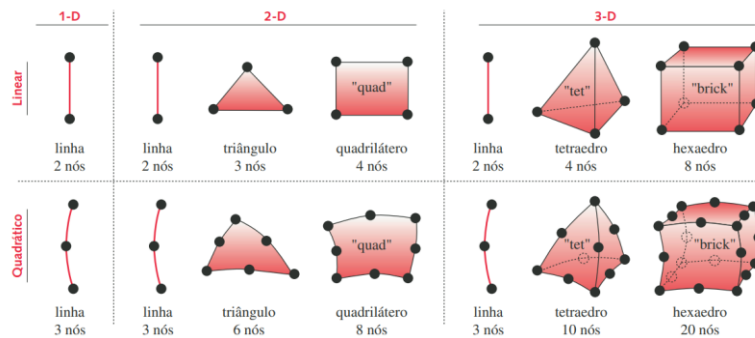


Fonte: Shigley (2011).

Como discute Norton (2013), o MEF se tornou uma ferramenta amplamente acessível, principalmente devido ao desenvolvimento e à disponibilização de softwares comerciais que simplificam o processo de simulação e permitem que diversas áreas da engenharia obtenham resultados de forma rápida e eficiente. Shigley (2011) complementa dizendo que, o aumento da capacidade de processamento dos computadores, aliado ao desenvolvimento de rotinas eficientes para a resolução de matrizes e equações, além da evolução da computação gráfica, possibilitou a criação de ferramentas poderosas para a visualização e análise dos modelos.

Norton (2013), Shigley (2011), Fish e Belytschko (2007) apontam que, em uma análise por elementos finitos, a precisão dos resultados pode ser significativamente aprimorada ao aumentar o número de elementos na malha. Entretanto, essa estratégia também implica no aumento do tempo computacional. Como alternativa, é possível utilizar elementos mais adequados ao problema em questão, selecionando entre diferentes formas geométricas, como triângulos, quadriláteros e tetraedros, conforme ilustrado na Figura 22.

Figura 22 – Elementos finitos comuns



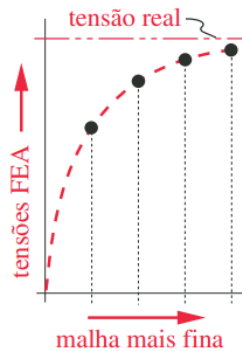
Fonte: Norton (2013).

Especialistas desaconselham o uso de elementos triangulares de três nós ou tetraedros de quatro nós devido a estimativas imprecisas de tensão e rigidez. Estimativas mais precisas são obtidas com quadriláteros de quatro nós ou hexaedros de oito nós, embora a geração de malhas com esses elementos seja mais difícil em geometrias complexas. Como alternativa, é possível aumentar a ordem dos elementos, como triângulos de seis nós ou tetraedros de dez nós, o que permite aproximações mais precisas em comparação com os seus equivalentes de baixa ordem (Norton, 2013).

De acordo com Norton (2013), Shigley (2011), à medida que a malha é continuamente refinada, ou seja, dividir a estrutura cada vez em mais elementos, a variação nos valores calculados se tornará mínima, sugerindo que a solução está convergindo para o valor real da tensão, por exemplo. Portanto, para essa avaliação, nas regiões onde são observadas tensões mais elevadas é comum refinar a malha e, em seguida, calcular e comparar os novos valores de tensão com os obtidos anteriormente. Se a diferença entre as soluções for pequena pode-se considerar que a solução convergiu, caso contrário, a malha inicial era muito grosseira, exigindo um refinamento adicional.

A Figura 23 ilustra a tendencia dos resultados do refino de malha, sendo que a curva tem crescimento exponencial e aproxima-se assintoticamente do valor real da tensão (Norton, 2013).

Figura 23 – Convergência de malha



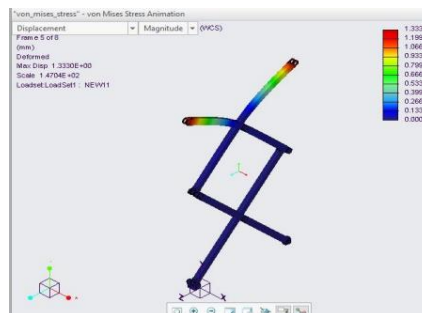
Fonte: Norton (2013).

## 2.8 ESTUDOS SEMELHANTES

Com base em trabalhos similares, pode-se prever alguns comportamentos e possíveis resultados esperados para o projeto em questão.

Como primeiro exemplo, o modelo projetado por Channi e Tripathi (2021) foi uma plataforma elevatória hidráulica de tipo tesoura, com capacidade máxima de carga de 500 kg para o uso em trabalhos de manutenção, reparo e construção a uma altura de 2 m. Os autores realizaram uma análise de elementos finitos de um conjunto de braços de tesoura, a fim de obter o comportamento da montagem sob um carregamento de 1750 N em cada braço. Na Figura 24 apresentada é possível observar que o deslocamento máximo do conjunto foi de 1,33 mm, ocorrido na parte superior dos braços, próximos a plataforma, sendo que se nota uma tendência deles se abrirem sob a carga. Além disso, segundo os autores, uma tensão máxima de von Mises de 250 MPa foi encontrada nos pontos de conexão do par superior das tesouras, em um pequeno eixo usado para manter a distância entre os braços.

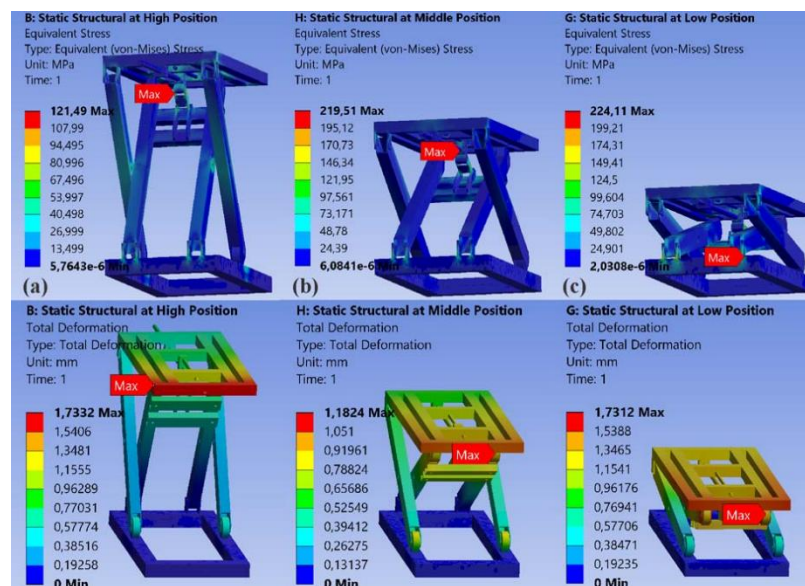
Figura 24 – Deslocamento do braço de tesoura



Fonte: Channi e Tripathi (2021).

Já Rašović, Vučina e Obad (2019) desenvolveram um sistema de elevação utilizando uma mesa com dimensões de 600×300 mm, capacidade máxima de carga de 300 kg, altura de elevação de até 550 mm e acionado por um fuso, escolhido pelos autores como o mecanismo de elevação. Durante a análise estrutural utilizando o MEF, foi observado que a distribuição de tensão variava conforme a posição da tesoura. Em três posições diferentes estudadas, a tensão se transferiu entre três componentes distintos, sendo que o valor máximo de tensão registrado foi de 224,11 MPa, quando a mesa estava completamente abaixada, enquanto o valor mínimo, de 121,49 MPa, ocorreu com a mesa totalmente levantada, como mostrado na Figura 25.

Figura 25 – Tensões e deformações em diferentes posições de tesoura

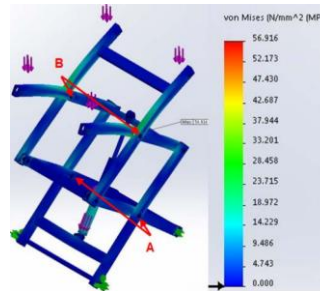


Fonte: Rašović, Vučina e Obad (2019).

No estudo de Dengiz *et al.* (2018), foi projetado e analisado um sistema de elevação tipo tesouras duplas, com capacidade de carga de 500 kg, altura de trabalho de 2 metros e foi utilizado um cilindro hidráulico no sistema de elevação. O peso da plataforma, de 1000 N, e a carga máxima suportada pela plataforma, de 5000 N, foram aplicadas nos quatro pontos superiores ligados à plataforma, além da carga atuante do cilindro para manter o sistema estável na posição da Figura 26. A tensão máxima do sistema foi de 56,916 MPa de acordo com a hipótese de von-Mises, sendo determinada nos pontos de conexão do par superior de tesouras, observada na

Seção-B conforme mostrado na Figura 26. Além disso, foi constatado pelos autores que a tensão equivalente nesses pontos aumentou linearmente com a carga aplicada na plataforma.

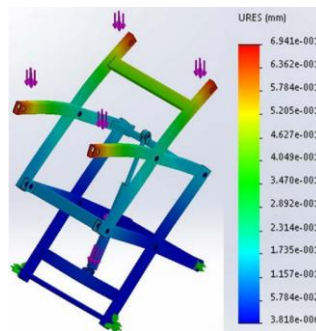
Figura 26 – Tensões no conjunto de tesouras



Fonte: Dengiz *et al.* (2018).

Adicionalmente, a deformação máxima ocorreu próxima do ponto de conexão da tesoura com a plataforma superior, e esse valor foi determinado como 0,6941 mm, como apresentado na Figura 27.

Figura 27 – Deslocamento no conjunto de tesouras



Fonte: Dengiz *et al.* (2018).

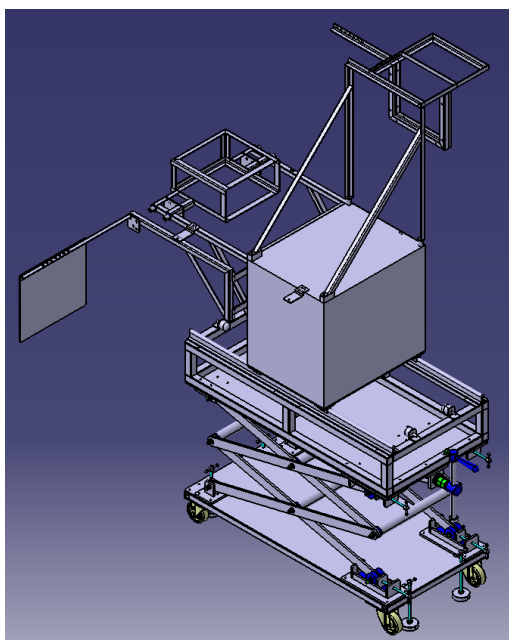
Embora os exemplos citados apresentem certas diferenças, eles servem como uma referência para prever o comportamento deste estudo, especialmente no que diz respeito às tensões e deformações que podem ocorrer na estrutura, bem como as regiões onde essas forças tendem a se concentrar. Assim sendo, os resultados obtidos do projeto em questão foram posteriormente analisados e comparados com as previsões previamente estabelecidas.

### 3 O PROJETO

A partir da demanda de melhorar os testes de inflamabilidade, um projetista interno da empresa modelou no *software* CATIA o projeto de um novo dispositivo mais seguro e eficiente, no qual se destaca por integrar em um único equipamento todas as funcionalidades oferecidas pelos dispositivos já existentes, otimizando, dessa forma, o uso da área disponível do laboratório de ensaios e proporcionando uma solução mais compacta e versátil.

O projeto está representado na Figura 28, no qual é composto por duas partes: a mesa elevatória e a estrutura para ensaio. Todo o equipamento suportado pela mesa possui uma disposição que permite a realização de ensaios em diferentes ângulos e posições, de forma a atender os requisitos impostos pelos órgãos certificadores. Entretanto, essa estrutura não será objeto de estudo deste trabalho, e sim a plataforma elevatória.

Figura 28 – Vista isométrica do projeto

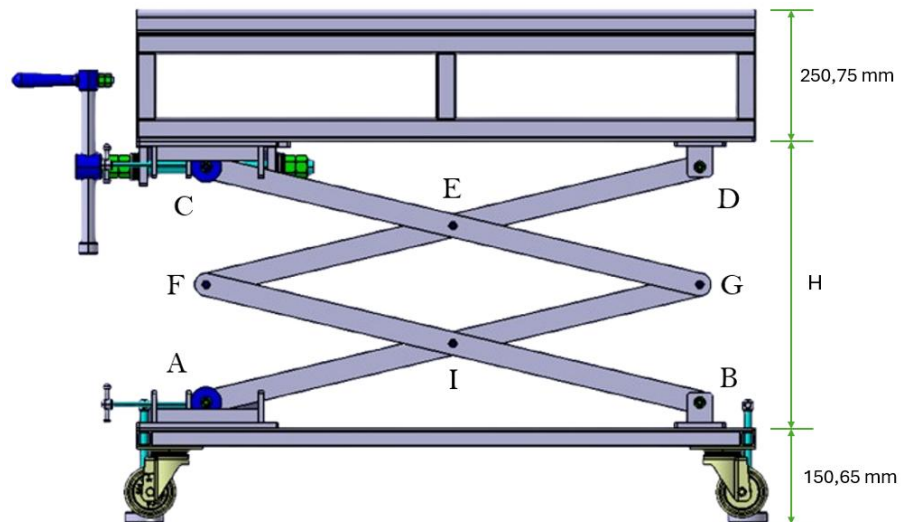


Fonte: Autoria própria.

O funcionamento da plataforma consiste no modelo de “tesoura dupla”, dado que as hastes se cruzam duas vezes formando um desenho em “X” quando observadas lateralmente, como pode-se observar na Figura 29. O seu sistema de elevação é similar à de uma sanfona, em razão dos braços de sustentação serem capazes de se

recolher e estender permitindo que a plataforma se mova verticalmente. A altura entre bases H, mostrada na Figura 29, é de aproximadamente 881 mm com o sistema totalmente levantado e de 242 mm com ele totalmente abaixado.

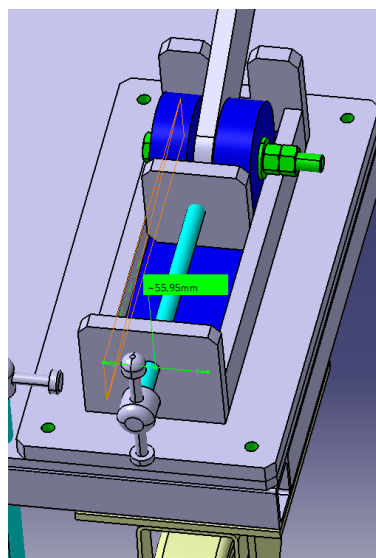
Figura 29 – Vista lateral da mesa elevatória



Fonte: Autoria própria.

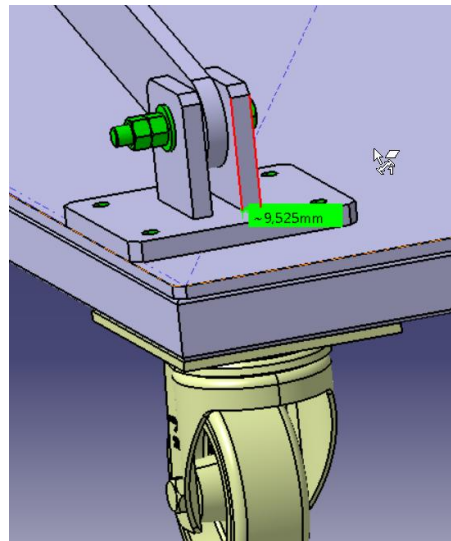
As rodas de nylon, localizadas em A e C na Figura 29, são os pontos móveis da estrutura, têm o seu curso limitado pelo trilho e travas de segurança manuais, conforme Figura 30. Por outro lado, os pontos B e D são estáticos e a fixação das hastes se dão no suporte por meio de parafusos e porcas, conforme Figura 31.

Figura 30 – Trilho



Fonte: Autoria própria.

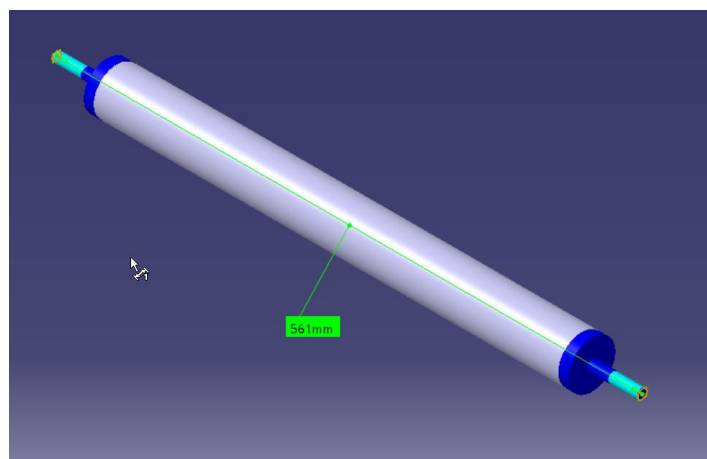
Figura 31 – Cantoneira fixa



Fonte: Autoria própria.

A Figura 32 ilustra a peça responsável por conectar as hastes de lados opostos e transmitir o movimento de maneira uniforme pela estrutura, sendo utilizada nos pontos E, F, G e I. Os espaçadores têm pinos em suas extremidades, sendo a sua região lisa onde as tesouras são unidas e a região roscada, representadas pelo tom de verde água, onde são utilizadas porcas para a fixação.

Figura 32 – Espaçador

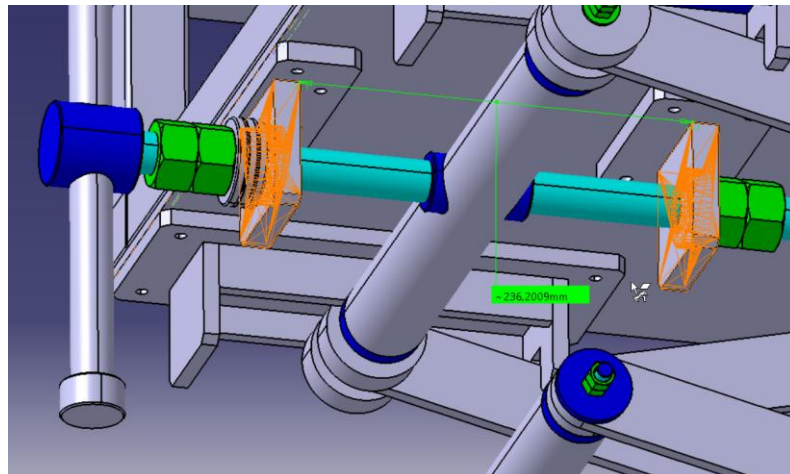


Fonte: Autoria própria.

A movimentação das tesouras, que resultará no deslocamento vertical da estrutura, é dada através do acionamento mecânico de uma manivela que está associada a um parafuso de potência, demonstrado na Figura 33. Por sua vez, o

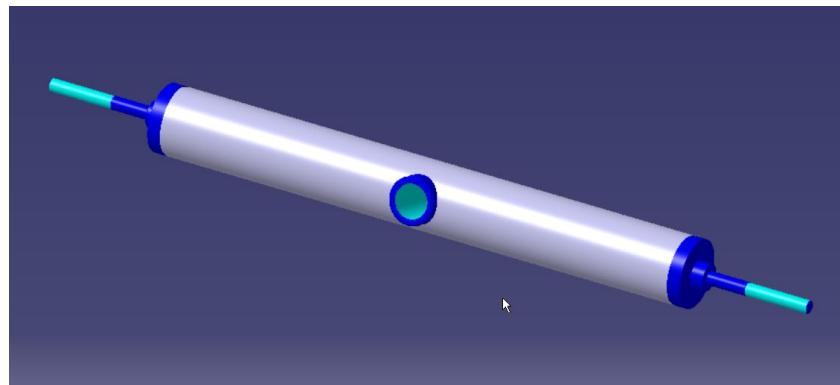
parafuso é conectado no centro de um espaçador, ilustrado na Figura 34, o que permite ele agir diretamente sobre as rodas do ponto C, uma vez que elas são presas nas extremidades lisas do mesmo espaçador. Portanto, à medida que o conjunto manivela e parafuso de potência giram, o conjunto espaçador e rodas se deslocam paralelamente em relação ao solo.

Figura 33 – Parafuso de potência



Fonte: Autoria própria.

Figura 34 – Espaçador do parafuso de potência



Fonte: Autoria própria.

Por fim, a estrutura possui quatro rodízios, para facilitar o seu transporte e deslocamento, e quatro niveladores manuais, a fim de corrigir qualquer desnivelamento do solo.

### 3.1 DIMENSIONAMENTO E VERIFICAÇÃO

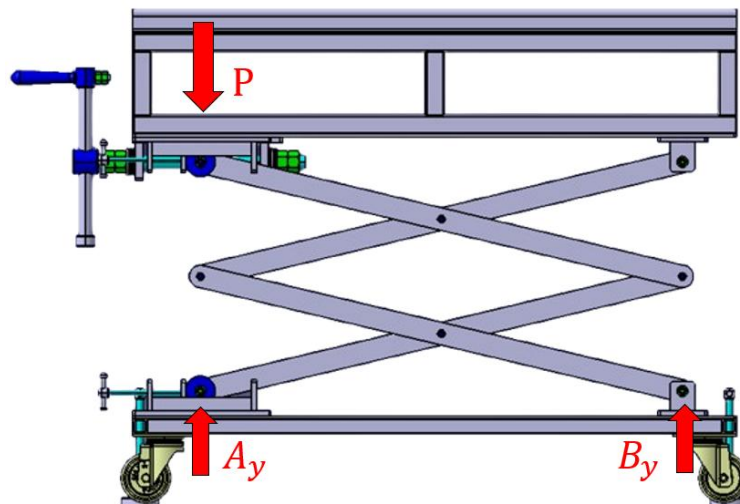
A partir de sua experiência, o projetista da empresa definiu todas as dimensões do mecanismo, restando a necessidade da análise estrutural para validar tais medidas e provar que a estrutura suporta os esforços previstos, assegurando o desempenho eficaz e seguro da operação.

Durante as análises foram consideradas condições mais críticas do que as encontradas na prática, com o objetivo de tornar o projeto o mais conservador possível, sendo que a plataforma foi projetada para suportar, levantar e abaixar o conjunto de aproximadamente 150 kg.

### 3.1.1 Hastes

Embora o calorímetro e seus utensílios usualmente ficariam centralizados na estrutura, para o dimensionamento das hastes foi considerado a situação de operação em que o conjunto estaria o mais próximo possível da extremidade da plataforma. Dessa maneira, optou-se pelo carregamento concentrado no apoio C, como ilustrado na Figura 35. Entretanto, devido à simetria, a carga atuante sobre cada lado da mesa é de 75 kg, ou seja, o carregamento divide-se igualmente no apoio C e em seu correspondente C' de lado oposto.

Figura 35 – Diagrama de corpo livre da mesa elevatória

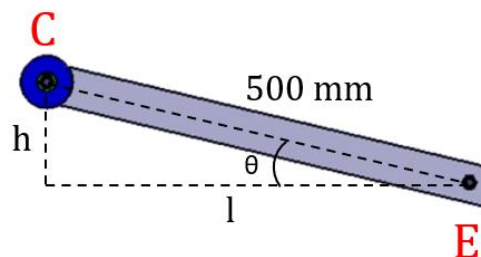


Fonte: Autoria própria.

Assim sendo, de acordo com a Figura 35, a partir da força externa  $P$  de 735,75 N obteve-se as reações dos apoios inferiores da mesa elevatória, onde  $A_y = 735,75$  N e  $B_x = B_y = 0$ .

Para auxiliar a continuidade do estudo, traçou-se um triângulo retângulo no segmento CE (metade da haste CEG), conforme Figura 36, no qual relacionou-se a altura  $h$  e o comprimento horizontal  $l$  da haste em função do ângulo de abertura da estrutura.

Figura 36 – Relação de medidas com ângulo de abertura da haste

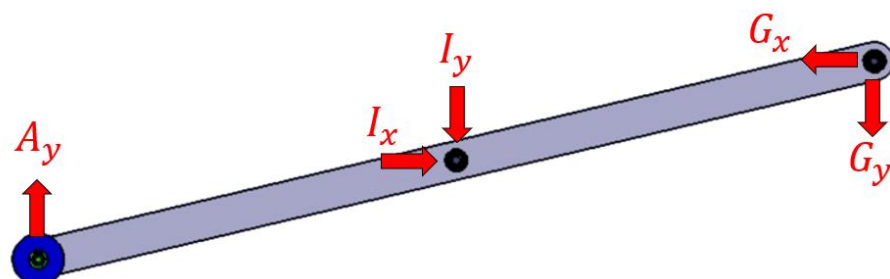


Fonte: Autoria própria.

Durante os cálculos observou-se que as intensidades das reações nas hastes eram maiores quando o dispositivo estava na posição recolhida. Logo, a análise do projeto baseou-se nessa condição como crítica, com o ângulo  $\theta$  que as hastes formam com o plano horizontal igual a  $4,09^\circ$ . Dessa maneira, por relação trigonométrica, obteve-se que  $h = 35,66$  mm e  $l = 498,73$  mm.

Obtida as reações do apoio móvel em A e do apoio fixo em B, iniciou-se a determinação das forças atuantes pela haste AIG, por meio das equações de equilíbrio. A Figura 37 ilustra o que foi proposto para as direções das reações, na qual foi realizado o somatório dos momentos no ponto G com o sentido horário como referência positiva, conforme equação (15).

Figura 37 – Diagrama de corpo livre da haste AIG

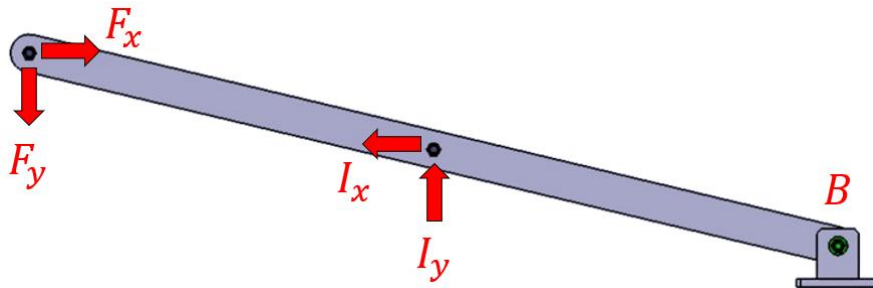


Fonte: Autoria própria.

$$\sum M_G = A_y \cdot 2l - I_x \cdot h - I_y \cdot l = 0 \quad (15)$$

O mesmo foi feito para a haste FIB da Figura 38, porém com o somatório dos momentos no ponto F, segundo a equação (16).

Figura 38 – Diagrama de corpo livre da haste FIB



Fonte: Autoria própria.

$$\sum M_F = I_x \cdot h - I_y \cdot l = 0 \quad (16)$$

$$\therefore I_x \cdot h = I_y \cdot l$$

A relação encontrada da expressão (16) foi substituída na equação (15) e obteve-se a reação  $I_y$  de 735,75 N, como mostrado na equação (17).

$$A_y \cdot 2l - I_y \cdot l - I_y \cdot l = 0 \quad (17)$$

$$A_y \cdot 2l = 2 \cdot I_y \cdot l$$

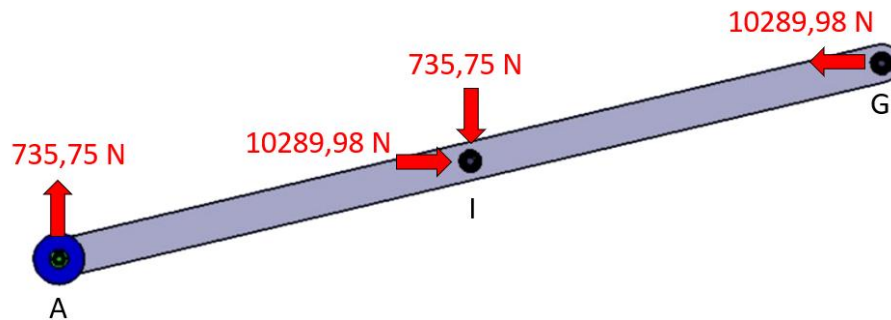
$$\therefore I_y = A_y = 735,75 \text{ N}$$

Como consequência, a partir da expressão (16), o valor de  $I_x$  encontrado foi igual a 10289,98 N, como demonstrado na equação (18).

$$I_x = \frac{I_y \cdot l}{h} = \frac{735,75 \cdot 498,73}{35,66} = 10.289,98 \text{ N} \quad (18)$$

Logo, por meio da equação de equilíbrio de forças, ao observar a haste AIG determinou-se as reações restantes, sendo  $G_y = 0$  e  $G_x = 10.289,98 \text{ N}$ , como esquematizado na Figura 39.

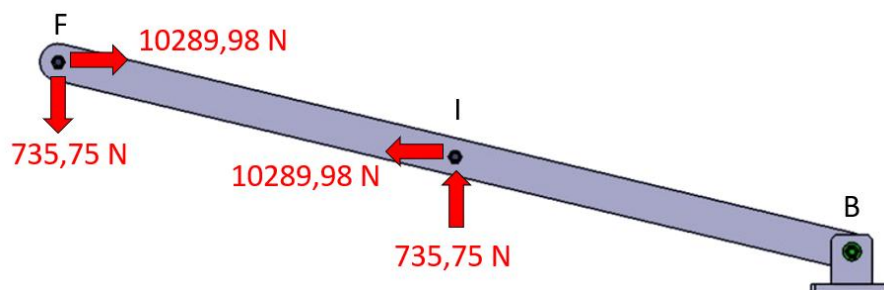
Figura 39 – Forças atuantes na haste AIG



Fonte: Autoria própria.

Com as reações encontradas no ponto I, determinou-se as reações do ponto F da haste FIB, observado na Figura 40.

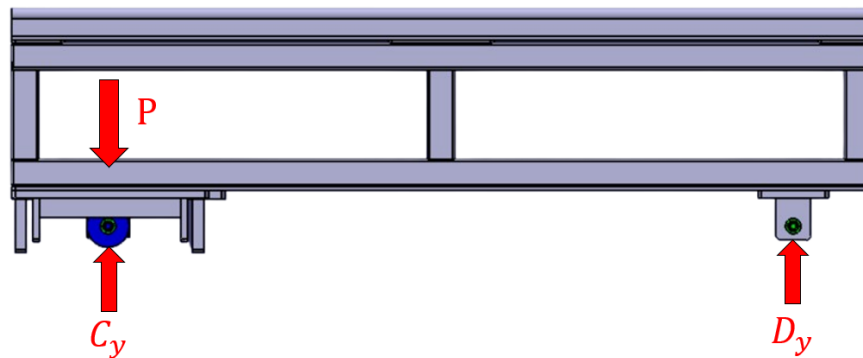
Figura 40 – Forças atuantes na haste FIB



Fonte: Autoria própria.

Devido ao fato do carregamento estar centrado no ponto C, conforme Figura 41, tem-se que  $C_y = 735,75 \text{ N}$  e  $D_x = D_y = 0$ , da mesma forma que a análise já realizada para os apoios inferiores.

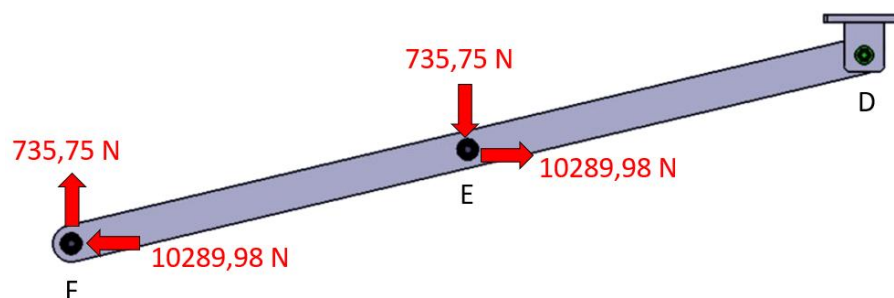
Figura 41 – Diagrama de corpo livre na plataforma superior



Fonte: Autoria própria.

Portanto, com os valores encontrados das reações do ponto D e do ponto F e utilizando-se da equação de equilíbrio de forças, foi computado as reações da haste FED, como ilustrado na Figura 42.

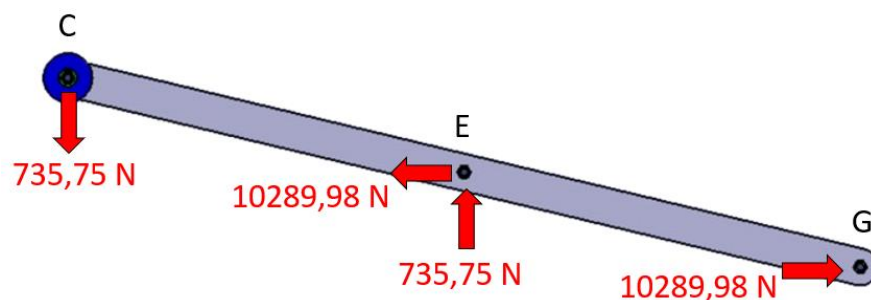
Figura 42 – Forças atuantes na haste FED



Fonte: Autoria própria.

Desse modo, encontrou-se também todas as reações da haste CEG, como mostrado na Figura 43.

Figura 43 – Forças atuantes na haste CEG



Fonte: Autoria própria.

### 3.1.1.1 Cálculo de tensões máximas

Com base na metodologia adotada por Costa e Pontes (2016), após identificar os esforços nas hastes, as forças de cada ponto foram decompostas em relação ao ângulo formado da haste com o solo, nesse caso  $\theta$  igual a  $4,09^\circ$ . A partir disso, foram calculados e plotados os diagramas de esforços normais, cortantes e momento fletor, a fim de avaliar as tensões máximas que agem sobre cada elemento.

Para essa investigação utilizou-se a Tabela 1, que apresenta as características geométricas correspondente às hastes de seção transversal retangular de 55x20 mm. Embora, no projeto original, o projetista tenha selecionado uma seção menor, de 45x10 mm, mas os cálculos com a seção original foram invalidados, como será discutido posteriormente.

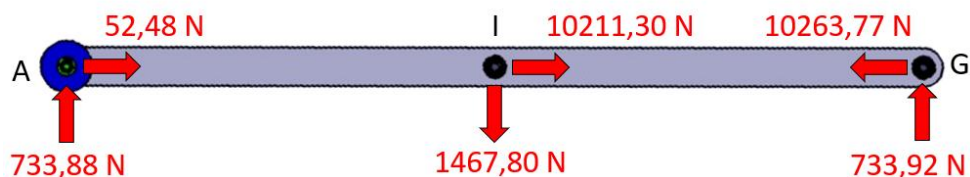
Tabela 1 – Características geométricas das hastes

| Características                                | Valores                 |
|------------------------------------------------|-------------------------|
| Base, b                                        | 20 mm                   |
| Altura, h                                      | 55 mm                   |
| Comprimento, L                                 | 1.000 mm                |
| Área, A                                        | 1.100 mm <sup>2</sup>   |
| Momento de inércia em relação ao eixo x, $I_x$ | 277.292 mm <sup>4</sup> |
| Momento de inércia em relação ao eixo y, $I_y$ | 36.667 mm <sup>4</sup>  |
| Momento estático de área, Q                    | 7.562,5 mm <sup>3</sup> |

Fonte: Autoria própria.

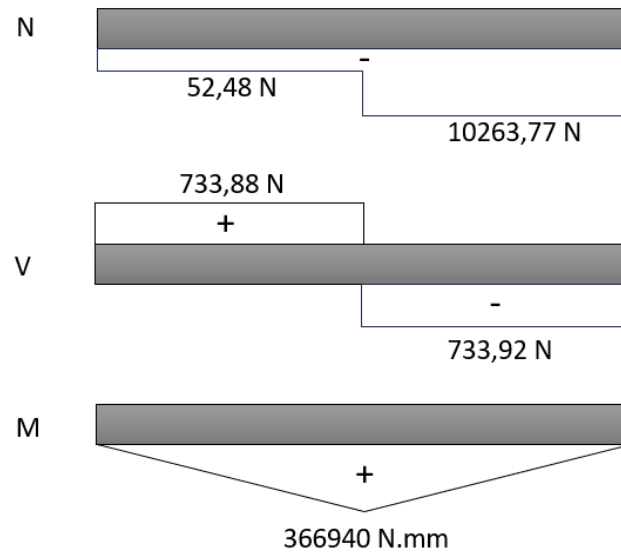
A Figura 44 exibe as forças de reações já calculadas na haste AIG, porém decompostas em relação ao ângulo  $\theta$ , e na Figura 45 é apresentado os seus diagramas de esforço normal, cortante e momento fletor, respectivamente.

Figura 44 – Forças decompostas na haste AIG



Fonte: Autoria própria.

Figura 45 – Diagramas de esforços da haste AIG



Fonte: Autoria própria.

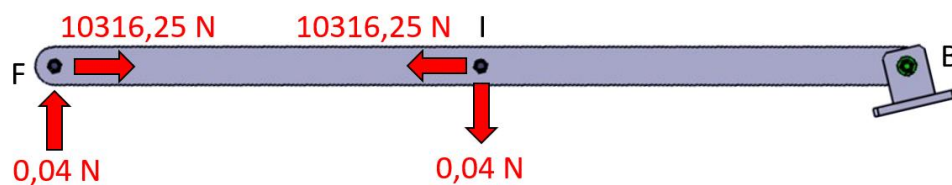
Logo, de acordo com a Figura 45, foram calculadas as tensões máximas atuante na haste AIG, conforme as equações (19) e (20).

$$\sigma_{max,AIG} = \frac{F}{A} + \frac{M_{max} \cdot y}{I_x} = \frac{-52,48}{1100} + \frac{366940 \cdot 27,5}{277292} \quad (19)$$

$$\sigma_{max,AIG} = -0,05 + 36,39 = 36,34 \text{ MPa}$$

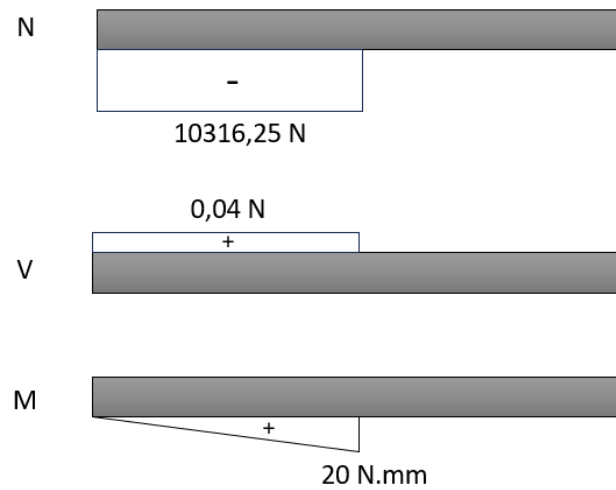
$$\tau_{max,AIG} = \frac{V_{max} \cdot Q}{I_x \cdot t} = \frac{733,92 \cdot 7562,5}{277292 \cdot 20} = 1 \text{ MPa} \quad (20)$$

Figura 46 – Forças decompostas na haste FIB



Fonte: Autoria própria.

Figura 47 – Diagramas de esforços da haste FIB



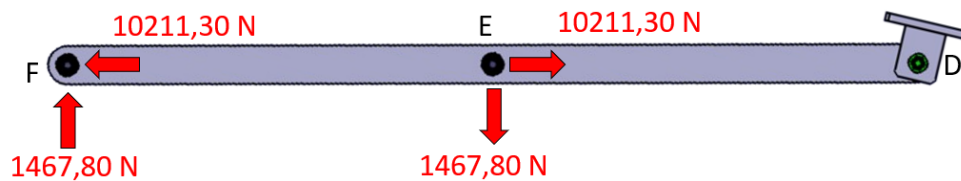
Fonte: Autoria própria.

O mesmo procedimento é realizado então para a haste FIB mostrada na Figura 46. Portanto, a partir dos valores da Figura 47, determinou-se as tensões máximas atuante na haste FIB, conforme as equações (21) e (22).

$$\sigma_{max,FIB} = \frac{-10316,25}{1100} + \frac{20 \cdot 27,5}{277292} = -9,38 \text{ MPa} \quad (21)$$

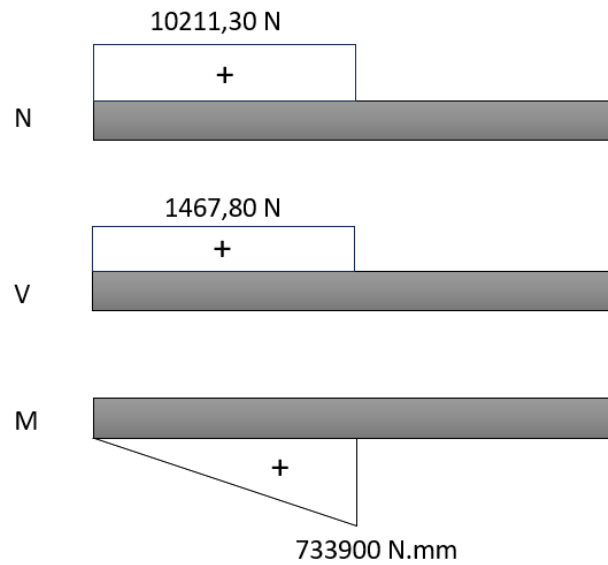
$$\tau_{max,FIB} = \frac{0,04 \cdot 7562,5}{277292 \cdot 20} = 0 \text{ MPa} \quad (22)$$

Figura 48 – Forças decompostas na haste FED



Fonte: Autoria própria.

Figura 49 – Diagramas de esforços da haste FED



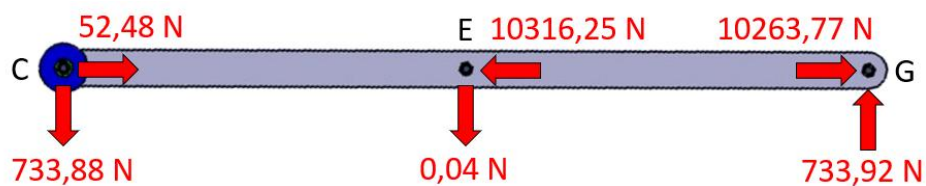
Fonte: Autoria própria.

O mesmo procedimento é realizado para a haste FED mostrada na Figura 48. Portanto, a partir dos valores da Figura 49, determinou-se as tensões máximas atuante na haste FED, conforme as equações (23) e (24).

$$\sigma_{max,FED} = \frac{10211,3}{1100} + \frac{733900 \cdot 27,5}{277292} = 82,07 \text{ MPa} \quad (23)$$

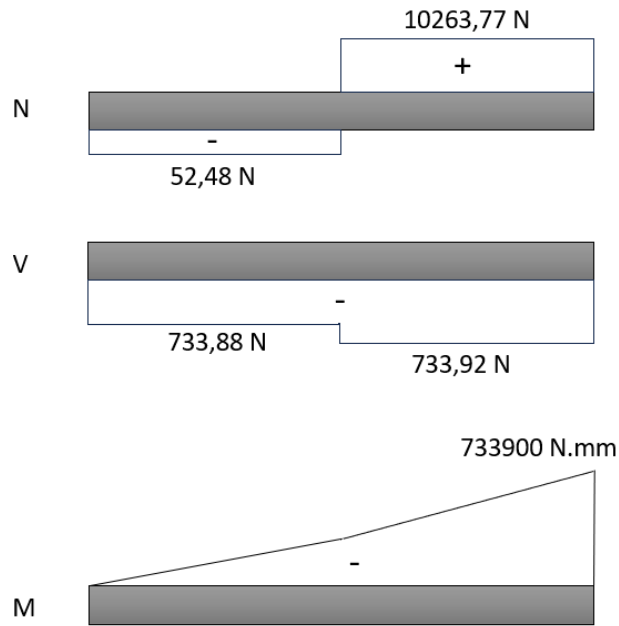
$$\tau_{max,FED} = \frac{1467,8 \cdot 7562,5}{277292 \cdot 20} = 2 \text{ MPa} \quad (24)$$

Figura 50 – Forças decompostas na haste CEG



Fonte: Autoria própria.

Figura 51 – Diagramas de esforços da haste CEG



Fonte: Autoria própria.

O mesmo procedimento é realizado para a haste CEG mostrada na Figura 50. Portanto, a partir dos valores da Figura 51, determinou-se as tensões máximas atuante na haste CEG, conforme as equações (25) e (26).

$$\sigma_{max,CEG} = \frac{-52,48}{1100} + \frac{(-733900 \cdot 27,5)}{277292} = -72,83 \text{ MPa} \quad (25)$$

$$\tau_{max,CEG} = \frac{733,92 \cdot 7562,5}{277292 \cdot 20} = 1 \text{ MPa} \quad (26)$$

### 3.1.1.2 Flambagem

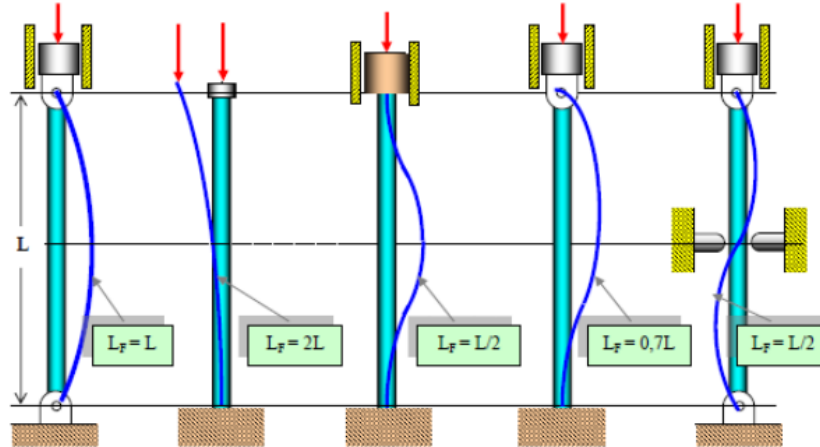
Foi realizado o estudo da possibilidade de flambagem das hastes, no qual inicialmente foi calculado a carga crítica de flambagem por meio da equação (27).

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L_{fl}^2} = \frac{\pi^2 \cdot (200 \cdot 10^3) \cdot 36667}{(500)^2} = 289.511,03 \text{ N} \quad (27)$$

O comprimento efetivo de flambagem  $L_{fl}$  adotado foi de metade do comprimento total  $L$  da haste, ilustrado no caso mais à direita da Figura 52, uma vez que existe um pino no ponto médio da haste que a conecta a outra haste. Além disso, considerou-se

as hastes fabricadas de aço carbono, com módulo de elasticidade  $E = 200 \text{ GPa}$ , e utilizou-se no cálculo o menor momento de inércia da seção transversal da haste, correspondente ao eixo  $I_y$ , conforme mostrado na Tabela 1.

Figura 52 – Comprimentos efetivos de flambagem



Fonte: Pamplona (2008).

Percebeu-se que as forças atuantes nas hastes são bem menores que a carga  $P_{cr}$  calculada. Entretanto, seguiu-se com a investigação, onde foi calculado adicionalmente o raio de giração  $r$ , como demonstrado na equação (28).

$$r = \sqrt{\frac{I_y}{A}} = \sqrt{\frac{36667}{1100}} = 5,77 \text{ mm} \quad (28)$$

De posse desses dados, calculou-se a tensão crítica de flambagem, exposta na equação (29).

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{(L_{fl}/r)^2} = \frac{\pi^2 * (200 * 10^3)}{(500/5,77)^2} = 263,19 \text{ MPa} \quad (29)$$

Para aumentar a segurança do projeto, foi selecionado um coeficiente de segurança  $CS$  de 2,5 e a tensão admissível à flambagem foi calculada de acordo com a equação (30).

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{cr}}{CS} = \frac{263,19}{2,5} = 105,27 \text{ MPa} \quad (30)$$

Dessa forma, de acordo com as análises previamente feitas das tensões máximas atuantes em cada haste, verificou-se que não ocorre flambagem para as condições escolhidas.

No entanto, conforme mencionado anteriormente, a seção original selecionada para a haste, de 45x10 mm, resultava em uma tensão crítica de flambagem muito baixa, enquanto as tensões máximas nas hastes eram elevadas. Por esse motivo, optou-se por modificar para uma seção transversal retangular maior, a fim de garantir que a flambagem não ocorresse.

Para conhecimento, a Tabela 2 compara as tensões calculadas entre as duas seções transversais.

Tabela 2 – Comparação entre seções transversais das hastes

| Tensões        | Seção<br>45x10 | Seção<br>55x20 |
|----------------|----------------|----------------|
| $\sigma_{AIG}$ | 108,61 MPa     | 36,34 MPa      |
| $\sigma_{FIB}$ | -22,92 MPa     | -9,38 MPa      |
| $\sigma_{FED}$ | 240,14 MPa     | 82,07 MPa      |
| $\sigma_{CEG}$ | -217,57 MPa    | -72,83 MPa     |
| $\sigma_{cr}$  | 65,49 MPa      | 263,19 MPa     |

Fonte: Autoria própria.

O estudo desta seção foi fundamentado na metodologia adotada por Costa e Pontes (2016), mas realizou-se uma breve verificação do plano fora da tela, embora os resultados já obtidos tenham sido considerados satisfatórios.

### 3.1.2 Pinos e parafusos

Realizou-se também a verificação da resistência dos pinos e parafusos aos esforços presentes nas hastes, uma vez que eles são os principais elementos fixadores do sistema. Para isso, as forças resultantes de cada ponto foram calculadas, assim como as tensões de cisalhamento, utilizando-se as equações (31) e (32), respectivamente.

$$F_R = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (31)$$

$$\tau = \frac{F_R}{A} \quad (32)$$

As Tabelas 3 e 4 reúnem todas as informações referentes a cada ponto das hastes, considerando que, no projeto original, foram selecionados parafusos de 3/8" (9,53 mm de diâmetro) da empresa Benelus, além da escolha de espaçadores com pinos de 10 mm de diâmetro em suas extremidades.

Tabela 3 – Cisalhamento nos parafusos

| Parafusos | F <sub>y</sub><br>(N) | F <sub>x</sub><br>(N) | F <sub>R</sub><br>(N) | A <sub>cis</sub><br>(mm <sup>2</sup> ) | τ<br>(MPa) |
|-----------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|----------------------------------------|------------|
| A         | 735,75                | 0                     | 735,75                | 142,66                                 | 5,16       |
| C         | 735,75                | 0                     | 735,75                | 142,66                                 | 5,16       |

Fonte: Autoria própria.

Embora as fixações nos pontos B e D sejam realizadas com parafusos eles não estão listados na Tabela 3, pois não apresentaram forças de reações, como demonstrado no estudo anterior das hastes.

Além disso, conforme ilustrado nas Figuras 30 e 31, os parafusos das conexões em A, B, C e D estão em uma condição de cisalhamento duplo. Logo, a área resistente ao cisalhamento exposta na Tabela 3 está multiplicada por dois (duas áreas de corte), ao contrário dos pinos na Tabela 4 que estão submetidos a cisalhamento simples.

Tabela 4 – Cisalhamento nos pinos

| Pinos | F <sub>y</sub><br>(N) | F <sub>x</sub><br>(N) | F <sub>R</sub><br>(N) | A <sub>cis</sub><br>(mm <sup>2</sup> ) | τ<br>(MPa) |
|-------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|----------------------------------------|------------|
| E     | 735,75                | 10.289,98             | 10.316,25             | 78,54                                  | 131,35     |
| F     | 735,75                | 10.289,98             | 10.316,25             | 78,54                                  | 131,35     |
| G     | 0                     | 10.289,98             | 10.289,98             | 78,54                                  | 131,02     |
| I     | 735,75                | 10.289,98             | 10.316,25             | 78,54                                  | 131,35     |

Fonte: Autoria própria.

Após isso, foi preciso determinar as tensões admissíveis com base nos materiais desses elementos, sendo que a norma ABNT NBR 8400-2 (2019) recomenda o cálculo conforme equações (33) e (34).

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_e}{1,5} \quad (33)$$

$$\tau_{adm} = \frac{\sigma_{adm}}{\sqrt{3}} \quad (34)$$

Os parafusos escolhidos são de aço carbono de grau 5, equivalente à classe 8.8, com tensão de escoamento  $\sigma_e$  de 640 MPa. Assim, a partir das equações (33) e (34), a tensão de cisalhamento admissível foi encontrada, como exposto na equação (35).

$$\tau_{adm,parafuso} = \frac{640/\sqrt{3}}{\sqrt{3}} = 246,34 \text{ MPa} \quad (35)$$

Como o valor calculado da tensão  $\tau$  na Tabela 3 está abaixo do valor admissível, as dimensões e o material dos parafusos escolhidos são adequados para suportar os esforços gerados, não sendo necessário alteração.

Para a fabricação dos pinos dos espaçadores escolheu-se o aço SAE 1020 laminado a frio com tensão de escoamento  $\sigma_e$  de 393 MPa, segundo Norton (2013). Baseado nas equações (33) e (34), obteve-se a tensão de cisalhamento admissível, exibida na equação (36).

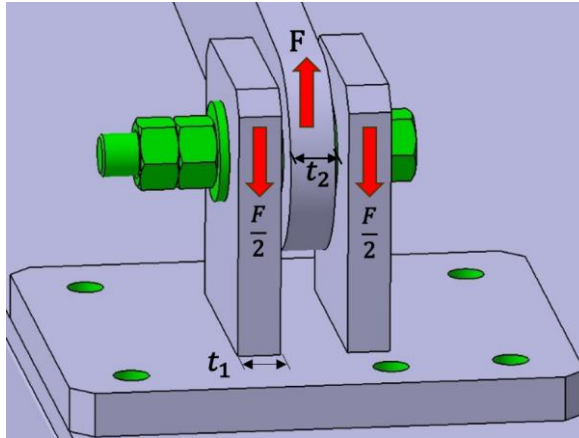
$$\tau_{adm,pino} = \frac{393/\sqrt{3}}{\sqrt{3}} = 151,26 \text{ MPa} \quad (36)$$

De acordo com a Tabela 4, a tensão  $\tau$  calculada está abaixo do valor admissível, o que indica que os pinos também estão adequados para suportar os esforços.

### 3.1.3 Cantoneira fixa

Conforme observado no estudo das hastes e na Tabela 3, quando a carga externa é posicionada sobre o apoio superior, a força de reação máxima é de 735,75 N atuando exclusivamente no eixo y. Com base nesse cenário, foi analisada a tensão de esmagamento nos apoios fixos B e D, com o auxílio da Figura 53 e a equação (37). Sendo que, F representa a força resultante que age na haste,  $t_1$  a espessura da cantoneira,  $t_2$  a espessura da haste e d o diâmetro do parafuso.

Figura 53 – Cantoneira inferior



Fonte: Autoria própria.

$$\sigma_{cantoneira} = \frac{(F/2)}{t_1 \cdot d} = \frac{(735,75/2)}{9,53 \cdot 9,53} = 4,05 \text{ MPa} \quad (37)$$

Além disso, foi calculado também a tensão de esmagamento no parafuso, conforme demonstrado na equação (38).

$$\sigma_{parafuso} = \frac{F}{t_2 \cdot d} = \frac{735,75}{20 \cdot 9,53} = 3,86 \text{ MPa} \quad (38)$$

Como constatado, as tensões de esmagamento nas cantoneiras e nos parafusos são muito baixas e não comprometem a integridade da estrutura. A tensão de esmagamento nos pinos que conectam as hastes também foi analisada, mas sua magnitude se mostrou inferior à da tensão de cisalhamento, que é a mais crítica para esses componentes.

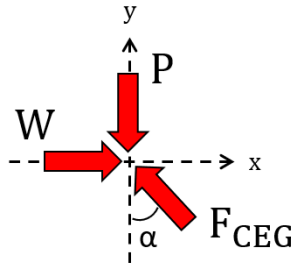
#### 3.1.4 Parafuso de potência

Primeiramente foi preciso encontrar a força axial do parafuso de potência necessária para elevar a carga de 150 kg, supondo que a mesa elevatória estivesse totalmente recolhida.

Para isso foi feita uma análise estática no apoio móvel do ponto C. Com base na Figura 54 e utilizando as equações de equilíbrio de forças (39) e (40), a força axial do parafuso foi mensurada. Nesse contexto, P representa o carregamento, W a força

axial do parafuso,  $F_{CEG}$  a força resultante da haste no ponto e  $\alpha$  o ângulo de abertura da haste em relação à vertical.

Figura 54 – Força axial do parafuso de potência



Fonte: Autoria própria.

$$\sum F_y = F_{CEG} \cdot \cos \alpha - P = 0 \quad (39)$$

$$F_{CEG} = \frac{P}{\cos \alpha} = \frac{735,75}{\cos(85,91^\circ)} = 10.315,69 \text{ N}$$

$$\sum F_x = W - F_{CEG} \cdot \sin \alpha = 0 \quad (40)$$

$$W = F_{CEG} \cdot \sin \alpha = 10.315,69 \cdot \sin(85,91^\circ) = 10.289,42 \text{ N}$$

Como a análise foi realizada somente em um plano da mesa elevatória, na realidade a força  $W$  atuante no parafuso é igual a 20.578,84 N.

A fim de encontrar rapidamente a solução ótima do dimensionamento do parafuso foi construída uma planilha de cálculos no Excel, portanto os resultados apresentados em sequência se referem à solução mais otimizada encontrada para o projeto.

Optou-se por um parafuso de diâmetro externo igual a 30 mm e 8 mm de passo e, em seguida, calculou-se o seu diâmetro médio  $d_m$  e o diâmetro de raiz  $d_r$  a partir das equações (41) e (42), respectivamente.

$$d_m = d - \frac{p}{2} \quad (41)$$

$$d_r = d - p \quad (42)$$

A Tabela 5 contém os valores escolhidos de alguns parâmetros do parafuso para o início de seu dimensionamento. Foi decidido que a rosca do parafuso seria de uma única entrada, logo o avanço L se igualou ao passo p. Além disso, com base em Norton (2013), adotou-se os maiores coeficientes de atrito das combinações parafuso-porca e parafuso-colar, de forma a dimensionar o projeto na condição crítica de funcionamento. Por fim, foi selecionado o rolamento axial de esferas de escora dupla da SKF com diâmetro de furo de 30 mm e diâmetro externo de 62 mm, originando o diâmetro médio de 46 mm do colar.

Tabela 5 – Parâmetros iniciais para o dimensionamento do parafuso de potência

| Parâmetros                                  | Valores |
|---------------------------------------------|---------|
| Diâmetro externo, d                         | 30 mm   |
| Passo, p                                    | 8 mm    |
| Diâmetro médio, $d_m$                       | 26 mm   |
| Diâmetro de raiz, $d_r$                     | 22 mm   |
| Avanço, L                                   | 8 mm    |
| Coeficiente de atrito parafuso-porca, f     | 0,20    |
| Coeficiente de atrito parafuso-colar, $f_c$ | 0,20    |
| Diâmetro médio do colar, $d_c$              | 46 mm   |

Fonte: Autoria própria.

Considerando-se os dados da Tabela 5 e o valor já encontrado da força axial atuante no parafuso de potência de rosca quadrada, realizou-se o cálculo do torque total  $T_u$  para levantar a carga de 150kg, como demonstrado na expressão (43).

$$T_u = \frac{20578,85 \cdot 26}{2} \left( \frac{8 + \pi \cdot 0,2 \cdot 26}{\pi \cdot 26 - 0,2 \cdot 8} \right) + \frac{20578,85 \cdot 0,2 \cdot 46}{2} \quad (43)$$

$$T_u = 175962 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

De forma análoga, é mostrado na expressão (44) o cálculo feito do torque total  $T_d$  para abaixar a mesma carga.

$$T_d = \frac{20578,85 \cdot 26}{2} \left( \frac{\pi \cdot 0,2 \cdot 26 - 8}{\pi \cdot 26 + 0,2 \cdot 8} \right) + \frac{20578,85 \cdot 0,2 \cdot 46}{2} \quad (44)$$

$$T_d = 121441 \text{ N.mm}$$

A verificação da condição de autobloqueio do parafuso é realizada na condição (45), onde foi validado que o parafuso projetado é autotravante.

$$f \geq \frac{8}{\pi \cdot 26} \quad (45)$$

$$0,200 \geq 0,098$$

Em seguida, a verificação dos critérios de falha foi iniciada com o cálculo da tensão de esmagamento dos filetes de rosca, demonstrado na equação (46).

$$\sigma_{esmag} = \frac{2 \cdot 0,38 \cdot 20578,85}{\pi \cdot 26 \cdot 8} = 23,93 \text{ MPa} \quad (46)$$

A partir do valor encontrado foi feita uma comparação com a Figura 55, onde são mostradas as pressões seguras contra desgaste dos filetes para diferentes configurações. Definiu-se o bronze como material da porca e o conjunto operando à baixa velocidade, portanto a tensão de esmagamento dos filetes encontrada na equação (46) deveria ser menor ou igual à máxima pressão segura  $p_b$  tabelada, fato esse que se confirmou.

Figura 55 – Pressões seguras contra o esmagamento dos filetes de rosca

| Material do parafuso | Material de porca | $p_b$ seguro, MPa | Notas            |
|----------------------|-------------------|-------------------|------------------|
| Aço                  | Bronze            | 17,2–24,1         | Baixa velocidade |
| Aço                  | Bronze            | 11,0–17,2         | 50 mm/s          |
|                      | Ferro fundido     | 6,9–17,2          | 40 mm/s          |
| Aço                  | Bronze            | 5,5–9,7           | 100–200 mm/s     |
|                      | Ferro fundido     | 4,1–6,9           | 100–200 mm/s     |
| Aço                  | Bronze            | 1,0–1,7           | 250 mm/s         |

Fonte: Shigley (2011).

A análise seguinte foi da tensão transversal de cisalhamento  $\tau_r$  no centro da raiz da rosca, a partir da equação (47) mostrada.

$$\tau_r = \frac{3 \cdot 0,38 \cdot 20578,85}{\pi \cdot 22 \cdot 8} = 42,43 \text{ MPa} \quad (47)$$

Entretanto, a tensão atuante deve respeitar a condição de projeto da expressão (48), na qual a tensão de cisalhamento admissível, a partir do critério de Tresca, pode ser escrita conforme a equação (49).

$$\tau_r \leq \tau_{adm} \quad (48)$$

$$\tau_{adm} = \frac{\tau_e}{CS} = \frac{\sigma_e/2}{CS} \quad (49)$$

Logo, calculou-se a tensão normal de escoamento  $\sigma_e$  dos filetes, demonstrado na equação (50), em que preferiu-se adotar o coeficiente de segurança CS igual a 2,5.

$$42,43 \leq \frac{\sigma_e}{2*2,5} \quad (50)$$

$$\sigma_e \geq 212,15 \text{ MPa}$$

Como a interação parafuso-porca é de materiais diferentes, a tensão  $\tau_r$  atuante será crítica para aquele com menor tensão de escoamento. Por isso, baseado em Norton (2013), o material da porca selecionado foi a liga CA614 Alumínio bronze na condição mole, que possui  $\sigma_e$  igual a 310 MPa.

Em seguida foram realizadas as avaliações da resistência mecânica do corpo do parafuso. A equação (51) apresenta o cálculo da tensão de cisalhamento  $\tau_c$  no corpo do parafuso devido à torção.

$$\tau_c = \frac{16*175962}{\pi*22^3} = 84,16 \text{ MPa} \quad (51)$$

A tensão axial de compressão  $\sigma_{axial}$  no corpo do parafuso é mostrada na equação (52).

$$\sigma_{axial} = \frac{4*20578,85}{\pi*22^2} = -54,14 \text{ MPa} \quad (52)$$

O cálculo da tensão de flexão  $\sigma_f$  na raiz da rosca é apresentado na equação (53).

$$\sigma_f = \frac{6 \cdot 0,38 \cdot 20578,85}{\pi \cdot 22^3} = 84,86 \text{ MPa} \quad (53)$$

Calculadas as tensões presentes no parafuso e com base no sistema de coordenadas da Figura 17 plotou-se a Tabela 6.

Tabela 6 – Tensões tridimensionais do parafuso de potência

| Tensões     | Valores (MPa) |
|-------------|---------------|
| $\sigma_x$  | 84,86         |
| $\sigma_y$  | 0             |
| $\sigma_z$  | -54,14        |
| $\tau_{xy}$ | 0             |
| $\tau_{yz}$ | 84,16         |
| $\tau_{xz}$ | 0             |

Fonte: Autoria própria.

Dessa maneira, nota-se que  $\sigma_x$  é uma das tensões principais, uma vez que não existem tensões de cisalhamento na face x. Assim sendo, com os dados da Tabela 6 e baseado nas relações trigonométricas do círculo de Mohr da Figura 13, realizou-se os cálculos das demais tensões principais, expostos na equação (54).

$$\sigma_a, \sigma_b = \frac{-54,14}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{-54,14}{2}\right)^2 + 84,16^2} \quad (54)$$

$$\sigma_a, \sigma_b = 61,34 \text{ MPa}, -115,48 \text{ MPa}$$

As tensões principais foram organizadas em ordem crescente, conforme Tabela 7, e seus respectivos valores foram substituídos na equação (1). Dessa maneira, calculou-se a tensão de von Mises na raiz da rosca, exibida na expressão (55).

Tabela 7 – Tensões principais do parafuso de potência

| Tensões    | Valores (MPa) |
|------------|---------------|
| $\sigma_1$ | 84,86         |
| $\sigma_2$ | 61,34         |
| $\sigma_3$ | -115,48       |

Fonte: Autoria própria.

$$\sigma' = \left[ \frac{(84,86-61,34)^2 + (61,34-(-115,48))^2 + (-115,48-84,86)^2}{2} \right]^{1/2} \quad (55)$$

$$\sigma' = 189,67 \text{ MPa}$$

Além disso, determinou-se a tensão máxima de cisalhamento por meio da equação (56).

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{84,86 - (-115,48)}{2} = 100,17 \text{ MPa} \quad (56)$$

A fim de garantir a confiabilidade do projeto, escolheu-se um coeficiente de segurança CS de 2,5 e por meio das condições (57) e (58) calculou-se a tensão de escoamento do material do parafuso de potência.

$$\sigma' \leq \frac{\sigma_e}{2,5} \quad (57)$$

$$\sigma_e \geq 474,18 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} \leq \frac{\sigma_e / 2,5}{\sqrt{3}} \quad (58)$$

$$\sigma_e \geq 434,00 \text{ MPa}$$

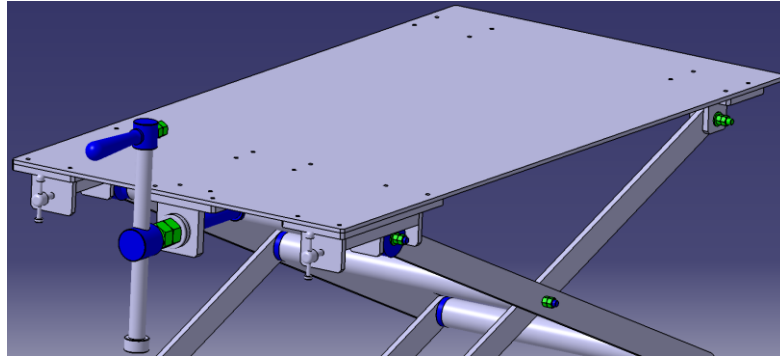
Sendo assim, baseado em Norton (2013), o material do parafuso de potência escolhido foi o SAE 1040 laminado a frio de 490 MPa de tensão de escoamento.

### 3.1.5 Plataforma superior

Para esta investigação foram analisadas as condições do dispositivo tanto estendido quanto recolhido. Optou-se por simplificar o problema, tratando o carregamento como uma força concentrada aplicada diretamente na chapa de aço, ilustrada na Figura 56. Com essa abordagem foi possível aproximar a situação ao

comportamento de uma viga de 1.220 mm de comprimento bi apoiada, com um apoio fixo e outro móvel.

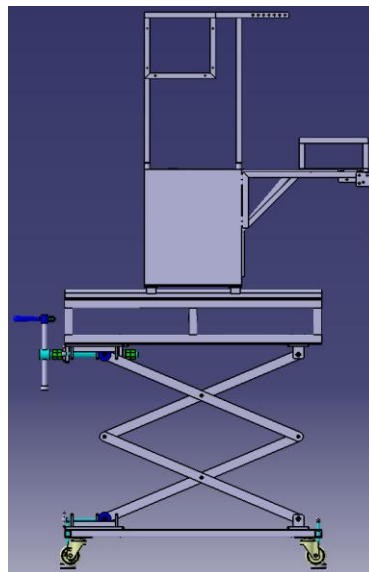
Figura 56 – Chapa metálica superior



Fonte: Autoria própria.

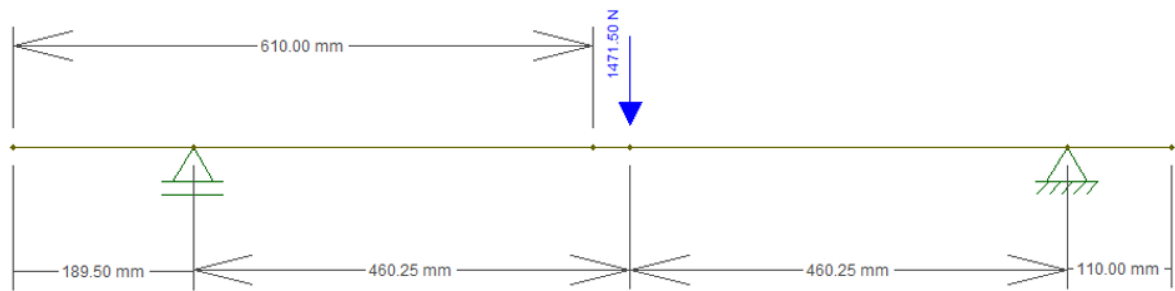
Embora o calorímetro e seus utensílios geralmente fiquem centralizados na estrutura, conforme ilustrado na Figura 57, para o estudo da plataforma superior a carga foi ligeiramente deslocada para a direita, de modo a posicioná-la no centro do vão entre os apoios, como mostrado na Figura 58, que também apresenta as dimensões dessa configuração. Optou-se por analisar o cenário mais crítico para a estrutura, por isso do deslocamento da carga, mesmo que o ajuste tenha sido de apenas 39,75 mm.

Figura 57 – Dispositivo na altura máxima



Fonte: Autoria própria.

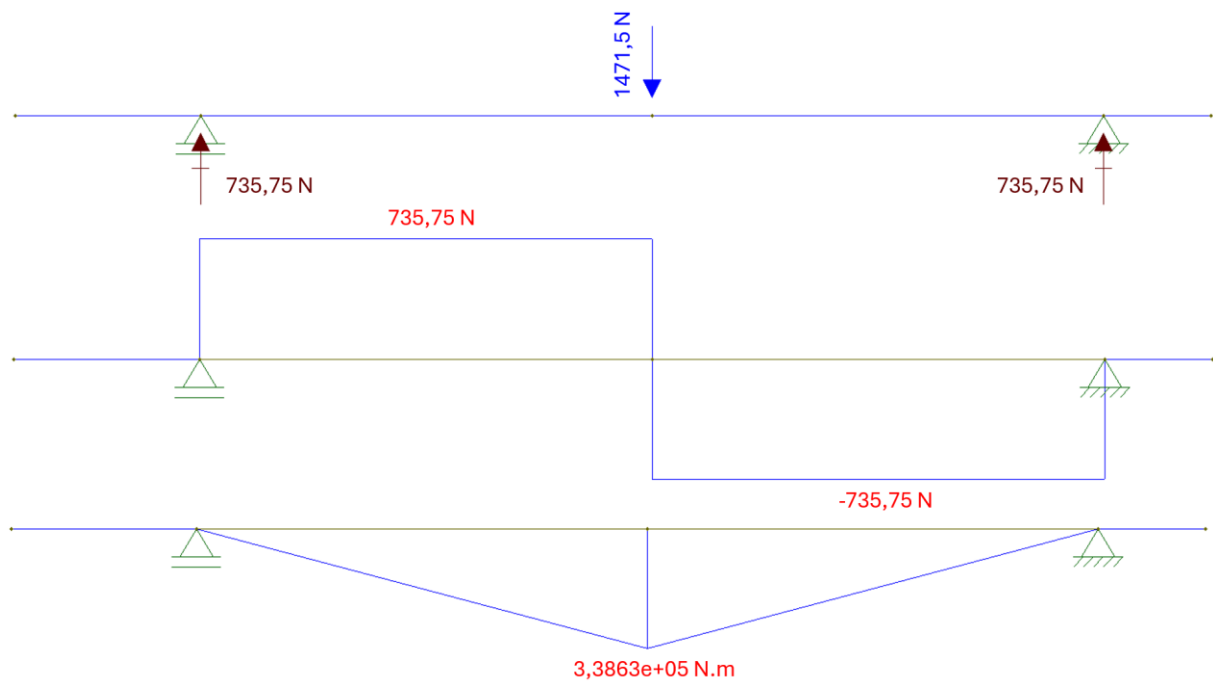
Figura 58 – Modelo do dispositivo elevado com carga



Fonte: Autoria própria.

Utilizando o *software* FTOOL e com base no modelo da Figura 58, foram gerados os diagramas de esforço cortante e momento fletor, respectivamente, ilustrados na Figura 59. Os valores máximos obtidos foram de 735,75 N para o esforço cortante  $V_{\max}$  e de 338.628,94 N.mm para o momento fletor  $M_{\max}$ .

Figura 59 – Diagrama de esforços para dispositivo elevado



Fonte: Autoria própria.

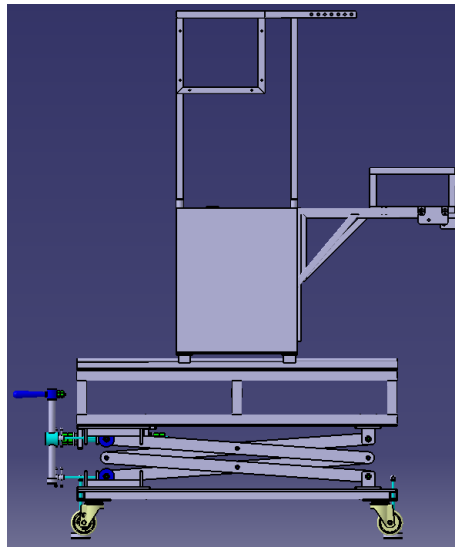
A partir disso, foram calculadas as máximas tensões normais e cisalhantes, conforme exibido nas equações (58) e (59), considerando uma seção transversal de 610 x 6,35 mm para a chapa metálica.

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max} \cdot y}{I_x} = \frac{338.628,94 \cdot 3,175}{13.015,77} = 82,60 \text{ MPa} \quad (58)$$

$$\tau_{max} = \frac{V_{max} \cdot Q}{I_x \cdot t} = \frac{735,75 \cdot 3.074,59}{13.015,77 \cdot 610} = 0,28 \text{ MPa} \quad (59)$$

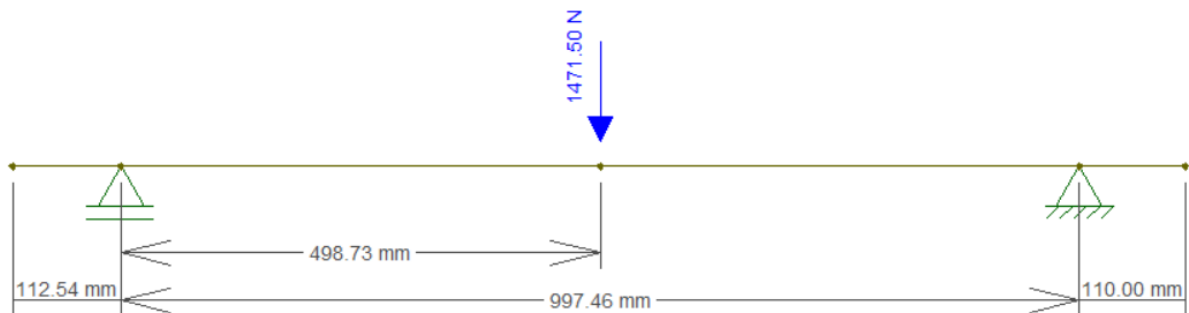
O mesmo processo foi repetido para o caso da mesa elevatória recolhida, mostrada na Figura 60. Nesse cenário, o carregamento foi ajustado em 1,27 mm para a direita, de modo a posicioná-lo corretamente no centro do vão entre os apoios.

Figura 60 – Dispositivo na altura mínima



Fonte: Autoria própria.

Figura 61 – Modelo do dispositivo abaixado com carga

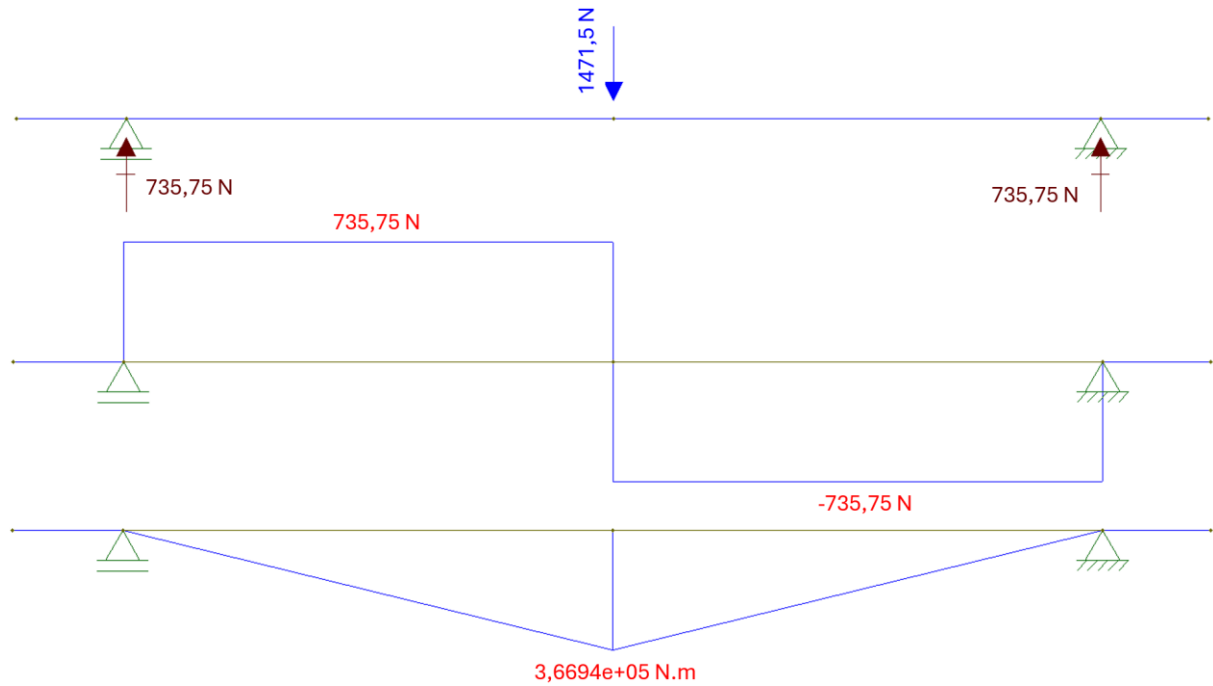


Fonte: Autoria própria.

Utilizando o *software* FTOOL e com base no modelo da Figura 61, foram gerados os diagramas de esforço cortante e momento fletor, respectivamente, ilustrados na

Figura 62. Os valores máximos obtidos foram de 735,75 N para o esforço cortante  $V_{max}$  e de 366.940,60 N.mm para o momento fletor  $M_{max}$ .

Figura 62 – Diagrama de esforços para dispositivo abaixado



Fonte: Autoria própria.

A partir disso, foram calculadas as máximas tensões normais e cisalhantes, conforme exibido nas equações (60) e (61).

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max} \cdot y}{I_x} = \frac{366.940,60 \cdot 3,175}{13.015,77} = 89,51 \text{ MPa} \quad (60)$$

$$\tau_{max} = \frac{V_{max} \cdot Q}{I_x \cdot t} = \frac{735,75 \cdot 3.074,59}{13.015,77 \cdot 610} = 0,28 \text{ MPa} \quad (61)$$

Portanto, escolheu-se o aço SAE 1020 laminado a frio, que possui uma tensão de escoamento de 393 MPa, segundo Norton (2013). Para compensar a simplificação adotada, foi aplicado um coeficiente de segurança de 3,5, o que resultou em uma tensão admissível de 112 MPa. Essa escolha atendeu às exigências do projeto, visto que os valores de tensão normal e de cisalhamento na plataforma ficaram abaixo da tensão admissível do material.

### 3.2 ANÁLISE COMPUTACIONAL PELO MEF

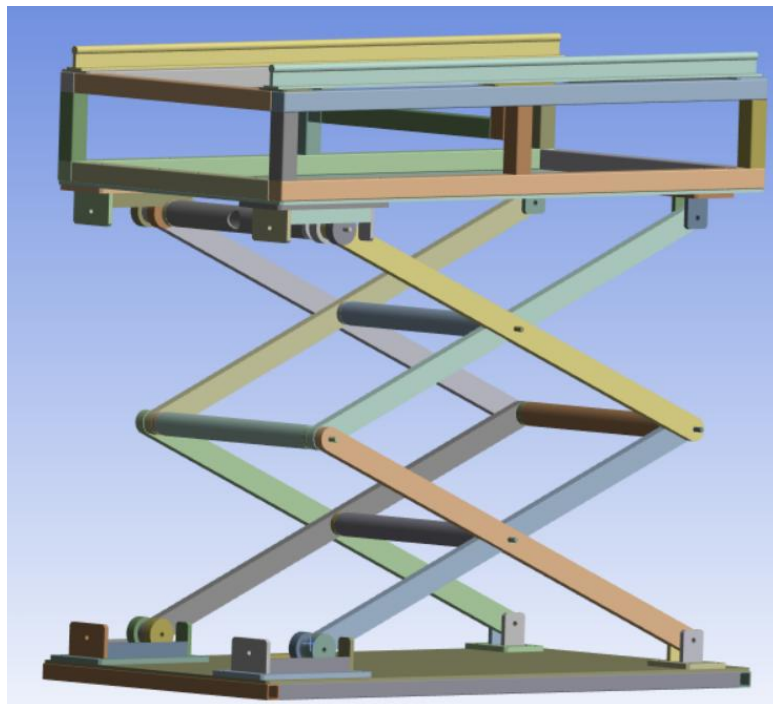
Nesta seção são apresentados os modelos e resultados das simulações realizadas no Ansys 2024 *Student*, tanto para o modelo original do projetista quanto para o modelo ajustado com hastes de maior seção transversal.

### 3.2.1 Hastes de seção transversal 45x10

#### 3.2.1.1 Modelo

Primeiramente, no ambiente *Static Structural* do Ansys *Workbench*, foram suprimidos alguns componentes do dispositivo, como os parafusos, porcas, o parafuso de potência, manivela, rodízios entre outros. Dessa forma, foi mantida apenas as partes consideradas mais relevantes, conforme ilustrado na Figura 63, o que contribuiu para agilizar a execução das análises.

Figura 63 – Dispositivo simplificado

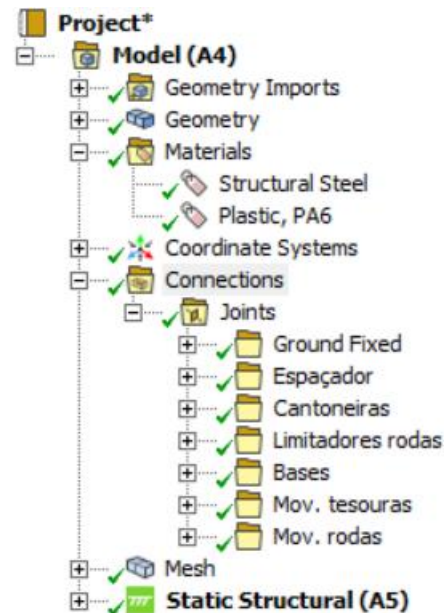


Fonte: Autoria própria.

A etapa seguinte foi selecionar para todas as oito rodas o material *Plastic PA6*, correspondente à poliamida ou nylon, além de aço estrutural para todas as demais peças do projeto. Além disso, foi excluída a pasta de contatos gerada

automaticamente pelo Ansys e foi criada uma pasta de juntas, como apresentado na Figura 64, onde foram organizadas todas as conexões existentes do dispositivo.

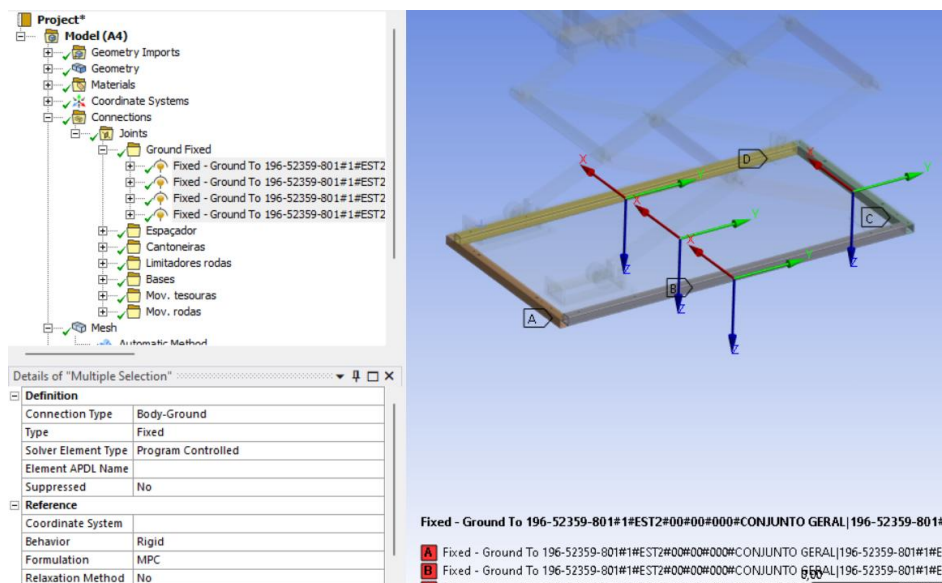
Figura 64 – Árvore do modelo



Fonte: Autoria própria.

A pasta *Ground Fixed* corresponde à interface do chão com os quatro tubos quadrados que reforçam a base inferior, sendo que foi usada a ferramenta *Body-Ground* para tal fixação, como demonstrado na Figura 65.

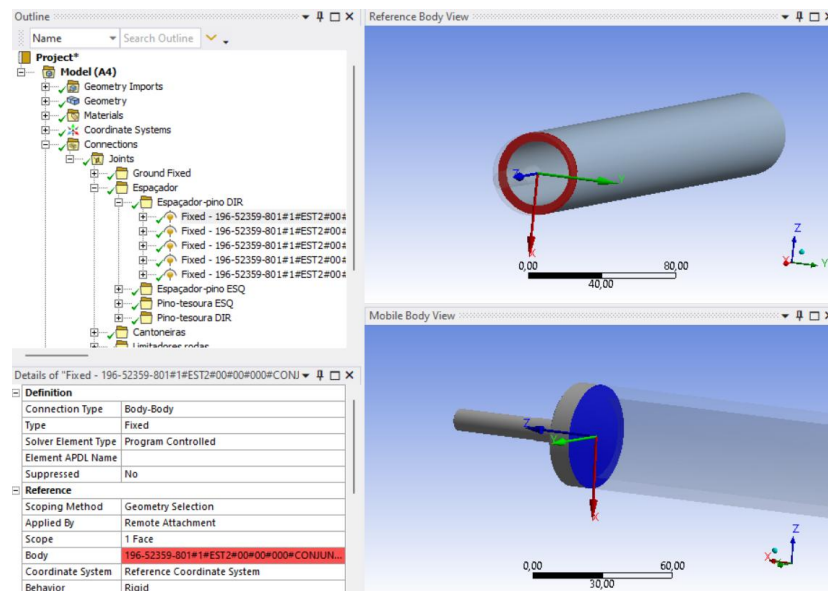
Figura 65 – Fixação do dispositivo no chão



Fonte: Autoria própria.

Dentro da pasta Espaçador foram criadas as conexões fixas, com a ferramenta *Body-Body*, entre os espaçadores e as bases dos pinos, segundo Figura 66.

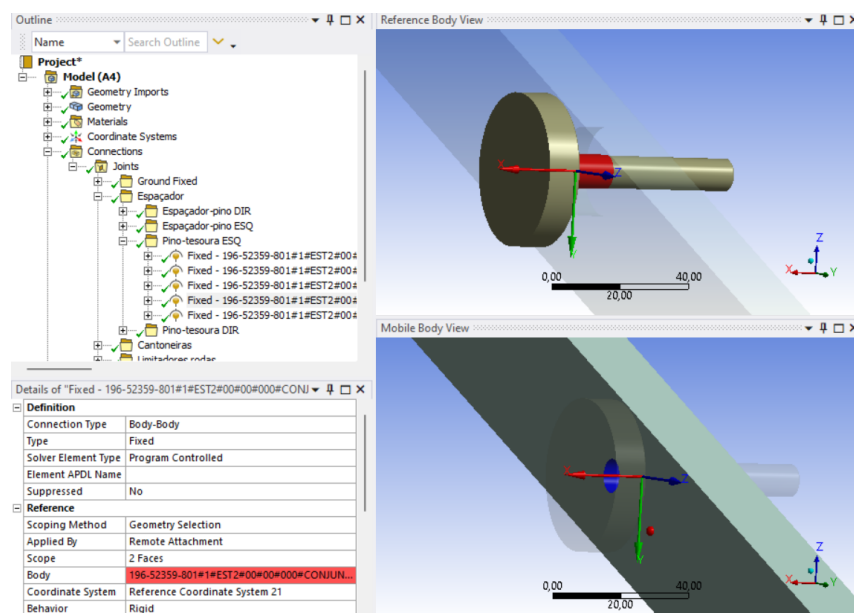
Figura 66 – Fixação do espaçador no pino



Fonte: Autoria própria.

Além disso, para cada conjunto, a região lisa do pino foi fixada ao furo de somente uma das hastes, como indicado na Figura 67.

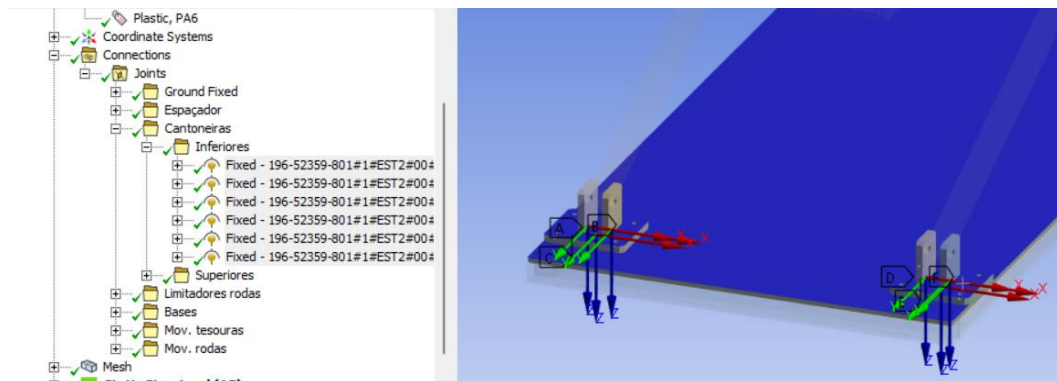
Figura 67 – Fixação do pino na haste



Fonte: Autoria própria.

De acordo com a Figura 68, as conexões do conjunto das cantoneiras foram criadas com a ferramenta *Body-Body*, sendo que as peças verticais foram associadas à chapa menor que, por sua vez, foi conectada à base inferior.

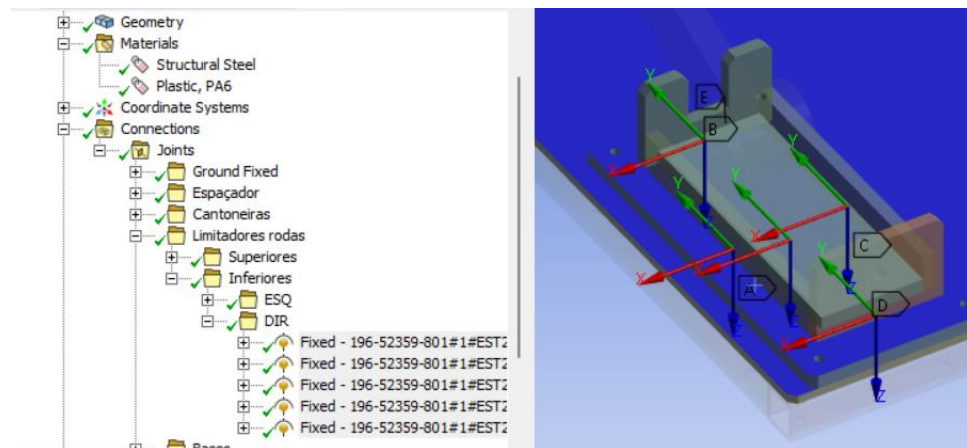
Figura 68 – Fixação das cantoneiras



Fonte: Autoria própria.

Os trilhos onde as rodas de nylon são alojadas foram fixados da mesma forma que as canteiras, como ilustrado na Figura 69.

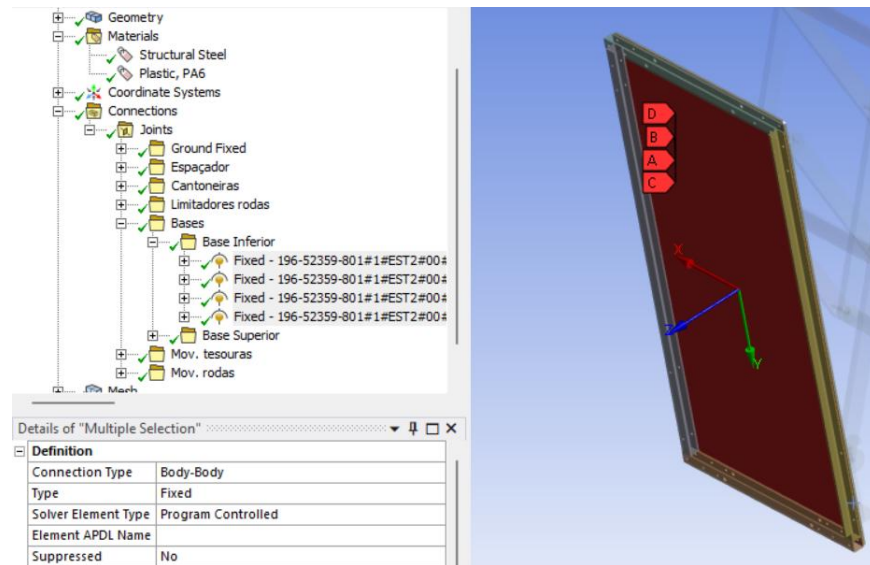
Figura 69 – Fixação dos limitadores das rodas



Fonte: Autoria própria.

Posteriormente, os tubos quadrados foram fixados à base inferior, de acordo com a Figura 70.

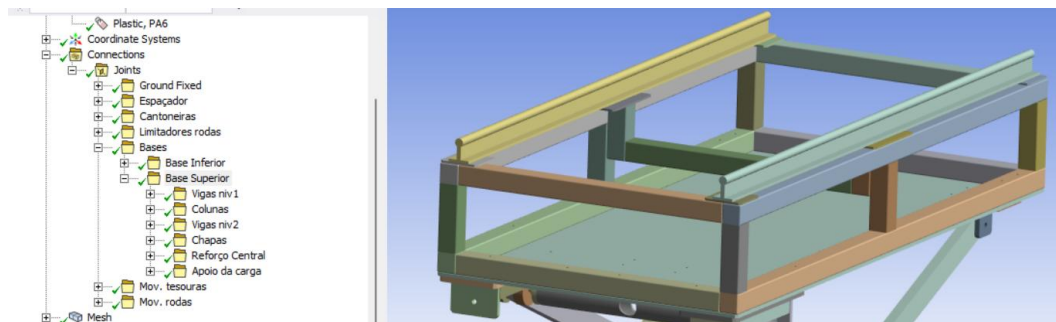
Figura 70 – Fixações da base inferior



Fonte: Autoria própria.

A base superior possui várias interações entre peças, como demonstrado na Figura 71, sendo que também foi utilizada a ferramenta *Body-Body* do tipo *Fixed* para unir os elementos face a face.

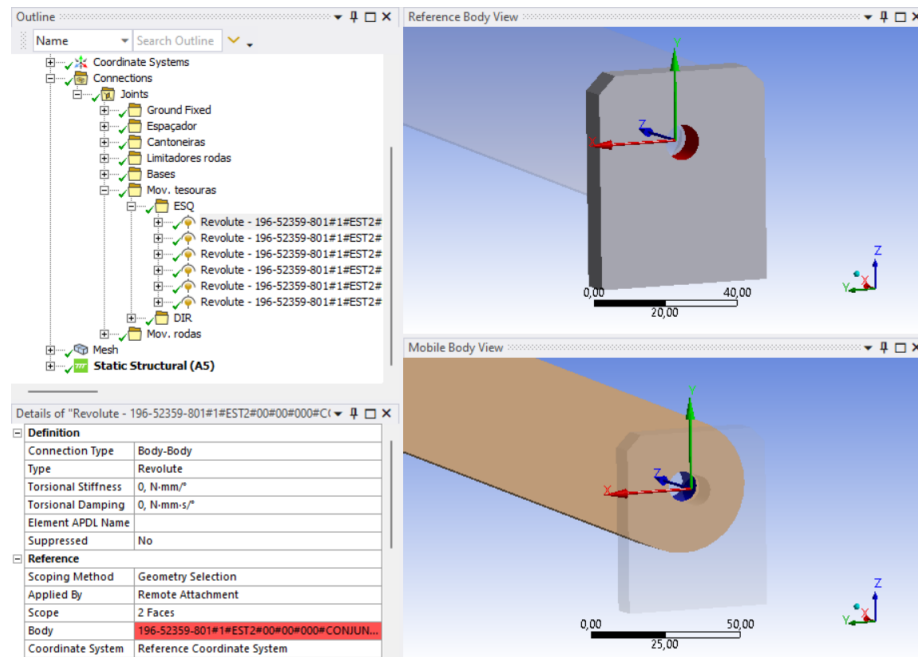
Figura 71 – Fixações da base superior



Fonte: Autoria própria.

Para estabelecer a configuração adequada do movimento das tesouras, em todos os seus furos foram colocadas juntas do tipo revolução por meio da conexão *Body-Body*, como exemplificado na Figura 72.

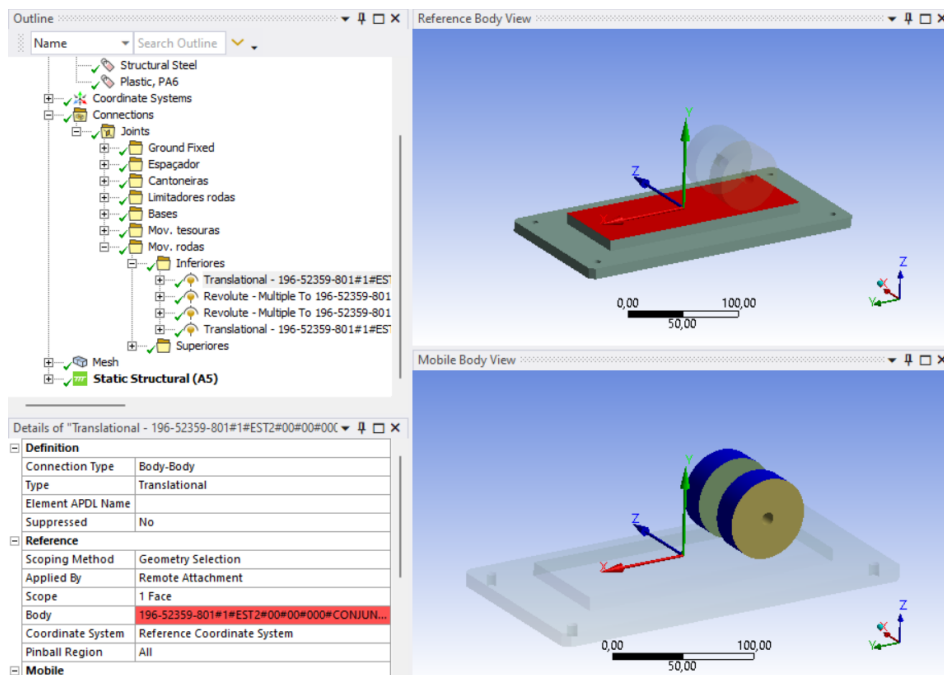
Figura 72 – Configuração das hastes



Fonte: Autoria própria.

Por fim, nas rodas guias de nylon, além da junta de revolução associada com o furo da haste, foi inserida também uma junta de translação, conforme ilustrado na Figura 73.

Figura 73 – Configuração das rodas

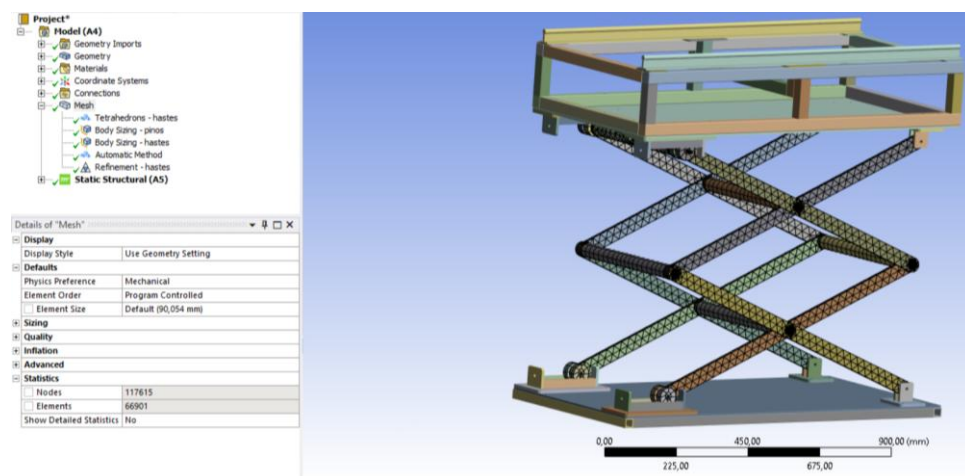


Fonte: Autoria própria.

Preferiu-se analisar somente as hastes, pinos, espaçadores e rodas, portanto, antes de gerar a malha do sistema, o comportamento dos demais componentes foi alterado para rígido. Assim, foi possível evidenciar as peças mais relevantes, uma vez que a versão estudante possui um limite para o número de nós e elementos, além de que essa abordagem também contribuiu para a redução do tempo de resolução do problema.

Em seguida foi escolhido para as tesouras elementos tetraédricos de 30 mm, sendo que em todos os seus furos foi utilizada a ferramenta de refinamento de malha. Para as demais peças, os tipos de elementos foram escolhidos de forma automática pelo Ansys, além disso utilizou-se a ferramenta *Body Sizing* para escolher elementos de 14 mm para todos os pinos. A partir disso, a malha foi gerada conforme ilustrado na Figura 74.

Figura 74 – Malha criada para projeto original



Fonte: Autoria própria.

Os demais detalhes da malha são visualizados na Figura 75, sendo que a maioria das opções foram mantidas na configuração padrão do Ansys.

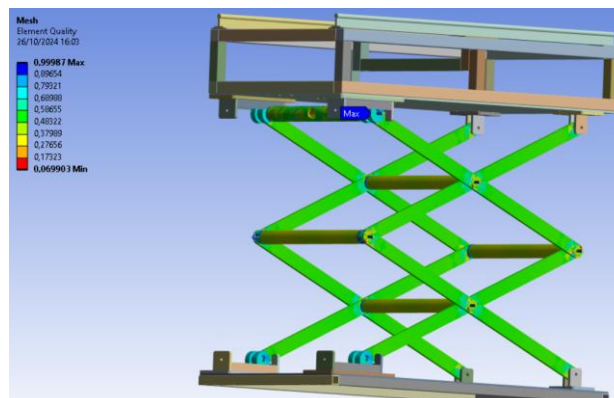
Figura 75 – Detalhes da malha do projeto original

|                          |                        |
|--------------------------|------------------------|
| Display                  |                        |
| Defaults                 |                        |
| Sizing                   |                        |
| Use Adaptive Sizing      | No                     |
| Growth Rate              | Default (1,85)         |
| Max Size                 | Default (180,11 mm)    |
| Mesh Defeaturing         | Yes                    |
| Defeature Size           | Default (0,45027 mm)   |
| Capture Curvature        | Yes                    |
| Curvature Min Size       | Default (0,90054 mm)   |
| Curvature Normal A...    | Default (70,395°)      |
| Capture Proximity        | No                     |
| Bounding Box Diagonal    | 2086,6 mm              |
| Average Surface Area     | 1119,7 mm <sup>2</sup> |
| Minimum Edge Length      | 1,619e-003 mm          |
| Quality                  |                        |
| Check Mesh Quality       | Yes, Errors            |
| Error Limits             | Aggressive Mechanical  |
| Target Element Qua...    | Default (5,e-002)      |
| Smoothing                | High                   |
| Mesh Metric              | None                   |
| Inflation                |                        |
| Use Automatic Inflation  | None                   |
| Inflation Option         | Smooth Transition      |
| Transition Ratio         | 0,272                  |
| Maximum Layers           | 5                      |
| Growth Rate              | 1,2                    |
| Inflation Algorithm      | Pre                    |
| Inflation Element Type   | Wedges                 |
| View Advanced Options    | No                     |
| Advanced                 |                        |
| Number of CPUs for Pa... | Program Controlled     |
| Straight Sided Elements  | No                     |
| Rigid Body Behavior      | Dimensionally Reduced  |
| Rigid Face Mesh Type     | Quad/Tri               |
| Triangle Surface Mesher  | Program Controlled     |
| Topology Checking        | Yes                    |
| Pinch Tolerance          | Default (0,81048 mm)   |
| Generate Pinch on Ref... | No                     |
| Sheet Loop Removal       | No                     |
| Statistics               |                        |

Fonte: Autoria própria.

Para verificação, foi selecionada a opção de visualização da qualidade da malha criada, na qual observa-se que as tesouras possuem uma malha de qualidade intermediária, como mostrado na Figura 76.

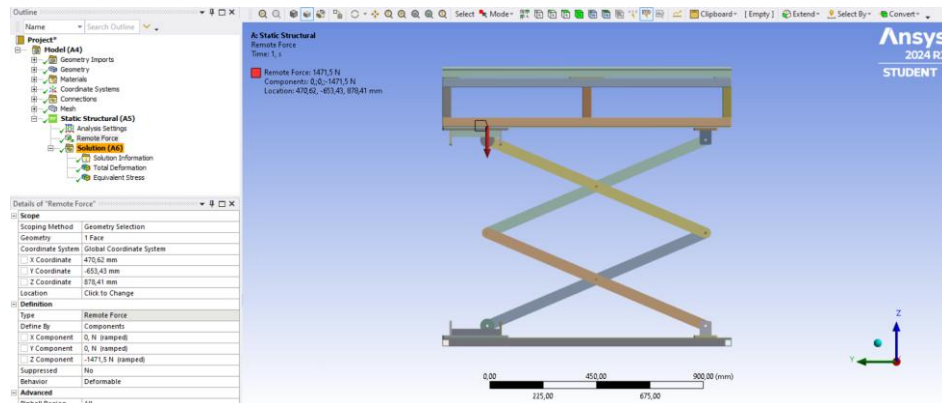
Figura 76 – Qualidade da malha do projeto original



Fonte: Autoria própria.

Após isso, foi inserida uma força remota na chapa da base superior e posicionada exatamente acima do apoio móvel, como mostrado na Figura 77.

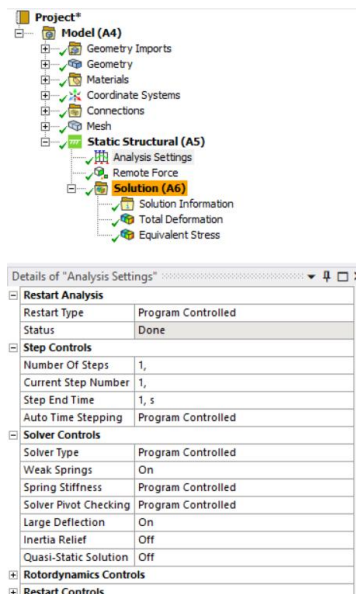
Figura 77 – Força remota



Fonte: Autoria própria.

A Figura 78 expõem o campo *Analysis Settings* adotado para o modelo, sendo que as demais opções ocultas não sofreram modificações.

Figura 78 – Configurações de análise



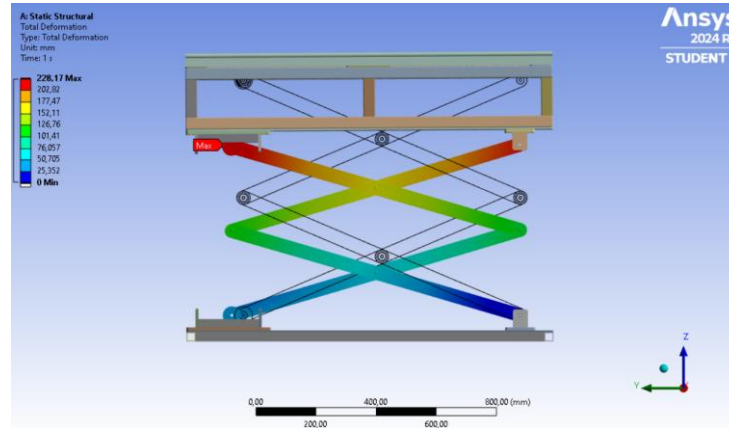
Fonte: Autoria própria.

### 3.2.1.2 Resultados

Com base na Figura 79, o dispositivo totalmente elevado sofreu um deslocamento máximo de 228 mm, concentrando-se na porção superior do conjunto das tesouras. Além disso, houve um aumento gradual da tensão até atingir o seu valor

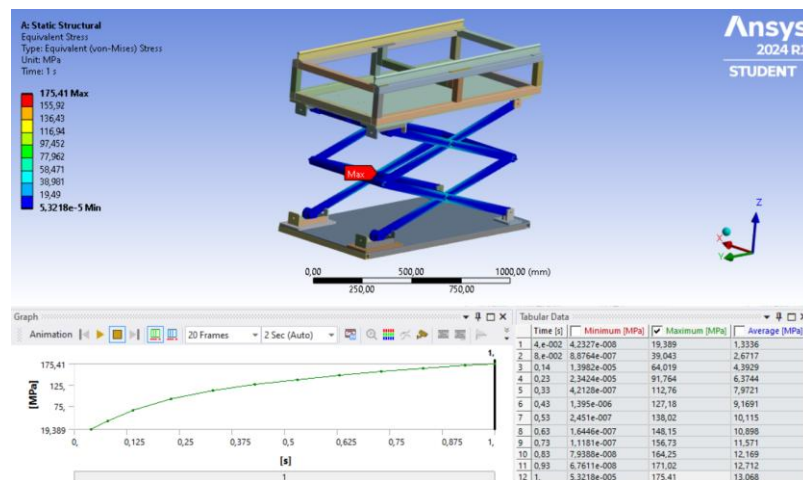
máximo de 175 MPa, como exposto na Figura 80, sendo que ela se concentrou próximo das conexões das hastes com os pinos.

Figura 79 – Deslocamento do projeto original



Fonte: Autoria própria.

Figura 80 – Tensões do projeto original

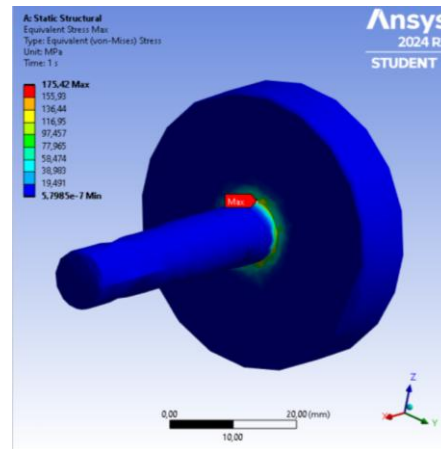


Fonte: Autoria própria.

Esses comportamentos se assemelham bastante às previsões feitas com base em outros estudos discutidos na seção 2.8. Satisfatoriamente, foram identificadas, em geral, as mesmas regiões de tendência para deslocamento e concentração de esforços na estrutura, em conformidade com Channi e Tripathi (2021) e Dengiz *et al.* (2018). Além do registro da relação entre maior tensão e menor abertura das hastes, obtido também por Rašović, Vučina e Obad (2019).

Infelizmente, devido a erros constantes e à falta de convergência de valores, não foi possível simular as tensões presentes com o dispositivo totalmente recolhido.

Figura 81 – Tensão máxima do projeto original

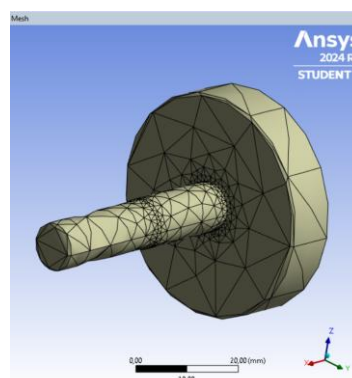


Fonte: Autoria própria.

A máxima tensão equivalente de von Mises calculada se localizou na região do pino mostrada na Figura 81. De fato, pode haver concentração de tensão nessa região devido à mudança brusca da geometria, no entanto esperava-se observar um gradiente de cor diferente ao longo do comprimento do pino, em função dos esforços cisalhantes.

Essa solução pode estar associada ao tipo de elemento criado pelo Ansys, que modificou a geometria da peça, como ilustrado na Figura 82. O ideal seria utilizar o método *Multizone* ou *Sweep* para manter a geometria circular do pino e, assim, obter resultados mais precisos. Porém, ao tentar aplicar esses métodos, o número de elementos do modelo ultrapassou o limite permitido pela versão de estudante.

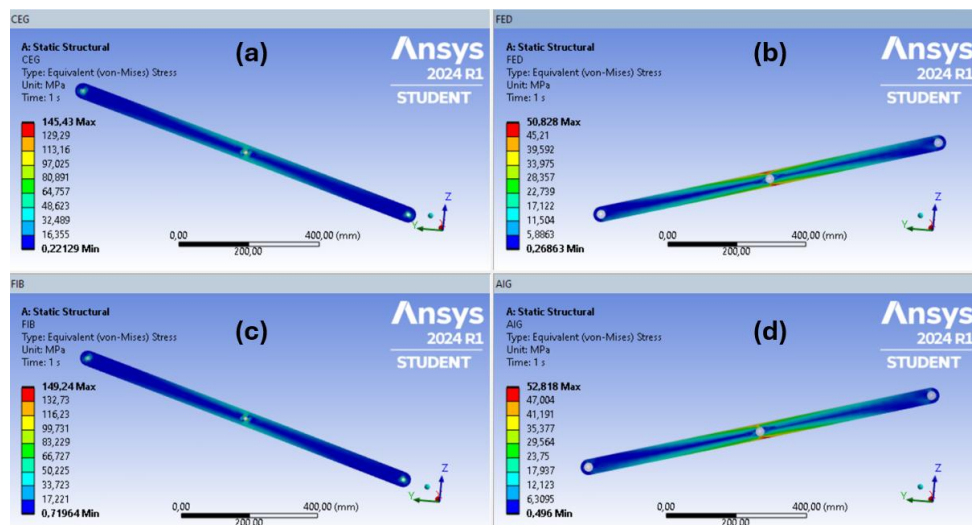
Figura 82 – Malha criada para os pinos



Fonte: Autoria própria.

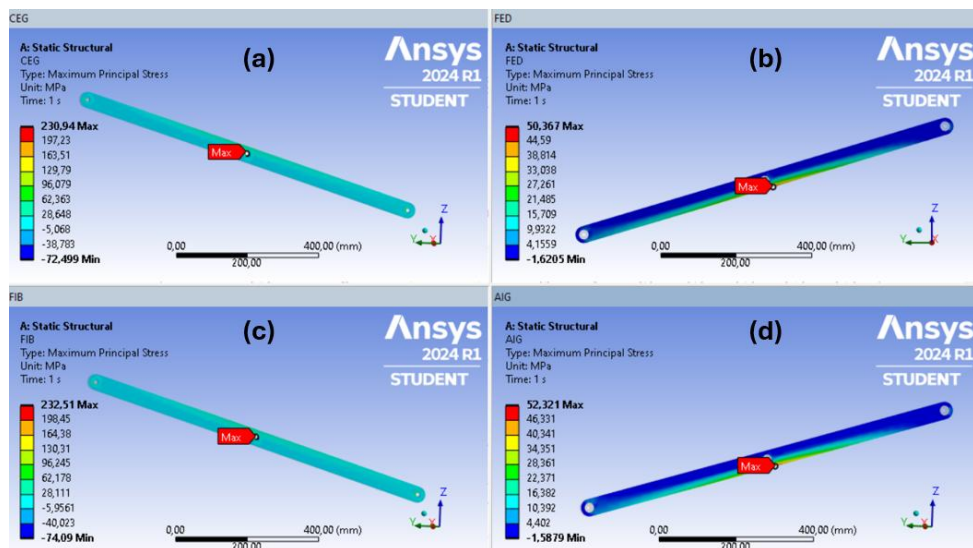
A Figura 83 reúne os resultados das tensões de von Mises calculadas pelo computador para cada haste, sendo que os valores não convergiram com aqueles exibidos na Tabela 2. Entretanto, as tensões obtidas pelo Ansys correspondem ao dispositivo praticamente na metade de sua altura, enquanto os cálculos analíticos consideraram a mesa elevatória completamente abaixada.

Figura 83 – Tensões de von Mises nas hastes originais: (a) CEG; (b) FED; (c) FIB; (d) AIG



Fonte: Autoria própria.

Figura 84 – Tensões principais nas hastes originais: (a) CEG; (b) FED; (c) FIB; (d) AIG



Fonte: Autoria própria.

Como exposto na seção 3.1.1.1, as tensões de cisalhamento calculadas para as hastes se aproximaram de zero, logo as tensões normais analíticas foram comparadas com as tensões principais obtidas pelo Ansys, apresentadas na Figura 84, mas infelizmente os valores também não convergiram.

### 3.2.2 Hastes de seção transversal 55x20

#### 3.2.2.1 Modelo

Todos os passos realizados no modelo anterior foram repetidos para o projeto com tesouras de maior seção transversal, sendo a única diferença a geração da malha, que foi ligeiramente alterada devido à mudança na geometria.

Na criação da malha, foi escolhido para as tesouras elementos tetraédricos de 35 mm, sendo que em todos os seus furos foi utilizada a ferramenta de refinamento de malha. Para as demais peças, os tipos de elementos foram escolhidos de forma automática pelo Ansys, além disso utilizou-se a ferramenta *Body Sizing* para escolher elementos de 16 mm para todos os pinos. A partir disso, a malha foi gerada conforme ilustrado na Figura 85.

Figura 85 – Malha criada para projeto modificado



Fonte: Autoria própria.

Os demais detalhes da malha são visualizados na Figura 86, sendo que a maioria das opções foram mantidas na configuração padrão do Ansys.

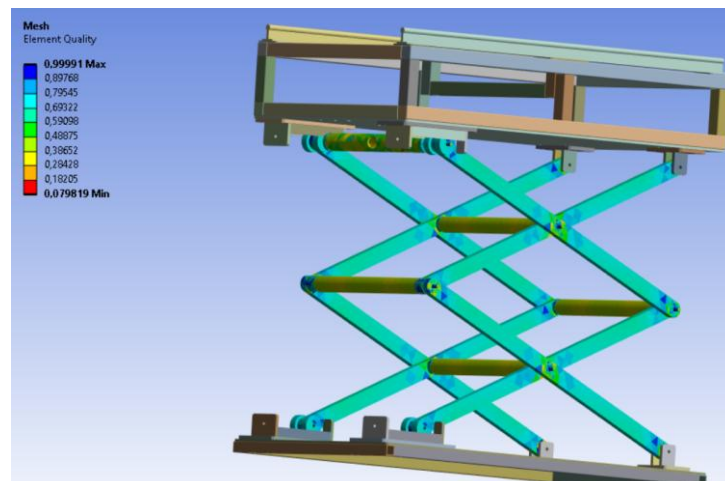
Figura 86 – Detalhes da malha do projeto modificado

|                          |                        |
|--------------------------|------------------------|
| Defaults                 |                        |
| Sizing                   |                        |
| Use Adaptive Sizing      | No                     |
| Growth Rate              | Default (1,85)         |
| Max Size                 | Default (270, mm)      |
| Mesh Defeaturing         | Yes                    |
| Defeature Size           | Default (0,675 mm)     |
| Capture Curvature        | Yes                    |
| Curvature Min Size       | Default (1,35 mm)      |
| Curvature Normal A...    | Default (70,395°)      |
| Capture Proximity        | No                     |
| Bounding Box Diagonal    | 1801,1 mm              |
| Average Surface Area     | 5249,7 mm <sup>2</sup> |
| Minimum Edge Length      | 0,31416 mm             |
| Quality                  |                        |
| Check Mesh Quality       | Yes, Errors            |
| Error Limits             | Aggressive Mechanical  |
| Target Element Qua...    | Default (5,e-002)      |
| Smoothing                | High                   |
| Mesh Metric              | None                   |
| Inflation                |                        |
| Use Automatic Inflation  | None                   |
| Inflation Option         | Smooth Transition      |
| Transition Ratio         | 0,272                  |
| Maximum Layers           | 5                      |
| Growth Rate              | 1,2                    |
| Inflation Algorithm      | Pre                    |
| Inflation Element Type   | Wedges                 |
| View Advanced Options    | No                     |
| Advanced                 |                        |
| Number of CPUs for Pa... | Program Controlled     |
| Straight Sided Elements  | No                     |
| Rigid Body Behavior      | Dimensionally Reduced  |
| Rigid Face Mesh Type     | Quad/Tri               |
| Triangle Surface Mesher  | Program Controlled     |
| Topology Checking        | Yes                    |
| Pinch Tolerance          | Default (1,215 mm)     |
| Generate Pinch on Ref... | No                     |
| Statistics               |                        |

Fonte: Autoria própria.

A partir da visualização da qualidade da malha, mostrada na Figura 87, observa-se que a maioria dos elementos criados possuem uma qualidade acima da média, até melhor que a malha do projeto original, ilustrada na Figura 76.

Figura 87 – Qualidade da malha do projeto modificado



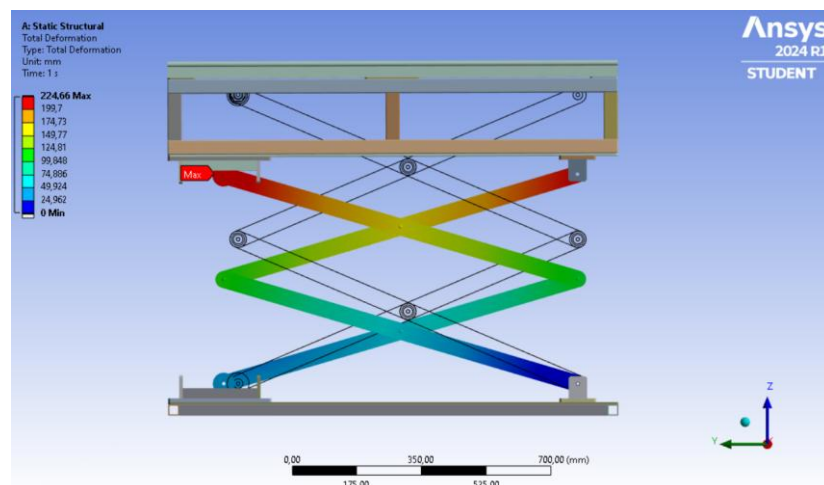
Fonte: Autoria própria.

Após isso, foi inserida uma força remota da mesma maneira que no modelo anterior, assim como as opções do campo *Analysis Settings*.

### 3.2.2.2 Resultados

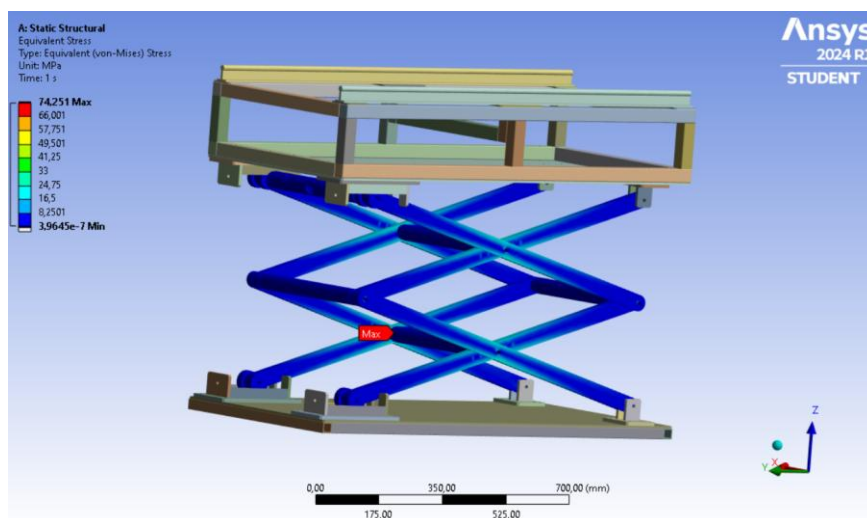
De forma bem similar à simulação anterior, o dispositivo sofreu um deslocamento máximo de quase 225 mm, que se concentrou na porção superior do conjunto das tesouras, conforme Figura 88. Além disso, como exposto na Figura 89, as tensões ainda se concentraram próximo das conexões das hastes com os pinos, porém com o aumento da seção transversal das tesouras as intensidades das tensões foram reduzidas.

Figura 88 – Deslocamento do projeto modificado



Fonte: Autoria própria.

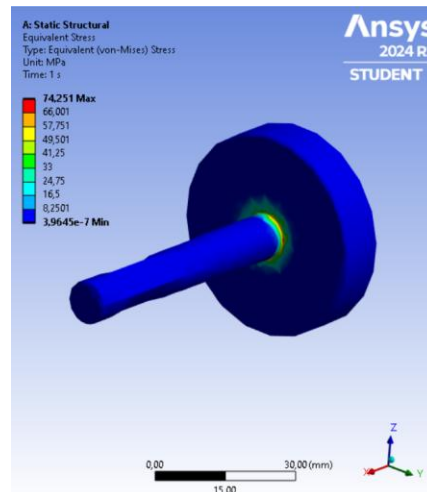
Figura 89 – Tensões do projeto modificado



Fonte: Autoria própria.

A máxima tensão equivalente de von Mises calculada se localizou novamente na região do pino mostrada na Figura 90, mas com um valor menor. A malha criada para o pino nesse modelo é idêntica à malha representada na Figura 82 do projeto original.

Figura 90 – Tensão máxima do projeto modificado

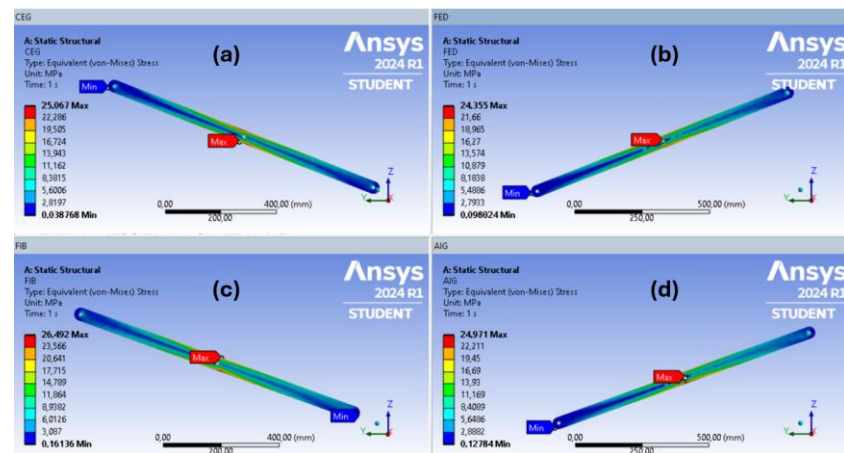


Fonte: Autoria própria.

A Figura 91 agrupa os resultados das tensões de von Mises calculadas pelo computador para cada haste, sendo que os valores também não convergiram com os mostrados na Tabela 2. Entretanto, a lógica do comportamento aparenta estar correta, uma vez que a alteração na seção transversal resultou na redução das tensões presentes nos componentes.

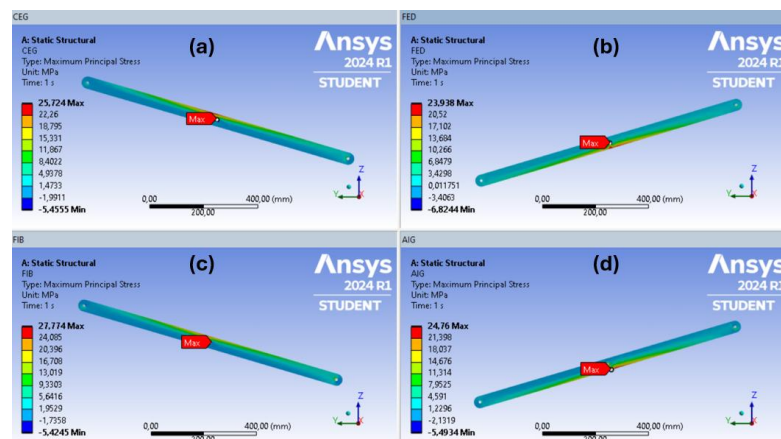
Por fim, como exposto na Figura 92, as tensões principais obtidas pelo Ansys foram próximas das tensões equivalentes de von Mises apresentadas na Figura 91.

Figura 91 – Tensões de von Mises nas hastes modificadas: (a) CEG; (b) FED; (c) FIB; (d) AIG



Fonte: Autoria própria.

Figura 92 – Tensões principais nas hastes modificadas: (a) CEG; (b) FED; (c) FIB; (d) AIG



Fonte: Autoria própria.

## 4 CONCLUSÃO

### 4.1 VERIFICAÇÃO DOS OBJETIVOS

No processo de dimensionamento, constatou-se que a estrutura foi projetada adequadamente, sendo necessária apenas uma modificação no projeto original, que consistiu em ampliar a seção transversal retangular da haste para prevenir a flambagem dos componentes. A partir das considerações e simplificações adotadas, as demais análises mostraram-se compatíveis com as condições de projeto, resultando em tensões dentro dos limites admissíveis. Dessa forma, as dimensões e os materiais selecionados demonstraram-se adequados para suportar os esforços gerados.

No estudo realizado pelo método dos elementos finitos, os resultados não corresponderam exatamente com os cálculos analíticos esperados, embora o comportamento simulado pelo *software* mostrou-se em grande parte coerente com a realidade e com estudos semelhantes já citados. Aspectos como os pontos de concentração de tensão, o aumento da tensão conforme o dispositivo é fechado e a diminuição das tensões com o aumento da seção transversal das tesouras foram bem representados.

Infelizmente, não foram encontrados trabalhos que apresentassem muitos detalhes sobre a execução da análise computacional. Assim, devido à falta de referências detalhadas, sugere-se que a exatidão dos resultados tenha sido comprometida pela seleção de um modelo com configurações menos adequadas, com a ausência de refinamento adequado na malha, que é limitada para a versão de estudante, pelo tipo de geometria utilizada para os elementos ou pela possibilidade de uso incorreto de alguma ferramenta do Ansys.

Esse cenário destacou a importância de não se confiar exclusivamente nos valores gerados pelo computador, reforçando a extrema necessidade de uma análise simplificada inicial do problema para entender o comportamento esperado da estrutura. Isso demonstrou a relevância de conhecimentos teóricos sólidos para a interpretação crítica dos dados e a identificação de possíveis discrepâncias nos resultados, a fim de garantir a segurança e a eficácia dos projetos de engenharia.

## 4.2 SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

Para trabalhos futuros, é recomendável verificar a plataforma inferior, que é diretamente afetada pelo peso de todas as peças acima dela, assim como analisar a influência das massas das estruturas, uma vez que, neste estudo, optou-se por desconsiderar a força peso nos cálculos. Em alinhamento com isso, um possível estudo de otimização do projeto poderia incluir a substituição de algumas partes de aço por alumínio, bem como uma análise de fadiga do dispositivo.

Além da avaliação da possível influência do calor emitido pelo queimador durante os ensaios, considerando como isso pode afetar a integridade da estrutura ao longo do tempo, mesmo sem contato direto com a fonte de calor.

Ademais, devido a constantes erros e à não convergência dos valores, não foi possível simular as tensões presentes quando o dispositivo estava totalmente recolhido, o que abre espaço para novas tentativas e investigações em trabalhos futuros.

## REFERÊNCIAS

- AIRBUS. **Test and certification**. [2017]. Disponível em: <https://www.airbus.com/en/products-services/commercial-aircraft/the-life-cycle-of-an-aircraft/test-and-certification>. Acesso em: 26 jul. 2024.
- ALY, N. M. Advances in healthcare and protective textiles. *In*: UL-ISLAM, S.; MAJUMDAR, A.; BUTOLA, B. **Advances in healthcare and protective textiles**. Cambridge: Woodhead Publishing, 2023. cap. 8, p. 203–258. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/B9780323911887000078>. Acesso em: 29 jul. 2024.
- ANAC. **Cartilha com orientação para certificação de projeto de tipo**. ANAC, 2019. Disponível em: [https://www.anac.gov.br/assuntos/setor-regulado/aeronaves/certificacao-e-fabricacao/certificacao-de-produtos-aeronauticos/Cartilha\\_Certificao\\_Projeto\\_Tipo\\_v2.pdf](https://www.anac.gov.br/assuntos/setor-regulado/aeronaves/certificacao-e-fabricacao/certificacao-de-produtos-aeronauticos/Cartilha_Certificao_Projeto_Tipo_v2.pdf). Acesso em: 26 jul. 2024.
- ANSYS. **Products**. [2024]. Disponível em: <https://www.ansys.com/products#t=ProductsTab&sort=relevancy&layout=card&numberOfResults=21>. Acesso em: 10 ago. 2024.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **ABNT NBR 8400-2:2019 Versão Corrigida:2022**. Equipamentos de elevação e movimentação de carga - Regras para projeto - Parte 2: Verificação das estruturas ao escoamento, fadiga e estabilidade. Rio de Janeiro: ABNT, 2022.
- BARBOSA, L. F. M.; TOMAZINI, J. E.; MARTINS, M. S.; MOREIRA, L. R. R. Q.; HORI, M. Y. T.; SILVA, L. F. S. Finite element and experimental analysis of the torsional stiffness of a chassis of a Baja SAE prototype. **SAE Technical Paper 2016-36-0124**, [S. l.], Oct. 2016. DOI: <https://doi.org/10.4271/2016-36-0124>. Disponível em: <https://saemobilus.sae.org/papers/finite-element-experimental-analysis-torsional-stiffness-a-chassis-a-baja-sae-prototype-2016-36-0124>. Acesso em: 16 mar. 2024.
- BEER, F. P.; JOHNSTON JR, E. R.; DEWOLF, J. T.; MAZUREK, D. F. **Mecânica dos materiais**. 5. ed. Porto Alegre: AMGH, 2011.
- BOEING. **787 quality information**. [2015]. Disponível em: <https://www.boeing.com/commercial/787/quality-info#structural-testing>. Acesso em: 26 jul. 2024.
- CHANNI, P.; TRIPATHI, J. P. Design and analysis of hydraulic scissor lift using PTC CREO simulate. **International Journal of Research in Engineering, Science and Management**, Patiala, v. 4, n. 2, p. 56–61, Feb. 2021. Disponível em: <https://journal.ijresm.com/index.php/ijresm/article/view/502>. Acesso em: 24 mar. 2024.
- COSTA, A. L.; PONTES, C. S. **Projeto de plataforma pantográfica para elevação de veículos**. 2016. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal Fluminense,

Niterói, 2016. Disponível em: <https://app.uff.br/riuff/handle/1/2296>. Acesso em: 2 abr. 2024.

DASSAULT SYSTÈMES. **CATIA**. [2024]. Disponível em: <https://www.3ds.com/products/catia>. Acesso em: 10 ago. 2024.

DENGIZ, C. G.; ŞENEL, M. C.; YILDIZLI, K.; KOÇ, E. Design and analysis of scissor lifting system by using finite elements method. **Universal Journal of Materials Science**, Samsun, v. 6, n. 2, p. 58–63, March, 2018. DOI: 10.13189/ujms.2018.060202. Disponível em: <https://www.hrpub.org/download/20180330/UJMS2-16211193.pdf>. Acesso em: 24 mar. 2024.

ENSINGER PLASTICS. **Plásticos para aplicações no interior de aeronaves**. [2024]. Disponível em: <https://www.ensingerplastics.com/pt-br/semiacabados/plasticos-para-industria-aeroespacial/plasticos-para-interior-de-aeronaves>. Acesso em: 1 ago. 2024.

FAA. **A brief history of the FAA**. 2021. Disponível em: [https://www.faa.gov/about/history/brief\\_history](https://www.faa.gov/about/history/brief_history). Acesso em: 24 jul. 2024.

FEDERAL AVIATION ADMINISTRATION. **Transport airplane cabin interiors crashworthiness handbook**. Federal Aviation Administration: U.S. Department Of Transportation, 2016. Disponível em: [https://www.faa.gov/documentLibrary/media/Advisory\\_Circular/AC\\_25-17A\\_CHG-1.pdf](https://www.faa.gov/documentLibrary/media/Advisory_Circular/AC_25-17A_CHG-1.pdf). Acesso em: 27 jul. 2024.

FEDERAL AVIATION REGULATIONS. **FAR Part 25: Airworthiness Standards: Transport Category Airplanes**. Washington, D.C.: Federal Aviation Administration: U.S. Department Of Transportation, 1964. Disponível em: <https://www.ecfr.gov/current/title-14/chapter-I/subchapter-C/part-25>. Acesso em: 27 jul. 2024.

FISH, J.; BELYTSCHKO, T. **A first course in finite elements**. Chichester: Wiley, 2007.

ISMAEL, O. Y.; ALMAGED, M. ; MAHMOOD, A. Quantitative design analysis of an electric scissor lift. **American Scientific Research Journal for Engineering, Technology, and Sciences**, Mosul, v. 59, n. 1, p. 128–141, Sep. 2019. Disponível em: [https://asrjetsjournal.org/index.php/American\\_Scientific\\_Journal/article/view/5072](https://asrjetsjournal.org/index.php/American_Scientific_Journal/article/view/5072). Acesso em: 22 mar. 2024.

MACHADO, F. M. O envolvimento do fabricante nos processos de investigação de acidentes. **Revista Conexão SIPAER**, São Paulo, v. 9, n. 2, p. 65–72, 2018. Disponível em: <http://conexaosipaer.com.br/index.php/sipaer/article/view/506/419>. Acesso em: 26 jul. 2024.

MARTINS, M. S.; SAMPAIO, D. J. B. S.; BRANDÃO, J.G.T.; TOMAZINI, J. E. Analysis of fatigue fracture with scanning electron microscopy of valve spring steel. **Journal of Mechanics Engineering and Automation**, [S. l.], v. 4, p. 422-426, 2014.

NORTON, R. L. **Projeto de máquinas**. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.

PETERSON, J. M. Flammability tests for aircraft. In: APTE, V. B. **Flammability testing of materials used in construction, transport and mining**. 2. ed. Cambridge: Woodhead Publishing, 2022. cap. 12, p. 281–307. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/book/9780081028018/flammability-testing-of-materials-used-in-construction-transport-and-mining>. Acesso em: 29 jul. 2024.

RASOVIC, N.; VUČINA, A.; OBAD, M. Stress analysis of lifting table using finite element method. In: INTERNATIONAL SCIENTIFIC CONFERENCE - RESEARCH AND DEVELOPMENT OF MECHANICAL ELEMENTS AND SYSTEMS (IRMES 2019), 9., 2019, Kragujevac. **Proceedings** [...]. 2019. Disponível em: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/659/1/012012>. Acesso em: 24 mar. 2024.

RICCO, M. F. F.; ALMEIDA, M. C. A aviação e a segurança de voo em um contexto evolutivo da ciência. **Revista da UNIFA**, Rio de Janeiro, v. 33, n. 1, p. 36–42, 2020. Disponível em: [https://www2.fab.mil.br/unifa/images/revista/pdf/v33n1/Art\\_78\\_Aviao\\_R6.pdf](https://www2.fab.mil.br/unifa/images/revista/pdf/v33n1/Art_78_Aviao_R6.pdf). Acesso em: 24 jul. 2024.

SANT'ANNA, L. M.; ABI-SABER FILHO, M.; ALMEIDA, V. S. V. **Projeto de um mecanismo de elevação para protótipo automotivo acadêmico**. 2019. Trabalho de Conclusão do Curso de Graduação (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, Rio de Janeiro, 2019. Disponível em: [https://www.cefet-rj.br/attachments/article/2943/Projeto%20Final%202019\\_1%20Projeto%20Mecanismo%20Eleva%C3%A7%C3%A3o%20para%20Prot%C3%B3tipo%20Automotivo%20Acad%C3%AAmico.pdf](https://www.cefet-rj.br/attachments/article/2943/Projeto%20Final%202019_1%20Projeto%20Mecanismo%20Eleva%C3%A7%C3%A3o%20para%20Prot%C3%B3tipo%20Automotivo%20Acad%C3%AAmico.pdf). Acesso em: 18 mar. 2024.

SHIGLEY, J. E.; BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. **Elementos de máquinas de Shigley**. 8. ed. Porto Alegre: AMGH, 2011.

SILVA, E. A.; MARTINS, M. S.; SIQUEIRA, R. P.; PEREIRA, M.S. Analysis of the springback effect with respect to resilience in high-strength steels applied to the automotive industry. In: INTERNATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING (COBEM), 22., 2013, Ribeirão Preto. **Proceedings** [...]. ABCM: 2013. p. 5654–5661.

SILVA, M. C. **Análise da inflamabilidade de têxteis de uniformes de aeronautas**. 2018. Dissertação (Mestrado em Têxtil e Moda) - Escola de Artes, Ciências e Humanidades, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2018. Disponível em: <https://www.teses.usp.br/teses/disponiveis/100/100133/tde-30112018-072259/pt-br.php>. Acesso em: 29 jul. 2024.

SILVA, R. A. R.; RODRIGUES, A. S.; TOMAZINI, J. E.; MARTINS, M. S.; SILVA, K. C.; SANTOS, M. Connecting rod with enhanced performance through fast and precise bolted joint design methodology. **SAE Technical Paper 2016-36-0406**, [S. l.], Oct. 2016. DOI: <https://doi.org/10.4271/2016-36-0406>. Disponível em: <https://saemobilus.sae.org/papers/connecting-rod-enhanced-performance-fast-precise-bolted-joint-design-methodology-2016-36-0406>. Acesso em: 16 mar. 2024.

VAZ JUNIOR, C. A. Comportamento humano e automação como fatores contribuintes em acidentes: estudo de caso de acidente aéreo em São Paulo, Brasil / Human behavior and automation as a contributing factor in accidents: a case study case study in São Paulo, Brazil. **Brazilian Journal of Development**, Paraná, v. 5, n. 9, p. 15134–15150, 2019. DOI: 10.34117/bjdv5n9-103. Disponível em: <https://ojs.brazilianjournals.com.br/ojs/index.php/BRJD/article/view/3214>. Acesso em: 27 jul. 2024.

## BIBLIOGRAFIA CONSULTADA

ACES. **Oil burner (fireblock) for seat cushions**. 2022. Disponível em: <https://www.aces.aero/oil-burner-for-seat-cushions>. Acesso em: 2 ago. 2024.

ACES. **Smoke density & toxicity**. 2022. Disponível em: <https://www.aces.aero/smoke-density-toxicity>. Acesso em: 2 ago. 2024.

BACH, A. A. O.; RUPPENTHAL, J. A. G. **Projeto de um dispositivo para movimentação e elevação de suínos no processo de carregamento**. 2019. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Faculdade Horizontina, Horizontina, 2019. Disponível em: [https://fahor.com.br/images/Documentos/Biblioteca/TFCs/Eng\\_Mecanica/2019/AlisonAugustoOlbermannBach.pdf](https://fahor.com.br/images/Documentos/Biblioteca/TFCs/Eng_Mecanica/2019/AlisonAugustoOlbermannBach.pdf). Acesso em: 18 mar. 2024.

BELENUS. **Catálogos**. [2014]. Disponível em: <https://belenus.com.br/institucional/catalogos>. Acesso em: 13 set. 2024.

BERCHEMBROCK, R. V. **Plataforma elevatória: cálculo e dimensionamento estrutural e de acionamento de uma plataforma elevatória de base fixa adaptada para veículo de carga**. 2012. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Centro Universitário do Sul de Minas, Varginha, 2012. Disponível em: <http://repositorio.unis.edu.br/handle/prefix/1646>. Acesso em: 17 mar. 2024.

GANESAN, G. **Strength analysis of scissor lift developed for household applications**. 2017. Thesis (Masters in Mechanical Engineering) - Kaunas University of Technology, Kaunas, 2017. Disponível em: <https://epubl.ktu.edu/object/elaba:22903855/>. Acesso em: 17 mar. 2024.

KARAGÜLLE, H.; AKDAĞ, M.; BÜLBÜL, İlker. Design automation of a two scissors lift. **The European Journal of Research and Development**, [S. l.], v. 2, n. 4, p. 178–191, 2022. DOI: 10.56038/ejrnd.v2i4.192. Disponível em: <https://journals.orclever.com/ejrnd/article/view/192>. Acesso em: 18 mar. 2024.

PAL AEROSPACE. **Flammability testing for aircraft certification**. Disponível em: <https://palaerospace.com/design-engineering/flammability-testing/>. Acesso em: 2 ago. 2024.

SANTOS, A. B.; FELIPE, W.; Verônica, E.; Wender, C.; Wesley, M. **Desenvolvimento de projeto e protótipo de uma plataforma pantográfica móvel no setor industrial: “embalagem e gravação de produtos”**. 2021. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade São Judas Tadeu, São Paulo, 2021. Disponível em: <https://repositorio.animaeducacao.com.br/items/99addb7d-e512-4785-95fd-eef56e9d80de>. Acesso em: 18 mar. 2024.

SKF. **Rolamentos axiais de esferas**. Disponível em:  
<https://www.skf.com/br/products/rolling-bearings/ball-bearings/thrust-ball-bearings>.  
Acesso em: 30 ago. 2024.

## ANEXO A – PROPRIEDADES MECÂNICAS (NORTON)

**Tabela A-4 Propriedades mecânicas de algumas ligas de cobre forjadas e fundidas**

Dados da INCO. \* Valores aproximados. Consulte os fabricantes de materiais para informações mais acuradas

| Liga de cobre                 | Condição                       | Resistência de escoamento em tração (0,2% de deformação) |       | Resistência máxima em tração |       | Elongação no corpo de ensaio de 2 in | Dureza Brinell ou Rockwell |
|-------------------------------|--------------------------------|----------------------------------------------------------|-------|------------------------------|-------|--------------------------------------|----------------------------|
|                               |                                | kpsi                                                     | MPa   | kpsi                         | MPa   | %                                    |                            |
| CA110 Cobre puro              | tira recozida                  | 10                                                       | 69    | 32                           | 221   | 45                                   | 40HRF                      |
|                               | mola revenida                  | 50                                                       | 345   | 55                           | 379   | 4                                    | 60HRB                      |
| CA170 Berílio cobre           | tira recozida e envelhecida    | 145                                                      | 1 000 | 165                          | 1 138 | 7                                    | 35HRC                      |
|                               | endurecida e envelhecida       | 170                                                      | 1 172 | 190                          | 1 310 | 3                                    | 40HRC                      |
| CA220 Bronze comercial        | tira recozida                  | 10                                                       | 69    | 37                           | 255   | 45                                   | 53HRF                      |
|                               | mola revenida                  | 62                                                       | 427   | 72                           | 496   | 3                                    | 78HRB                      |
| CA230 Latão vermelho          | tira recozida                  | 15                                                       | 103   | 40                           | 276   | 50                                   | 50HB                       |
|                               | revenido de endurecimento      | 60                                                       | 414   | 75                           | 517   | 7                                    | 135HB                      |
| CA260 Cartucho latão          | tira recozida                  | 11                                                       | 76    | 44                           | 303   | 66                                   | 54HRF                      |
|                               | mola revenida                  | 65                                                       | 448   | 94                           | 648   | 3                                    | 91HRB                      |
| CA270 Latão amarelo           | tira recozida                  | 14                                                       | 97    | 46                           | 317   | 65                                   | 58HRF                      |
|                               | mola revenida                  | 62                                                       | 427   | 91                           | 627   | 30                                   | 90HRB                      |
| CA510 Fósforo bronze          | recozido                       | 19                                                       | 131   | 47                           | 324   | 64                                   | 73HRF                      |
|                               | mola revenida                  | 80                                                       | 552   | 100                          | 689   | 4                                    | 73HRF                      |
| CA614 Alumínio bronze         | mole                           | 45                                                       | 310   | 82                           | 565   | 40                                   | 84HRB                      |
|                               | duro                           | 60                                                       | 414   | 89                           | 614   | 32                                   | 87HRB                      |
| CA655 Alto silício com bronze | recozida                       | 21                                                       | 145   | 56                           | 386   | 63                                   | 76HRF                      |
|                               | mola revenida                  | 62                                                       | 427   | 110                          | 758   | 4                                    | 97HRB                      |
| CA675 Manganês bronze         | mole                           | 30                                                       | 207   | 65                           | 448   | 33                                   | 65HRB                      |
|                               | meio-duro                      | 60                                                       | 414   | 84                           | 579   | 19                                   | 90HRB                      |
| Estanho com chumbo bronze     | fundida                        | 19                                                       | 131   | 34                           | 234   | 18                                   | 60HB                       |
| Níquel-estanho bronze         | fundida                        | 20                                                       | 138   | 50                           | 345   | 40                                   | 85HB                       |
|                               | fundida e tratada termicamente | 55                                                       | 379   | 85                           | 586   | 10                                   | 180HB                      |

\* Properties of Some Metals and Alloys, International Nickel Co., Inc., New York.

**Tabela A-9 Propriedades mecânicas de alguns aços-carbono**

Dados de várias fontes. \* Valores aproximados. Consulte os fabricantes de materiais para informações mais precisas

| Número<br>SAE / AISI | Condição                      | Resistência de<br>escoamento em tração<br>(0,2% de deformação) |     | Resistência máxima<br>em tração |       | Elongação<br>do corpo de<br>ensaio de 2 in | Dureza<br>Brinell |
|----------------------|-------------------------------|----------------------------------------------------------------|-----|---------------------------------|-------|--------------------------------------------|-------------------|
|                      |                               | kpsi                                                           | MPa | kpsi                            | MPa   | (%)                                        | -HB               |
| 1010                 | laminado a quente             | 26                                                             | 179 | 47                              | 324   | 28                                         | 95                |
|                      | laminado a frio               | 44                                                             | 303 | 53                              | 365   | 20                                         | 105               |
| 1020                 | laminado a quente             | 30                                                             | 207 | 55                              | 379   | 25                                         | 111               |
|                      | laminado a frio               | 57                                                             | 393 | 68                              | 469   | 15                                         | 131               |
| 1030                 | laminado a quente             | 38                                                             | 259 | 68                              | 469   | 20                                         | 137               |
|                      | normalizado a 1650°F          | 50                                                             | 345 | 75                              | 517   | 32                                         | 149               |
|                      | laminado a frio               | 64                                                             | 441 | 76                              | 524   | 12                                         | 149               |
|                      | temperado e revenido a 1000°F | 75                                                             | 517 | 97                              | 669   | 28                                         | 255               |
|                      | temperado e revenido a 800°F  | 84                                                             | 579 | 106                             | 731   | 23                                         | 302               |
|                      | temperado e revenido a 400°F  | 94                                                             | 648 | 123                             | 848   | 17                                         | 495               |
| 1035                 | laminado a quente             | 40                                                             | 276 | 72                              | 496   | 18                                         | 143               |
|                      | laminado a frio               | 67                                                             | 462 | 80                              | 552   | 12                                         | 163               |
| 1040                 | laminado a quente             | 42                                                             | 290 | 76                              | 524   | 18                                         | 149               |
|                      | normalizado a 1650°F          | 54                                                             | 372 | 86                              | 593   | 28                                         | 170               |
|                      | laminado a frio               | 71                                                             | 490 | 85                              | 586   | 12                                         | 170               |
|                      | temperado e revenido a 1200°F | 63                                                             | 434 | 92                              | 634   | 29                                         | 192               |
|                      | temperado e revenido a 800°F  | 80                                                             | 552 | 110                             | 758   | 21                                         | 241               |
|                      | temperado e revenido a 400°F  | 86                                                             | 593 | 113                             | 779   | 19                                         | 262               |
| 1045                 | laminado a quente             | 45                                                             | 310 | 82                              | 565   | 16                                         | 163               |
|                      | laminado a frio               | 77                                                             | 531 | 91                              | 627   | 12                                         | 179               |
| 1050                 | laminado a quente             | 50                                                             | 345 | 90                              | 621   | 15                                         | 179               |
|                      | normalizado a 1650°F          | 62                                                             | 427 | 108                             | 745   | 20                                         | 217               |
|                      | laminado a frio               | 84                                                             | 579 | 100                             | 689   | 10                                         | 197               |
|                      | temperado e revenido a 1200°F | 78                                                             | 538 | 104                             | 717   | 28                                         | 235               |
|                      | temperado e revenido a 800°F  | 115                                                            | 793 | 158                             | 1 089 | 13                                         | 444               |
|                      | temperado e revenido a 400°F  | 117                                                            | 807 | 163                             | 1 124 | 9                                          | 514               |
| 1060                 | laminado a quente             | 54                                                             | 372 | 98                              | 676   | 12                                         | 200               |
|                      | normalizado a 1650°F          | 61                                                             | 421 | 112                             | 772   | 18                                         | 229               |
|                      | temperado e revenido a 1200°F | 76                                                             | 524 | 116                             | 800   | 23                                         | 229               |
|                      | temperado e revenido a 800°F  | 97                                                             | 669 | 140                             | 965   | 17                                         | 277               |
|                      | temperado e revenido a 400°F  | 111                                                            | 765 | 156                             | 1 076 | 14                                         | 311               |
| 1095                 | laminado a quente             | 66                                                             | 455 | 120                             | 827   | 10                                         | 248               |
|                      | normalizado a 1650°F          | 72                                                             | 496 | 147                             | 1 014 | 9                                          | 13                |
|                      | temperado e revenido a 1200°F | 80                                                             | 552 | 130                             | 896   | 21                                         | 269               |
|                      | temperado e revenido a 800°F  | 112                                                            | 772 | 176                             | 1 213 | 12                                         | 363               |
|                      | temperado e revenido a 400°F  | 118                                                            | 814 | 183                             | 1 262 | 10                                         | 375               |

\* SAE Handbook, Society of Automotive Engineers, Warrendale Pa.; Metals Handbook, American Society for Metals, Materials Park, Ohio.

## ANEXO B – PARAFUSO BENELUS



## SEXTAVADO ROSCA PARCIAL - GRAU 5

AÇO CARBONO  
FR/SX/DIVERSOS

## PARAFUSO CABEÇA SEXTAVADA ROSCA PARCIAL

## MATERIAL:

AÇO MÉDIO CARBONO TEMPERADO E REVENIDO - GRAU 5

## ACABAMENTO:

ENEGRECIDO DE TÊMPERA • BICROMATIZADO

ZINCADO BRANCO • GALVANIZADO A FOGO • NIQUELADO

## DIMENSÕES:

ASME B18.2.1

## ROSCA:

UNC - ASME B1.1 • BSW - DIN 11

## EXEMPLO DO CÓDIGO:

SXR1/4X1-3/488

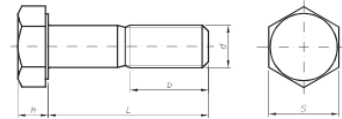


TABELA DE DIMENSÕES (MM)

| d (diâmetro)                | 1/4       | 5/16   | 3/8    | 7/16   | 1/2    | 1/2    | 9/16   | 5/8    | 3/4    | 7/8    | 1"    | 1-1/8   | 1-1/4 | 1-3/8  | 1-1/2 |
|-----------------------------|-----------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|-------|---------|-------|--------|-------|
| rosca/FPP                   | UNC-20    | UNC-18 | UNC-16 | UNC-14 | UNC-13 | BSW-12 | UNC-12 | UNC-11 | UNC-10 | UNC-9  | UNC-8 | UNC-7   | UNC-7 | UNC-6  | UNC-6 |
| h (altura cabeça) máx.      | 4,14      | 5,33   | 6,17   | 7,39   | 8,20   | 8,20   | 9,42   | 10,23  | 12,26  | 14,30  | 15,92 | 18,23   | 20,65 | 22,30  | 24,73 |
| s (chave) máx.              | pol. 7/16 | 1/2    | 9/16   | 5/8    | 3/4    | 3/4    | 13/16  | 15/16  | 1-1/8  | 1-5/16 | 1-1/2 | 1-11/16 | 1-7/8 | 2-1/16 | 2-1/4 |
|                             | mm 11,12  | 12,70  | 14,27  | 15,87  | 19,05  | 19,05  | 20,62  | 23,82  | 28,57  | 33,32  | 38,10 | 42,87   | 47,62 | 52,37  | 57,15 |
| b (compr. rosca) se L < = 6 | 19,05     | 22,22  | 25,40  | 28,57  | 31,75  | 31,75  | 34,92  | 38,10  | 44,45  | 50,80  | 57,15 | 63,50   | 69,85 | 76,20  | 82,55 |
| b (compr. rosca) se L > 6   | 25,40     | 28,57  | 31,75  | 39,52  | 38,10  | 38,10  | 41,27  | 44,45  | 50,80  | 57,15  | 63,50 | 69,85   | 76,20 | 82,55  | 88,90 |

## ANEXO C – ROLAMENTO SKF

| Designação | Dimensões principais |        |        |                     | Classificações de carga básica |                     | Classificações de velocidade |                   | Produtos associados |
|------------|----------------------|--------|--------|---------------------|--------------------------------|---------------------|------------------------------|-------------------|---------------------|
|            |                      |        |        |                     | dinâmica                       | estática            | Velocidade de referência     | Velocidade-limite | Arruela de assento  |
|            | d [mm] ↑             | D [mm] | H [mm] | H <sub>1</sub> [mm] | C [kN]                         | C <sub>0</sub> [kN] | [r/min]                      | [r/min]           |                     |
| 54306      | 25                   | 60     | 41.3   | 46                  | 35.8                           | 65.5                | 2 800                        | 3 800             | U 306               |
| 52207      | 30                   | 62     | 34     |                     | 35.1                           | 73.5                | 3 000                        | 4 300             |                     |
| 52208      | 30                   | 68     | 36     |                     | 44.2                           | 96.5                | 2 800                        | 3 800             |                     |
| 52307      | 30                   | 68     | 44     |                     | 49.4                           | 96.5                | 2 400                        | 3 400             |                     |
| 52308      | 30                   | 78     | 49     |                     | 61.8                           | 122                 | 2 200                        | 3 000             |                     |
| 52408      | 30                   | 90     | 65     |                     | 95.6                           | 183                 | 1 800                        | 2 400             |                     |
| 54207      | 30                   | 62     | 37.8   | 42                  | 35.1                           | 73.5                | 2 800                        | 4 000             | U 207               |
| 54307      | 30                   | 68     | 47.2   | 52                  | 49.4                           | 96.5                | 2 400                        | 3 400             | U 307               |
| 54308      | 30                   | 78     | 54.1   | 59                  | 61.8                           | 122                 | 2 200                        | 3 000             | U 308               |
| 52209      | 35                   | 73     | 37     |                     | 39                             | 86.5                | 2 600                        | 3 600             |                     |
| 52309      | 35                   | 85     | 52     |                     | 76.1                           | 153                 | 2 000                        | 2 800             |                     |
| 52409      | 35                   | 100    | 72     |                     | 124                            | 240                 | 1 600                        | 2 200             |                     |
| 54209      | 35                   | 73     | 39.6   | 45                  | 39                             | 86.5                | 2 600                        | 3 600             | U 209               |
| 54309      | 35                   | 85     | 56.2   | 62                  | 76.1                           | 153                 | 1 900                        | 2 800             | U 309               |
| 54409      | 35                   | 100    | 78.9   | 86                  | 124                            | 240                 | 1 500                        | 2 000             | U 409               |

Produtos   Serviços   Sobre



← Voltar



### 52207

#### Rolamento axial de esferas de escora dupla

Os rolamentos axiais de esferas de escora dupla podem suportar cargas axiais em ambas as direções, mas não devem ser submetidos a nenhuma carga radial. Seus componentes separáveis facilitam a montagem/desmontagem e inspeções de manutenção, e muitos dos componentes são intercambiáveis. As arruelas de eixo possuem um furo redondo que permite um ajuste interferente.

- Modelo separável facilita montagem/desmontagem e inspeções de manutenção
- Componentes intercambiáveis
- Furo redondo das arruelas de eixo permite ajustes interferentes