

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA
CELSO SUCKOW DA FONSECA - CEFET/RJ**

**Projeto de um veículo de transporte de cargas
movido em um túnel de baixa pressão**

Pedro Roberto Barbosa Rocha

**Rio de Janeiro
Junho de 2018**

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA
CELSO SUCKOW DA FONSECA - CEFET/RJ**

**Projeto de um veículo de transporte de cargas
movido em um túnel de baixa pressão**

Pedro Roberto Barbosa Rocha

Orientador: Fernando Ribeiro da Silva

Projeto final apresentado em cumprimento
às normas do Departamento de Educação Superior
do CEFET/RJ, como parte dos requisitos
para obtenção do título de Bacharel em
Engenharia Mecânica Industrial

Rio de Janeiro

Junho de 2018

DEDICATÓRIA

Ao Brasil.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus, onipresente neste trabalho e em minha vida. Agradeço aos meus pais José Roberto da Fonseca Rocha e Jorgina Barbosa Rocha por todo o amor e confiança que depositaram em mim ao longo da minha trajetória acadêmica. A sólida estrutura familiar em que estive inserido foi fundamental para o desenvolvimento harmonioso do projeto.

Agradeço aos meus amigos e demais familiares por todo o apoio físico e emocional que me proporcionaram. Meus olhos mantiveram seu brilho com todos os gestos de carinho e amor, com as palavras inspiradoras e pensamentos positivos que recebia deles ao longo do projeto.

Por fim, agradeço ao Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca (CEFET/RJ - Campus Maracanã) e aos professores do Departamento de Ensino Superior por todo o conhecimento técnico e científico adquirido ao longo da graduação, o qual se mostrou fundamental para a elaboração do projeto.

RESUMO

O projeto desenvolvido busca solucionar a questão do escoamento de soja em território brasileiro ao propor um veículo de transporte que pode chegar a velocidades de 200 m/s. Esse veículo, em levitação magnética, deve se deslocar em uma estrutura tubular de baixa pressão (onde o ar é retirado por bombas de vácuo). Máquinas responsáveis por posicionar caixas de soja no interior do veículo foram desenvolvidas. Em outras palavras, além da concepção e do dimensionamento de tais máquinas, as quais apresentam até 4 graus de liberdade, análises técnicas foram realizadas com o propósito de assegurar a confiabilidade, a eficácia e a eficiência processual. Além disso, as estruturas que compõem o veículo foram projetadas por inteiro e toda a propulsão do veículo foi criada, sendo composta por quatro subsistemas principais e um auxiliar. Os subsistemas principais envolvem ar comprimido, água em alta pressão e molas. O subsistema auxiliar é baseado em motores elétricos. Uma série de análises cinemáticas e cinéticas foram produzidas com o intuito de dar embasamento aos sistemas de propulsão, os quais se mostraram promissores. Em suma, o projeto é sustentável, ao não necessitar de nenhum combustível poluente para a propulsão do veículo; é ergonômico ao evitar que trabalhadores precisem carregar um grande volume de soja para o interior do veículo; é seguro ao impedir qualquer roubo ou perda de carga; e é efetivo, visto que a velocidade do veículo pode alcançar o patamar de 200 m/s. Enfim, este trabalho é composto por códigos em MATLAB e por desenhos e simulações em SolidWorks, ferramentas que se mostraram valiosas para o projeto de Engenharia Mecânica que por aqui se lavra.

Palavras-chave: máquinas de transporte, alta velocidade, sustentabilidade

ABSTRACT

This project aims to solve the problem concerning the transportation of soy beans in Brazil's territory by proposing a vehicle that can reach the speed of 200 m/s approximately. This vehicle, in magnetic levitation, should move through a low pressure tunnel (from where the air is removed by vacuum pumps). Machines responsible for positioning soy boxes inside the vehicle were developed. In other words, in addition to the design and the structural dimensioning of these machines, which have up to 4 degrees of freedom, technical analysis were carried out so that reliability and efficiency were guaranteed. Besides, the structures that make up the vehicle were entirely designed and all the propulsion system was developed, which includes four main subsystems and one that is auxiliary. The main subsystems are related to compressed air, high pressure water and a set of springs. The auxiliary subsystem is based on electric motors. Some kinematic and kinetic analyzes were developed to give ground to the promising propulsion system. In summary, the project is sustainable, since no fossil fuel is required to accelerate the vehicle; it is ergonomic by preventing workers from carrying a great volume of soy to the vehicle; it is safe by hindering any theft or loss of goods; and it is effective, since the vehicle may reach up to 200 m/s. Lastly, this work has Matlab codes and drawings and simulations in SolidWorks, which were valuable tools for this Engineering Project.

Key words: transportation, high velocity, sustainability

SUMÁRIO

Capítulo 1	1
Introdução	1
1.1 Motivação	1
1.2 Justificativa	2
1.3 Objetivo	3
1.4 Metodologia e trabalho realizado	3
1.5 Organização do trabalho	3
Capítulo 2	4
Máquinas de transporte das caixas de soja	4
2.1 Dimensionamento da caixa de armazenamento da soja	9
2.1.1 Determinação do volume útil da caixa	10
2.1.2 Dimensionamento da caixa	10
2.1.3 Dimensionamento da aba	12
2.1.4 Dimensionamento da base de içamento da caixa	14
2.1.5 Disposições gerais	16
2.2 Dimensionamento das garras	16
2.2.1 Metodologia analítica e numérica	16
2.2.2 Metodologia numérica	18
2.3 Peça de deslizamento das garras	20
2.4 Placa de transmissão de movimento do atuador às garras	21
2.5 Atuador pneumático	24
2.6 Compressor e acessórios das tubulações	26
2.7 Posicionamento e análise dos esforços na garra	27
2.7.1 Posicionamento das garras	27
2.7.2 Esforços nas garras e nos pinos	29

2.7.3	Condição para o deslizamento	31
2.8	Base da placa de transmissão	31
2.8.1	Trilhos superiores	32
2.8.2	Trilhos inferiores	33
2.8.3	Barra de limitação	34
2.8.4	Placa central giratória	35
2.8.5	Placa central móvel	38
2.8.6	Elementos de potência	38
2.8.7	Barra de levantamento	46
2.8.8	Barra de rotação	47
2.8.9	Chaveta	48
2.8.10	Cremalheira	49
2.9	Elevador da base da placa de transmissão	51
2.9.1	Estrutura de suporte	52
2.9.2	Elementos de potência	55
2.9.3	Pistão hidráulico	59
2.9.4	Câmara de pressão	59
2.9.5	Base da câmara de pressão	62
2.9.6	Tubulações	62
2.10	Máquina interna de transporte da caixa de soja	68
2.10.1	Eixo de içamento adaptado	69
2.10.2	Chaveta	70
2.10.3	Engrenagens cônicas	70
2.10.4	Servomotor	71
2.10.5	Estrutura de apoio para o servomotor	71
2.10.6	Cabos de aço	73
2.10.7	Carro da ponte rolante adaptada	74

2.10.8 Viga principal	74
2.10.9 Viga de cabeceira	78
Capítulo 3	80
Sistema de propulsão da cabine	80
3.1 Subsistema de propulsão por um conjunto de molas	81
3.1.1 Dimensionamento do conjunto de molas	81
3.1.2 Estrutura móvel do conjunto de molas	83
3.1.3 Estrutura fixa do conjunto de molas	84
3.1.4 Carregamento da mola	88
3.1.5 Instabilidades prováveis durante a propulsão	92
3.1.6 Amortecimento de vibrações	93
3.2 Subsistema de propulsão hidráulica	94
3.2.1 Análise geral da propulsão por fluido pressurizado	95
3.2.2 Tubulações empregadas no sistema de propulsão hidráulica	97
3.2.3 Estudo das perdas nas tubulações e da cinética da cabine	104
3.3 Subsistema de propulsão a ar comprimido externo	109
3.3.1 Estruturas metálicas integradas ao túnel	112
3.3.2 Tubulações para o transporte de ar comprimido	116
3.3.3 Mecanismo de propulsão	122
3.3.4 Análises do subsistema de propulsão a ar comprimido externo	133
3.3.5 Dinâmica da cabine	136
3.4 Subsistema de propulsão a ar comprimido interno	139
3.4.1 Tubulações	140
3.4.2 Bocal convergente-divergente	142
3.4.3 Cinética da cabine	144
3.5 Subsistema de propulsão auxiliar por motor elétrico	145
3.5.1 Motores elétricos com redutor de velocidade	146

3.5.2 Rodas	148
Capítulo 4	149
Cabine de transporte das caixas de soja	149
4.1 Estrutura frontal da cabine	151
4.2 Estrutura central da cabine	153
4.2.1 Corte na superfície inferior	155
4.2.2 Furos na superfície lateral	155
4.2.3 Corte para a instalação da porta	156
4.3 Placa traseira	156
4.3.1 Furo para a saída de ar comprimido	157
4.3.2 Furos para a tubulação de água em alta pressão	157
4.4 Estrutura de suporte	157
4.5 Porta principal	158
4.5.1 Placa da porta	158
4.5.2 Motor elétrico com redutor de velocidade	159
4.5.3 Conjunto pinhão-cremalheira	159
4.5.4 Peças de vedação	160
4.6 Tubos internos para a passagem de água em alta pressão	160
4.7 Dispositivo de frenagem	161
4.7.1 Características gerais da frenagem	162
4.7.2 Placa de frenagem	162
4.7.3 Braço principal de frenagem	163
4.7.4 Conjunto de transmissão de movimento	165
4.7.5 Conjunto eletropneumático	168
4.7.6 Estudo do funcionamento do mecanismo de frenagem	170
4.7.7 Suporte do sistema de frenagem	172
4.8 Suportes das rodas e do motor elétrico do subsistema de propulsão auxiliar	172

4.9 Tubulação interna	173
4.10 Barreiras para a movimentação das caixas de soja	173
Capítulo 5	175
Conclusão	175
Referências bibliográficas	177

LISTA DE FIGURAS

- FIGURA 1: Cultivo de soja
- FIGURA 2: Mapa da BR-163
- FIGURA 3: Obra de melhoria na BR-163
- FIGURA 4: Atoleiro na BR-163
- FIGURA 5: Fila de veículos na BR-163
- FIGURA 6: Perspectiva isométrica da máquina externa de transporte das caixas de soja
- FIGURA 7: Vista frontal da máquina externa de transporte das caixas de soja
- FIGURA 8: Vista lateral esquerda da máquina externa de transporte das caixas de soja
- FIGURA 9: Vista superior da máquina externa de transporte das caixas de soja
- FIGURA 10: Conjunto da caixa de soja
- FIGURA 11: Seção transversal da placa inferior (dimensões em mm)
- FIGURA 12: Diagrama de corpo livre da placa inferior da caixa de soja
- FIGURA 13: Diagrama de força cortante da placa inferior da caixa de soja (em kN)
- FIGURA 14: Diagrama de momento fletor da placa inferior da caixa de soja (em kN.m)
- FIGURA 15: Seção transversal das abas da caixa (dimensões em mm)
- FIGURA 16: Diagrama de corpo livre da aba da caixa de soja
- FIGURA 17: Diagrama de força cortante da aba da caixa de soja (em kN)
- FIGURA 18: Diagrama de momento fletor da aba da caixa de soja (em kN.m)
- FIGURA 19: Seção transversal da base de içamento da caixa (dimensões em mm)
- FIGURA 20: Diagrama de corpo livre da base de içamento
- FIGURA 21: Diagrama de força cortante da base de içamento (em kN)
- FIGURA 22: Diagrama de momento fletor da base de içamento (em kN.m)
- FIGURA 23: Diagrama de corpo livre da garra
- FIGURA 24: Diagrama de força cortante da garra (em kN)
- FIGURA 25: Diagrama de momento fletor da garra (em kN.m)
- FIGURA 26: Seção transversal principal da garra
- FIGURA 27: Garra de levantamento e transporte das caixas de soja
- FIGURA 28: Malha empregada na simulação estática das tensões atuantes na garra
- FIGURA 29: Resultado da simulação estática da garra
- FIGURA 30: Base deslizante para a garra
- FIGURA 31: Placa de transmissão do movimento do atuador para as garras (com a indicação da força do atuador)

FIGURA 32: Distribuição de tensões na placa de transmissão decorrentes de uma força do atuador de 5.000 N

FIGURA 33: Diagrama de corpo livre com os esforços atuantes na base da placa de transmissão (responsável pelo apoio dos componentes)

FIGURA 34: Seção da base deslizante que irá resistir ao cisalhamento

FIGURA 35: Catálogo de cilindros pneumáticos da Parker (o atuador selecionado se encontra destacado)

FIGURA 36: Esquema representativo do acionamento das garras

FIGURA 37: Imagem do compressor selecionado

FIGURA 38: Proteção do conjunto pneumático contra a chuva

FIGURA 39: Posições (A) inicial e (B) final das garras

FIGURA 40: Diagrama de corpo livre da garra (quando ela não sustenta nenhuma carga)

FIGURA 41: Força axial na garra ao longo do tempo

FIGURA 42: Relação entre a força de atrito da base e a força horizontal da garra em função do ângulo da garra

FIGURA 43: Base da placa de transmissão

FIGURA 44: Seção transversal dos trilhos superiores

FIGURA 45: Situações (A) inicial e (B) final da base do conjunto de transmissão

FIGURA 46: Barra de limitação das garras

FIGURA 47: Placa central giratória

FIGURA 48: Estrutura da placa central giratória

FIGURA 49: Distribuição das tensões na placa central giratória (simulação realizada através do SolidWorks)

FIGURA 50: Placa central móvel

FIGURA 51: Representação de uma engrenagem rosca sem fim (extraído do sitio eletrônico www.solucoesindustriais.com.br)

FIGURA 52: Especificação técnica do redutor selecionado

FIGURA 53: Redutor selecionado (extraída do catálogo da Geremia Redutores)

FIGURA 54: Análise da influência do módulo na tensão AGMA e no limite de resistência à fadiga dos dentes da engrenagem helicoidal

FIGURA 55: Análise da influência do módulo no desgaste superficial da engrenagem helicoidal

FIGURA 56: Análise da influência da rotação do parafuso sem fim na tensão AGMA e no limite de resistência à fadiga dos dentes da engrenagem helicoidal

FIGURA 57: Análise da influência da rotação do parafuso sem fim no desgaste superficial da engrenagem helicoidal

FIGURA 58: Barra de levantamento

FIGURA 59: Barra de rotação

FIGURA 60: Chaveta

FIGURA 61: Coeficiente de segurança K para a determinação da força tangencial na cremalheira

FIGURA 62: Módulos indicados para a cremalheira em função da força tangencial aplicada e de sua velocidade linear (fonte: catálogo da Koom)

FIGURA 63: Dimensão D (fonte: catálogo da Koom)

FIGURA 64: Determinação da distância entre o eixo do pinhão e a base da cremalheira

FIGURA 65: Elevador da base do conjunto de transmissão

FIGURA 66: Estrutura de suporte da base da placa de transmissão

FIGURA 67: Diagrama de corpo livre da barra principal da estrutura de suporte

FIGURA 68: Diagrama de força cortante da barra principal da estrutura de suporte (em kN)

FIGURA 69: Diagrama de momento fletor da barra principal da estrutura de suporte (em kN.m)

FIGURA 70: Distribuição de tensões na estrutura de suporte

FIGURA 71: Especificação técnica do motorreductor selecionado

FIGURA 72: Câmara de pressão montada

FIGURA 73: Instantes (A) inicial, (B) intermediário e (C) final do deslizamento da placa circular do pistão pela câmara de pressão (nota-se que os furos dos parafusos e das tubulações não foram representados, bem como a barra de sustentação da estrutura de suporte)

FIGURA 74: Esquema hidráulico de acionamento do pistão

FIGURA 75: Modelos disponíveis Meganorm para uma rotação de 1.750 RPM (o modelo selecionado se encontra destacado)

FIGURA 76: Curva característica da altura manométrica em função da vazão para o modelo Meganorm 32 - 250.1, de 1.750 RPM (o ponto de operação se encontra destacado)

FIGURA 77: Pressão admissível na válvula em função da temperatura de operação para diferentes classes de pressão de acordo com a norma ASME.B.16.5

FIGURA 78: Especificação técnica do reservatório selecionado (extraído do sítio eletrônico do fabricante ACT)

FIGURA 79: Representação esquemática da máquina interna de transporte da caixa de soja

FIGURA 80: Eixo de içamento adaptado

FIGURA 81: Engrenagens cônicas associadas (Faires, 1982)

FIGURA 82: Servomotor do modelo AC 750 W da Mectrol selecionado

FIGURA 83: Estrutura de apoio para o servomotor e respectivos componentes elétricos

FIGURA 84: Diagrama de corpo livre da estrutura de apoio para o servomotor

FIGURA 85: Carga de ruptura de cabos de aço de acordo com o seu tipo e a sua bitola

FIGURA 86: Ilustração do carro empregado (fonte: www.celuladecarga.com.br)

FIGURA 87: Tabela de perfis laminados I de pequenas bitolas (fonte: Gerdau Açominas)

FIGURA 88: Tabela de perfis laminados I de médias bitolas (fonte: Gerdau Açominas)

FIGURA 89: Esquema do subsistema de propulsão por molas

FIGURA 90: Especificações técnicas principais do modelo de mola selecionado da Polimold (extraído do seu catálogo)

FIGURA 91: Estrutura móvel do conjunto de molas

FIGURA 92: Estrutura fixa do conjunto de molas

FIGURA 93: Diagrama de corpo livre das hastes

FIGURA 94: Distribuição de tensões na estrutura fixa do conjunto de molas

FIGURA 95: Conjunto responsável pelo carregamento das molas

FIGURA 96: Especificações técnicas do motorreductor selecionado (extraídas do catálogo da Geremia Redutores)

FIGURA 97: Visão frontal simplificada do sistema de amortecimento

FIGURA 98: Especificações técnicas do modelo de amortecedor selecionado (extraído do catálogo da Enidine)

FIGURA 99: Esquema representativo da propulsão hidráulica da cabine

FIGURA 100: Perspectiva isométrica de metade da tubulação do subsistema de propulsão hidráulica

FIGURA 101: Gráfico para a seleção da bomba centrífuga (modelo MegaCPK, de 1.750 RPM)

FIGURA 102: Curva característica H x Q da bomba (modelo MegaCPK 200-500, de 1.750 RPM)

FIGURA 103: Reservatório cilíndrico vertical (extraído do sítio eletrônico da Fortmetal)

FIGURA 104: Esquema da tubulação para reuso da água

FIGURA 105: Curva característica H x Q da bomba centrífuga para reuso da água

FIGURA 106: Perdas de carga totais

FIGURA 107: Força de propulsão da cabine

FIGURA 108: Aceleração da cabine

FIGURA 109: Velocidade da cabine

FIGURA 110: Posição da cabine

FIGURA 111: Visão esquemática do subsistema de propulsão a ar comprimido externo

FIGURA 112: Fluxograma explicativo do subsistema de propulsão a ar comprimido externo

FIGURA 113: Estruturas metálicas integradas ao túnel

FIGURA 114: Distribuição de tensões na chapa limitadora

FIGURA 115: Análise dos esforços na curva da estrutura de passagem de ar comprimido

FIGURA 116: Estrutura de passagem de ar comprimido

FIGURA 117: Visão esquemática dos trilhos e das barras de sustentação na estrutura metálica integrada ao túnel

FIGURA 118: Modelo representativo do esforço no trilho e nas barras de sustentação (a inclinação real do trilho é próxima de zero grau e se encontra exagerada na figura para fins de visualização)

FIGURA 119: Visão geral das tubulações de ar comprimido

FIGURA 120: Compressor selecionado

FIGURA 121: Vaso de pressão selecionado

FIGURA 122: Tubulação de entrada e saída de ar do vaso de pressão

FIGURA 123: Mecanismo de propulsão (a mola de torção não se encontra representada)

FIGURA 124: Diagrama de força cortante das barras principais

FIGURA 125: Diagrama de força cortante da barra principal

FIGURA 126: Diagrama de momento fletor da barra principal

FIGURA 127: Diagrama de corpo livre das barras auxiliares

FIGURA 128: Base fixa do mecanismo de propulsão

- FIGURA 129: Base móvel do mecanismo de propulsão
- FIGURA 130: Principais parâmetros do modelo de amortecedor selecionado (extraído do catálogo da ENIDINE)
- FIGURA 131: Barras de limitação do mecanismo de propulsão
- FIGURA 132: Base geral do mecanismo de propulsão
- FIGURA 133: Posicionamento do mecanismo de propulsão
- FIGURA 134: Variação angular do mecanismo de propulsão durante o seu retorno
- FIGURA 135: Variação na velocidade da cabine para uma pressão total de 300 kPa, uma temperatura total de 300 K e uma velocidade inicial de 40 m/s
- FIGURA 136: Variação na velocidade da cabine em virtude da sua passagem pelos subsistemas de propulsão a ar comprimido externo
- FIGURA 137: Esquema da tubulação relativa ao subsistema de propulsão a ar comprimido interno
- FIGURA 138: Bocal convergente-divergente
- FIGURA 139: Variação na velocidade da cabine em virtude do subsistema de propulsão a ar comprimido interno
- FIGURA 140: Esquema representativo do subsistema de propulsão auxiliar
- FIGURA 141: Especificações técnicas do motorreductor
- FIGURA 142: Roda do subsistema de propulsão auxiliar
- FIGURA 143: Perspectiva isométrica da cabine
- FIGURA 144: Vista lateral da cabine
- FIGURA 145: Visão interna da cabine
- FIGURA 146: Visão da estrutura de passagem de água em alta pressão com a placa traseira
- FIGURA 147: Estrutura frontal da cabine (vista lateral)
- FIGURA 148: Coeficiente de arrasto em função da geometria da estrutura frontal
- FIGURA 149: Força de arrasto da cabine para diferentes velocidades
- FIGURA 150: Estrutura frontal da cabine
- FIGURA 151: Estrutura central da cabine
- FIGURA 152: Vista em corte da superfície inferior da estrutura central da cabine com a estrutura de suporte
- FIGURA 153: Placa traseira
- FIGURA 154: Estrutura de suporte ampliada
- FIGURA 155: Porta principal

FIGURA 156: Especificações técnicas principais do motorreductor selecionado

FIGURA 157: Seção transversal das peças de vedação

FIGURA 158: Tubos internos para a passagem de água em alta pressão (são duas dessas estruturas por cabine)

FIGURA 159: Dispositivo de frenagem

FIGURA 160: Diagrama de corpo livre e parâmetros dimensionais do braço de frenagem

FIGURA 161: Braço de frenagem

FIGURA 162: Conjunto de transmissão de movimento de frenagem

FIGURA 163: Posicionamento dos componentes relevantes

FIGURA 164: Esquema do conjunto eletropneumático

FIGURA 165: Especificações técnicas principais do atuador pneumático (obtido do catálogo da Parker)

FIGURA 166: Esquema representativo do funcionamento do mecanismo de frenagem

FIGURA 167: Suporte do sistema de frenagem

FIGURA 168: Suporte de duas rodas e dois motores elétricos do subsistema de propulsão auxiliar

FIGURA 169: Tubulação interna para passagem de ar comprimido

FIGURA 170: Barreiras para a movimentação das caixas de soja

LISTA DE TABELAS

- TABELA 1: Tensões e propriedades da placa inferior da caixa de soja
- TABELA 2: Tensões e propriedades da aba da caixa de soja
- TABELA 3: Tensões e propriedades da base de içamento da caixa de soja
- TABELA 4: Dados relevantes para a determinação dos esforços na base da placa de transmissão
- TABELA 5: Massa dos componentes associados à placa de transmissão
- TABELA 6: Cinemática dos componentes associados à garra
- TABELA 7: Cinética da garra
- TABELA 8: Dados relevantes para a determinação dos esforços na estrutura da placa central giratória
- TABELA 9: Parâmetros fundamentais da engrenagem helicoidal
- TABELA 10: Parâmetros fundamentais do parafuso sem fim
- TABELA 11: Dados relevantes para a seleção do motor elétrico responsável pela rotação da placa giratória
- TABELA 12: Análise de tensões nos dentes da engrenagem helicoidal
- TABELA 13: Massa total movimentada linearmente por intermédio da cremalheira
- TABELA 14: Parâmetros fundamentais da engrenagem cilíndrica de dentes retos
- TABELA 15: Análise de tensões nos dentes da engrenagem cilíndrica
- TABELA 16: Peso total a ser levantado
- TABELA 17: Parâmetros da bomba centrífuga selecionada - modelo Meganorm 32 - 250.1
- TABELA 18: Dados gerais dos tubos para condução selecionados
- TABELA 19: Características construtivas da ponte rolante adaptada
- TABELA 20: Solicitações mecânicas na viga principal
- TABELA 21: Parâmetros fundamentais das engrenagens cilíndricas para o carregamento das molas
- TABELA 22: Parâmetros fundamentais do parafuso sem fim para o carregamento das molas
- TABELA 23: Análise de tensões nas engrenagens cilíndricas responsáveis pelo carregamento das molas
- TABELA 24: Resumo dos componentes da tubulação do subsistema de propulsão hidráulica

TABELA 25: Principais parâmetros de operação da bomba MegaCPK 200-500

TABELA 26: Dados gerais dos tubos para condução selecionados

TABELA 27: Altura de saída do fluido

TABELA 28: Parâmetros relativos ao vaso de pressão

TABELA 29: Dados gerais dos tubos selecionados para o subsistema de propulsão a ar comprimido externo

TABELA 30: Dados dimensionais e propriedades mecânicas relevantes da mola de torção

TABELA 31: Massa dos componentes do mecanismo de propulsão

TABELA 32: Dados gerais dos tubos para condução selecionados

TABELA 33: Parâmetros relevantes do bocal convergente-divergente

TABELA 34: Parâmetros relevantes da placa de frenagem

TABELA 35: Parâmetros de cada braço de frenagem

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

A_{cpbf}	Área de cisalhamento do pino da base fixa
A_{cpbm}	Área de cisalhamento do pino da base móvel
A^*	Área da garganta do bocal convergente-divergente
a_{base}	Aceleração linear da base central móvel
a_{bpcg}	Dimensão do lado da barra da placa central giratória
A_{brot}	Área da seção da barra de rotação
a_{cab}	Aceleração da cabine
A_e	Área de saída do bocal convergente-divergente
a_{hmaior}	Dimensão do lado da haste maior
a_{hmenor}	Dimensão do lado da haste menor
A_{int}	Área interna da estrutura de passagem de ar comprimido
a_{placag}	Aceleração tangencial da placa giratória
$A_{placarc}$	Área da placa resistente ao cisalhamento
A_{prop}	Área de contato do ar comprimido com o mecanismo de propulsão
a_{pt}	Aceleração da placa de transmissão
b	Largura da placa de transmissão
b_{ba}	Largura da barra auxiliar
b_{bl}	Largura da seção da barra de limitação
b_{bp}	Largura da barra principal
b_{eas}	Largura da estrutura de apoio do servomotor
b_{trilho}	Largura da seção transversal do trilho
Carga real	Carga real na viga principal
c_{brot}	Distância ao centro da barra de rotação
C_{Dcab}	Coefficiente de arrasto da cabine
c_{vc}	Distância do ponto analisado à linha neutra da seção da viga de cabeceira
c_{vp}	Distância do ponto analisado à linha neutra da seção da viga principal
d_{blim}	Diâmetro da barra de limitação
D_{bu}	Diâmetro da barra de união
D_{cab}	Arrasto na cabine

d_{tub}	Diâmetro do tubo
E_{al}	Módulo de elasticidade do duralumínio 7075
E_{mc}	Energia armazenada pela mola de compressão
E_{potmt}	Energia potencial total máxima armazenada pelas molas de torção
F_{a}	Força necessária para aceleração da cabine
F_{admvp}	Flecha admissível da viga principal
F_{at}	Força de atrito da base deslizante
F_{atpt}	Força atuante na placa de transmissão
F_{atuador}	Força do atuador pneumático
F_{bl}	Força da barra de limitação
F_{car}	Força atuante no carro da ponte rolante adaptada
F_{cm}	Força elástica máxima total das molas
F_{est}	Força atuante na estrutura de passagem de ar comprimido
F_{garra}	Força axial na garra
F_{p}	Força de propulsão hidráulica
F_{pmsh}	Força de propulsão média necessária do subsistema hidráulico
F_{prop}	Força de propulsão
F_{rr}	Força necessária para vencer a resistência ao rolamento
f_{rt}	Coefficiente de resistência ao rolamento
F_{t}	Força total necessária para a movimentação da cabine
F_{tasf}	Força tangencial atuante no parafuso sem fim
F_{tbase}	Força tangencial atuante na base central móvel
F_{teh}	Força tangencial na engrenagem helicoidal
F_{tpin}	Força tangencial real no pinhão
F_{tsf}	Força tangencial no parafuso sem fim
f_{tub}	Fator de atrito na tubulação
F_{vp}	Carga da viga principal
F_{cplaca}	Força cortante na placa de transmissão
g	Aceleração da gravidade
G	Módulo de elasticidade do material da viga
h_{ba}	Altura da barra auxiliar
h_{bl}	Altura da seção da barra de limitação

h_{bomba}	Altura manométrica da bomba centrífuga
h_{bp}	Altura da barra principal
h_{eas}	Altura da estrutura de apoio do servomotor
h_{local}	Perda de carga local
h_{normal}	Perda de carga normal
h_{perda}	Perda de carga total
h_{trilho}	Altura da seção transversal do trilho
I_{ba}	Momento de inércia de massa da barra auxiliar
I_{vc}	Momento de inércia real da viga de cabeceira
I_{vp}	Momento de inércia mínimo da viga principal
I_{vp}	Momento de inércia real da viga principal
J_{brot}	Momento de inércia polar da seção da barra de rotação
K_{ep}	Coefficiente de perda de pressão da estrutura de passagem de ar
K_{ij}	Coefficiente de perda no j-ésimo acessório referente à i-ésima bomba
k_{mc}	Rigidez da mola de compressão
k_{mt}	Rigidez da mola de torção
K_{vg}	Coefficiente de perda de pressão na válvula de gaveta
K	Coefficiente de segurança do conjunto pinhão-cremalheira
L_{garra}	Comprimento da garra
L_{ba}	Comprimento efetivo de flambagem da barra auxiliar
l_{ba}	Comprimento da barra auxiliar
L_{ba}	Comprimento da barra auxiliar
l_{bp}	Comprimento da barra principal
L_{bp}	Comprimento da barra principal
L_{ch}	Comprimento da chaveta
L_{cp}	Comprimento da chapa principal
l_{est}	Largura da estrutura de passagem de ar comprimido
L_{tic}	Comprimento das tubulações internas da cabine
L_{tub}	Comprimento equivalente do tubo
L_{vp}	Comprimento da viga principal
\dot{m}	Vazão mássica de ar pelo bocal convergente-divergente
m_{cab}	Massa da cabine

m_{cpt}	Massa total do conjunto associado à placa de transmissão
M_e	Número de Mach na saída do bocal convergente-divergente
M_{hmaior}	Momento atuante máximo na haste maior
M_{hmenor}	Momento atuante máximo na haste menor
M_{maxba}	Momento atuante máximo na barra auxiliar
M_{maxbl}	Momento atuante máximo na barra de limitação
$M_{maxblim}$	Momento atuante máximo na barra de limitação
M_{maxbp}	Momento atuante máximo na barra principal
$M_{maxbpcg}$	Momento atuante máximo na barra da placa central giratória
M_{maxeas}	Momento atuante máximo na estrutura de apoio do servomotor
M_{maxvc}	Momento atuante máximo na viga de cabeceira
M_{maxvp}	Momento atuante máximo na viga principal
m_{rot}	Massa total rotacionada
M_{tmp}	Massa total do mecanismo de propulsão
m_{totalb}	Massa total movimentada linearmente
M_{trilho}	Momento atuante máximo no trilho
M_x	Coefficiente de majoração
M_z	Momento em relação ao eixo z
N_{ba}	Carga axial na barra auxiliar
N_{mt}	Número de molas de torção
N_{sf}	Rotação do parafuso sem fim
N_{trilho}	Carga axial no trilho
n_{vaso}	Ordem do vaso de pressão
P_0	Pressão total do ar
P_a	Pressão ambiente
P_{ar}	Pressão do ar
P_{caixa}	Peso da caixa de soja
P_{crba}	Carga crítica de flambagem da barra auxiliar
P_e	Pressão de saída
P_e	Pressão de saída do ar do bocal convergente-divergente
P_f	Pressão final do vaso de pressão
P_{garra}	Peso da garra
P_i	Pressão inicial

P_i	Pressão inicial do vaso de pressão
P_{int}	Pressão interna na estrutura de passagem de ar comprimido
P_{mcar}	Potência do motor do carro da ponte rolante adaptada
P_{motor}	Potência do motor
P_{motpin}	Potência necessária para a rotação do pinhão
P_{mvp}	Potência do motor associado à viga principal
P_{nmcm}	Potência necessária aos motores associados ao conjunto de molas
P_{prop}	Pressão no mecanismo de propulsão
P_{prop0}	Pressão inicial assumida do ar comprimido
P_r	Potência necessária ao motor elétrico do subsistema de propulsão auxiliar
P_s	Peso da soja
P_{sr}	Peso sustentado pela roda
P_{tba}	Peso total das barras auxiliares
P_{tbp}	Peso total das barras principais
P_{tcp}	Peso total da chapa principal
P_{tmt}	Pressão manométrica de trabalho no tubo
$P_{totalatp}$	Peso total atuante na placa central giratória
$P_{vaso,n}$	Pressão no enésimo vaso de pressão
P_{vaso}	Pressão no vaso de pressão
P_{vp}	Carga na viga principal
P	Pressão interna da cabine
q_1	Carga distribuída na primeira metade da base da placa de transmissão
q_2	Carga distribuída na segunda metade da base da placa de transmissão
r_{brot}	Raio da barra de rotação
R_{car}	Coefficiente de resistência ao rolamento da roda do carro da ponte
R_{cpbf}	Força resultante de cisalhamento do pino da base fixa
R_{cpbm}	Força resultante de cisalhamento do pino da base móvel
$R_{pbf,x}$	Reação horizontal do pino da base fixa
$R_{pbf,y}$	Reação vertical do pino da base fixa
r_{sf}	Raio do parafuso sem fim
R_{vp}	Resistência ao rolamento da roda associada à viga principal
R_x	Reação horizontal

R	Constante universal dos gases perfeitos
R_{cab}	Raio equivalente da cabine
S_{cab}	Área frontal da cabine
S_G	Solicitação mecânica na viga principal devido ao peso dos componentes
S_H	Solicitação mecânica na viga principal devido ao rolamento
S_L	Solicitação mecânica na viga principal devido ao levantamento
S_{tmt}	Tensão admissível do material do tubo
Série	Série do tubo
t	Espessura de parede da cabine
T	Temperatura do fluido
T_0	Temperatura total do ar
T_{ar}	Temperatura do ar
t_{ch}	Dimensão do lado da chaveta
T_e	Temperatura de saída do ar do bocal convergente-divergente
t_{ench}	Tempo de enchimento do vaso de pressão
t_{minest}	Espessura mínima da estrutura de passagem de ar comprimido
T_{tba}	Torque total atuante na barra auxiliar
T_{tcoroa}	Torque atuante na engrenagem helicoidal
T_{tmt}	Torque total decorrente das molas de torção
T_{tpmp}	Torque total decorrente do peso do mecanismo de propulsão
\dot{V}	Vazão volumétrica do fluido
V_{bu}	Força cortante na barra de união
V_{cab}	Velocidade da cabine
v_{cab}	Velocidade da cabine
V_{car}	Velocidade do carro da ponte rolante adaptada
v_{cm}	Velocidade de compressão das molas
v_{crem}	Velocidade linear da cremalheira
V_e	Velocidade de saída
V_e	Velocidade de saída do ar do bocal convergente-divergente
V_{esc}	Velocidade de escoamento do fluido
V_{hmaior}	Força cortante máxima na haste maior
V_{hmenor}	Força cortante máxima na haste menor
$V_{maxblim}$	Força cortante máxima na barra de limitação

V_{\maxcab}	Velocidade máxima da cabine
V_{\maxeas}	Força cortante máxima na estrutura de apoio do servomotor
v_{sf}	Velocidade tangencial do parafuso sem fim
v_{tpin}	Velocidade tangencial do pinhão
V_{vp}	Velocidade de translação da viga principal
V	Volume do vaso de pressão
w_{sf}	Velocidade angular do parafuso sem fim
W_{sh}	Trabalho a ser realizado individualmente pelo subsistema hidráulico
x_{\maxmc}	Deflexão máxima da mola de compressão
x	Metade da largura da base da placa de transmissão
z_e	Altura de saída
z_i	Altura inicial
α_{ba}	Aceleração angular da barra auxiliar
η_{mcar}	Rendimento do motor do carro da ponte rolante adaptada
η_{mcm}	Rendimento dos motores associados ao conjunto de molas
η_{motor}	Rendimento do motor
η_{mr}	Rendimento do motor elétrico do subsistema de propulsão auxiliar
η_{mvp}	Rendimento do motor associado à viga principal
θ_{ba}	Ângulo das barras auxiliares
θ_{bp}	Ângulo da barra principal
μ_{base}	Coefficiente de atrito entre a base móvel e a sua estrutura de suporte
μ_{rot}	Coefficiente de atrito entre a barra de rotação e a placa central fixa
$\mu_{totalpt}$	Coefficiente de atrito da placa de transmissão
ρ_{ar}	Densidade do ar
ρ_{cab}	Densidade do ar que atinge a cabine
σ_{adm}	Tensão admissível
σ_{admest}	Tensão admissível na estrutura de passagem de ar comprimido
σ_{brot}	Tensão normal na barra de rotação
σ_{eas}	Tensão normal na estrutura de apoio do servomotor
σ_{eqbl}	Tensão equivalente máxima na barra de limitação
σ_{eqblim}	Tensão equivalente máxima na barra de limitação
σ_{eqbpcg}	Tensão equivalente máxima na barra da placa central giratória

σ_{eqbrot}	Tensão equivalente na barra de rotação
σ_{eqbu}	Tensão equivalente máxima na barra de união
σ_{eqcab}	Tensão equivalente na estrutura da cabine
σ_{eqeas}	Tensão equivalente máxima na estrutura de apoio do servomotor
$\sigma_{eqhmaior}$	Tensão equivalente máxima na haste maior
$\sigma_{eqhmenor}$	Tensão equivalente máxima na haste menor
σ_{eqpbf}	Tensão equivalente máxima no pino da base fixa
σ_{eqpbm}	Tensão equivalente máxima no pino da base móvel
$\sigma_{eqplaca}$	Tensão equivalente na placa
σ_{hmaior}	Tensão normal máxima na haste maior
σ_{hmenor}	Tensão normal máxima na haste menor
$\sigma_{maxblim}$	Tensão normal máxima na barra de limitação
$\sigma_{maxbpcg}$	Tensão normal máxima na barra da placa central giratória
σ_{maxvp}	Tensão normal máxima na viga de cabeceira
σ_{maxvp}	Tensão normal máxima na viga principal
σ_{nba}	Tensão normal máxima na barra auxiliar
σ_{nbl}	Tensão normal máxima na barra de limitação
σ_{nbp}	Tensão normal máxima na barra principal
σ_{trilho}	Tensão normal máxima no trilho
τ_{pbf}	Tensão de cisalhamento máxima no pino da base fixa
τ_{pbm}	Tensão de cisalhamento máxima no pino da base móvel
τ_{brot}	Tensão de cisalhamento na barra de rotação
τ_{eas}	Tensão de cisalhamento máxima na estrutura de apoio do servomotor
τ_{hmaior}	Tensão de cisalhamento máxima na haste maior
τ_{hmenor}	Tensão de cisalhamento máxima na haste menor
$\tau_{maxblim}$	Tensão de cisalhamento máxima na barra de limitação
τ_{maxbu}	Tensão de cisalhamento máxima na barra de união
$\tau_{placarc}$	Tensão de cisalhamento na placa
φ_n	Ângulo de pressão
ΔP	Perda de pressão na tubulação
$\Delta\theta_{maxmt}$	Variação angular máxima da mola de torção
n	Rendimento da caixa de redução

γ	Razão entre os calores específicos do ar
λ	Ângulo de avanço
ρ	Densidade do fluido

Capítulo 1

Introdução

Um eficiente escoamento de mercadorias é requisito fundamental para que um país se mantenha competitivo no mercado internacional. Para isso, é necessário que haja uma infraestrutura inteligente e integrada para que toda a produção agropecuária e industrial chegue aos portos ou aeroportos em um tempo satisfatório. Além disso, esse processo deve gerar o mínimo de perdas possível.

Os modais rodoviário e ferroviário são predominantes no transporte de cargas pelo interior do Brasil. No entanto, além de poluírem, eles não apresentam a eficiência necessária, o que gera grandes prejuízos financeiros para o país. Logo, é fundamental repensar e recriar os modais de transporte de mercadorias usados no Brasil, de forma que eles se tornem mais fluidos e sustentáveis.

1.1 Motivação

A infraestrutura do país é deficiente e impede que o Brasil alcance a promessa nacional do progresso estampada em sua bandeira. Realizar um estudo que possa impactar diretamente no progresso da nação é algo extremamente motivador, um verdadeiro desafio ao status quo.

O modal rodoviário não é o adequado para percorrer longas distâncias, visto que ele se torna pouco competitivo em termos do valor de frete. Caminhões também têm capacidade de transporte limitada, sendo necessárias várias carretas para transportar a mesma quantidade que seria acomodada em um vagão de trem, por exemplo. Um modal mais adequado para transportar cargas de grandes volumes e preços baixos por longas distâncias seria o ferroviário. Um outro ponto de atenção é o próprio estado das rodovias e ferrovias. Como boa parte das nossas estradas tem manutenção deficiente, há perdas de grãos durante a movimentação da carga ao longo de todo trajeto. Por fim, como a safra resulta em um acúmulo de caminhões que chegam aos portos, perde-se novamente pelo tempo que os caminhões ficam aguardando para entrar nos terminais.

Estes problemas são resultantes da falta de planejamento de longo prazo. Infraestrutura requer estudo e investimentos que não se limitam a um governo, mas que precisam ser pensados para o desenvolvimento do país. Os projetos de infraestrutura atuais são pensados olhando-se o passado. Precisa-se avaliar qual o potencial de movimentação de cargas em 20 anos e fazer um projeto para tal. Os projetos atuais tentam apenas suprir deficiências atuais. Cada governo tenta um novo plano, o que faz o país não evoluir como deveria.

Portanto, o Brasil perde competitividade no cenário internacional ao adotar um modal rodoviário para o transporte de grãos. Apesar do aumento da produtividade na produção, o país não consegue acompanhar esse aumento na distribuição dos produtos. Isso resulta em maiores custos, maiores prazos e menor atratividade no mercado internacional.

Há também perdas recorrentes a cada atividade logística da soja e do milho no país, o que causa prejuízos físicos, econômicos e ambientais para cada estado. É claro que a escolha do modal de transporte utilizado – ou a falta dele – tem contribuído para aumentar os volumes de desperdício.

1.2 Justificativa

A principal vítima de todo o problema envolvendo a logística de grãos no Brasil é o estado de Mato Grosso, maior produtor de soja do país. Logo, o desenvolvimento de um sistema de transporte eficiente de grãos entre o estado de Mato Grosso e o porto de Santarém é de extrema valia. Um desses sistemas pode ser o Hyperloop, projeto do sul-africano bilionário do ramo de tecnologia, Elon Musk, dono das empresas Tesla e SpaceX.

Esse projeto, que serviu de inspiração para este trabalho, consiste em uma "cápsula" que viaja através de um tubo com a tecnologia de levitação passiva magnética, permitindo alcançar velocidades de 1.230 km/h. O projeto foi desenvolvido em código aberto, o que permite que empresas e universidades do mundo todo possam trabalhar no mesmo sem necessidade de obter autorizações por patentes.

1.3 Objetivo

O objetivo deste trabalho é idealizar e elaborar todo o projeto do veículo de transporte de alta velocidade para transporte de carga. O projeto será elaborado com base no transporte de grãos no trajeto entre Sorriso e Santarém. O objetivo é apresentar uma alternativa plausível, que seja viável técnica e economicamente para implantação. Além da cabine (ou cápsula), também foi projetado o seu sistema de propulsão e as máquinas responsáveis por posicionar as mercadorias no interior da cabine.

1.4 Metodologia e trabalho realizado

Para o projeto de todo o sistema de transporte, desenhos técnicos de seus constituintes foram elaborados através de programas de CAD (Desenho Assistido pelo Computador). O software empregado foi o SolidWorks. Além disso, simulações em Matlab também foram desenvolvidas para que análises a respeito de uma série de elementos e variáveis pudessem ser feitas. Por fim, foram consultados catálogos de fabricantes e uma base teórica concernente ao projeto de máquinas e equipamentos, tornando o sistema possível de ser construído.

1.5 Organização do trabalho

O trabalho é organizado em cinco capítulos. O capítulo 2 trata das máquinas de transporte das caixas de soja que irão posicioná-las no interior do veículo. O capítulo 3 aborda os cinco subsistemas de propulsão do veículo. O capítulo 4 detalha toda a sua estrutura. Por fim, o capítulo 5 abrange uma conclusão a respeito de todo o projeto desenvolvido.

Capítulo 2

Máquinas de transporte das caixas de soja

Antes de abordar as máquinas de transporte das caixas de soja propriamente ditas, faz-se necessário entender alguns aspectos do projeto desenvolvido. A figura 1 busca esclarecer o funcionamento geral das máquinas de transporte das caixas de soja. A figura 2 detalha o funcionamento da máquina de transporte interna (responsável por posicionar as caixas de soja no interior da cabine), enquanto que a figura 3 detalha o funcionamento da máquina de transporte externa (responsável por posicionar as caixas de soja no local correto da cabine). A figura 4 esclarece os subsistemas de propulsão da cabine. Por fim, a figura 5 resume o que foi projetado neste trabalho.

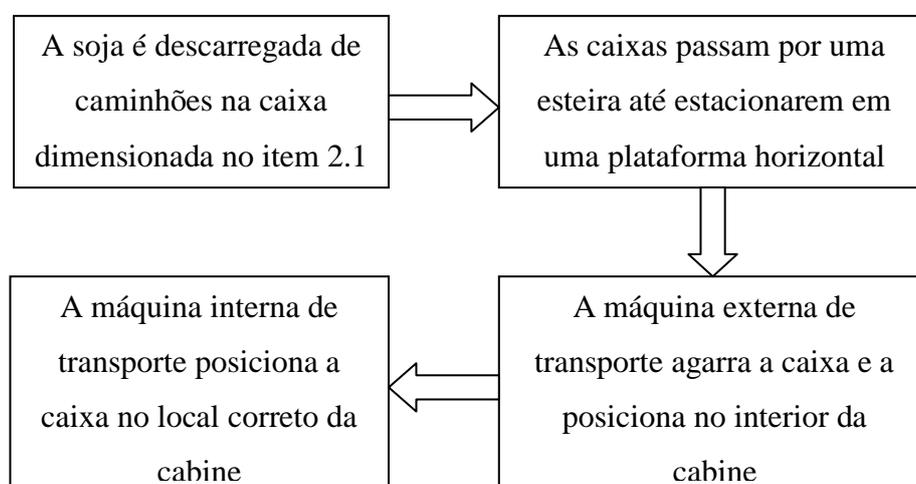


Figura 1: Esquema geral de funcionamento das máquinas de transporte

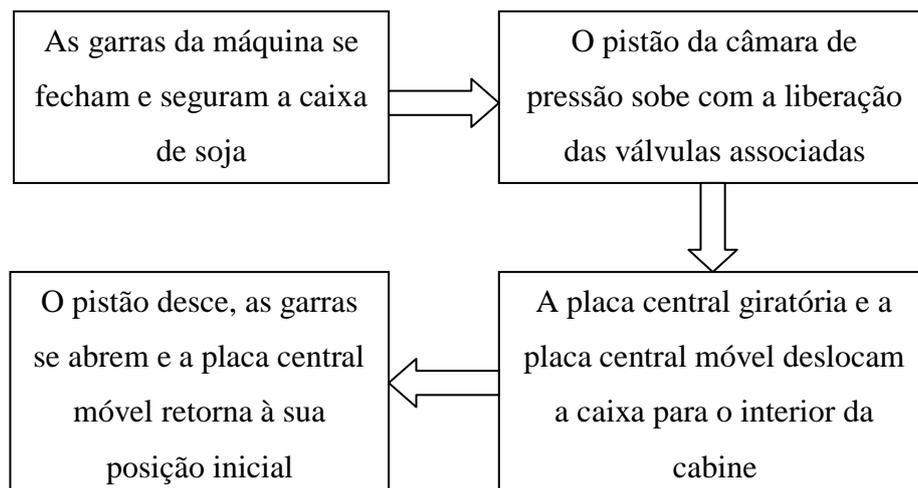


Figura 2: Esquema geral do funcionamento da máquina externa de transporte das caixas de soja

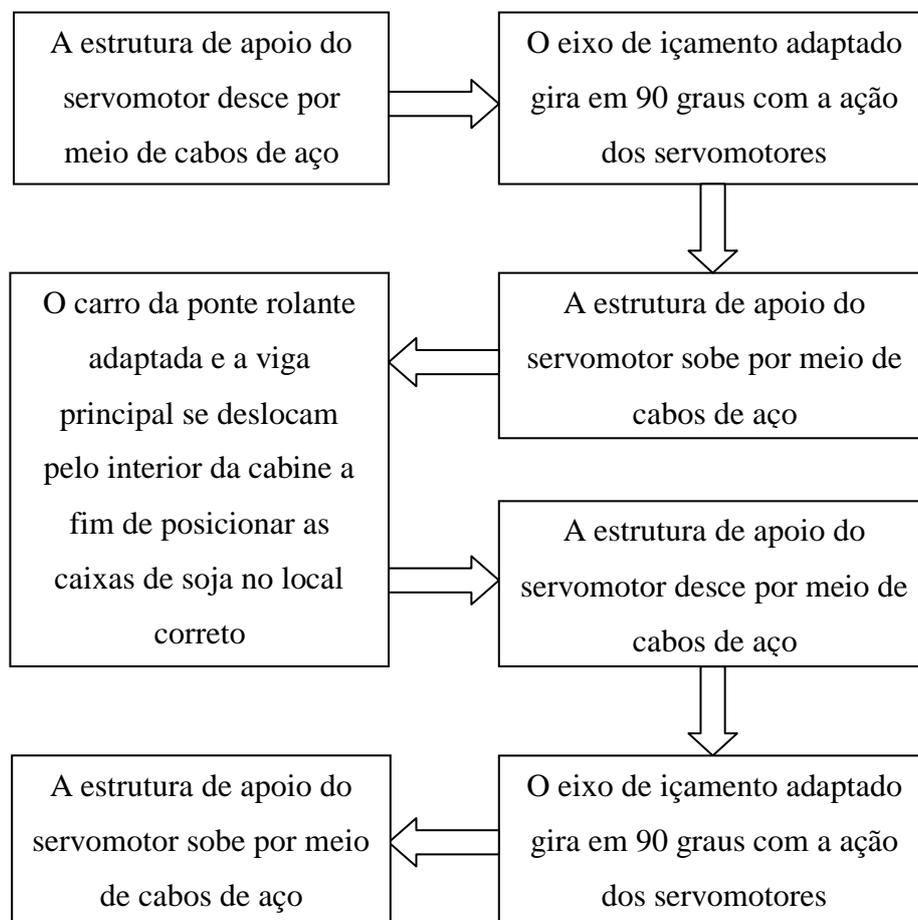


Figura 3: Esquema geral do funcionamento da máquina interna de transporte das caixas de soja

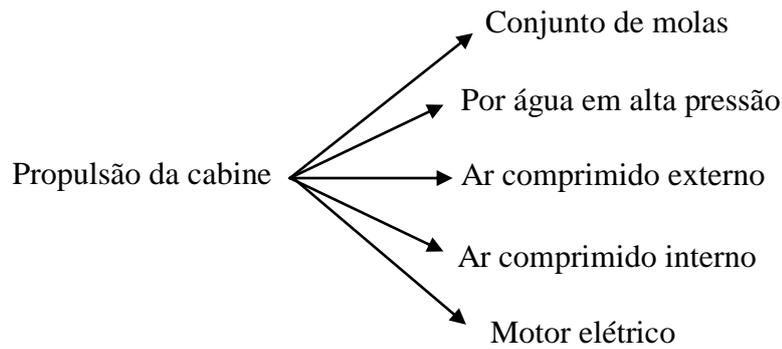


Figura 4: Subsistemas de propulsão da cabine

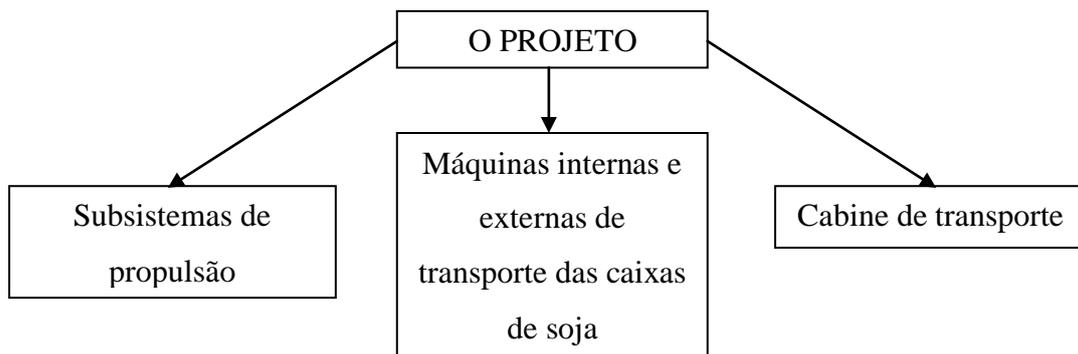
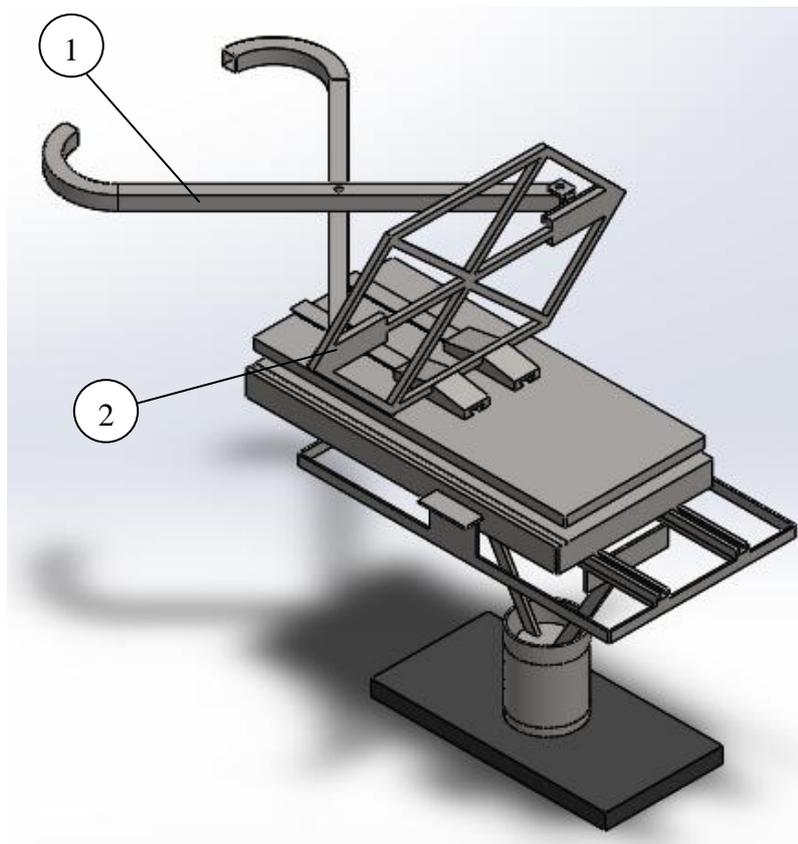


Figura 5: Resumo do projeto

O foco deste capítulo se dará nas duas máquinas principais que irão transportar as caixas de soja para a sua posição no interior da cabine (também chamada de veículo). A primeira contém 4 graus de liberdade e é responsável por segurar a caixa de soja, erguê-la, girá-la e locomovê-la linearmente até o interior da cabine. Essa máquina pode ser visualizada nas figuras 6 - 9. Por outro lado, a segunda máquina irá pegar a caixa de soja, já no interior da cabine, e irá transportá-la até a posição desejada. Ambas as máquinas são detalhadas neste capítulo.

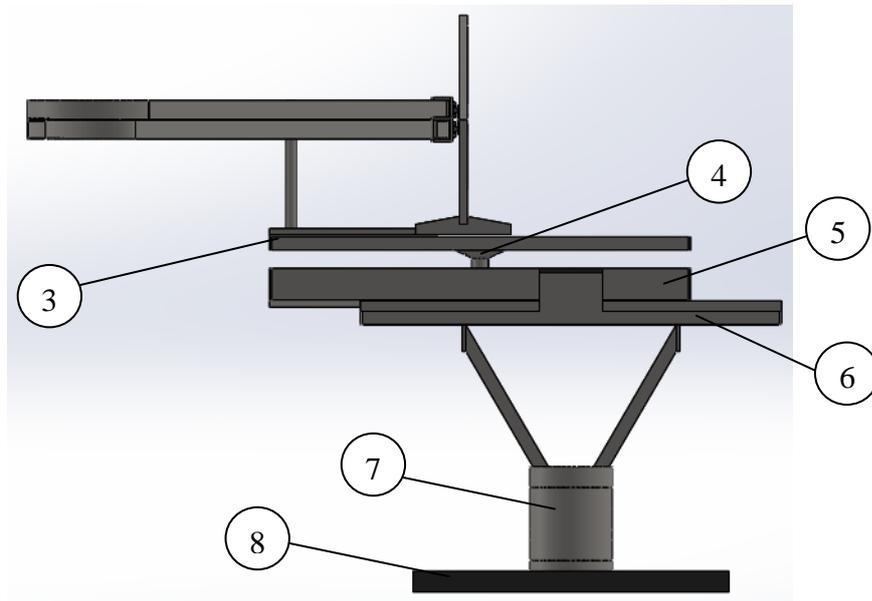


Legenda:

1. Garras

2. Placa de transmissão

Figura 6: Perspectiva isométrica da máquina externa de transporte das caixas de soja



Legenda:

- 3. Placa central giratória
- 4. Barra de rotação
- 5. Placa central móvel
- 6. Estrutura de suporte
- 7. Câmara de pressão
- 8. Base da câmara de pressão

Figura 7: Vista frontal da máquina externa de transporte das caixas de soja

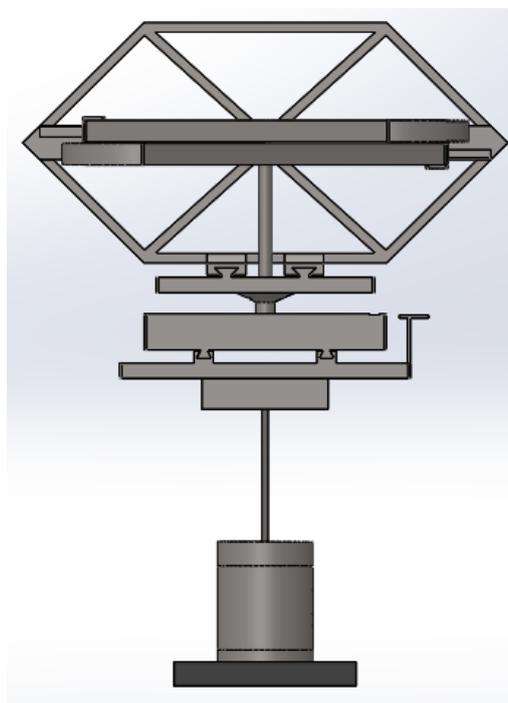


Figura 8: Vista lateral esquerda da máquina externa de transporte das caixas de soja

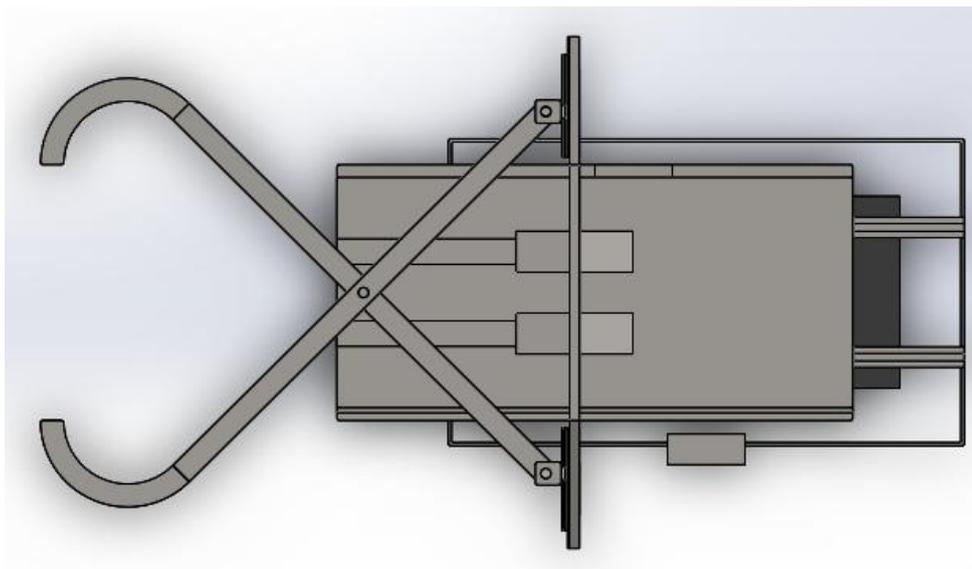


Figura 9: Vista superior da máquina externa de transporte das caixas de soja

2.1 Dimensionamento da caixa de armazenamento da soja

A soja estará armazenada em caixas especiais durante a viagem, cujo dimensionamento considera tanto o projeto das máquinas que irão transportá-las até a sua posição na cabine quanto o projeto da própria cabine. Em linhas gerais, o dimensionamento de tais caixas dependeu dos seguintes fatores: da massa de soja que deverá caber em cada uma delas, das dimensões das garras que irão conduzi-las até a entrada da cabine e das dimensões do dispositivo de içamento, o qual, por sua vez, irá posicioná-las na cabine. Os desenhos técnicos da caixa e de sua tampa são representados pelos desenhos 1 e 2 em anexo. Ela é exibida na figura 10 abaixo.

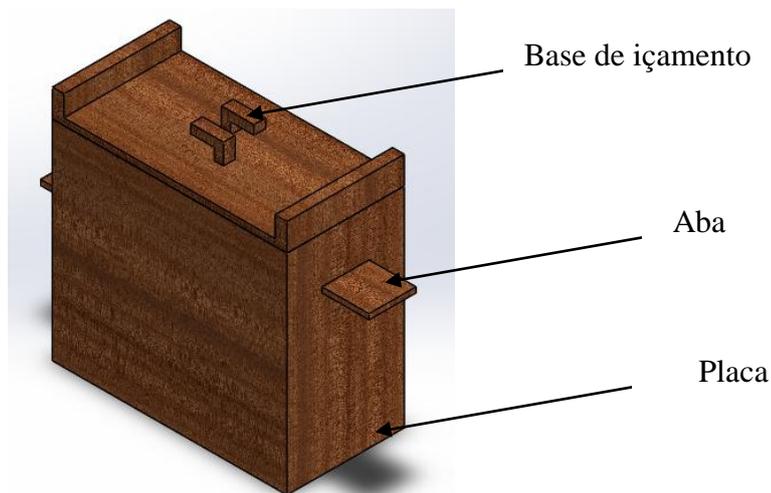


Figura 10: Conjunto da caixa de soja

2.1.1 Determinação do volume útil da caixa

Para a determinação do volume útil da caixa, é preciso saber a massa de soja que ela irá transportar e também a sua densidade. Por questões de demanda, cada uma delas deverá levar 300 kg de soja, a qual possui 720 kg/m^3 de densidade. Isso resulta em um volume ocupado de $0,42 \text{ m}^3$. Admitindo, porém, um espaço vazio de $0,03 \text{ m}^3$, o volume útil da caixa deve ser de $0,45 \text{ m}^3$. Logo, foi escolhida uma caixa de dimensões úteis de $1 \times 0,5 \times 0,9 \text{ m}$.

2.1.2 Dimensionamento da caixa

Tal dimensionamento segue a metodologia proposta nas referências [1]. Em linhas gerais, quatro quesitos devem ser verificados: a tensão normal, a tensão tangencial, a estabilidade lateral e o estado limite de utilização (ou deformação). Tais verificações foram realizadas pelo código do anexo A1. Esse código permite calcular a mínima espessura da caixa em que todos os quesitos supracitados são atendidos.

A seção transversal considerada para a análise de tensões na caixa se exhibe na figura 11. Ela corresponde à placa inferior da caixa. O valor da espessura foi obtido pelo código do anexo A1. Já a largura de $0,5 \text{ m}$ é definição de projeto (vide item 2.1.1). Essa espessura foi adotada em toda a caixa (incluindo a tampa). Todavia, o dimensionamento das abas e da base de içamento seguem análises diferentes (exibidas em 2.1.3 e 2.1.4).

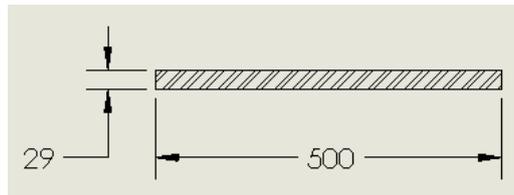


Figura 11: Seção transversal da placa inferior (dimensões em mm)

Como cada caixa sustenta 300 kg e o seu comprimento é de 1 m, pode-se afirmar que o seu carregamento distribuído é de 3 kN/m. Pela metodologia adotada, esse carregamento deve ser corrigido para 4,2 kN/m (vide código do anexo A1). O diagrama de corpo livre da placa, o de força cortante e o de momento fletor podem ser vistos nas figuras 12 - 14 (em que se utilizou o software Ftool). Eles mostram que o esforço cortante máximo é de 2,1 kN e o momento fletor máximo é de 50 kN.cm (ou 0,5 kN.m). Tais valores foram utilizados no código do anexo A1.

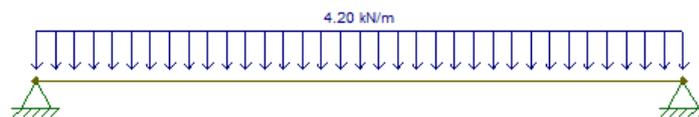


Figura 12: Diagrama de corpo livre da placa inferior da caixa de soja

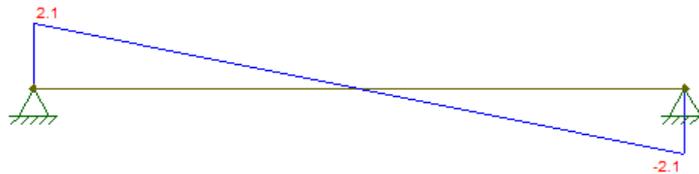


Figura 13: Diagrama de força cortante da placa inferior da caixa de soja (em kN)



Figura 14: Diagrama de momento fletor da placa inferior da caixa de soja (em kN.m)

Os principais resultados do código podem ser vistos na tabela 1 abaixo. A madeira considerada é uma conífera da classe C30 e suas propriedades principais também são exibidas na tabela.

Tabela 1: Tensões e propriedades da placa inferior da caixa de soja

Tensões e propriedades da placa	Valor
Altura	2,90 cm
Tensão normal máxima	0,71 kN/cm ²
Tensão tangencial máxima	0,02 kN/cm ²
Flecha real	0,47 cm
Módulo de elasticidade	812 kN/cm ²
Resistência à compressão paralela	1,20 kN/cm ²
Resistência ao cisalhamento	0,19 kN/cm ²
Flecha máxima permitida	0,50 cm

2.1.3 Dimensionamento da aba

Ele também segue a metodologia proposta nas referências [1]. Para o dimensionamento da aba, considerou-se uma placa engastada sofrendo um carregamento distribuído. As dimensões da seção transversal das abas da caixa (incluindo a altura calculada pelo código do anexo A2) se exibem na figura 15. A largura de 20 cm é definição de projeto.

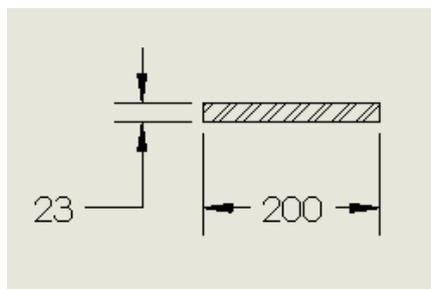


Figura 15: Seção transversal das abas da caixa (dimensões em mm)

Como cada placa tem 20 cm de comprimento (que é uma definição de projeto) e suporta 150 kg, o carregamento distribuído é de 7,5 kN/m. Pela metodologia adotada, esse carregamento deve ser corrigido para 10,5 kN/m (vide código do anexo A2). O diagrama de corpo livre da placa, o de força cortante e o de momento fletor podem ser vistos nas figuras 16 - 18. Eles mostram que o esforço cortante máximo é de 2,1 kN e o momento fletor máximo é de 20 kN.cm (ou 0,2 kN.m). Tais valores foram utilizados no código do anexo A2.

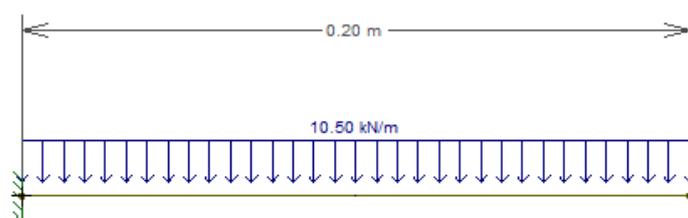


Figura 16: Diagrama de corpo livre da aba da caixa de soja



Figura 17: Diagrama de força cortante da aba da caixa de soja (em kN)



Figura 18: Diagrama de momento fletor da aba da caixa de soja (em kN.m)

Os principais resultados do código podem ser vistos na tabela 2 abaixo. A madeira considerada é uma conífera da classe C30, a mesma utilizada na estrutura da caixa.

Tabela 2: Tensões e propriedades da aba da caixa de soja

Tensões e propriedades da placa	Valor
Altura	2,30 cm

Tensão normal máxima	1,13 kN/cm ²
Tensão tangencial máxima	0,07 kN/cm ²
Flecha real	0,09 cm
Módulo de elasticidade	812 kN/cm ²
Resistência à compressão paralela	1,20 kN/cm ²
Resistência ao cisalhamento	0,19 kN/cm ²
Flecha máxima permitida	0,10 cm

2.1.4 Dimensionamento da base de içamento da caixa

Ele também segue a metodologia proposta nas referências [1]. Para o dimensionamento da base de içamento da caixa, considerou-se uma placa engastada sofrendo um carregamento concentrado em sua extremidade livre. As dimensões da seção transversal dessa base (incluindo a altura calculada pelo código do anexo A3) se exibem na figura 19. A largura de 5 cm é definição de projeto.

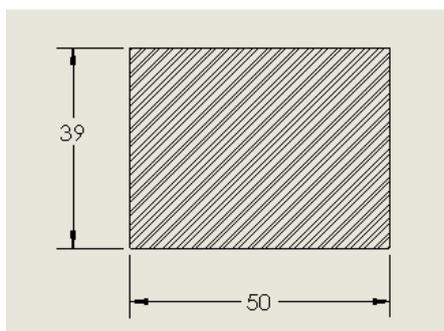


Figura 19: Seção transversal da base de içamento da caixa (dimensões em mm)

Como cada placa tem 10 cm de comprimento (que é uma definição de projeto) e suporta 150 kg, o carregamento concentrado é de 1,5 kN. O diagrama de corpo livre da placa, o de força cortante e o de momento fletor podem ser vistos nas figuras 20 - 22. Eles mostram que o esforço cortante máximo é de 1,5 kN e o momento fletor máximo é de 15 kN.cm. Tais valores foram utilizados no código do anexo A3.

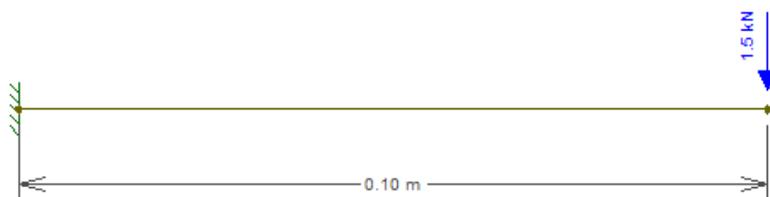


Figura 20: Diagrama de corpo livre da base de içamento

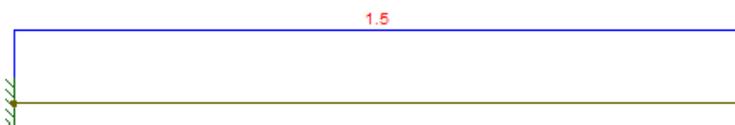


Figura 21: Diagrama de força cortante da base de içamento (em kN)



Figura 22: Diagrama de momento fletor da base de içamento (em kN.m)

Os principais resultados do código podem ser vistos na tabela 3 abaixo. A madeira considerada é uma conífera da classe C30, a mesma utilizada na estrutura da caixa.

Tabela 3: Tensões e propriedades da base de içamento da caixa de soja

Tensões e propriedades da placa	Valor
Altura	3,90 cm
Tensão normal máxima	1,18 kN/cm ²
Tensão tangencial máxima	0,12 kN/cm ²
Flecha real	0,02 cm
Módulo de elasticidade	812 kN/cm ²
Resistência à compressão paralela	1,20 kN/cm ²
Resistência ao cisalhamento	0,19 kN/cm ²
Flecha máxima permitida	0,05 cm

2.1.5 Disposições gerais

O projeto da caixa também leva em consideração o seu empilhamento na cabine através da elevação indicada na figura 10. Ademais, os desenhos técnicos da caixa e da tampa não apresentam os furos necessários para as uniões. Tais furos não são especificados neste projeto por sua natureza simples e pelo fato da fabricação da caixa não ser o alvo principal desta seção do trabalho. No entanto, sugere-se a utilização de pinos, trincos e dobradiças.

2.2 Dimensionamento das garras

As garras são os elementos que irão segurar as caixas através de suas abas. Em conjunto com os demais mecanismos, as garras conduzem a soja para o interior da cabine. Elas são acionadas por um atuador pneumático especificado no item 2.7 e se movimentam através de um trilho por intermédio de uma pequena peça detalhada no item 2.3. Ambas as garras são de aço carbono SAE 1020, cujo limite de escoamento é de 350 MPa.

O dimensionamento das garras e, conseqüentemente, a sua análise de tensões seguiram duas metodologias: uma analítica e numérica e outra somente numérica. Cada uma dessas metodologias serão explicadas a seguir e seus respectivos cálculos visam garantir que a garra não rompa durante o seu carregamento.

2.2.1 Metodologia analítica e numérica

Tal metodologia diz respeito à definição das dimensões básicas iniciais da garra, para a qual foram utilizadas duas abordagens. A primeira envolve a modelagem dos esforços e momentos atuantes em uma viga engastada (que é uma aproximação para a garra), enquanto que a segunda abordagem se utiliza de recursos de programação em MATLAB para otimizar as dimensões dessa viga, de forma que ela tenha a menor massa possível e ainda resista aos esforços.

O carregamento vertical ao qual a viga engastada estará submetida equivale à metade do peso da soja e da caixa, uma vez que há duas garras resistindo aos esforços. O peso da soja é de 3.000 N e o da caixa é de 650 N. Os diagramas de corpo livre, de

força cortante e de momento fletor foram obtidos através do software Ftool. As figuras 23 - 25 exibem esses diagramas.

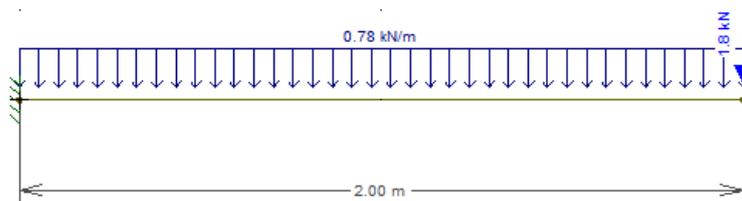


Figura 23: Diagrama de corpo livre da garra

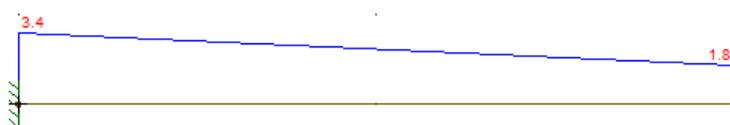


Figura 24: Diagrama de força cortante da garra (em kN)

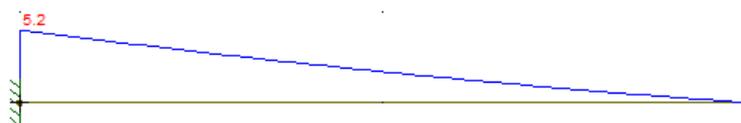


Figura 25: Diagrama de momento fletor da garra (em kN.m)

Note que, como será considerada a hipótese de viga longa, o cisalhamento transversal pode ser desprezado. Por outro lado, é necessário analisar a tensão de flexão na seção crítica, que é aquela em que o momento fletor é máximo. Outro ponto importante é que se considerou um força distribuída de 783 N/m equivalente ao peso da viga. Esse valor é apenas uma estimativa para que o peso da viga não deixe de ser considerado.

De acordo com a figura acima, o momento fletor máximo é de 5.200 Nm. Para definir as dimensões da seção transversal, foi desenvolvido um código em MATLAB que encontra a menor área possível de material de uma seção quadrada vazada de lado a e espessura t que irá resistir às tensões de flexão. A figura 26 mostra a seção principal da viga (idealização da garra).

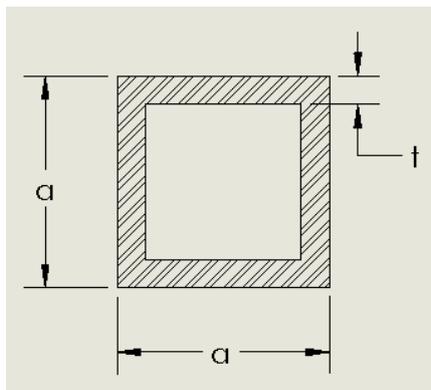


Figura 26: Seção transversal principal da garra

O código exibido no anexo A4 foi desenvolvido e mostrou que as dimensões ideais da seção são: $a = 90$ mm e $t = 4,5$ mm. Com essas dimensões, a tensão de flexão é de 124 MPa (inferior à tensão admissível de 175 MPa para um fator de segurança de 2). Já a massa da viga, calculada a partir do seu volume e da sua densidade, é de 23,5 kg. Isto equivale dizer que a carga distribuída decorrente do peso da viga é de 118 N/m na realidade. Tal grandeza é bem inferior ao que foi previamente estimado, implicando assim em tensões teoricamente ainda menores na viga (que é uma simplificação da garra).

2.2.2 Metodologia numérica

De posse das dimensões da seção principal da garra, é preciso desenhar a peça que será soldada nessa seção e que irá sofrer diretamente o carregamento. O desenho dessa peça e também o da barra principal da garra se encontram em anexo e correspondem aos desenhos técnicos de números 3 e 4. Na figura 27, é possível visualizar o simples conjunto da garra. Como mencionado acima, os elementos 1 e 2 na figura 27 são soldados.

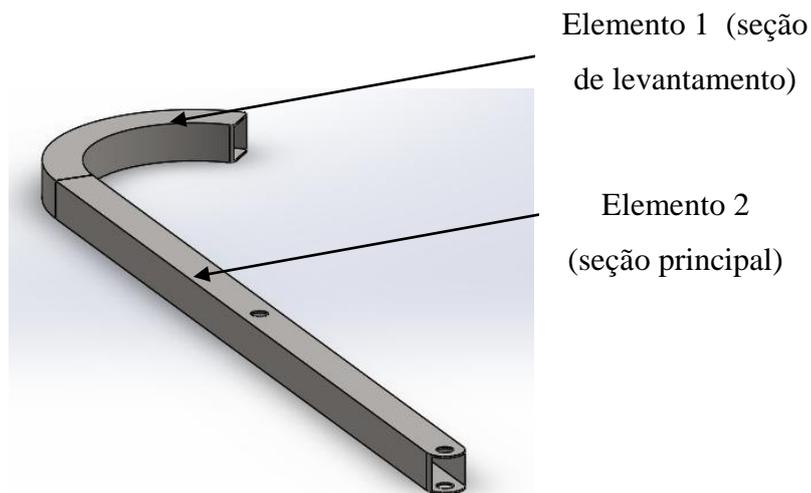


Figura 27: Garra de levantamento e transporte das caixas de soja

Observe na figura 27 que há dois furos. O pino associado ao furo inferior é móvel, de forma que a garra possa se deslocar livremente pela placa posterior a ser detalhada mais adiante. Por outro lado, o pino associado ao furo superior é fixo, e tem como finalidade principal garantir uma abertura e um fechamento eficiente da garra.

Com o intuito de realizar uma análise mais apurada das tensões na garra, foi feita uma simulação por Elementos Finitos no SolidWorks. A malha utilizada na simulação e os resultados se exibem nas figuras 28 e 29, respectivamente.

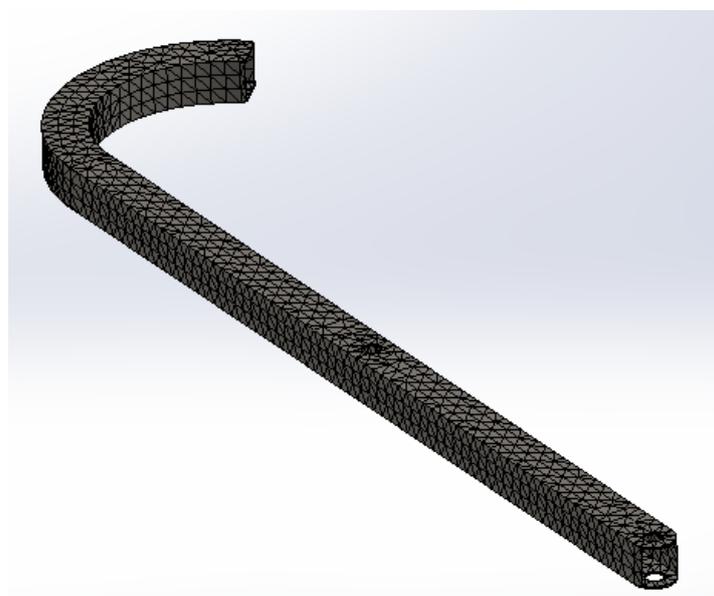


Figura 28: Malha empregada na simulação estática das tensões atuantes na garra

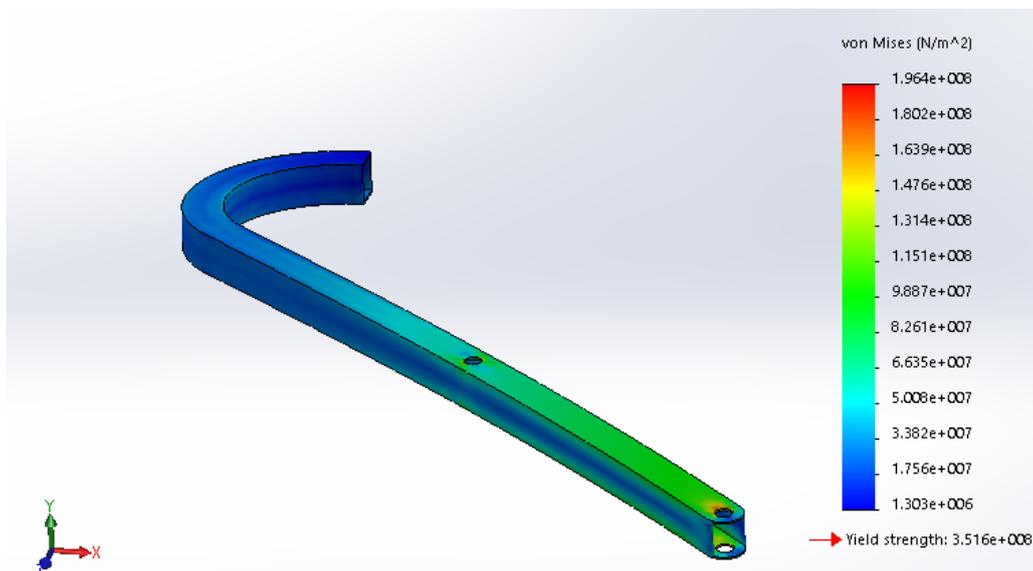


Figura 29: Resultado da simulação estática da garra

A simulação acima mostra que, para a configuração de malha utilizada, a máxima tensão equivalente de Von Mises é de 196 MPa, o que garante um fator de segurança de 1,8. Portanto, a simulação mostra que a garra não irá se deformar plasticamente e irá executar com segurança as suas funções. A diferença entre o resultado analítico e o numérico se deve ao fato do primeiro não ter considerado a concentração de tensões provocada pelos furos.

2.3 Peça de deslizamento das garras

Essa peça é responsável por acoplar as garras ao trilho da placa posterior. Ela, também chamada neste projeto de base deslizante para a garra, deverá ser replicada para cada uma delas. Suas dimensões foram definidas tendo como base a espessura da garra e as medidas do trilho. O desenho técnico 5 especifica essa peça, que também pode ser visualizada na figura 30. Esse deslizamento irá causar um atrito, o qual será avaliado posteriormente.

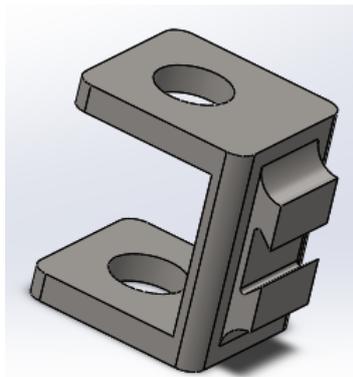


Figura 30: Base deslizante para a garra

2.4 Placa de transmissão de movimento do atuador às garras

A placa de transmissão que será responsável pela interface entre as garras e o atuador pneumático de retorno automático é representado pela figura 31. Essa placa se desloca por uma base de apoio descrita no item 2.8. Ela é representada no desenho técnico 6. Por razões comerciais, a espessura da placa será de 1/2". A figura 31 abaixo exibe a indicação da força do atuador.

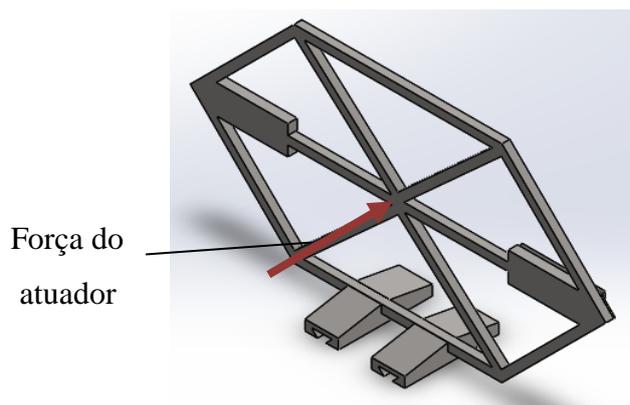


Figura 31: Placa de transmissão do movimento do atuador para as garras (com a indicação da força do atuador)

Essa força do atuador não pode gerar uma tensão equivalente na placa que seja superior a sua tensão admissível. Essa tensão, por sua vez, será de 175 MPa, que é a mesma que foi utilizada para os demais elementos. Considerando que as dimensões da placa são dadas pelo desenho 6, é possível simular pelo MEF as tensões equivalentes ao longo dela para distintos valores de força do atuador. Uma tensão de 173 MPa é obtida na região inferior da placa quando essa força é de 5.000 N (como mostra a figura 32).

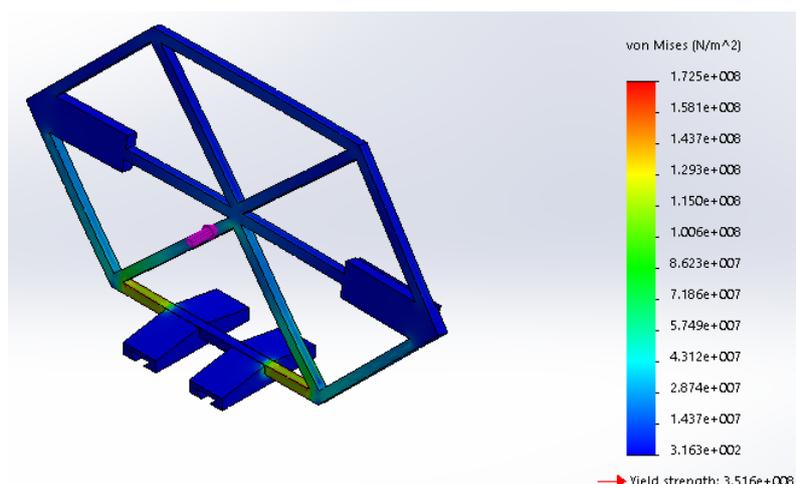


Figura 32: Distribuição de tensões na placa de transmissão decorrentes de uma força do atuador de 5.000 N

Outra análise precisa ser feita: a das reações ao peso da caixa de soja. A figura 33 esclarece o efeito desse peso na seção cortada da placa. A distribuição dos esforços de reação não são constantes na realidade. Eles só foram representados dessa forma para facilitar o entendimento e simplificar os cálculos.

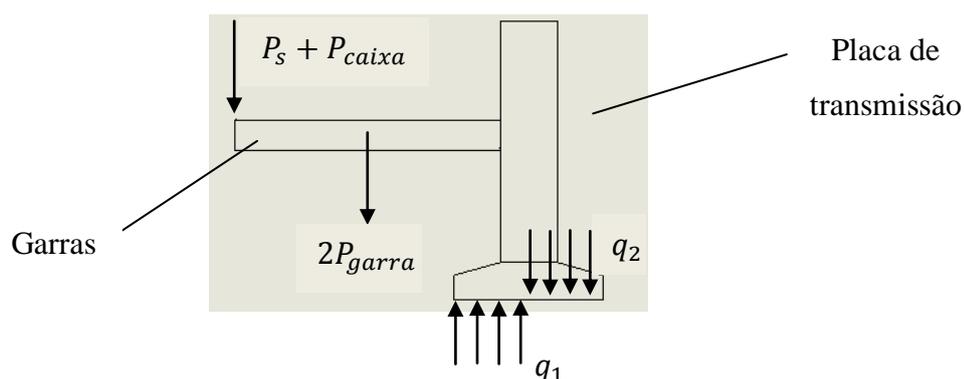


Figura 33: Diagrama de corpo livre com os esforços atuantes na base da placa de transmissão (responsável pelo apoio dos componentes)

Aplicando as equações fundamentais do equilíbrio estático, tem-se que:

$$\sum F_y = 0 \rightarrow -P_s - P_{caixa} - 2P_{garra} - q_2x + q_1x = 0 \quad (1)$$

$$\sum M_z = 0 \rightarrow P_{garra} \times L + q_2 x \times \left(L + \frac{b}{2} + \frac{x}{2} \right) - q_1 x \times \left(L + \frac{b}{2} - \frac{x}{2} \right) = 0 \quad (2)$$

Onde P_s é o peso da soja, P_{caixa} é o peso da caixa, P_{garra} é o peso da garra, q_1 é a carga distribuída na primeira metade da base da placa de transmissão, q_2 é a carga distribuída na segunda metade da base da placa de transmissão, x corresponde à metade da largura da mesma base, L é o comprimento da garra e b é a largura da placa de transmissão. Todas as informações (exceto as cargas distribuídas) estão disponíveis na tabela 4.

Tabela 4: Dados relevantes para a determinação dos esforços na base da placa de transmissão

Dados relevantes	Valor
Peso da soja	3.000 N
Peso da caixa	650 N
Peso da garra	328 N
Metade da largura da base da placa de transmissão	0,227 m
Comprimento da garra	2 m
Largura da placa de transmissão	0,038 m

Aplicando os valores tabelados nas equações 1 e 2 e resolvendo o sistema, obtém-se $q_1 = 163.950$ N/m e $q_2 = 144.981$ N/m. Como $q_1 > q_2$, q_1 será o valor utilizado na determinação da tensão cisalhante no trilho. Como a carga se distribui por 0,227 m, a força cortante será de 37.217 N. Essa força é distribuída por 4 seções semelhantes à destacada na figura 34 abaixo.

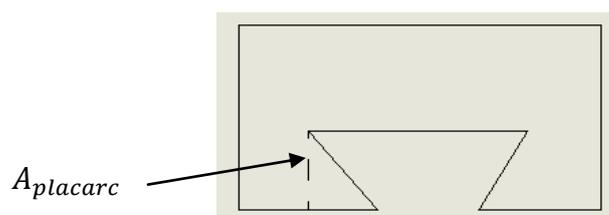


Figura 34: Seção da base deslizante que irá resistir ao cisalhamento

Pelo desenho técnico 6, a área resistente ao cisalhamento será de 0,0068 m². Como existe quatro áreas resistentes ao cisalhamento na placa, as quais possuem restrição de movimento tanto angular quanto vertical, é possível definir a tensão equivalente máxima na placa como sendo:

$$\sigma_{\text{eqplaca}} = \sqrt{3} \tau_{\text{placarc}} = \frac{\sqrt{3} F_{\text{cplaca}}}{4 A_{\text{placarc}}} = 2,4 \text{ MPa} \quad (3)$$

Essa tensão é bem inferior à admissível (de 175 MPa) e, portanto, as dimensões da base da placa de transmissão estão corretas.

2.5 Atuador pneumático

O dimensionamento do atuador segue algumas premissas fundamentais. A primeira é que a força dele deve ser suficientemente alta para que haja o movimento da placa de transmissão e das garras. No entanto, essa grandeza não pode ultrapassar o limite estabelecido pelo item 2.4, de 5.000 N, uma vez que isso resultaria em uma tensão na placa superior à admissível.

O movimento da placa de transmissão não ocorre livremente, uma vez que há um atrito entre as suas bases e os trilhos sobre os quais estão apoiadas. A força atuante na placa de transmissão, para uma aceleração de 1 m/s² e um coeficiente de atrito de 0,74 [2], é dada por:

$$F_{\text{atpt}} = m_{\text{cpt}} (g \mu_{\text{totalpt}} + a_{\text{pt}}) = 2.318 \text{ N} \quad (4)$$

A tabela 5 mostra a massa total do conjunto associado à placa de transmissão. Esse conjunto é composto pelas garras, pelas bases deslizantes e pela própria placa de transmissão.

Tabela 5: Massa dos componentes associados à placa de transmissão

Dados de massa relevantes	Valor
Peso da garra	33 kg
Peso da base deslizante	3 kg
Peso da placa de transmissão	204 kg
Peso total do conjunto associado	276 kg

Desse modo, é possível concluir que a força do atuador deve estar entre 2.318 N e 5.000 N para que haja um deslocamento eficiente das placas. Esse último valor é o limite simulado no item 2.4. O atuador pneumático selecionado foi do modelo "ISO 6431 / VDMA Série P1E" da Parker, que possui as especificações técnicas destacadas na figura 35.

Ø do Cilindro	Ø da Haste	Avanço Retorno	Força Efetiva (N) / Pressão (bar)										Area Efetiva (mm²)
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
32	12		64	129	193	257	332	386	450	515	579	643	804,2
			55	100	166	221	276	322	387	442	498	553	691,1
40	16		100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1256,6
			87	174	262	349	436	523	610	698	785	872	1055,5
50	20		157	314	470	627	784	941	1098	1254	1411	1508	1963,5
			137	274	410	547	684	821	958	1094	1231	1368	1649,3
63	20		249	498	746	999,5	1244	1493	1742	1990	2239	2488	3117,2
			218	437	655	875	1092	1310	1529	1747	1966	2184	2803,0
80	25		402	803	1205	1606	2008	2410	2811	3212	3614	4016	5026,5
			371	742	1114	1495	1856	2227	2598	2970	3341	3712	4535,6
100	25		628	1256	1884	2512	3140	3768	4396	5024	5652	6080	7854,0
			564	1128	1692	2320	2884	3448	4012	4640	5268	5896	7363,1
125	32		982	1963	2945	3927	4909	5890	6872	7854	8836	9817	12272
			917	1835	2752	3670	4587	5504	6422	7339	8257	9174	11461
160	40		1608	3217	4825	6434	8042	9651	11259	12868	14476	16085	20106
			1508	3016	4524	6032	7540	9048	10556	12064	13257	15080	18850
200	40		2513	5027	7540	10053	12556	15080	17593	20106	22619	25133	31416
			2413	4825	7238	9651	12064	14476	16889	19302	21715	24127	30159

Figura 35: Catálogo de cilindros pneumáticos da Parker (o atuador selecionado se encontra destacado)

O atuador selecionado deve apresentar 100 mm de diâmetro e uma haste de 25 mm de diâmetro. Além disso, a pressão atuante deve ser de 4 bar. Isso gera uma força de avanço de 2.512 N e de retorno de 2.320 N. Ambas são maiores que 2.318 N e, portanto, são capazes de fazer a placa de transmissão se deslocar a uma velocidade maior que 1 m/s². Aplicando tais valores na equação 4, pode-se verificar que a

aceleração de avanço é de $1,7 \text{ m/s}^2$ e a de retorno é de 1 m/s^2 . O atuador deve apresentar um curso máximo de 250 mm.

2.6 Compressor e acessórios das tubulações

Para facilitar a compreensão dos elementos envolvidos na movimentação da placa de transmissão e, conseqüentemente, das garras, o esquema da figura 36 foi elaborado.

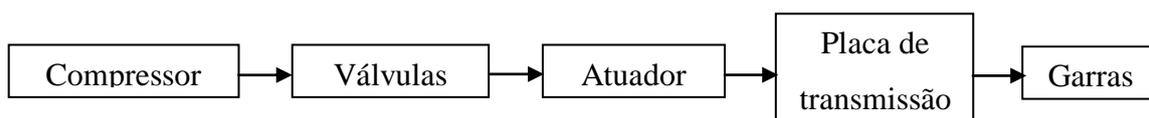


Figura 36: Esquema representativo do acionamento das garras

O compressor que irá atender os requisitos impostos pelo atuador e, conseqüentemente, pelo conjunto de transmissão, é o motocompressor de ar Schulz de 25 litros, 8,2 pés e 220V. Uma representação dele se encontra na figura 37. A pressão do compressor é de 5,5 bar, o que equivale a 550 kPa. Como o atuador associado a ele deve ter uma pressão de trabalho de 4 bar, a pressão do compressor deve ser diminuída para esse valor por meio de um regulador de pressão.



Figura 37: Imagem do compressor selecionado

Além do regulador de pressão, também é importante ter um manômetro para que a pressão interna da tubulação seja medida. Outro ponto importante são os tubos que serão usados. O dimensionamento desses tubos não faz parte do escopo do projeto, uma

vez que a pressão à qual eles estarão submetidos é relativamente baixa. Além disso, o projeto não especifica o suporte necessário para o atuador, mas exige que ele consiga sustentá-lo e resista aos esforços provenientes de seu acionamento.

Para fornecer proteção contra a chuva a todo o conjunto pneumático, a peça de alumínio evidenciada na figura 38 foi projetada. Essa peça deve ser unida por parafusos convencionais à placa central giratória. O dimensionamento do parafuso não é relevante, já que ele não está sujeito a esforços significativos. O desenho técnico 7 trata da haste de alumínio dessa proteção. A lona pode ser obtida comercialmente.

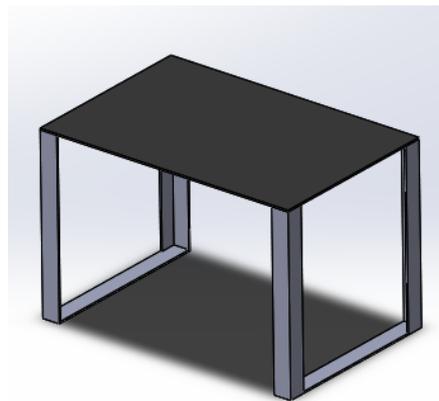


Figura 38: Proteção do conjunto pneumático contra a chuva

2.7 Posicionamento e análise dos esforços na garra

As garras, que são diretamente responsáveis por suportar o peso da caixa de soja, sofrerão leves esforços vindos do conjunto de transmissão. Além disso, é válido ressaltar que apenas o atrito busca impedir o movimento das garras. Todas as forças atuantes irão depender do posicionamento do mecanismo, que compõe a análise inicial das garras.

2.7.1 Posicionamento das garras

Evidentemente, o posicionamento das garras irá variar ao longo do tempo e irá depender sobretudo do deslocamento linear do conjunto de transmissão. Em outras palavras, a cada instante de tempo o conjunto de transmissão terá uma nova posição,

bem como as garras. O desenho esquemático das posições inicial e final está representado nas figuras 39(A) e 39(B).

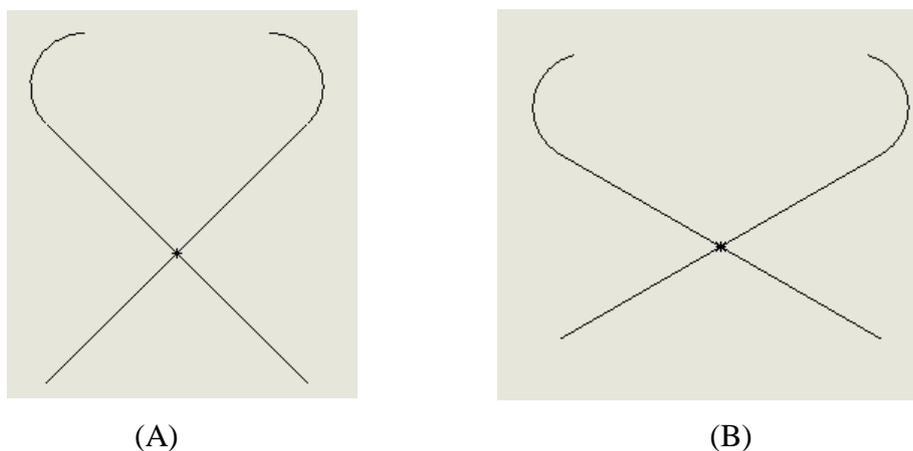


Figura 39: Posições (A) inicial e (B) final das garras

As posições ao longo do tempo também estão dispostas na tabela 6. O código do anexo A5 foi desenvolvido com o intuito de realizar todos os cálculos relativos à cinemática das garras, para uma aceleração da placa de $1,7 \text{ m/s}^2$, conforme especificado no item 2.5.

Tabela 6: Cinemática dos componentes associados à garra

Tempo (s)	Velocidade da placa (m/s)	Posição da placa (m)	Ângulo da garra (graus)	Posição da base (m)
0.000	0.00	0.00	45.0	0.00
0.050	0.08	0.00	44.8	0.00
0.100	0.17	0.01	44.3	0.01
0.150	0.26	0.02	43.5	0.02
0.200	0.34	0.03	42.3	0.03
0.250	0.42	0.05	40.8	0.05
0.300	0.51	0.08	39.1	0.07
0.350	0.59	0.10	37.1	0.09
0.400	0.68	0.14	34.8	0.11
0.450	0.77	0.17	32.3	0.14
0.500	0.85	0.21	29.6	0.16
0.543	0.92	0.25	27.2	0.18

Observe que a posição máxima da placa é de 0,25 m, que equivale exatamente ao curso do atuador definido no item 2.5. Esse curso é suficiente para que a garra deixe de tocar na aba da caixa de soja (que apresenta 0,2 m de largura). Além disso, o ângulo mínimo entre a garra e a placa é de 27° , o que é aceitável, uma vez que as bases deslizantes continuam tocando nos trilhos que as guiam. O deslocamento horizontal de tais bases se encontram na última coluna da tabela.

2.7.2 Esforços nas garras e nos pinos

Através do posicionamento das garras ao longo do tempo tratado no item anterior, é possível verificar quais as forças axiais e transversais que atuam nas garras. Também é possível verificar se o atrito é superior ou inferior à força horizontal aplicada. Para cada instante de tempo, foram analisadas as forças que atuam nas garras. Elas estão dispostas na tabela 7 e podem ser visualizadas na figura 40.

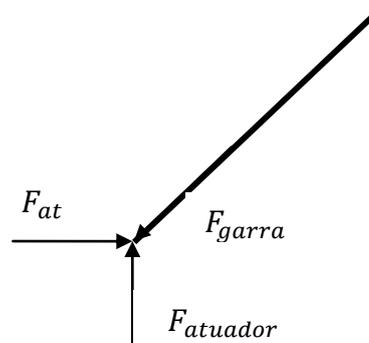


Figura 40: Diagrama de corpo livre da garra (quando ela não sustenta nenhuma carga)

Tabela 7: Cinética da garra

Tempo (s)	Ângulo da garra (graus)	Força axial na garra (N)	Força de atrito da base (N)	Força horizontal da garra (N)	Tensão axial (MPa)
0.000	45.00	1776	929	-1256	1.2
0.050	44.83	1782	929	-1264	1.2
0.100	44.32	1798	929	-1286	1.2
0.150	43.47	1826	929	-1325	1.2
0.200	42.31	1866	929	-1380	1.2
0.250	40.84	1921	929	-1453	1.2
0.300	39.09	1992	929	-1546	1.3
0.350	37.08	2083	929	-1662	1.4
0.400	34.83	2199	929	-1805	1.4
0.450	32.34	2348	929	-1984	1.5
0.500	29.64	2539	929	-2207	1.6
0.543	27.16	2751	929	-2448	1.8

Todos os cálculos são detalhados no código do anexo A6. A carga crítica de flambagem é bem superior à carga axial aplicada. Logo, não há flambagem. Além disso, a base irá deslizar pelo respectivo trilho, visto que a força horizontal da garra é superior à força de atrito. A figura 41 mostra o gráfico da força axial na garra ao longo do tempo.

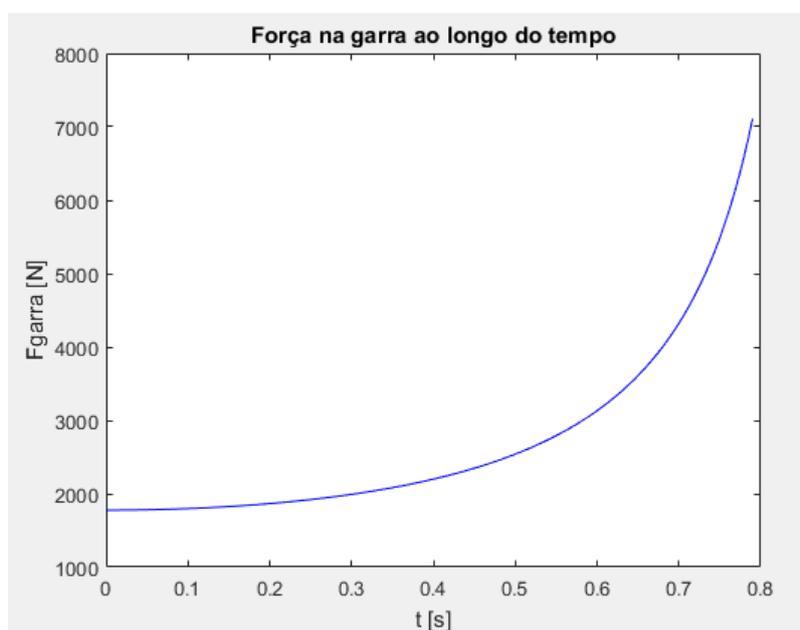


Figura 41: Força axial na garra ao longo do tempo

2.7.3 Condição para o deslizamento

Para que haja o deslizamento da base, a força de atrito (calculada no item anterior com base em um coeficiente de atrito de 0,74 [2]) deve ser inferior ao módulo da força horizontal. O gráfico da figura 42 mostra que, a partir de um certo ângulo inicial das garras (de 54°), a força de atrito será superior à força horizontal, o que inviabiliza o mecanismo. O gráfico foi obtido pelo código em MATLAB exibido no anexo A7.

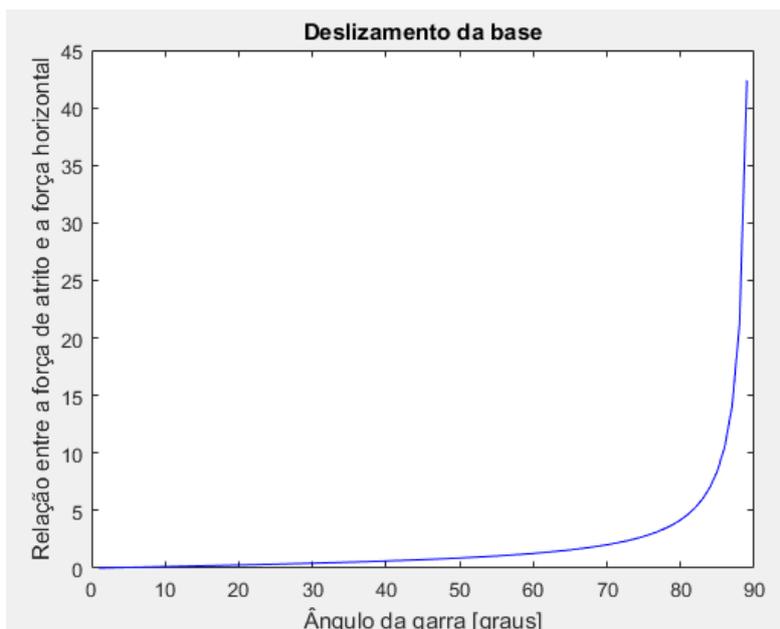


Figura 42: Relação entre a força de atrito da base e a força horizontal da garra em função do ângulo da garra

Logo, o projeto exige que o ângulo inicial das garras seja inferior a 54° . Adotou-se o ângulo inicial de 45 graus para o qual foram feitas as análises do item 2.7.1.

2.8 Base da placa de transmissão

A base da placa de transmissão tratada anteriormente é representada na figura 43. Algumas características próprias dessa base precisam ser evidenciadas. Primeiramente, ela possui trilhos em sua face superior que permitem o deslocamento da placa de transmissão. Ao mesmo tempo, ela possui trilhos em sua face inferior, já que essa própria base se desloca por um suporte. Esse deslocamento é fundamental para que

a caixa possa ser posicionada no interior da cabine. Outro ponto relevante é o da barra de limitação, que irá limitar a movimentação das garras e garantir que elas sejam funcionais.

Outras duas peças que compõem essa base são: a placa central móvel e a cremalheira. O dimensionamento da placa central móvel levou em conta a tensão de flexão que ela irá sofrer em decorrência do carregamento em sua posição extrema. Já a cremalheira foi projetada com o intuito de resistir aos esforços necessários para movimentar a base. Todo o conjunto mecânico é exibido na figura 43.

Há também uma placa central giratória que, por intermédio de elementos de potência (motor, redutor, parafuso sem fim e engrenagem helicoidal de dentes retos), de uma barra de levantamento e de uma barra de rotação, irá proporcionar uma rotação de 180 graus da caixa de soja. Todos esses componentes são protegidos de efeitos climáticos por meio de elementos de proteção.

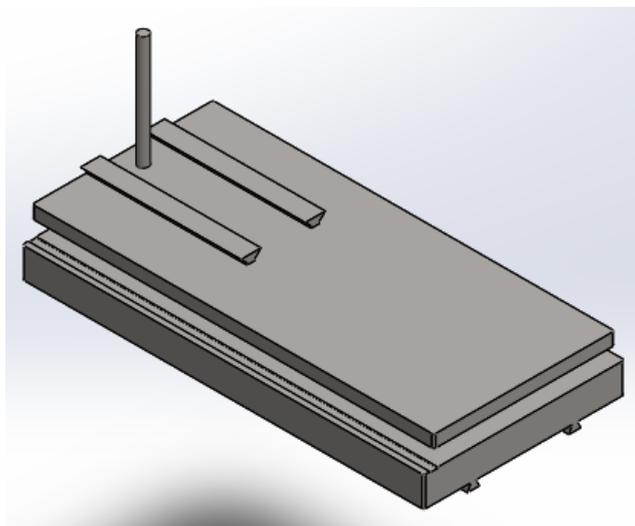


Figura 43: Base da placa de transmissão

2.8.1 Trilhos superiores

Como comentado acima, os trilhos superiores permitem o movimento da placa de transmissão. É essencial que esses trilhos sejam bem lubrificados para que o desgaste das superfícies seja minimizado. As dimensões de cada trilho, cuja seção transversal se observa na figura 44, seguem aquelas estabelecidas pelo corte das placas de transmissão.

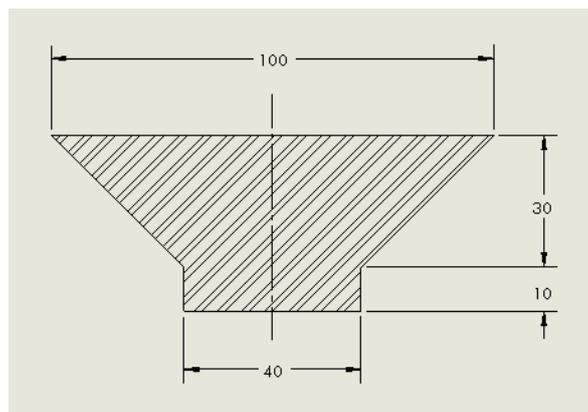


Figura 44: Seção transversal dos trilhos superiores

2.8.2 Trilhos inferiores

Os trilhos inferiores permitem o deslizamento da base do conjunto em seu suporte (ou apoio). A figura 45 esclarece como ocorre esse deslizamento entre ambas as partes. Aqui, a utilização constante de lubrificante se faz fundamental.

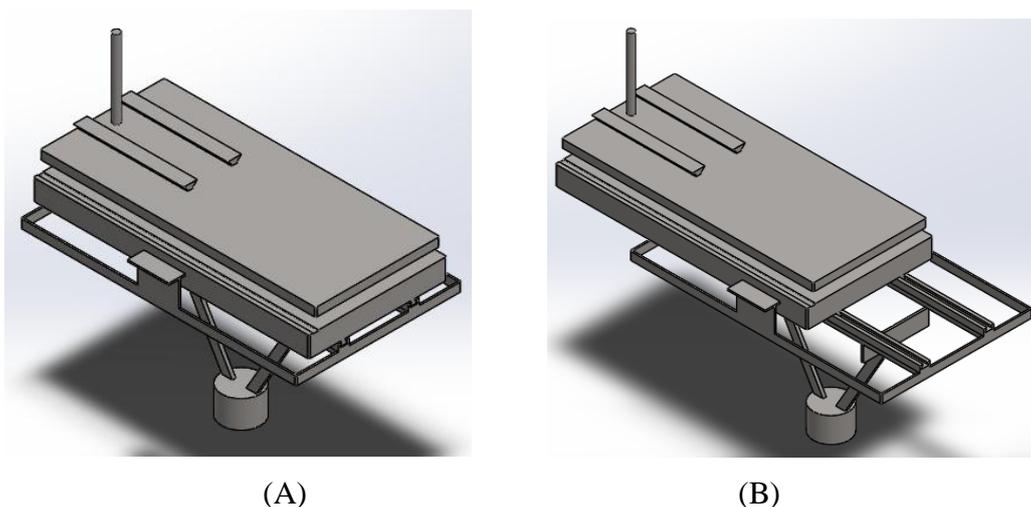


Figura 45: Situações (A) inicial e (B) final da base do conjunto de transmissão

Pela configuração dos elementos, pode-se afirmar que os trilhos têm restrição de movimento vertical e angular e que eles irão sofrer tensões de cisalhamento. No entanto, essas tensões não são altas, uma vez que a área resistente ao cisalhamento é elevada.

2.8.3 Barra de limitação

A barra de limitação deve resistir aos esforços oriundos do atuador, uma vez que ela estará fixa na placa giratória e não irá permitir que as garras se movimentem livremente. Logo, o deslocamento dessas garras é modelado de acordo com o próprio posicionamento dessa barra. Para fins de dimensionamento, considerou-se o instante em que o esforço na barra será o maior. Esse instante é aquele em que o ângulo entre uma garra e a placa de transmissão for mínimo. Tal ângulo, de acordo com o item 2.7, é de 27 graus, e a força que irá atuar na barra é de 2.751 N.

Como a barra tem uma seção circular simples de diâmetro d_{blim} , um comprimento de 570 mm e está fixa na placa giratória, pode-se dizer que a força cortante máxima é de 2.751 N e o momento fletor máximo, de 1.568 Nm. Em tais condições, a tensão normal e a de cisalhamento serão dadas, respectivamente, pelas equações 5 e 6.

$$\sigma_{maxblim} = \frac{32 M_{maxblim}}{\pi d_{blim}^3} \quad (5)$$

$$\tau_{maxblim} = \frac{16 V_{maxblim}}{3\pi d_{blim}^2} \quad (6)$$

Utilizando uma metodologia alternativa para a tensão equivalente de Von Mises, tem-se que:

$$\sigma_{eqblim} = \sqrt{\sigma_{maxblim}^2 + 3\tau_{maxblim}^2} \quad (7)$$

Foi desenvolvido um código em MATLAB que calcula o diâmetro mínimo da seção para o qual a tensão equivalente se iguala à tensão admissível. Para um fator de segurança de 2 e uma barra de aço carbono SAE 1020, de 350 MPa de limite de escoamento, a tensão admissível é de 175 MPa. Esse código está no anexo A8 e permitiu verificar que o diâmetro da barra de limitação deve ser maior que 46 mm. Portanto, selecionou-se uma barra de 2". O desenho técnico 8 é referente a essa barra. A figura 46 a exhibe.

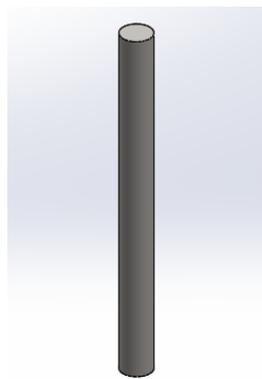


Figura 46: Barra de limitação das garras

2.8.4 Placa central giratória

O único ponto de atenção dessa placa giratória diz respeito à sua flexão. O problema será simplificado de forma que o peso total atuante na placa $P_{totalatp}$ esteja localizado a 0,75 m da barra dentada de rotação (a qual sustenta a placa giratória). Admitindo que ela possua em torno de 2 m de comprimento e 0,9 m de largura por necessidade de projeto e que a chapa associada tenha 1/4" de espessura. A figura 47 mostra essa placa e o desenho técnico 9 a especifica.

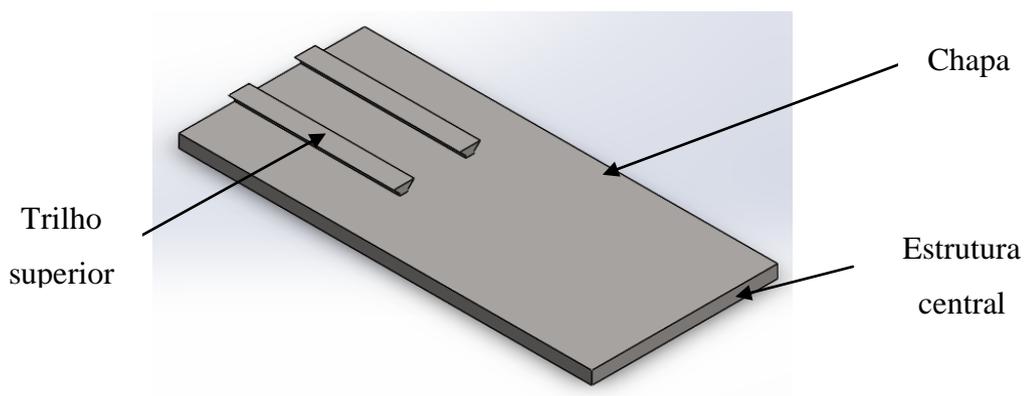


Figura 47: Placa central giratória

Note que a estrutura central indicada na figura 47 é que sofrerá o carregamento. A figura 48 mostra com um maior detalhamento essa estrutura central. Note que a distância entre as barras do meio é a mesma que a distância entre os trilhos superiores.

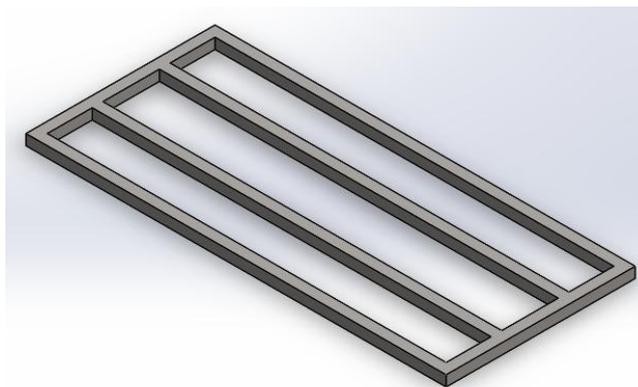


Figura 48: Estrutura da placa central giratória

Para que o dimensionamento e a análise de tensões nas barras possam ser feitos, é necessário estimar o seu carregamento. Esse carregamento equivale ao somatório dos pesos de uma série de elementos. A tabela 8 mostra o peso dos elementos mais relevantes. O peso do compressor não foi considerado, uma vez que seu posicionamento é fixo no centro da placa central giratória, não contribuindo assim para sua flexão.

Tabela 8: Dados relevantes para a determinação dos esforços na estrutura da placa central giratória

Dados relevantes	Valor
Peso da soja	3.000 N
Peso da caixa	650 N
Peso das duas garras	656 N
Peso da placa de transmissão	2.040 N
Peso total atuante na placa central giratória	6.346 N

Cada uma das duas barras do meio irá sofrer metade do peso total atuante na placa central giratória, o que equivale a 3.173 N. Para simplificação dos cálculos, todo o carregamento está aplicado a 1 m do centro da placa. Considerou-se uma seção quadrada de 50,8 mm de lado e adotou-se a hipótese de viga longa (já que as dimensões da seção são bem menores do que o comprimento da barra).

O momento fletor máximo na barra é de 3.173 Nm. Dessa forma, a máxima tensão equivalente de Von Mises é dada pela equação 8.

$$\sigma_{\text{eqbpcg}} = \sigma_{\text{maxbpcg}} = \frac{6 M_{\text{maxbpcg}}}{a_{\text{bpcg}}^3} = 145 \text{ MPa} \quad (8)$$

A tensão equivalente de 145 MPa é menor do que a admissível (de 175 MPa). Logo, o dimensionamento da barra está correto. A figura 49 a seguir mostra os resultados de uma simulação das tensões equivalentes na placa central giratória. Observe que há uma apreciável diferença entre o resultado analítico (145 MPa) e o numérico (40 MPa). Isso decorre do fato do modelo analítico ter considerado um esforço concentrado na extremidade da placa, sendo que, na realidade, esse carregamento é distribuído pelo comprimento da base deslizante (de aproximadamente 460 mm).

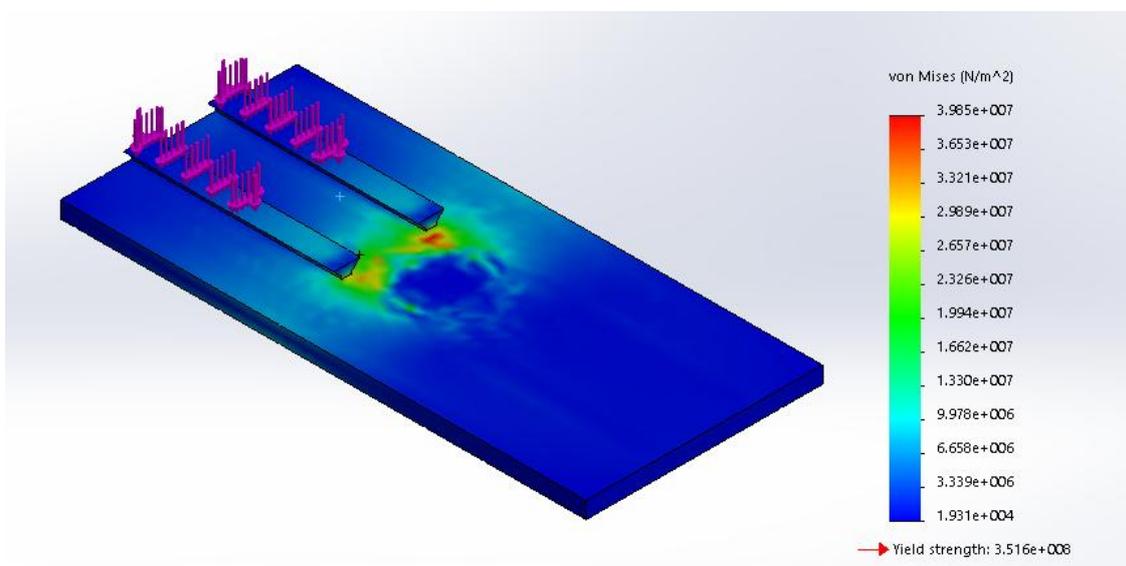


Figura 49: Distribuição das tensões na placa central giratória (simulação realizada através do SolidWorks)

A rotação dessa placa é dada por um mecanismo simples. Um motor, intermediado por uma caixa de redução, irá transmitir potência para um parafuso sem fim. Esse parafuso irá, por sua vez, transmitir potência para uma engrenagem de dentes retos que é associada a uma barra de rotação, sendo esta soldada na placa central giratória. A avaliação do torque necessário segue descrita no item 2.8.6.

2.8.5 Placa central móvel

A placa central móvel, exibida na figura 50, não irá sofrer esforços relevantes. Além disso, ao contrário da placa giratória, esta placa apenas irá apresentar um movimento linear. As cremalheiras, soldadas na placa, serão responsáveis por transmitir esse movimento. Além disso, é notável a existência de um razoável rasgo em seu centro. Esse rasgo irá comportar a barra de levantamento descrita no item 2.8.7 e deve ser bem lubrificado. O desenho técnico da placa móvel é o 10. Suas dimensões são similares às da placa giratória.

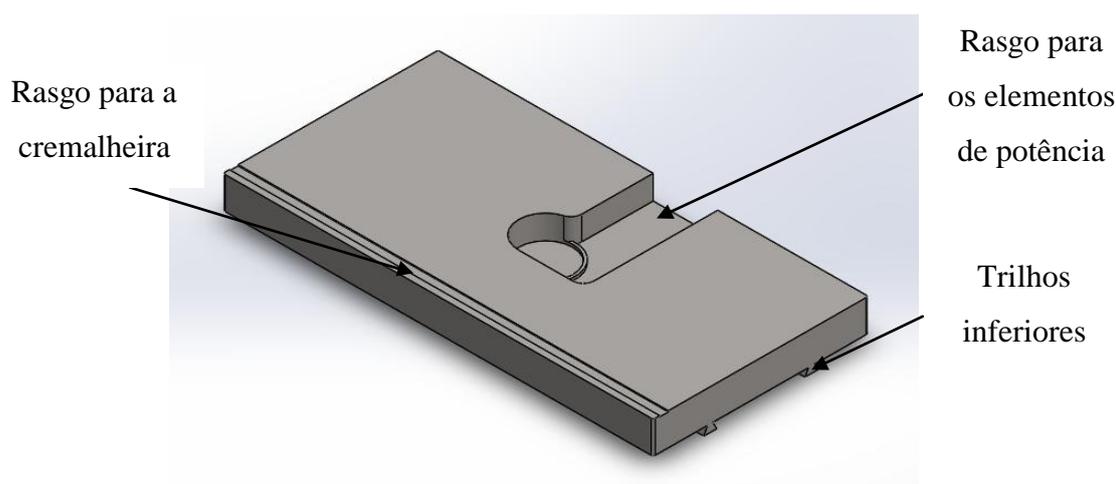


Figura 50: Placa central móvel

2.8.6 Elementos de potência

A rotação da placa giratória será dada efetivamente pelos elementos de potência situados abaixo dela. Esses elementos são uma engrenagem cilíndrica de dentes retos, um parafuso sem fim, um motor elétrico e um redutor.

2.8.6.1 Parafuso sem fim e engrenagem helicoidal

O projeto do parafuso sem fim e da engrenagem helicoidal envolve os cálculos realizados pelo código do anexo A9. Inicialmente, selecionou-se um módulo de 4 para a coroa (que corresponde à engrenagem cilíndrica). Com esse módulo é possível calcular o passo circular transversal, que será o mesmo que o passo axial do parafuso, pois o sem

fim e a engrenagem estão a 90 graus entre si. Atribuiu-se também 40 dentes para a coroa, uma vez que seu diâmetro deve ser suficientemente grande para que a sustentação da placa central giratória possa ocorrer eficientemente.

Os resultados do dimensionamento realizado pelo programa do anexo A9 estão dispostos nas tabelas 9 e 10 abaixo. Tais dimensões devem ser seguidas pelo fabricante selecionado. As equações fundamentais empregadas podem ser encontradas em [2]. Uma análise de tensões e desgaste completa é abordada no item 2.8.6.4.

Tabela 9: Parâmetros fundamentais da engrenagem helicoidal

Parâmetros	Valor
Módulo	4 mm
Número de dentes	40
Diâmetro primitivo	160 mm
Diâmetro externo	168 mm
Diâmetro interno	150 mm
Adendo	4 mm
Dedendo	5 mm
Passo do dente	12,57 mm
Largura da engrenagem	64 mm
Ângulo de hélice	13,24°

Tabela 10: Parâmetros fundamentais do parafuso sem fim

Parâmetros	Valor
Passo axial	12,57 mm
Diâmetro primitivo	17,00 mm
Ângulo de avanço	13,24°
Ângulo de pressão	14,50°
Adendo	4,63 mm
Dedendo	4,63 mm

A figura 51 abaixo ilustra a associação entre o parafuso sem fim e a engrenagem helicoidal.



Figura 51: Representação de uma engrenagem rosca sem fim (extraído do sitio eletrônico www.solucoesindustriais.com.br)

2.8.6.2 Motor elétrico com redutor de velocidades

O motor elétrico escolhido deve ter potência suficiente para que todo o conjunto acima da placa central fixa possa se movimentar. A massa total rotacionada m_{rot} pode ser obtida pela tabela 11 abaixo. A aceleração tangencial da placa giratória será estimada em $0,25 \text{ m/s}^2$ para fins de cálculos, enquanto que o coeficiente de atrito entre a barra de rotação e a placa central fixa $\mu_{totalapcf}$ é de $0,74$. A equação 9 calcula a força tangencial necessária na engrenagem helicoidal.

Tabela 11: Dados relevantes para a seleção do motor elétrico responsável pela rotação da placa giratória

Dados relevantes	Valor
Massa da soja	300 kg
Massa da caixa	65 kg
Massa das duas garras	66 kg
Massa da placa de transmissão	204 kg
Massa da placa giratória	350 kg
Massa total rotacionada	985 kg

$$F_{teh} = m_{rot} (g \mu_{rot} + a_{placag}) = 7.535 \text{ N} \quad (9)$$

A força tangencial na engrenagem helicoidal deve ser de 7.535 N. Logo, a força tangencial no parafuso sem fim é dada pela equação 10 [2]. O ângulo de pressão ϕ_n é de $14,5^\circ$, enquanto que o ângulo de avanço λ é de $13,24^\circ$. O coeficiente de atrito f é de 0,05, que é um valor comumente empregado.

$$|F_{tsf}| = \left| F_{teh} \frac{\cos \phi_n \sin \lambda + f \cos \lambda}{f \sin \lambda - \cos \phi_n \cos \lambda} \right| = 2.189 \text{ N} \quad (10)$$

O motor elétrico deverá exercer essa força de 2.189 N a 8,5 mm de distância do seu eixo. Tal distância equivale ao raio primitivo do parafuso sem fim. Com isso, o torque fornecido pelo eixo do redutor deve ser de 18,6 Nm. Logo, selecionou-se um motorreductor do modelo GC 15/2R da Geremia Redutores de 0,75 kW e de 1400 RPM de rotação inicial, como se observa na figura 52.

MODELO	RED	1700 RPM - MOTOR 4P 60 Hz					1400 RPM - MOTOR 4P 50 Hz				
		Pe (cv)	Pe (KW)	MT (Nm)	RPM	Fs	Pe (cv)	Pe (KW)	MT (Nm)	RPM	Fs
GC 15/2R	7.89	1.50	1.10	47.0	215.4	2.66	1.00	0.75	38.0	177.4	3.29
	10.68	1.50	1.10	63.5	159.2	1.97	1.00	0.75	51.4	131.1	2.43
	13.09	1.50	1.10	77.9	129.9	1.60	1.00	0.75	63.1	107.0	1.98
	14.08	1.50	1.10	83.8	120.7	1.49	1.00	0.75	67.8	99.4	1.84
	16.47	1.50	1.10	98.0	103.2	1.28	1.00	0.75	79.3	85.0	1.58
	19.58	1.50	1.10	116.6	86.8	1.07	1.00	0.75	94.4	71.5	1.32
	21.53	1.50	1.10	125.0	78.9	1.00	1.00	0.75	103.7	65.0	1.20
	26.60	1.00	0.75	105.5	63.9	1.18	1.00	0.75	125.0	52.6	1.00

Figura 52: Especificação técnica do redutor selecionado

Para a seleção desse motor, inicialmente calculou-se a velocidade tangencial do parafuso sem fim sabendo que a sua rotação deve ser de 180 RPM (obtida através da caixa de redução). Essa velocidade é dada pela equação 11.

$$v_{sf} = w_{sf} r_{sf} = \frac{\pi r_{sf} N_{sf}}{30} = 0,16 \text{ m/s} \quad (11)$$

A partir da potência do motor, do seu rendimento (96%) e da velocidade tangencial do sem fim, é possível encontrar a força tangencial atuante nele, calculada através da equação 12.

$$F_{tasf} = \frac{\eta_{motor} P_{motor}}{v_{sf}} = 4.500 \text{ N} \quad (12)$$

Isso implica em uma força tangencial no sem fim equivalente a 4.500 N. Este valor é superior ao mínimo necessário de 2.189 N. Logo, o motor foi selecionado adequadamente.

2.8.6.3 Caixa de redução

Este projeto estabelece que a rotação do parafuso sem fim deve se dar a 180 RPM. Uma vez que essa velocidade é diferente da do eixo-árvore do motor, que é de 1.400 RPM, uma caixa de redução se faz necessária. O redutor selecionado (exibido na figura 52) permite uma rotação de saída de 177,4 RPM, o que é adequado para o projeto. Nota-se que o torque real (de 18,6 Nm) é baixo, o que não compromete o eixo do redutor. Uma imagem do redutor, com o motor elétrico acoplado, pode ser vista na figura 53, extraída do catálogo da Geremia Redutores.



Figura 53: Redutor selecionado (extraída do catálogo da Geremia Redutores)

2.8.6.4 Análise de tensões e de desgaste superficial

2.8.6.4.1 Análise da engrenagem helicoidal

A análise de tensões envolveu a metodologia proposta pela AGMA (Associação Americana de Fabricantes de Engrenagens). Através dessa metodologia, é possível determinar a tensão atuante no dente σ_{AGMA} e compará-la com o limite de resistência à fadiga do dente S_e . Essa metodologia envolve o cálculo do fator dinâmico e do fator de

geometria também. Todos eles são bem detalhados em [2]. O código desenvolvido (no anexo A10) apresenta comentários que explicam as variáveis evocadas.

De modo similar, a análise do desgaste superficial levou em consideração a Teoria de Hertz. Nela, a resistência à fadiga superficial é comparada com as tensões compressivas atuantes no dente. Todas as equações e variáveis necessárias estão no código supracitado e são devidamente explicadas nele. Para as condições do projeto, obtiveram-se os resultados expostos na tabela 12.

Tabela 12: Análise de tensões nos dentes da engrenagem helicoidal

Tensões	Valor
Tensão AGMA	360 MPa
Limite de resistência à fadiga	393 MPa
Desgaste superficial	64 MPa
Critério de desgaste	871 MPa

Como a tensão AGMA é maior do que o limite de resistência à fadiga e o critério de desgaste é maior do que o desgaste superficial, o dimensionamento da engrenagem helicoidal está correto. Algumas análises adicionais incluem a influência da variação do módulo e da velocidade de rotação do parafuso sem fim na tensão e no desgaste dos dentes. Essas análises gráficas foram realizadas pelo código em MATLAB do anexo A11 e são exibidas nas figuras 54 - 57.

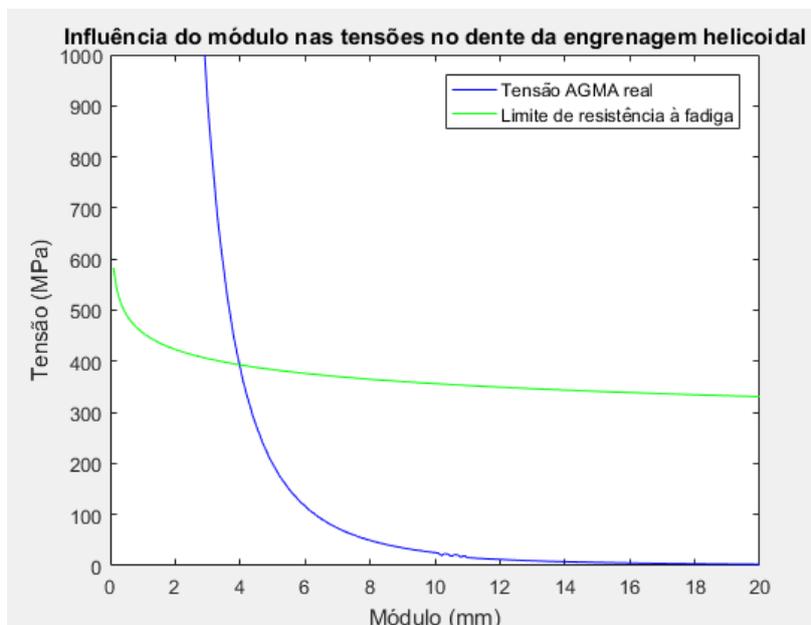


Figura 54: Análise da influência do módulo na tensão AGMA e no limite de resistência à fadiga dos dentes da engrenagem helicoidal

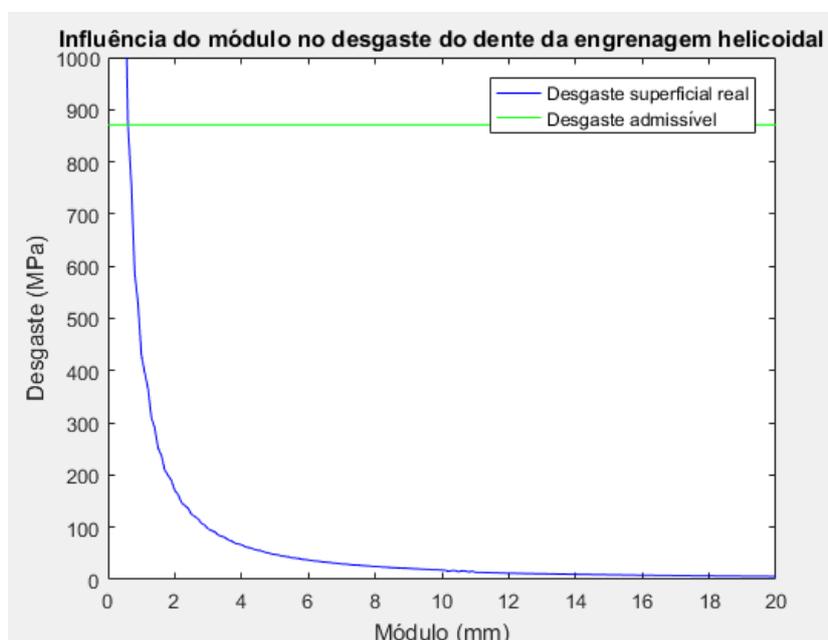


Figura 55: Análise da influência do módulo no desgaste superficial da engrenagem helicoidal

Nota-se que módulos inferiores a 4 resultam em uma tensão AGMA muito superior ao limite de resistência à fadiga. Apesar do fator de segurança ser próximo de 1, uma engrenagem de módulo 4 foi a selecionada. Isto porque a força tangencial real atuante no dente é inferior à calculada, visto que há perdas mecânicas que não foram

computadas. Além disso, a confiabilidade do limite de fadiga é de 99,9%, o que permite que valores mais próximos da unidade para o fator de segurança sejam adotados.

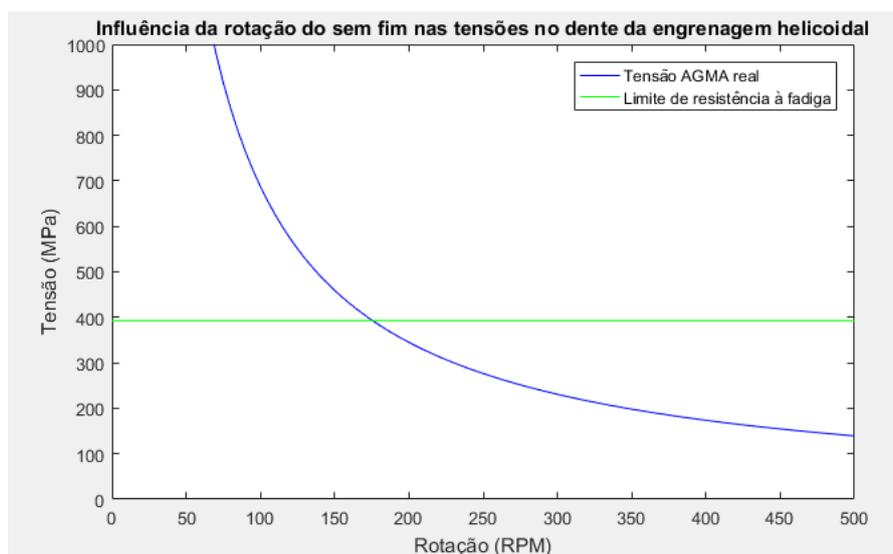


Figura 56: Análise da influência da rotação do parafuso sem fim na tensão AGMA e no limite de resistência à fadiga dos dentes da engrenagem helicoidal

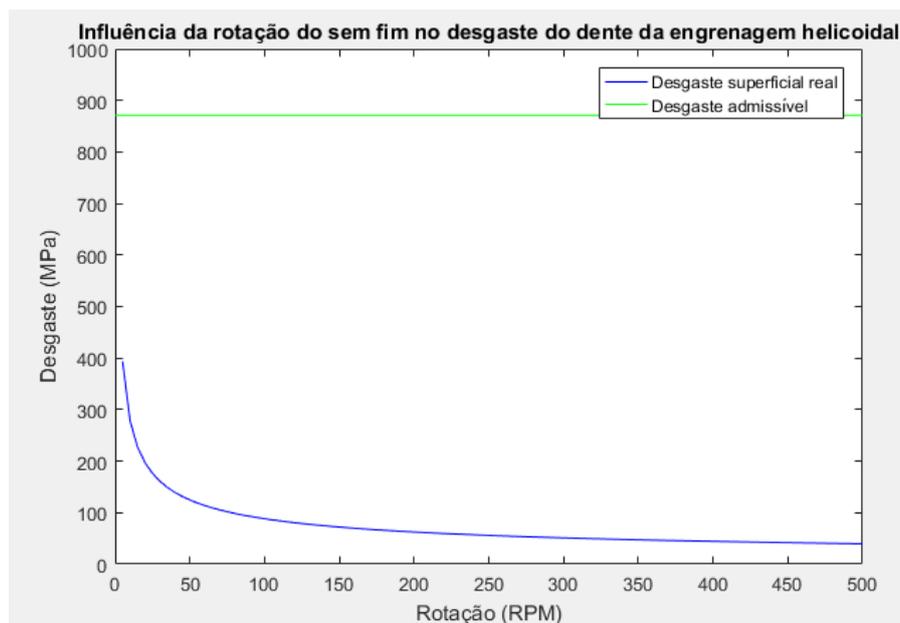


Figura 57: Análise da influência da rotação do parafuso sem fim no desgaste superficial da engrenagem helicoidal

De fato, maiores rotações do parafuso implicam em menores valores para a tensão AGMA e para o desgaste superficial. No entanto, uma maior rotação, para um mesmo valor de potência do motor, está associada a uma menor força tangencial, a qual

pode conseqüentemente se tornar insuficiente para a movimentação da placa central giratória.

2.8.6.4.2 Análise do parafuso sem fim

As tensões de flexão atuantes nos dentes do parafuso sem fim e o desgaste superficial que eles irão sofrer não são maiores do que os valores permitidos. Isso porque o dimensionamento do parafuso está associado ao da engrenagem helicoidal, sendo que as tensões atuantes nesta última já foram verificadas no item anterior. Logo, não será abordado neste trabalho o cálculo das tensões no parafuso sem fim.

2.8.6.5 Acoplamento

A união entre o eixo da caixa de redução e o parafuso sem fim deve ser feito por meio de um acoplador. Por ser simples, esse acoplador não é especificado neste projeto e ele pode ser de qualquer tipo: mecânico ou eletromagnético.

2.8.7 Barra de levantamento

A barra de levantamento deverá sustentar a barra de rotação e foi desenvolvida com o intuito de facilitar a lubrificação dos componentes. Sua seção anelar também tem o propósito de minimizar o desgaste das superfícies em contato. Seu desenho técnico é o de número 11. A figura 58 representa a barra de levantamento.

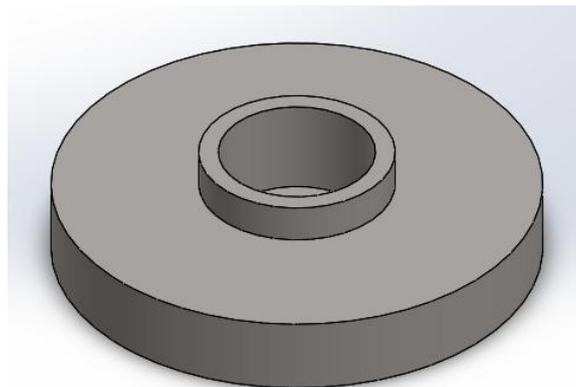


Figura 58: Barra de levantamento

2.8.8 Barra de rotação

A barra de rotação é conectada à engrenagem helicoidal por meio de uma chaveta. Ela é acoplada à barra de levantamento em sua face inferior e é soldada à placa central giratória em sua face superior. Para o seu dimensionamento, tanto a torção da barra quanto seu carregamento axial serão calculados. De fato, a influência da torção pode ser questionável inicialmente. No entanto, como poderá haver uma distorção nela até a força tangencial alcançar a de atrito (iniciando assim a rotação da barra), essa torção precisa ser estimada.

Para o cálculo da torção, o torque atuante precisa ser conhecido (e corresponde ao produto da força tangencial aplicada no dente da coroa pelo raio primitivo da coroa), bem como a distância ao centro e o momento de inércia polar da seção. Pelo anexo A10, a força tangencial atuante na engrenagem helicoidal é de 14.526 N. Como ela apresenta 80 mm de raio primitivo, o torque atuante é de 1.162 Nm. Para a barra de rotação, cujas dimensões são dadas no desenho técnico 12, tem-se que:

$$\tau_{\text{brot}} = \frac{T_{\text{tcoroa}} C_{\text{brot}}}{J_{\text{brot}}} = 12 \text{ MPa} \quad (13)$$

Já as cargas axiais na barra originárias do peso total da massa rotacionada (vide item 2.8.6.2) irá causar uma compressão na barra equivalente a:

$$\sigma_{\text{brot}} = \frac{m_{\text{rot}} g}{A_{\text{brot}}} = 2 \text{ MPa} \quad (14)$$

Adotando uma metodologia alternativa para o critério de falha de Von Mises, tem-se que:

$$\sigma_{\text{eqbrot}} = \sqrt{\sigma_{\text{brot}}^2 + 3\tau_{\text{brot}}^2} = 21 \text{ MPa} \quad (15)$$

Essa tensão é inferior à admissível. Isso porque o material selecionado é o aço SAE 1020, que tem um limite de escoamento de 350 MPa, e o fator de segurança é de 2, o que resulta em uma tensão admissível de 175 MPa. Conclui-se que a barra de rotação

foi dimensionada corretamente e não irá falhar pelo critério de Von Mises. A barra de rotação pode ser vista na figura 59 e seu desenho técnico associado é o 12.

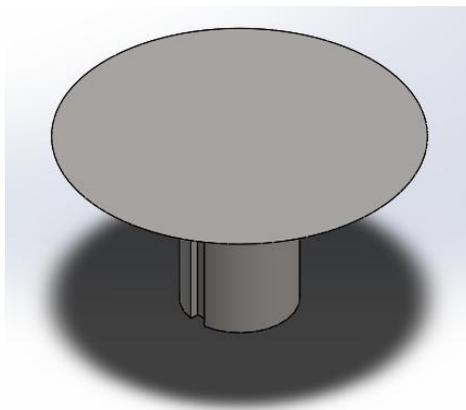


Figura 59: Barra de rotação

2.8.9 Chaveta

O dimensionamento da chaveta que irá transmitir potência da engrenagem cilíndrica de dentes retos à barra de rotação deve respeitar as tensões admissíveis do projeto. Sabe-se que o comprimento da chaveta será de 64 mm, que é igual à largura da engrenagem. Já o seu lado deverá medir o correspondente ao rasgo da barra de rotação (vide desenho técnico 12). O cálculo desse valor depende da tensão de cisalhamento da chaveta (que deve ser de, no máximo, 175 MPa). Portanto, o menor valor para a dimensão do lado da chaveta é dado pela equação 16. A constante $\sqrt{3}$ é decorrente da tensão equivalente de Von Mises.

$$t_{ch} = \frac{\sqrt{3} T_{tcoroa}}{r_{brot} \sigma_{adm} L_{ch}} = 4,5 \text{ mm} \quad (16)$$

Por questões comerciais e de fadiga, selecionou-se o valor de 1/2" para a dimensão do lado da chaveta de seção quadrada, representada na figura 60 e no desenho técnico 13.

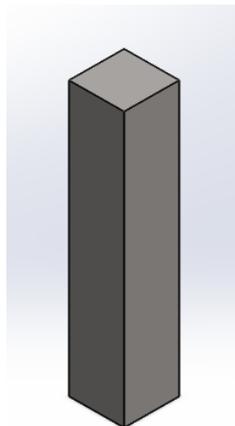


Figura 60: Chaveta

2.8.10 Cremalheira

Para o dimensionamento e seleção da cremalheira que será montada na placa central móvel, é necessário que se tenha, inicialmente, a força tangencial atuante nos dentes da engrenagem. Essa força será modelada pelo atrito entre a base do conjunto de transmissão e o seu suporte. Esse atrito ocorre nos trilhos inferiores. O coeficiente de atrito entre a base e o seu suporte μ_{base} é de 0,74 [2]. Além disso, para fins de cálculo, considerou-se uma aceleração de 0,25 m/s². A massa total movimentada linearmente pode ser vista na tabela 13, e é de 1.589 kg.

Tabela 13: Massa total movimentada linearmente por intermédio da cremalheira

Dados relevantes	Valor
Massa total rotacionada	985 kg
Massa da placa central móvel	556 kg
Massa da barra de levantamento	7 kg
Massa da barra de rotação	11 kg
Massa assumida dos elementos de potência	30 kg
Massa total movimentada linearmente	1.589 kg

Já o coeficiente de segurança K para a determinação da força tangencial pode ser obtido pela figura 61 abaixo, extraída de [5].

TEMPO DE TRABALHO	TIPO DE CARGA		
	Uniforme	Moderada	Severa
Ocasional (1/2 hora)	1,5	1,8	2,3
Intermediário (3 horas)	1,8	2	2,5
8 a 10 horas	2	2,25	2,8
24 horas	2	2,5	3

Figura 61: Coeficiente de segurança K para a determinação da força tangencial na cremalheira

Para um tempo de trabalho do conjunto pinhão-cremalheira de 8 a 10 horas e um tipo de carga moderada, o coeficiente de segurança K será igual a 2,25, conforme destacado na figura 61. Com isso, a seguinte expressão pode ser empregada para estimar a força tangencial atuante:

$$F_{tbase} = K m_{totalb} (g \mu_{base} + a_{base}) = 27.351 \text{ N} \quad (17)$$

Através de um gráfico do catálogo da Koom e na figura 62, e referente ao aço SAE 1045 temperado, é possível determinar o módulo da cremalheira em função da velocidade linear desejada. O projeto da máquina aqui detalhada assume uma velocidade linear de 0,4 m/s para a base. Portanto, o módulo da cremalheira m_c deve ser de 8.

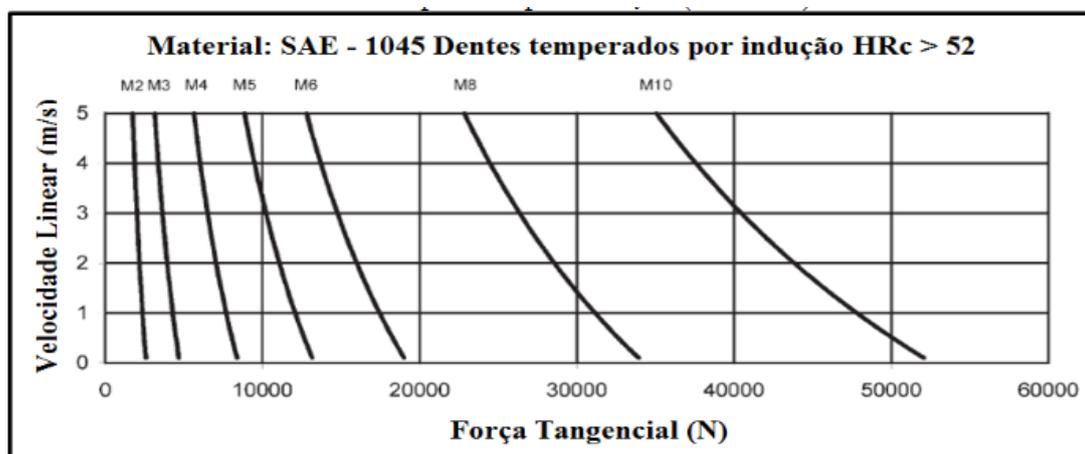


Figura 62: Módulos indicados para a cremalheira em função da força tangencial aplicada e de sua velocidade linear (fonte: catálogo da Koom)

A partir das figuras 63 e 64 abaixo, é possível obter alguns parâmetros da cremalheira e do pinhão de dentes retos associado a ela. Por definição de projeto, o pinhão tem 22 dentes.

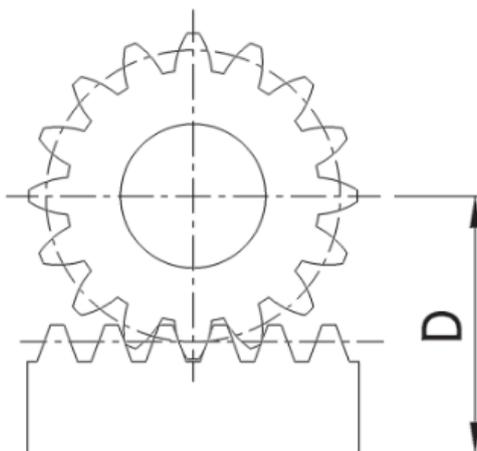


Figura 63: Dimensão D (fonte: catálogo da Koom)

DIMENSÕES DA COTA "D"							
Z	Módulo do Pinhão com dentes retos (m)						
	2	3	4	5	6	8	10
18	-	62	81	104	-	157	195
20	-	65	85	109	125	165	205
22	-	68	89	114	131	173	215
24	50	71	93	119	137	181	225
26	52	74	97	124	143	189	235
28	54	-	-	129	149	197	-
30	56	-	-	-	155	-	-
32	58	-	-	-	161	-	-

Figura 64: Determinação da distância entre o eixo do pinhão e a base da cremalheira

Logo, a cota "D" vale 173 mm, o que implica dizer que a altura da cremalheira é de 85 mm. Demais cálculos envolvendo o pinhão associado à cremalheira serão tratados no item 2.9.2.3. Igualmente, o motor elétrico que irá fornecer a potência necessária ao movimento da base será abordado no item 2.9.2.1. Uma análise detalhada das tensões e do desgaste superficial será tratada no item 2.9.2.3.

2.9 Elevador da base da placa de transmissão

Esse elevador contempla desde os elementos que permitem o deslocamento linear da base da placa de transmissão até os componentes que irão elevá-la. Eles são: placa base, pinhão associado à cremalheira, motor elétrico, caixa de redução, suporte do

motor, pistão, câmara de pressão, base da câmara de pressão, reservatório, tubos e acessórios. A figura 65 mostra esse subconjunto mecânico.

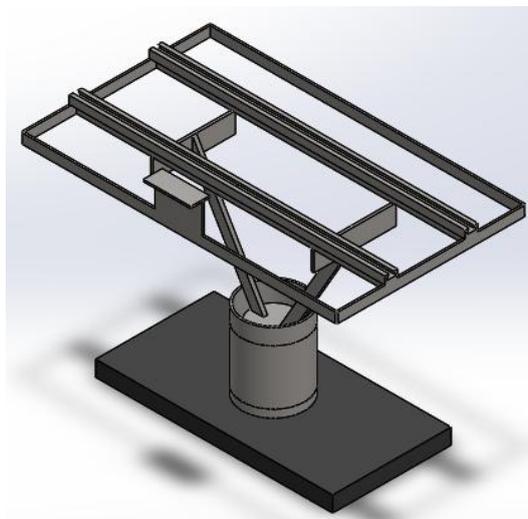


Figura 65: Elevador da base do conjunto de transmissão

2.9.1 Estrutura de suporte

A principal solicitação mecânica atuante na estrutura de suporte se refere ao peso de todo o conjunto que ela suporta. O peso total atuante na estrutura pode ser obtido da tabela 13 e vale 15,89 kN. Este peso é distribuído por 1 m, que corresponde ao comprimento de contato entre a placa central móvel e a estrutura de suporte. Ela é exibida na figura 66 e no desenho técnico 14.

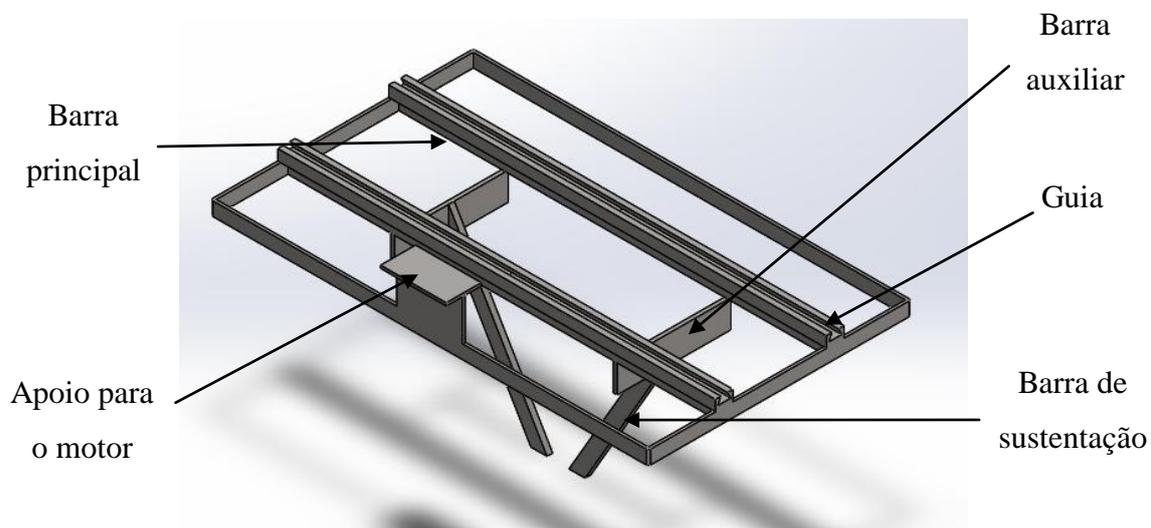


Figura 66: Estrutura de suporte da base da placa de transmissão

2.9.1.1 Barras principais

Primeiramente, para a definição das dimensões da seção das barras principais da estrutura (vide figura 66), faz-se necessário determinar quais são os esforços aos quais elas estarão submetidas. Utilizando o software Ftool, é possível visualizar os diagramas de força cortante e de momento fletor das barras para um carregamento distribuído de 7.945 N/m (notando que o carregamento se distribui em 2 barras). As figuras 67 - 69 mostram os resultados dados pelo programa na situação em que a placa central móvel estiver em sua posição extrema.

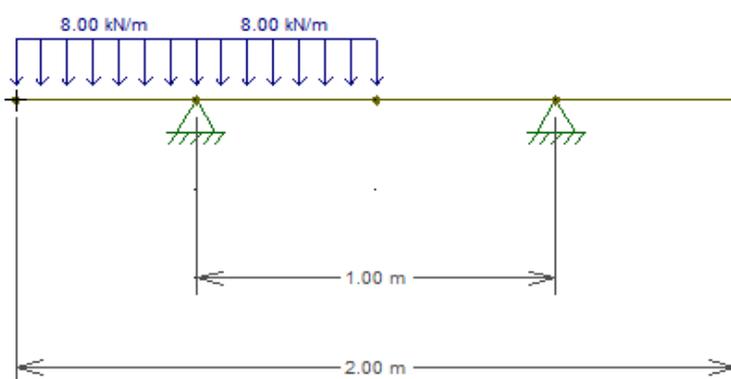


Figura 67: Diagrama de corpo livre da barra principal da estrutura de suporte

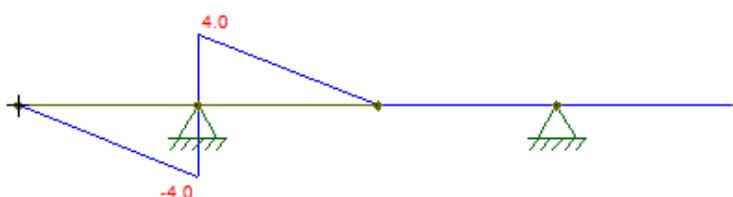


Figura 68: Diagrama de força cortante da barra principal da estrutura de suporte (em kN)

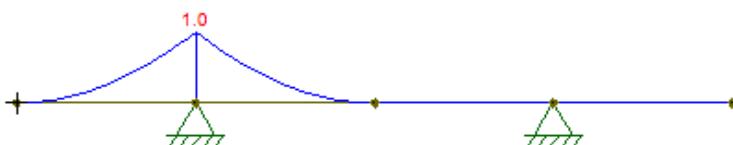


Figura 69: Diagrama de momento fletor da barra principal da estrutura de suporte (em kN.m)

O código do anexo A12 calcula a seção ótima resistente ao carregamento especificado acima, isto é, ele calcula a largura e a altura da seção retangular que resulte em uma barra principal de menor massa possível e que resista aos esforços. Para isso, considerou-se a hipótese de viga longa e, logo, apenas a tensão de flexão foi analisada. De acordo com o código, a largura da barra deve ser de 13 mm e a sua altura, de 63 mm. Isto resulta em uma tensão equivalente de 116 MPa.

2.9.1.2 Barras auxiliares

Cada extremidade da barra auxiliar sofre um carregamento de 7.945 N. Assumindo que o centro da barra não sofre nenhuma deflexão (o que é apenas uma aproximação, uma vez que a barra de sustentação pode fletir), e como a distância da extremidade ao centro é de 0,26 m, o momento máximo atuante na seção é de 2.066 Nm e a força cortante máxima, de 7.945 N.

O código do anexo A13 permite calcular a seção retangular ótima das barras auxiliares, considerando uma metodologia conservativa para a determinação da tensão equivalente de Von Mises. Pelo código, a barra deve apresentar 17 mm de largura e 80 mm de altura. Isto resulta em uma tensão equivalente de 115 MPa.

2.9.1.3 Barras de sustentação

Considera-se que as barras de sustentação estejam engastadas. A hipótese de viga longa será adotada. Além disso, como ambas as barras se encontram a 30° com a vertical, o carregamento axial é de 13.761 N e o transversal é de 7.945 N. Como o comprimento da barra é de em torno de 1 m, o momento máximo atuante é de 7.945 Nm.

O código do anexo A14 permite calcular a seção retangular ótima das barras de sustentação. Pelo código, a barra deve apresentar 26 mm de largura e 128 mm de altura. Isto resulta em uma tensão equivalente de 116 MPa. A altura da barra auxiliar também deve ser ajustada para 128 mm para que haja compatibilidade geométrica.

2.9.1.4 Análise numérica

Também foi realizada uma análise no ANSYS para a verificação das tensões equivalentes na estrutura de suporte. Sabe-se que cada guia irá receber metade do peso total atuante na estrutura. Além disso, outra condição de contorno é que a deformação na região de contato com o pistão hidráulico deve ser nula.

Através da figura 70, nota-se que a tensão máxima na placa será de 228 MPa, o que corresponde a um fator de segurança de 1,5, desejável ao projeto. Este valor é aproximadamente o dobro dos calculados anteriormente. No entanto, note, pela figura 70, que essa tensão é localizada na parte inferior da barra de sustentação e se deve, principalmente, a uma concentração local de tensões. Para uma maior confiabilidade, sugere-se a utilização de um aço com maior limite de escoamento, como o aço SAE 1040, que tem o respectivo valor de 415 MPa.

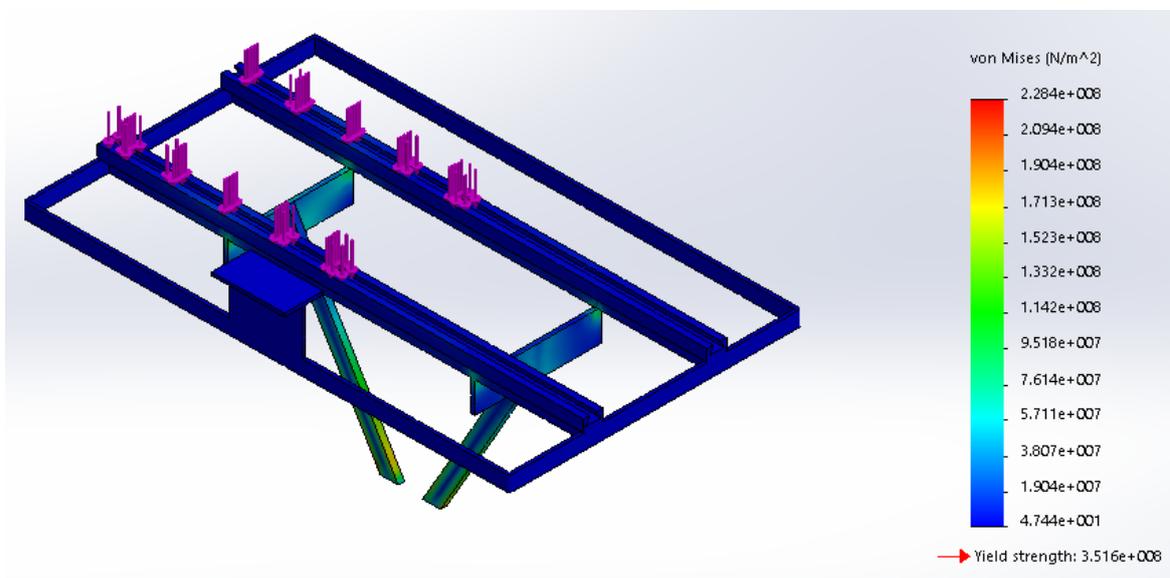


Figura 70: Distribuição de tensões na estrutura de suporte

2.9.2 Elementos de potência

Como a cremalheira da base do conjunto de transmissão já foi detalhada anteriormente no item 2.8.10, o pinhão associado, a caixa de redução e o motor elétrico responsável por fornecer a potência necessária ao sistema também precisam ser especificados. Cada um desses elementos serão pormenorizados a seguir.

2.9.2.1 Motor elétrico associado ao pinhão da cremalheira

A seleção do motor elétrico requer que a potência necessária para a rotação do pinhão, e consequentemente para o movimento linear da cremalheira, seja estimada. Como a velocidade da cremalheira deve ser de 0,4 m/s e a força tangencial é de 27.351 N, essa potência é dada por:

$$P_{\text{motpin}} = F_{\text{tbase}} V_{\text{crem}} = 11 \text{ kW} \quad (18)$$

Como a velocidade tangencial do pinhão deve ser de 0,4 m/s e ele tem um diâmetro primitivo de 176 mm (vide item 2.9.2.3), a sua rotação deve ser de aproximadamente 43,4 RPM. Portanto, o motorreductor selecionado que atende as condições de potência e velocidade acima é o do modelo GC 65/2R da Geremia Redutores. Para o respectivo motor, a potência é de 11 kW, o rendimento é de 96% e a rotação é de 1.150 RPM, como se observa na figura 71.

MODELO	RED	T máx. (Nm)	1700 RPM - MOTOR 4P 60 Hz					1400 RPM - MOTOR 4P 50 Hz					1150 RPM - MOTOR 6P 60 Hz					η
			Pe (cv)	Pe (KW)	MT (Nm)	RPM	Fs	Pe (cv)	Pe (KW)	MT (Nm)	RPM	Fs	Pe (cv)	Pe (KW)	MT (Nm)	RPM	Fs	
GC55/3R GC25/2R	509.93	1700	0.75	0.55	1423	3.33	1.20	0.50	0.37	1152	2.75	1.48	0.50	0.37	1402	2.26	1.21	90%
	605.82	1700	0.75	0.55	1690	2.81	1.01	0.50	0.37	1368	2.31	1.24	0.50	0.37	1666	1.90	1.02	90%
	617.76	1700	0.50	0.37	1149	2.75	1.48	0.50	0.37	1395	2.27	1.22	0.50	0.37	1698	1.86	1.00	90%
	765.15	1700	0.50	0.37	1423	2.22	1.19	0.33	0.25	1152	1.83	1.48	0.33	0.25	1388	1.50	1.22	90%
	844.78	1700	0.50	0.37	1571	2.01	1.08	0.33	0.25	1272	1.66	1.34	0.33	0.25	1533	1.36	1.11	90%
	909.02	1700	0.50	0.37	1691	1.87	1.01	0.33	0.25	1369	1.54	1.24	0.33	0.25	1649	1.27	1.03	90%
	1003.62	1700	0.33	0.25	1244	1.69	1.37	0.33	0.25	1511	1.39	1.13	0.25	0.18	1380	1.15	1.23	90%
	1171.09	1700	0.33	0.25	1452	1.45	1.17	0.25	0.18	1322	1.20	1.29	0.25	0.18	1610	0.98	1.06	90%
	1287.43	1700	0.33	0.25	1596	1.32	1.06	0.25	0.18	1454	1.09	1.17	0.16	0.12	1180	0.89	1.44	90%
	1424.93	1700	0.25	0.18	1325	1.19	1.28	0.25	0.18	1609	0.98	1.06	0.16	0.12	1306	0.81	1.30	90%
1590.63	1700	0.25	0.18	1479	1.07	1.15	0.16	0.12	1197	0.88	1.42	0.16	0.12	1458	0.72	1.17	90%	
GC55/3R GC25/3R	1836.84	1700	0.50	0.37	1700*	0.93	1.00	0.75	0.55	1700*	0.76	1.00	0.25	0.18	1700*	0.63	1.00	88%
	2167.07	1700	0.50	0.37	1700*	0.78	1.00	0.75	0.55	1700*	0.65	1.00	0.25	0.18	1700*	0.53	1.00	88%
	2584.85	1700	0.50	0.37	1700*	0.66	1.00	0.75	0.55	1700*	0.54	1.00	0.25	0.18	1700*	0.44	1.00	88%
	3131.91	1700	0.16	0.12	1700*	0.54	1.00	0.33	0.25	1700*	0.45	1.00	0.16	0.12	1700*	0.37	1.00	88%
	3531.48	1700	0.16	0.12	1700*	0.48	1.00	0.33	0.25	1700*	0.40	1.00	0.16	0.12	1700*	0.33	1.00	88%
	4281.84	1700	0.16	0.12	1700*	0.40	1.00	0.33	0.25	1700*	0.33	1.00	0.16	0.12	1700*	0.27	1.00	88%
	4996.36	1700	0.16	0.12	1700*	0.34	1.00	0.33	0.25	1700*	0.28	1.00	0.16	0.12	1700*	0.23	1.00	88%
	5493.47	1700	0.16	0.12	1700*	0.31	1.00	0.33	0.25	1700*	0.25	1.00	0.16	0.12	1700*	0.21	1.00	88%
	6785.60	1700	0.16	0.12	1700*	0.25	1.00	0.33	0.25	1700*	0.21	1.00	0.16	0.12	1700*	0.17	1.00	88%
	7843.28	1700	0.16	0.12	1700*	0.22	1.00	0.33	0.25	1700*	0.18	1.00	0.16	0.12	1700*	0.15	1.00	88%
8724.68	1700	0.16	0.12	1700*	0.19	1.00	0.33	0.25	1700*	0.16	1.00	0.16	0.12	1700*	0.13	1.00	88%	
GC 65/2R	10.69	2550	30.00	22.00	1268.22	159.03	1.15	30.00	22.00	1539.98	130.96	1.15	25.00	18.50	1576.50	107.58	1.10	96%
	12.62	2550	30.00	22.00	1497.19	134.71	1.10	30.00	22.00	1818.01	110.94	1.09	25.00	18.50	1861.13	91.13	1.05	96%
	15.06	2550	30.00	22.00	1769.82	112.88	1.10	25.00	18.50	1824.36	92.96	1.00	20.00	15.00	1800.78	76.36	1.07	96%
	17.07	2550	30.00	22.00	2006.03	99.59	1.04	25.00	18.50	2067.85	82.02	1.00	20.00	15.00	2041.13	67.37	1.06	96%
	20.34	2550	25.00	18.50	2010.04	83.58	1.10	20.00	15.00	1997.82	68.83	1.00	15.00	11.00	1783.56	56.54	1.00	96%
	24.04	2550	25.00	18.50	2375.68	70.72	1.00	20.00	15.00	2361.24	58.24	1.00	15.00	11.00	2108.01	47.84	1.09	96%
	26.91	2550	20.00	15.00	2156.19	63.17	1.09	15.00	11.00	1938.30	52.03	1.10	15.00	11.00	2359.67	42.74	1.03	96%
	30.66	2550	20.00	15.00	2456.66	55.45	1.00	15.00	11.00	2208.41	45.66	1.08	12.50	9.20	2248.56	37.51	1.09	96%
34.33	2550	15.00	11.00	2036.39	49.52	1.00	12.50	9.20	2068.12	40.78	1.00	10.00	7.50	2052.49	33.50	1.00	96%	

Figura 71: Especificação técnica do motorreductor selecionado

2.9.2.2 Caixa de redução

Como a rotação real do pinhão é de 42,7 RPM e o seu diâmetro primitivo é de 176 mm (vide item 2.9.2.3), a sua velocidade tangencial real é de 0,39 m/s. Logo, a força tangencial real no pinhão é dada pela equação 19. O rendimento é de 96%.

$$F_{\text{tpin}} = \frac{n P_{\text{motpin}}}{v_{\text{tpin}}} = 27.077 \text{ N} \quad (19)$$

Apesar dessa força ser inferior ao valor calculado no item 2.8.10, ela é suficiente para movimentar todo o conjunto. A especificação técnica também revela que o torque máximo permitido é de 2.550 Nm. Como a força tangencial é de 27.077 N e o raio primitivo do pinhão é de 88 mm, o torque real aplicado é de 2.383 Nm, o que é menor do que o máximo permitido. Conclui-se que a seleção do redutor detalhada acima foi adequada.

2.9.2.3 Pinhão associado à cremalheira

A engrenagem cilíndrica de dentes retos deve ser acoplada ao motor elétrico situado no apoio indicado na figura 66 e irá transmitir movimento à cremalheira da base do conjunto de transmissão. A respectiva associação de engrenagens deve, certamente, apresentar o mesmo módulo. A partir do número de dentes do pinhão, que é 22, para uma engrenagem de módulo 8, é possível calcular (através do código do anexo A15) os seus parâmetros dimensionais observados na tabela 14.

Tabela 14: Parâmetros fundamentais da engrenagem cilíndrica de dentes retos

Parâmetros	Valor
Módulo	8 mm
Número de dentes	22
Diâmetro primitivo	176 mm
Diâmetro externo	192 mm
Diâmetro interno	156 mm
Adendo	8 mm
Dedendo	10 mm
Largura da engrenagem	80 mm

A partir dos valores tabelados acima e da modelagem física das tensões que atuam nos dentes das engrenagens e também do desgaste superficial que neles ocorrem, é possível verificar se o seu dimensionamento está correto e se falhas podem ocorrer. As tensões seguem a metodologia proposta pela AGMA explicada em [2]. Já o desgaste é avaliado pela Teoria de Hertz, também descrita em [2].

O código do anexo A16 calcula a tensão AGMA e a tensão de compressão e as comparam com os limites de resistência à fadiga e ao desgaste, também calculados pelo programa. Os resultados encontrados estão na tabela 15 e mostram que o dimensionamento está correto. Em outras palavras, a tensão AGMA é inferior ao limite de resistência à fadiga e a tensão associada ao desgaste é bem inferior ao admitido. O material efetivamente selecionado para o pinhão e a cremalheira é o aço AISI 8620 (cuja tensão última é maior do que a do aço SAE 1045 temperado, mencionado na figura 62).

Tabela 15: Análise de tensões nos dentes da engrenagem cilíndrica

Tensões	Valor
Tensão AGMA	273 MPa
Limite de resistência à fadiga	376 MPa
Desgaste superficial	0,7 MPa
Critério de desgaste	871 MPa

Uma vez que os dentes do pinhão e da cremalheira são semelhantes em termos de largura e espessura e estão submetidos à mesma força tangencial, pode-se dizer que a cremalheira também irá resistir aos esforços nela atuantes.

2.9.3 Pistão hidráulico

O pistão é composto pela estrutura de sustentação abordada no item 2.9.1.3 e por uma placa circular que executa movimentos de subida e descida pela câmara de pressão, os quais são intermediados por um sistema hidráulico. A estrutura de sustentação deve ser soldada à placa, que é detalhada no desenho técnico 15.

Como a pressão interna na câmara deve gerar um esforço no pistão um pouco maior do que o peso que ele sustenta para que o pistão se desloque para cima, os esforços na seção da placa circular que entra em contato com a peça que bloqueia o seu movimento será desprezível. É válido ressaltar que faz-se necessária a utilização de um anel de vedação ao redor da placa circular para que o fluido não escape.

2.9.4 Câmara de pressão

Como foi tratado no item anterior, o pistão deverá se deslocar no interior da câmara de pressão. Essa câmara deve ser suficientemente resistente para suportar a pressão do fluido. Pequenos tubos serão empregados na entrada e saída de fluido pressurizado, o que ocorre de acordo com a lógica proposta no item 2.9.6. Além disso, para que seja possível realizar uma manutenção da câmara, todas as peças que a compõem serão aparafusadas entre si. A câmara de pressão montada é exibida na figura 72.

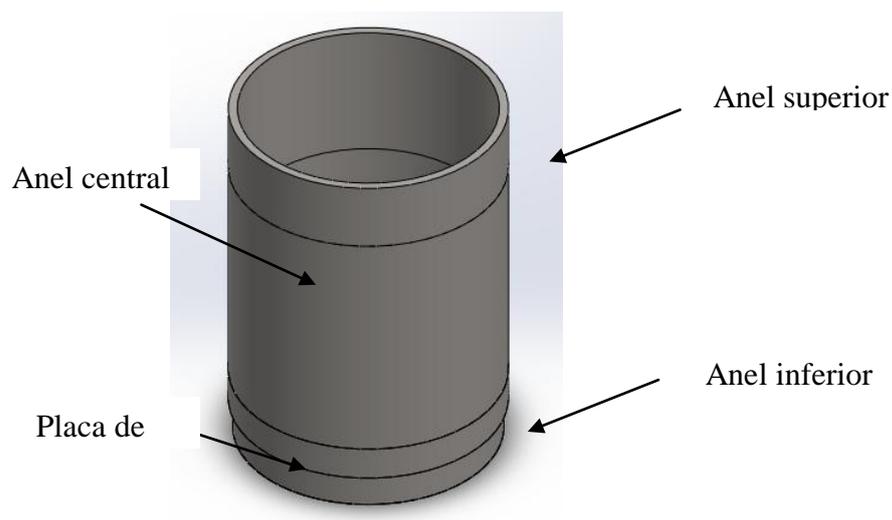


Figura 72: Câmara de pressão montada

São, ao todo, 5 peças ou elementos mecânicos que fazem parte da câmara: anel superior, anel central, anel inferior, placa de apoio e parafusos. Cada um desses elementos precisa ser bem dimensionado para que não haja deformações indesejáveis. Eles são detalhados a seguir.

2.9.4.1 Cálculo da espessura de parede da câmara

O dimensionamento da câmara de pressão segue a metodologia apresentada em [1] para vasos de pressão. Sabe-se que a força mínima necessária para o levantamento é de 18.350 N conforme pode ser visto na tabela 16 a seguir.

Tabela 16: Peso total a ser levantado

Dados relevantes	Valor
Peso associado à massa movimentada linearmente	15.890 N
Peso da estrutura de suporte	2.010 N
Peso da placa circular do pistão	450 N
Força mínima necessária ao levantamento	18.350 N

Assume-se, portanto, que a força necessária a ser aplicada seja de 18.500 N. Essa força é distribuída por uma área de 0,113 m², equivalente à área da placa circular do pistão. Logo, a pressão mínima necessária para erguer a estrutura deve ser de 164 kPa. Já o raio da câmara será de 0,19 m, enquanto que a tensão admissível é de 100

MPa. A câmara é de aço inoxidável austenítico AISI 304, o qual possui limite de escoamento de 300 MPa. O fator de segurança adotado foi 3.

Uma análise mais profunda dos esforços na câmara permite verificar que ela também estará sofrendo esforços compressivos que se somam à pressão interna do óleo. No entanto, tais esforços não ocorrerão simultaneamente. Desse modo, pode-se dividir a análise da câmara em 3 momentos distintos: inicial, intermediário e final, conforme mostra a figura 73. No momento inicial, predominam tensões compressivas. No intermediário, há somente tensões geradas pelo fluido. No final, o pequeno cisalhamento e a pressão interna são as variáveis principais a serem consideradas.

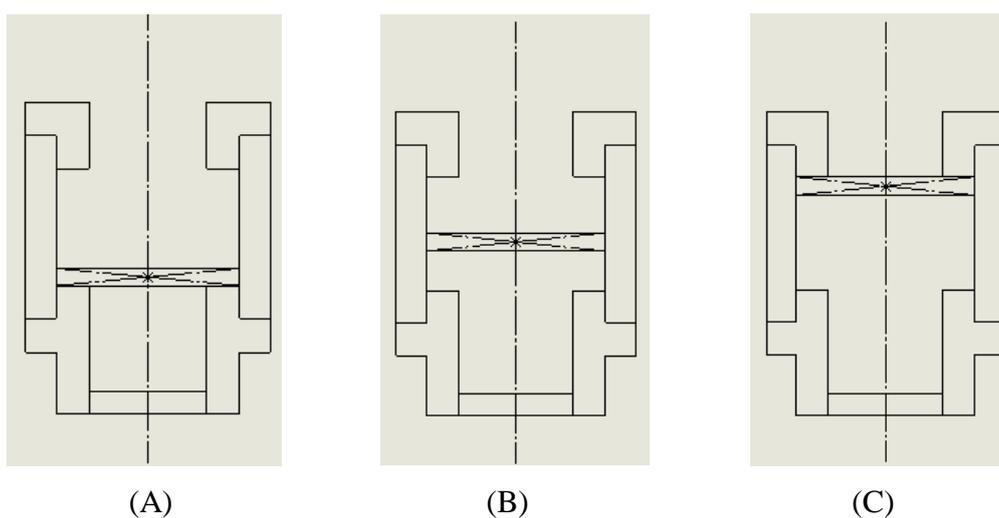


Figura 73: Instantes (A) inicial, (B) intermediário e (C) final do deslizamento da placa circular do pistão pela câmara de pressão (nota-se que os furos dos parafusos e das tubulações não foram representados, bem como a barra de sustentação da estrutura de suporte)

Adotando uma visão conservativa para a análise, será assumido que esforços compressivos e aqueles gerados pela pressão interna do óleo ocorrem simultaneamente. Nota-se que a tensão normal (composta pela compressão) irá contribuir para a tensão longitudinal gerada pela pressão interna do óleo. O código do anexo A17 calcula a espessura de parede necessária para que a tensão equivalente de Von Mises seja igual à admissível. Essa é a espessura mínima que todos os componentes da câmara (exceto os parafusos) deverão ter e vale 0,4 mm. Por questões de segurança e montagem, essa espessura será de 1/4", ou 6,35 mm.

2.9.4.2 Componentes da câmara

O anel superior deve ser montado sobre o anel central por meio de 8 parafusos. Assim como ele, o anel central não irá sofrer nenhum esforço adicional aos tratados no item 2.9.4.1. A altura desse anel depende exclusivamente da distância máxima a ser percorrida pelo pistão. Por projeto, essa distância deve ser de 0,1 m. Enfim, esse anel irá conectar o anel superior ao inferior e pode ser desmontado deles.

Assim como o central, o anel inferior não sofrerá nenhum esforço adicional. Ele possui dois furos inferiores em posições diametralmente opostas pelos quais entra e sai o óleo pressurizado. A união entre os anéis ocorre por meio de parafusos, os quais não são especificados neste projeto por sua natureza simples.

Por fim, a placa de apoio tem a finalidade de manter estável toda a câmara durante a entrada e saída de óleo pressurizado. Para isso, ela deve ser soldada ao anel inferior. O desenho técnico dos anéis superior, central e inferior e da placa de apoio são os de número 16, 17, 18 e 19, respectivamente. Os furos para os parafusos não foram representados nos desenhos.

2.9.5 Base da câmara de pressão

A base da câmara de pressão é a responsável por fixar no solo toda a máquina. Seu material é de ferro fundido e seu dimensionamento é baseado no anel inferior da câmara de pressão. O desenho técnico da base é o 20 e ela apresenta geometria bem simples.

2.9.6 Tubulações

Há um sistema de tubos, conexões e acessórios responsáveis por transferir o fluido em alta pressão para a câmara e, subsequentemente, para o pistão. A bomba deve estar ligada continuamente, uma vez que seria energeticamente custoso ligar e desligá-la a cada vez que houvesse a subida ou a descida de toda a estrutura. Em virtude disso, um sistema de controle que envolve válvulas e tubos deve ser bem programado para que o processo ocorra corretamente.

Ao todo, serão utilizados: uma bomba centrífuga, tubos de diferentes comprimentos, conexões, válvulas e reservatório de óleo. Cada um desses elementos será detalhado a seguir. O esquema da figura 74 mostra uma representação da pequena tubulação que irá alimentar a câmara de fluido pressurizado.

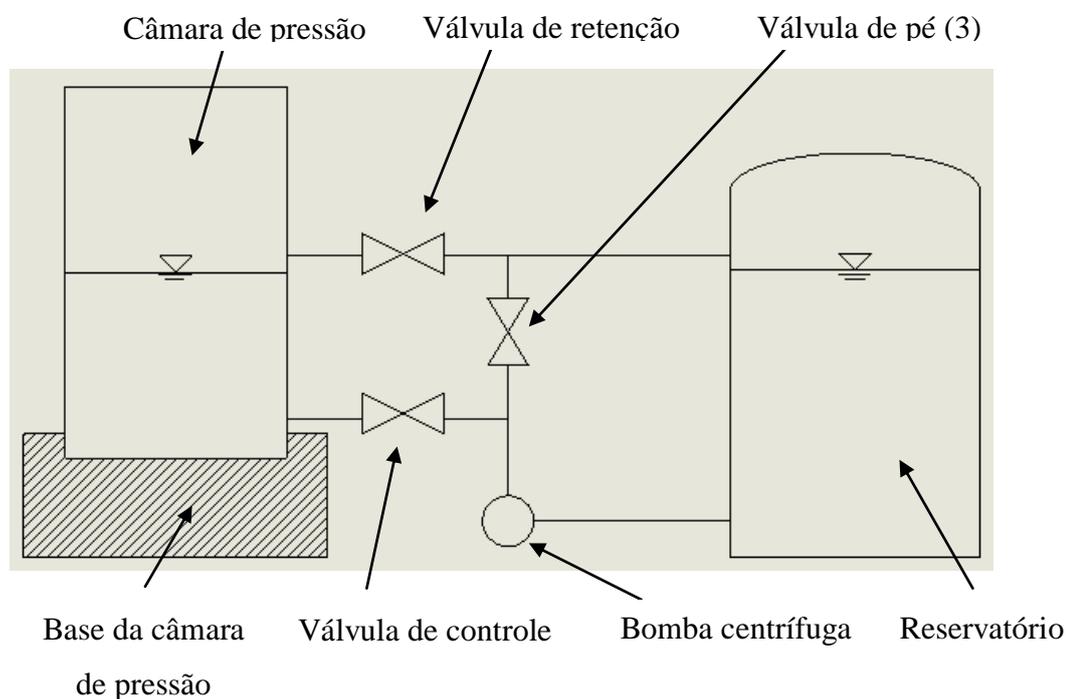


Figura 74: Esquema hidráulico de acionamento do pistão

Em síntese, o seu funcionamento pode ser descrito em duas etapas equivalentes à subida e à descida do pistão. Em um primeiro momento, as válvulas 1 e 3 estão fechadas, enquanto que a válvula 2 está aberta, permitindo assim a passagem de óleo do reservatório para a câmara de pressão. Com isso, o pistão irá se deslocar para cima, uma vez que a força gerada pelo fluido pressurizado será maior do que o peso sustentado pelo pistão.

No segundo momento, a válvula 2 fecha e as válvulas 1 e 3 abrem. Conseqüentemente, o escoamento de óleo pressurizado é desviado para o reservatório. O volume de fluido armazenado nele aumenta, enquanto que o volume da câmara diminui, provocando assim um deslocamento para baixo do pistão.

2.9.6.1 Bomba centrífuga

A seleção da bomba centrífuga que irá realizar o trabalho de erguer todo o conjunto mecânico por 0,1 m requer uma estimativa prévia da altura manométrica necessária [3]. Uma vez que a pressão necessária ao levantamento é de 164 kPa, conforme calculado no item 2.9.4.1, a bomba deve ter uma altura manométrica de 20 mca (levando em consideração as perdas).

Além disso, como a área transversal da câmara é de 0,113 m² e a altura de levantamento é de 0,1 m, a variação de volume é de 0,0113 m³. Por definição de projeto, essa variação deve ocorrer em 4 s aproximadamente, o que implica em uma vazão mínima necessária de 10 m³/h. Logo, consultando o gráfico da figura 75, extraído do Manual de Curvas da KSB, o modelo de bomba selecionado é o Meganorm 32 - 250.1, de 1.750 RPM.

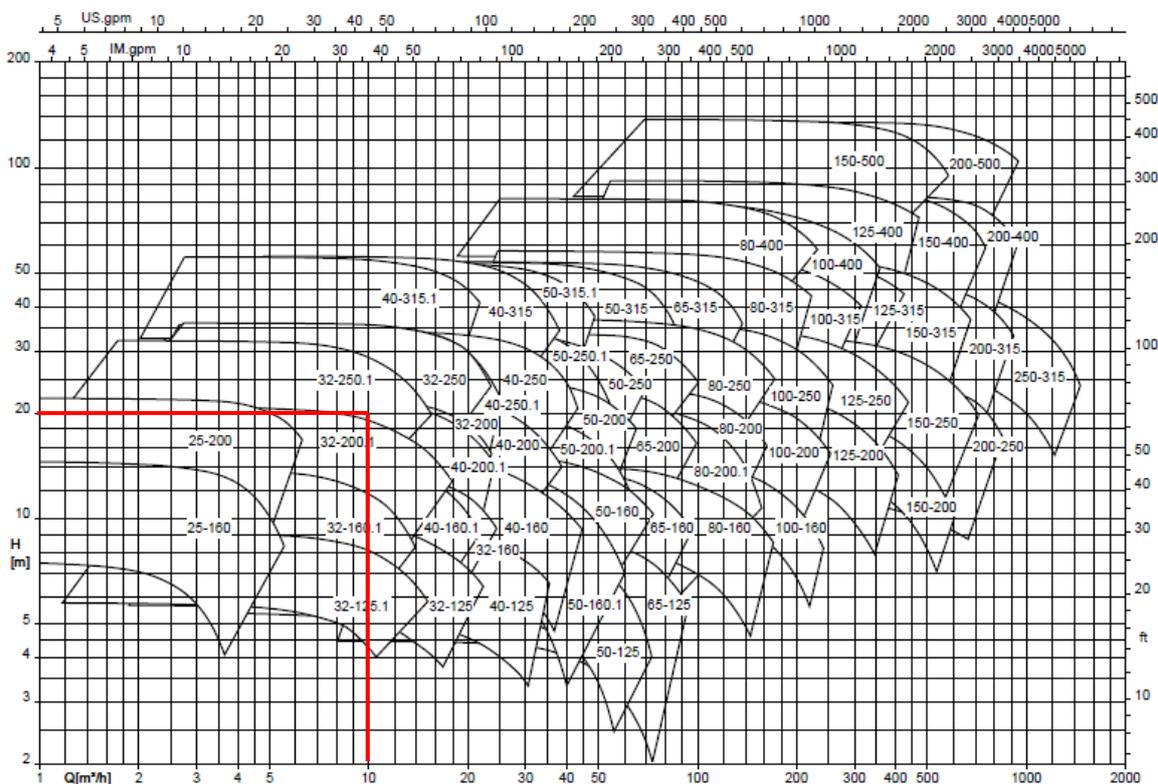


Figura 75: Modelos disponíveis Meganorm para uma rotação de 1.750 RPM (o modelo selecionado se encontra destacado)

A curva característica da altura manométrica em função da vazão é apresentada na figura 76. Selecionou-se a bomba cujo diâmetro do impelidor é de 232 mm. Para

uma vazão de 10 m³/h, a altura manométrica da bomba é de 22 mca, o suficiente para erguer todo o conjunto mecânico. A válvula de controle presente na tubulação deve garantir essa vazão.

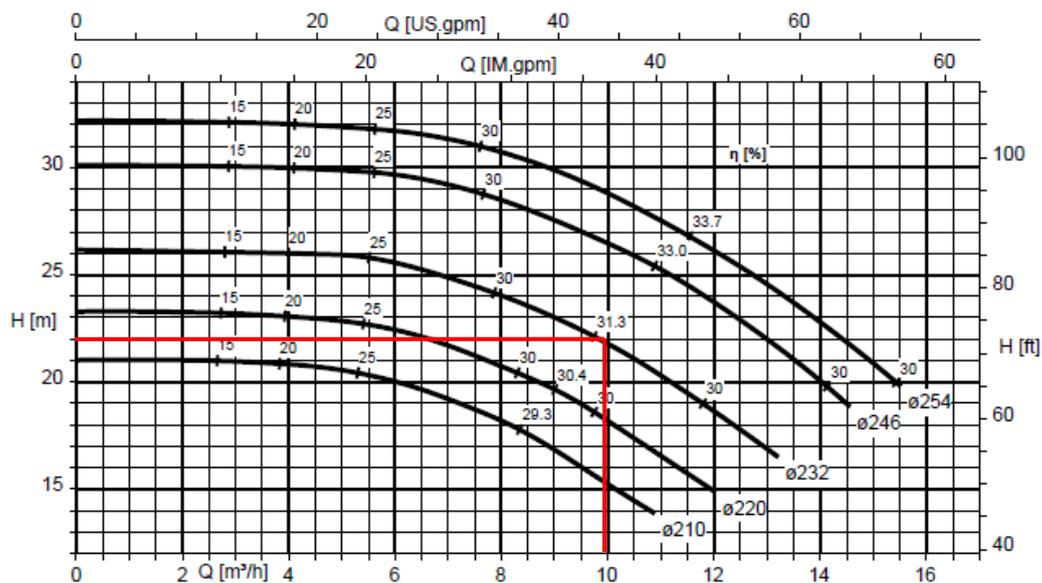


Figura 76: Curva característica da altura manométrica em função da vazão para o modelo Meganorm 32 - 250.1, de 1.750 RPM (o ponto de operação se encontra destacado)

Os parâmetros fundamentais da bomba centrífuga selecionada se encontram na tabela 17.

Tabela 17: Parâmetros da bomba centrífuga selecionada - modelo Meganorm 32 - 250.1

Dados relevantes	Valor
Rotação do motor	1.750 RPM
Diâmetro do impelidor	232 mm
Vazão de operação	10 m ³ /h
Altura manométrica de operação	22 m

2.9.6.2 Tubos

Todos os tubos devem ser dimensionados de acordo com a sua pressão interna e com o fluido transportado. No caso em questão, o fluido é óleo hidráulico e a pressão

interna máxima é de 22 mca, ou 220 kPa. O material do tubo segue a norma ASTM A53, que define a composição química do aço e suas propriedades mecânicas, e possui grau A. Isto implica dizer que o teor de carbono máximo do aço é de 0,25% e o seu limite de escoamento mínimo é de 210 MPa [4]. Além disso, por definição de projeto, o diâmetro nominal dos tubos deve ser de 2".

A série dos tubos é dada pela equação 20 a seguir, obtida de [4]. A pressão manométrica interna de trabalho é de 17,4 psig, enquanto que a tensão admissível do material (considerando um fator de segurança de 2) é de 15.229 psi.

$$\text{Série} = \frac{1000 P_{\text{tmt}}}{S_{\text{tmt}}} = 1,1 \quad (20)$$

Portanto, o tubo selecionado pode apresentar quaisquer das séries disponíveis comercialmente. Selecionou-se o valor padrão de série estabelecido pela norma ANSI B.36.10 para tubos de aço de 2" de diâmetro nominal, que é a série 40. A tabela 18 mostra os dados gerais dos tubos selecionados.

Tabela 18: Dados gerais dos tubos para condução selecionados

Dados relevantes	Valor
Quantidade	9
Comprimento unitário	0,5 m
Diâmetro nominal	2"
Série (ANSI B.36.10)	40
Material	ASTM A53 Gr.A

Nota-se que nem todos os tubos apresentam 0,5 m de comprimento. Logo, são necessários alguns cortes para que os tubos se adequem ao esquema da figura 74.

2.9.6.3 Conexões

As conexões devem seguir o dimensionamento dos tubos. Em outras palavras, elas devem ter diâmetro nominal de 2". Conforme sugerido em [4], para ligações correntes ao longo da tubulação, serviços de baixa responsabilidade e diâmetros até 4",

deve-se usar ligações rosqueadas com luvas. O projeto exige apenas a utilização de 2 tês e 12 luvas, como pode ser visto na figura 74.

2.9.6.4 Válvulas

Todas as válvulas estarão operando sob condições similares de pressão e temperatura e o respectivo serviço é de baixa responsabilidade. Admite-se que a temperatura de operação seja de 50°C. De acordo com o gráfico da figura 77, para uma classe de pressão 150#, a pressão admissível é de aproximadamente 2 MPa (ou 20 kg/cm²), o que é superior à pressão absoluta de trabalho de 220 kPa. Tal classe de pressão foi a selecionada para todas as válvulas da tubulação em questão. Além disso, todas as válvulas deverão ter um diâmetro de 2", que corresponde ao diâmetro do tubo.

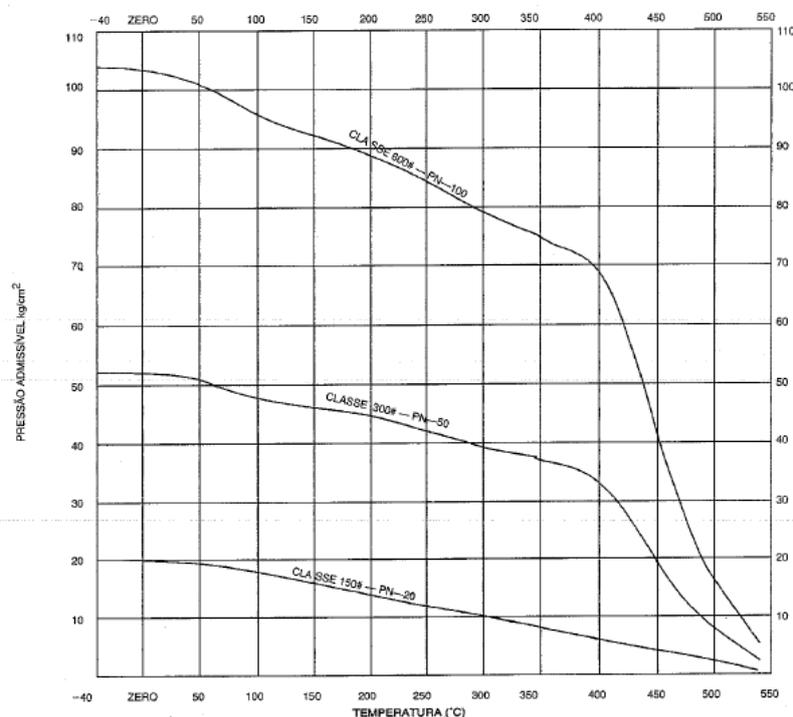


Figura 77: Pressão admissível na válvula em função da temperatura de operação para diferentes classes de pressão de acordo com a norma ASME.B.16.5 (extraída de [4])

A válvula de retenção (número 1), quando aberta, irá permitir a passagem de fluido para o reservatório. Ela está posicionada horizontalmente, como se observa na figura 74. A válvula de controle (número 2) também está posicionada horizontalmente. Sua função, por outro lado, é permitir que o fluido escoe da linha de descarga da bomba

centrífuga até a câmara de pressão a uma taxa de 10 m³/h. Por fim, a válvula de pé (número 3) está posicionada verticalmente e permite que a bomba opere continuamente, mesmo com a válvula de controle fechada. Todas elas são de comando automático. Elas são de bronze e suas extremidades são rosqueadas, conforme sugerido em [4].

2.9.6.5 Reservatório de óleo

O dimensionamento do reservatório de óleo não é escopo deste trabalho. Por definição de projeto, o volume mínimo que ele deverá ter é cinco vezes maior do que o volume da câmara de pressão. Isso representa em torno de 0,2 m³ (ou 200 L). Selecionou-se o reservatório do modelo ACT-A-200 da ACT que tem capacidade de 200 L. Esse reservatório pode modificar levemente a configuração das tubulações apresentada na figura 74, o que só pode ser verificado com o fornecedor. A figura 78 mostra a especificação técnica desse reservatório.

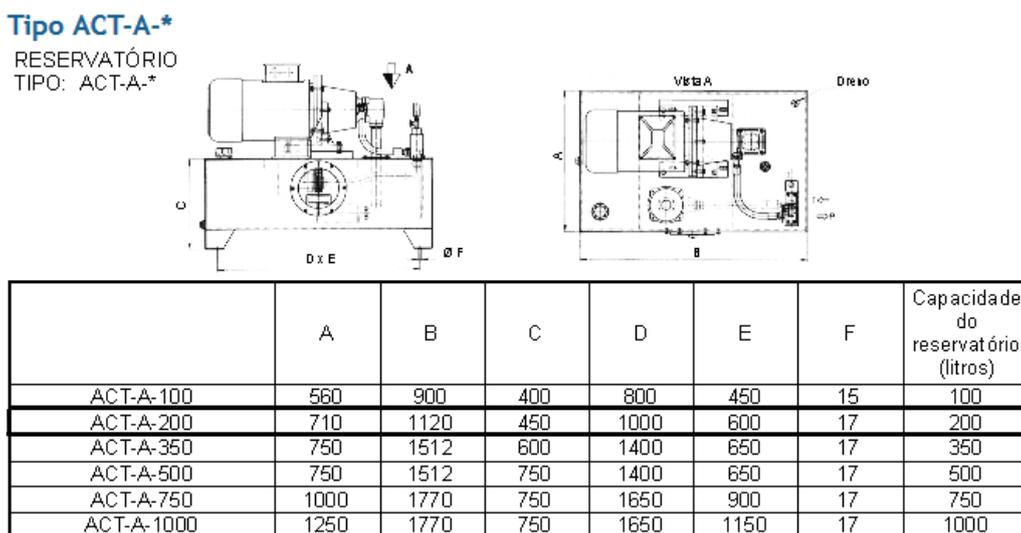


Figura 78: Especificação técnica do reservatório selecionado (extraído do sítio eletrônico do fabricante ACT)

2.10 Máquina interna de transporte da caixa de soja

Neste tópico, o extensivo dimensionamento da caixa de soja apresentado no item 2.1 é justificado. Esse dimensionamento é fundamental para que a caixa possa ser posicionada corretamente na cabine e para que ela se mantenha rígida ao longo de todo

o seu deslocamento. A base de içamento da caixa, dimensionada no item 2.1.4, é o ponto inicial do projeto da máquina de transporte interna. Isso porque a caixa será erguida por meio desse componente.

Para que esse içamento e transporte interno da caixa possa ser executado, faz-se necessário um eixo de içamento adaptado, uma chaveta, duas engrenagens cônicas associadas, um servomotor, uma estrutura de apoio para o respectivo servomotor, dois cabos de aço com guincho, um carro de ponte rolante com dois motores elétricos (um para cada guincho), uma viga principal, uma viga de cabeceira e motores elétricos para a movimentação do carro e da viga principal pela de cabeceira. A figura 79 mostra uma representação esquemática da máquina interna de transporte da caixa de soja.

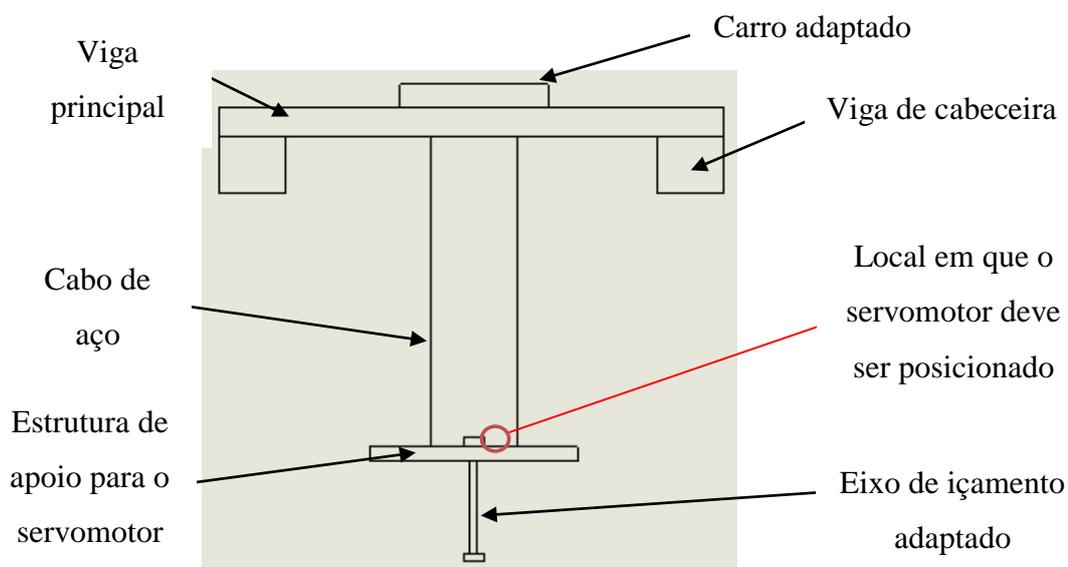


Figura 79: Representação esquemática da máquina interna de transporte da caixa de soja

2.10.1 Eixo de içamento adaptado

O principal esforço ao qual esse eixo estará submetido é o axial. Esse esforço axial equivale ao peso da caixa com a soja, que vale 3.650 N. Para um eixo de aço carbono SAE 1020, cujo limite de escoamento é de 350 MPa, e um fator de segurança de 3, a tensão admissível é de 117 MPa. Com isso, a área mínima do eixo deve ser de $3,12 \times 10^{-5} \text{ m}^2$. Isso implica em um diâmetro mínimo de 6,3 mm, o que equivale aproximadamente a 1/4".

Na extremidade inferior do eixo, deverá ser soldada uma pequena barra horizontal de seção quadrada de 30 mm de lado e 180 mm de comprimento. Na

extremidade superior do eixo, deverá ser aparafusada uma placa circular de 1" de diâmetro e 10 mm de espessura. Por ser bem simples, o dimensionamento deste parafuso não será abordado neste trabalho. A figura 80 exhibe o eixo de içamento adaptado. O seu desenho técnico é o de número 21.

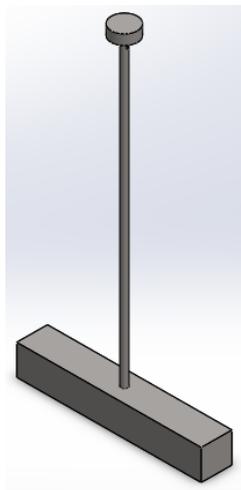


Figura 80: Eixo de içamento adaptado

2.10.2 Chaveta

A chaveta associada ao eixo de içamento e à engrenagem cônica horizontal não irá sofrer tensões de cisalhamento relevantes. Portanto, por definição de projeto, ela apresenta seção quadrada de 1/16" de lado e um comprimento igual à largura da engrenagem, que é de 10 mm (pois é 10 vezes superior ao módulo dela). Por sua geometria simples e pelo fato das tensões atuantes nela serem irrelevantes, não se esboçou o seu desenho técnico para este trabalho.

2.10.3 Engrenagens cônicas

As engrenagens cônicas empregadas apenas têm a função de mudar a orientação da rotação do redutor. Elas não irão transmitir potência, uma vez que somente irão operar quando a caixa de soja estiver no solo. Portanto, o dimensionamento das engrenagens cônicas não requer uma análise de tensões, visto que elas irão rotacionar o eixo de içamento adaptado, o qual tem massa relativamente baixa. Dessa forma, por

definição de projeto, as engrenagens cônicas selecionadas deverão ter módulo 1 e apresentar 12 dentes. A figura 81 exibe duas engrenagens cônicas associadas.



Figura 81: Engrenagens cônicas associadas (Faires, 1982)

2.10.4 Servomotor

Selecionou-se o servomotor AC 750 W, da categoria HIWIN da Mectrol. Ele é suficiente para promover a rotação do eixo de içamento adaptado. Como o torque atuante no eixo do servomotor é desprezível, sua seleção contou com seus demais aspectos técnicos. Por exemplo, ele apresenta alta resposta de aceleração, o que é desejável para a tarefa a ser executada. O servomotor é ilustrado na figura 82, extraída do sítio eletrônico do fabricante. Os componentes elétricos necessários para o servomotor não serão tratados neste trabalho.



Figura 82: Servomotor do modelo AC 750 W da Mectrol selecionado

2.10.5 Estrutura de apoio para o servomotor

Tal estrutura intermedeia o eixo de içamento com os cabos de aço que irão efetivamente erguê-lo. Esses cabos de aço são bobinados no carro da ponte rolante

adaptada. A estrutura de apoio pode ser visualizada na figura 83. Note que a estrutura irá pender através das peças com o formato de U invertido. São elas que os ganchos irão segurar.

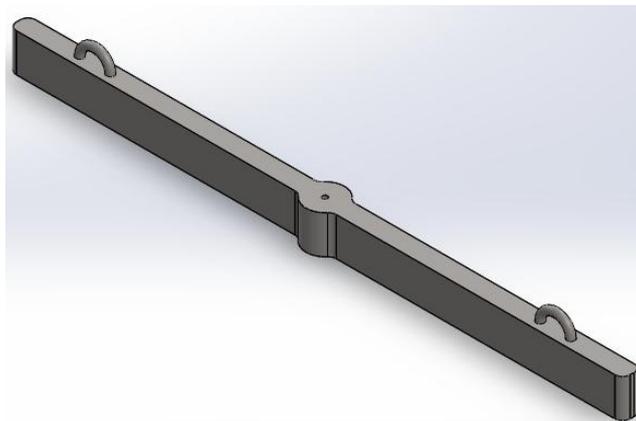


Figura 83: Estrutura de apoio para o servomotor e respectivos componentes elétricos

Como a estrutura é pequena, o cálculo da seção transversal ideal não foi pormenorizado. Assumiu-se uma seção retangular de 25 mm de largura e 50 mm de altura, que é mais do que suficiente. A figura 84 esclarece as forças atuantes na estrutura.

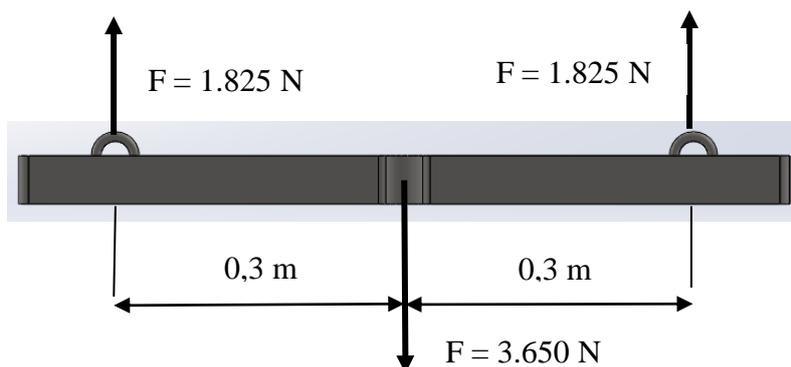


Figura 84: Diagrama de corpo livre da estrutura de apoio para o servomotor

Uma análise rápida permite concluir que o momento máximo atuante será de 547,5 Nm. Logo, a tensão normal máxima na estrutura de apoio é dada pela equação 21.

$$\sigma_{eas} = \frac{6 M_{maxeas}}{b_{eas} h_{eas}^2} = 52,6 \text{ MPa} \quad (21)$$

Já a força cortante máxima é de 1.825 N. Então, a tensão de cisalhamento máxima é dada pela equação 22.

$$\tau_{\text{eas}} = \frac{3 V_{\text{maxeas}}}{2b_{\text{eas}}h_{\text{eas}}} = 2,2 \text{ MPa} \quad (22)$$

Adotando uma metodologia conservativa para a determinação da tensão equivalente de Von Mises, tem-se que:

$$\sigma_{\text{eqeas}} = \sqrt{\sigma_{\text{eas}}^2 + 3\tau_{\text{eas}}^2} = 53 \text{ MPa} \quad (23)$$

Como o limite de escoamento para o aço carbono SAE 1020, material selecionado para a estrutura, é de 350 MPa, o fator de segurança vale 6,6, o que é aceitável. Logo, o dimensionamento está correto. O desenho técnico da estrutura é o de número 22.

2.10.6 Cabos de aço

A seleção dos cabos de aço está associada às cargas que eles sustentam. Através da tabela abaixo, que tem como base a norma ABNT NBR 6327, é possível selecionar a bitola e o tipo de cabo de aço. A carga em cada cabo de aço é de 182,5 kgf e o fator de segurança é de 8 (recomendado para pontes rolantes), o que resulta em uma carga máxima admitida no cabo de 1.460 kgf. Logo, o cabo de aço selecionado foi o AA 6x7 de 3/16", que apresenta uma carga de ruptura de 1.469 kgf conforme mostra a tabela da figura 85, extraída da norma supracitada.

BITOLA		TABELA DE PESO				TABELA IPS			
DIÂMETROS		PESO EM Kg POR METRO LINEAR				CARGAS DE RUPTURAS - RESISTÊNCIA 1770 N/mm ² (IPS) em Kgf			
Polegadas	Milímetros	6x7		6x25 e 6x41		6x7		6x25 e 6x41	
Pol.	mm	AF / AFA	AA / AACI	AF / AFA	AA / AACI	AF / AFA	AA / AACI	AF / AFA	AA / AACI
1/16"	1,59	0,012	0,013			151	163		
5/64"	1,99	0,014	0,015			236	255		
3/32"	2,38	0,019	0,021			340	367		
1/8"	3,18	0,034	0,037			604	653		
5/32"	3,97	0,054	0,061			944	1.021		
3/16"	4,76	0,078	0,086	0,088	0,097	1.359	1.469	1.351	1.457

Figura 85: Carga de ruptura de cabos de aço de acordo com o seu tipo e a sua bitola

2.10.7 Carro da ponte rolante adaptada

O carro da ponte deve ser capaz de deslocar a massa de 365 kg ao longo da viga principal. O dimensionamento do motor elétrico que irá fornecer potência para essa função não é especificado neste trabalho. O carro é ilustrado na figura 86.



Figura 86: Ilustração do carro empregado (fonte: www.celuladecarga.com.br)

O motor elétrico responsável pelo levantamento da carga deve ter potência suficiente para esta atividade. Além disso, o redutor associado deve ter uma rotação adequada. Como a força de levantamento associada a cada motor é de 1.825 N e a velocidade de elevação é de 0,5 m/s, a potência útil exigida ao motor é de 912,5 W. Tais requisitos precisam ser cumpridos pelo fornecedor da ponte rolante.

2.10.8 Viga principal

Neste momento, é importante definir a seção da viga e os requisitos técnicos do motor elétrico responsável pelo seu deslocamento. Para isso, alguns dados são fundamentais. Eles estão dispostos na tabela 19. É válido ressaltar que o dimensionamento da viga principal e o das 2 de cabeceira segue a NBR 8400 [5]. A viga principal deve ser apoiada na de cabeceira.

Tabela 19: Características construtivas da ponte rolante adaptada

Dados relevantes	Valor
Altura do levante	1 m
Comprimento estimado da viga principal	3 m
Comprimento estimado da viga de cabeceira	8 m
Carga de serviço	365 kg
Velocidade de elevação	0,5 m/s
Velocidade de translação do carro	0,5 m/s
Velocidade de translação da ponte	0,5 m/s
Tempo médio diário de funcionamento	0,25 h
Densidade linear estimada da viga	53 kg/m
Massa estimada do carro e da bobina	300 kg
Coeficiente devido ao rolamento	0,12
Número convencional de ciclos de levantamento	$6,3 \times 10^4$
Estado de carga	2/3
Material	Aço SAE 1020

A partir dos dados disponíveis na tabela 19, é possível calcular as solicitações mecânicas na viga principal, que possui 3 m de comprimento (nota-se que essa medida equivale à largura aproximada da cabine). As solicitações mecânicas são exibidas na tabela 20.

Tabela 20: Solicitações mecânicas na viga principal

Solicitações	Composição	Valor
S_G	Viga da ponte	159 kg
	Carro e bobinas	300 kg
	TOTAL	459 kg
S_L	Carga de serviço	365 kg
	Coefficiente dinâmico	1,3
	TOTAL	475 kg
S_H	Carga nas rodas	824 kg
	Coefficiente devido ao rolamento	0,12
	TOTAL	99 kg
M_x	Número convencional de ciclos	$6,3 \times 10^4$
	Estado de carga	2/3
	TOTAL	1

A carga real é dada pela equação 24 abaixo.

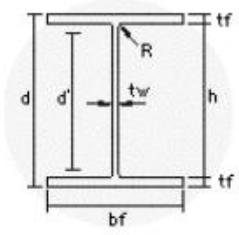
$$\text{Carga real} = (S_L + S_H + S_G) \times M_x = 1.033 \text{ kg} = 10.330 \text{ N} \quad (24)$$

A situação crítica é aquela em que essa carga é aplicada no centro da viga, isto é, a 1,5 m de suas extremidades. Isso gera um momento máximo de 7.748 Nm. Por norma, a flecha admissível corresponde a 1/800 do comprimento da viga, isto é, a 0,00375 m. O módulo de elasticidade do material empregado é de 200 GPa. Logo, o momento de inércia mínimo da viga deve ser de:

$$I_{vp} = \frac{P_{vp} L_{vp}^3}{G F_{admvp}} \frac{1}{480} = 775 \text{ cm}^4 \quad (25)$$

O perfil I selecionado foi o W 150 x 18,0 da Gerdau Açominas. Esse perfil apresenta um momento de inércia em relação ao eixo x de 939 cm^4 e uma densidade linear de 18 kg/m. Esse valor é inferior aos 53 kg/m assumidos anteriormente, o que

resulta em cargas reais ainda menores. O perfil selecionado se encontra destacado na figura 87.



Perfis I e H

d = altura externa do perfil
d' = altura livre da alma
h = altura interna
bf = largura da aba
tf = espessura da aba
tw = espessura da alma
R = raio da concordância

BITOLA mm x kg / m	Massa Linear Kg / m	d mm	bf mm	ESPESSURA		h mm	d' mm	Área cm ²	EIXO X - X			
				tw mm	tf mm				I _x cm ⁴	W _x cm ³	r _x cm	Z _x cm ³
W 150 x 13,0	13,0	148	100	4,3	4,9	138	118	16,6	635	85,8	6,18	96,4
W 150 x 18,0	18,0	153	102	5,8	7,1	139	119	23,4	939	122,8	6,34	139,4
W 150 x 22,5 (H)	22,5	152	152	5,8	6,6	139	119	29,0	1229	161,7	6,51	179,6
W 150 x 24,0	24,0	160	102	6,6	10,3	139	115	31,5	1384	173,0	6,63	197,6
W 150 x 29,8 (H)	29,8	157	153	6,6	9,3	138	118	38,5	1739	221,5	6,72	247,5

Figura 87: Tabela de perfis laminados I de pequenas bitolas (fonte: Gerdau Açominas)

Através das dimensões dadas na figura 87, é possível calcular a tensão máxima na viga. A maior distância vertical da linha neutra é de 0,0765 m, enquanto que o momento de inércia é de $0,94 \times 10^{-5} \text{ m}^4$. Para um momento máximo de 7.748 Nm, tem-se que:

$$\sigma_{\text{maxvp}} = \frac{M_{\text{maxvp}} c_{\text{vp}}}{I_{\text{vp}}} = 63 \text{ MPa} \quad (26)$$

Esta tensão é bem inferior à tensão admissível de 234 MPa para o caso de equipamentos em serviço normal sem vento, cujo fator de segurança é de 1,5. Logo, o dimensionamento da viga está correto. Uma vez que a carga real é de 10.330 N, o coeficiente de resistência ao rolamento é assumido como sendo 0,025, a velocidade de translação do carro é de 0,5 m/s e o motor elétrico responsável por essa translação tem um rendimento estimado de 75%, a potência deste motor deve ser de:

$$P_{\text{mcar}} = \frac{F_{\text{car}} R_{\text{car}} V_{\text{car}}}{\eta_{\text{mcar}}} = 172 \text{ W} \quad (27)$$

2.10.9 Viga de cabeceira

A viga de cabeceira, pela tabela 19, apresenta 8 m de comprimento e deve ser apoiada na estrutura central da cabine (caso seja de aço, que é o material assumido no dimensionamento) ou deve ser colada na mesma (caso seja de fibra de carbono, que também é uma opção). Assumindo uma densidade linear de 53 kg/m, sua massa corresponde a 424 kg. Adicionando esse valor à carga real da viga principal, que é de 1.033 kg, a carga real na viga de cabeceira se torna 1.457 kg, ou 14.570 N. Portanto, o momento máximo é de 29.140 Nm. Aplicando a equação 25, tem-se que o momento de inércia é de 7.771 cm⁴.

O perfil I selecionado foi o HP 250 x 62,0 (H) da Gerdau Açominas. Esse perfil apresenta um momento de inércia em relação ao eixo x de 8.728 cm⁴ e uma densidade linear de 62 kg/m. Esse valor é superior aos 53 kg/m assumidos anteriormente, o que resulta em cargas reais maiores. No entanto, essa variação não comprometerá o projeto. O perfil selecionado se encontra destacado na figura 88.

BITOLA mm x kg/m	Massa Linear Kg/m	d	b _f	ESPESSURA		h	d'	Área cm ²	EIXO X - X			
				t _w	t _f				I _x cm ⁴	W _x cm ³	r _x cm	Z _x cm ³
				mm	mm							
W 200 x 86,0 (H)	86,0	222	209	13,0	20,6	181	157	110,9	9498	855,7	9,26	984,2
W 250 x 17,9	17,9	251	101	4,8	5,3	240	220	23,1	2291	182,6	9,96	211,0
W 250 x 22,3	22,3	254	102	5,8	6,9	240	220	28,9	2939	231,4	10,09	267,7
W 250 x 25,3	25,3	257	102	6,1	8,4	240	220	32,6	3473	270,2	10,31	311,1
W 250 x 28,4	28,4	260	102	6,4	10,0	240	220	36,6	4046	311,2	10,51	357,3
W 250 x 32,7	32,7	258	146	6,1	9,1	240	220	42,1	4937	382,7	10,83	428,5
W 250 x 38,5	38,5	262	147	6,6	11,2	240	220	49,6	6057	462,4	11,05	517,8
W 250 x 44,8	44,8	266	148	7,6	13,0	240	220	57,6	7158	538,2	11,15	606,3
HP 250 x 62,0 (H)	62,0	246	256	10,5	10,7	225	201	79,6	8728	709,6	10,47	790,5
W 250 x 73,0 (H)	73,0	253	254	8,6	14,2	225	201	92,7	11257	889,9	11,02	983,3

Figura 88: Tabela de perfis laminados I de médias bitolas (fonte: Gerdau Açominas)

Através das dimensões dadas na figura 88, é possível calcular a tensão máxima na viga. A maior distância vertical da linha neutra é de 0,123 m, enquanto que o momento de inércia é de $8,7 \times 10^{-5} \text{ m}^4$. Para um momento máximo de 29.140 Nm, tem-se que:

$$\sigma_{\max vp} = \frac{M_{\max vc} c_{vc}}{I_{vc}} = 41 \text{ MPa} \quad (26)$$

Esta tensão é bem inferior à tensão admissível de 234 MPa para o caso de equipamentos em serviço normal sem vento, cujo fator de segurança é de 1,5. Logo, o dimensionamento da viga está correto. Uma vez que a carga real é de 14.570 N, o coeficiente de resistência ao rolamento é assumido como sendo 0,025, a velocidade de translação da viga principal é de 0,5 m/s e o motor elétrico responsável por essa translação tem um rendimento estimado de 75%, a potência deste motor deve ser de:

$$P_{mvp} = \frac{F_{vp} R_{vp} V_{vp}}{\eta_{mvp}} = 243 \text{ W} \quad (27)$$

Como a massa das vigas de cabeceira é alta, sugere-se que seu material seja substituído para fibra de carbono, apresentando 1/5 da massa que teria caso fosse feita de aço. Não há perda de rigidez e nem de confiabilidade. Esta nova viga poderia também ser colada com adesivos na estrutura central da cabine, detalhada no capítulo 5. Outro ponto importante é que se assumiu um conjunto carro-bobinas de 300 kg, valor que pode ser bem menor na realidade. Este trabalho sugere que sejam verificados com os fabricantes a verdadeira massa do carro com as bobinas.

Capítulo 3

Sistema de propulsão da cabine

O projeto do sistema de propulsão da cabine de alta velocidade deve apresentar uma série de requisitos de ordem técnica, normativa e financeira. Em relação às características técnicas do sistema, pode-se afirmar que ele deve ser confiável e resistente, de forma que os esforços aos quais seus mecanismos e constituintes estarão submetidos sejam inferiores a um limite previamente estabelecido (dado pelas propriedades do material selecionado e pelo fator de segurança adotado).

O projeto também deve considerar a possibilidade de realização de uma manutenção preventiva periódica na máquina e eventuais manutenções preditivas. Por isso, ele deve ser acessível à equipe que realizará os ajustes e reparos necessários ao bom e correto funcionamento do sistema. Outro aspecto importante é que, para que o sistema de propulsão possa ser produzido, um detalhamento do método de união (temporária ou permanente) e da montagem dos elementos deve ser feito. Esse detalhamento garante uma melhor visualização de como trazer para a realidade o que foi concebido e assumido em projeto.

O sistema de propulsão deve ser capaz de acelerar a cabine até que ela atinja uma determinada velocidade. Tem-se como objetivo que a cabine viaje, no máximo, a 200 m/s. Apesar desse valor ser alto e ambicioso, ele não deixa de ser realístico, uma vez que não haverá atrito com o solo e haverá um pequeno arrasto causado pelo escoamento do ar rarefeito no interior do tubo sobre a superfície da cabine.

Para que a velocidade de 200 m/s seja alcançada, o sistema desenvolvido conta com quatro subsistemas principais e um auxiliar. Os subsistemas principais envolvem ar comprimido, óleo em alta pressão e um conjunto de molas. O subsistema auxiliar diz respeito às movimentações adicionais que devem ocorrer para o carregamento e o descarregamento das mercadorias na cabine e para sua condução ao mecanismo de propulsão inicial. Todos eles devem estar integrados espacial e temporalmente e serão pormenorizados ao longo do capítulo.

3.1 Subsistema de propulsão por um conjunto de molas

A propulsão inicial da cabine será dada por um conjunto de molas e por óleo em alta pressão. Em relação ao conjunto de molas, sabe-se que a energia potencial dada pela sua compressão será posteriormente transformada em energia cinética após a liberação do sistema, que deve ser feita de modo rápido e sem promover um atrito demasiado adicional. Apenas através do conjunto de molas, pretende-se acelerar a cabine a uma velocidade de 10 m/s, que é o que se pretende atingir apenas com o subsistema de molas. Assumindo que a massa total a ser acelerada é de 5.000 kg, tem-se que a energia cinética da cabine será de 250 kJ. O esquema da figura 89 busca esclarecer como se dá a propulsão por molas.

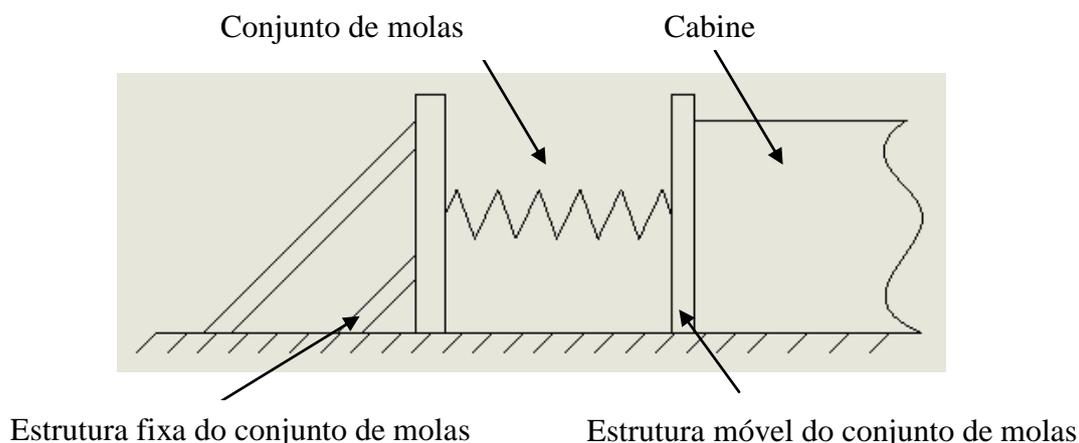
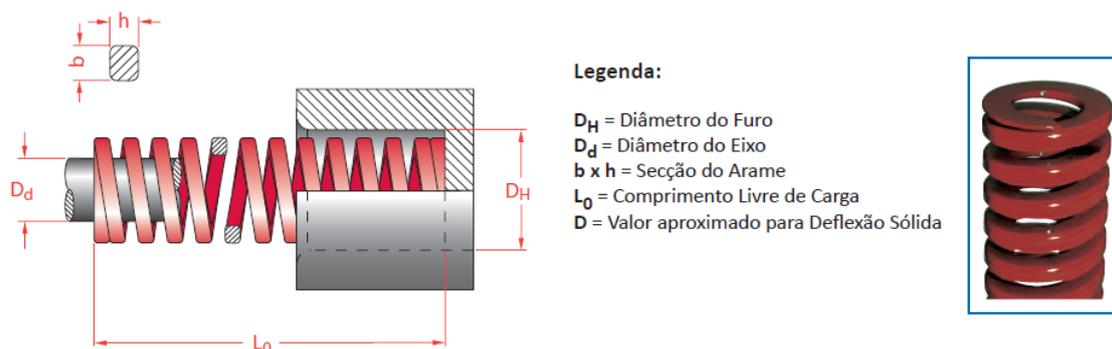


Figura 89: Esquema do subsistema de propulsão por molas

3.1.1 Dimensionamento do conjunto de molas

3.1.1.1 Seleção das molas

Conforme abordado anteriormente, o conjunto de molas deve ser capaz de armazenar 250 kJ de energia. Para isso, selecionou-se 324 molas do modelo R 63 - 305 da Polimold. Suas especificações técnicas são destacadas na figura 90. Em suma, elas apresentam uma rigidez de 128 N/mm, um deslocamento máximo admissível de 122,4 mm e uma força elástica máxima de 15.667 N.



D _H	D _d	b x h	L ₀ mm	Referência	Rigidez N / mm	20 %		25 %		30 %		D Aprox.	
						mm	N	mm	N	mm	N	mm	N
63	38	11,6 x 12,3	76	R 63 - 76	618	15,2	9394	19,0	11742	22,8	14090	24,7	15265
			89	R 63 - 89	515	17,8	9167	22,3	11485	26,7	13751	30,0	15450
			102	R 63 - 102	438	20,4	8935	25,5	11169	30,6	13403	35,1	15374
			115	R 63 - 115	370	23,0	8510	28,8	10656	34,5	12765	37,5	13875
			127	R 63 - 127	333	25,4	8458	31,8	10589	38,1	12687	45,9	15285
			152	R 63 - 152	269	30,4	8178	38,0	10222	45,6	12266	56,5	15199
			178	R 63 - 178	226	35,6	8046	44,5	10057	53,4	12068	66,8	15097
			203	R 63 - 203	198	40,6	8039	50,8	10058	60,9	12058	78,8	15602
			254	R 63 - 254	155	50,8	7874	63,5	9843	76,2	11811	101,7	15763
			305	R 63 - 305	128	61,0	7808	76,3	9766	91,5	11712	122,4	15667

Figura 90: Especificações técnicas principais do modelo de mola selecionado da Polimold (extraído do seu catálogo)

A partir da constante elástica da mola e de sua contração máxima, é possível calcular a energia armazenada por cada uma através da equação 28.

$$E_{mc} = k_{mc} \frac{x_{maxmc}^2}{2} = 959 \text{ J} \quad (28)$$

Como é necessário no mínimo 250 kJ de energia para acelerar o veículo até 10 m/s, são empregados ao todo 324 molas que totalizam 311 kJ de energia armazenada. Essa quantidade máxima de molas também foi definida a partir do espaço disponível e do orçamento do projeto, visto que ambos são limitados.

Admite-se uma perda de energia de 20% proveniente do atrito entre os componentes mecânicos. Logo, a velocidade máxima teórica alcançada pela cabine somente através do conjunto de molas é de aproximadamente 10 m/s, o que é desejável. Essa velocidade foi determinada a partir do fato de 80% da energia armazenada pelas molas ser convertida em cinética e 20% ser perdida.

3.1.1.2 Conjunto de molas

É válido ressaltar o método de associação das molas às estruturas que as sustentam. Essa associação é consolidada pelos cilindros que as cercam, os quais são tratados no item 3.1.3.3. Tais cilindros sustentam e guiam as molas, além de impedirem sua flambagem.

Há duas estruturas principais que sustentam o conjunto de molas. Uma é fixa e diz respeito àquela que não sofre diretamente o esforço de compressão. A outra estrutura é móvel e intermedeia o conjunto de molas com a cabine. Como as molas são carregadas paulatinamente, não serão considerados esforços dinâmicos em nenhum dos componentes mecânicos projetados.

Todo o dimensionamento e as análises devem levar em consideração as dimensões de cada mola e a sua localização nas estruturas fixa e móvel. Tais estruturas certamente sofrerão grandes esforços em virtude da força necessária de compressão, os quais são avaliados no próximo item. Em suma, o dimensionamento do subsistema foi realizado de forma que as tensões estimadas fossem menores do que a admissível, evitando assim qualquer deformação plástica indesejável.

3.1.2 Estrutura móvel do conjunto de molas

A estrutura móvel acompanha as molas ao longo de sua contração e são deslocadas pela movimentação da cabine. O deslocamento da cabine, por sua vez, é proporcionado pelo conjunto de transmissão de potência detalhado no item 3.1.4. Cada mola exerce uma força máxima de 15.667 N na estrutura móvel, detalhada na figura 91 a seguir. No entanto, esse carregamento não irá exercer nenhuma tensão relevante na estrutura, visto que sua massa é relativamente baixa e ela é livre para se deslocar pelos trilhos da estrutura fixa.

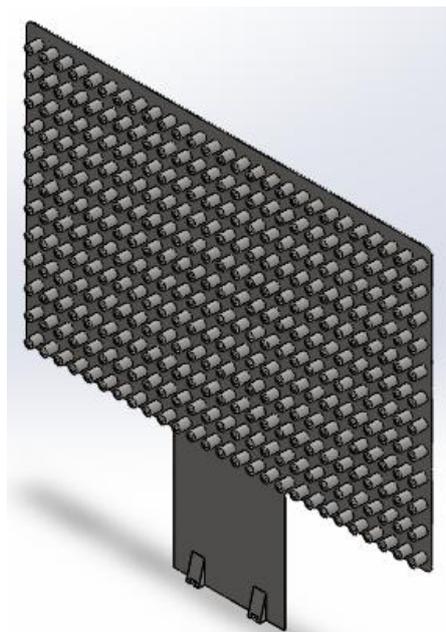


Figura 91: Estrutura móvel do conjunto de molas

No momento em que as molas retornam à sua posição inicial ($x = 0$), a estrutura móvel toca o conjunto de amortecedores, os quais a desaceleram e dissipam a energia do subsistema. Os amortecedores empregados se encontram pormenorizados no item 3.1.6. A estrutura móvel é detalhada no desenho técnico 23 e é de aço carbono SAE 1020. Nota-se que a sua placa principal apresenta 1,52 m de lado e 1/4" de espessura.

3.1.3 Estrutura fixa do conjunto de molas

A estrutura fixa é basicamente composta por hastes inclinadas de apoio, uma placa base, cilindros de sustentação das molas e trilhos para o deslocamento da estrutura móvel. Todos esses componentes são devidamente unidos por meio de soldas. A estrutura fixa é exibida na figura 92 e ela deve ser posicionada e soldada em uma placa horizontal, a qual não se encontra especificada neste trabalho.

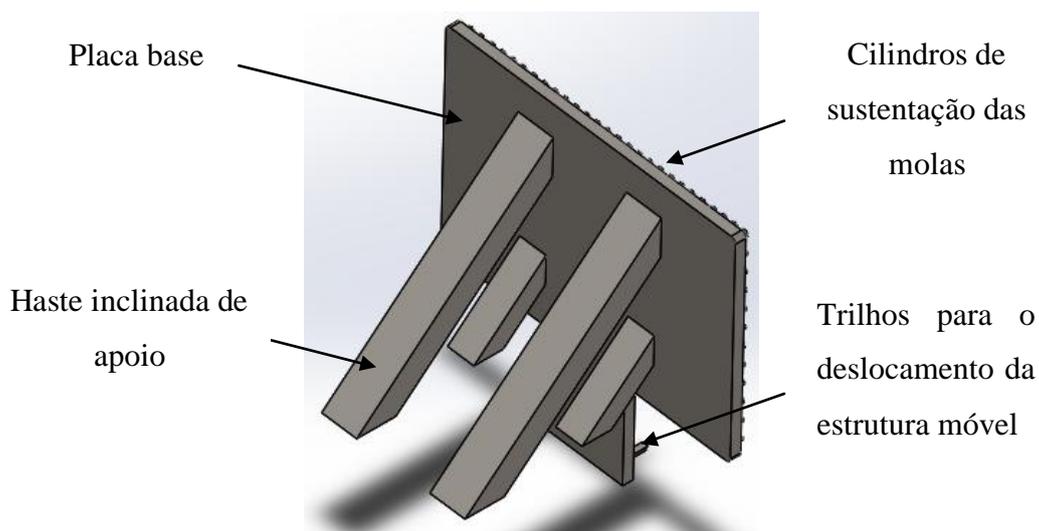


Figura 92: Estrutura fixa do conjunto de molas

3.1.3.1 Haste inclinada de apoio

A haste deve estar posicionada a 45° em relação à horizontal. Como são quatro hastes (como se pode verificar na figura 92), em que duas delas têm aproximadamente 2,42 m de comprimento e as outras duas têm 0,81 m. Para a condição crítica, isto é, para o momento em que as molas se encontram totalmente carregadas, a força em cada haste corresponde a 1/4 da força elástica máxima. As 324 molas geram, ao todo, uma força máxima de 5.076 kN. Logo, cada haste suporta 1.269 kN. A figura 93 representa o diagrama de corpo livre das hastes.

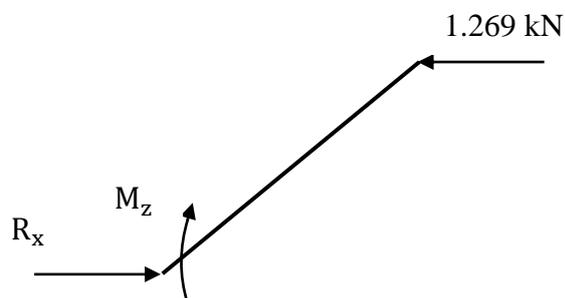


Figura 93: Diagrama de corpo livre das hastes

Como cada haste possui um comprimento diferente, o momento M_z também varia. Para as hastes menores, o momento máximo atuante é de 723.330 Nm. Para as hastes maiores, o momento máximo é de 2.170.000 Nm. A força cortante máxima será a mesma para todas as hastes, e equivale a 897.000 N.

Assumindo um lado de 0,4 m para as hastes maiores, tem-se que a tensão normal máxima é de:

$$\sigma_{h\text{maior}} = \frac{6M_{h\text{maior}}}{a_{h\text{maior}}^3} = 203 \text{ MPa} \quad (29)$$

Já a tensão de cisalhamento máxima é de:

$$\tau_{h\text{maior}} = \frac{3V_{h\text{maior}}}{2a_{h\text{maior}}^2} = 8,4 \text{ MPa} \quad (30)$$

Com isso, adotando uma metodologia conservativa para a tensão equivalente de Von Mises, tem-se que:

$$\sigma_{eqh\text{maior}} = \sqrt{\sigma_{h\text{maior}}^2 + 3\tau_{h\text{maior}}^2} = 204 \text{ MPa} \quad (31)$$

O material selecionado para todas as hastes é o aço SAE 1040, cujo limite de escoamento é de 415 MPa. Logo, o fator de segurança para o projeto das hastes maiores é de aproximadamente 2, o que é aceitável. Por outro lado, assumindo um lado de 0,3 m para as hastes menores, tem-se que a tensão normal máxima é de:

$$\sigma_{h\text{menor}} = \frac{6M_{h\text{menor}}}{a_{h\text{menor}}^3} = 161 \text{ MPa} \quad (32)$$

Já a tensão de cisalhamento máxima é de:

$$\tau_{h\text{menor}} = \frac{3V_{h\text{menor}}}{2a_{h\text{menor}}^2} = 15 \text{ MPa} \quad (33)$$

Com isso, adotando uma metodologia conservativa para a tensão equivalente de Von Mises, tem-se que:

$$\sigma_{eqh\text{menor}} = \sqrt{\sigma_{h\text{menor}}^2 + 3\tau_{h\text{menor}}^2} = 163 \text{ MPa} \quad (34)$$

Logo, o fator de segurança para o projeto das hastes menores é de aproximadamente 2,5, o que é aceitável. O desenho técnico 24 representa as hastes maiores. As hastes menores são similares às maiores, com a única diferença que seu comprimento médio é de 0,81 m ao invés de 2,42 m.

3.1.3.2 Placa base

Por definição de projeto, a placa base projetada deve apresentar espessura de 4". A partir desses dados, foi realizada uma simulação em SolidWorks da distribuição de tensões na estrutura utilizando o Método dos Elementos Finitos. Os resultados da simulação são apresentados na figura 94.

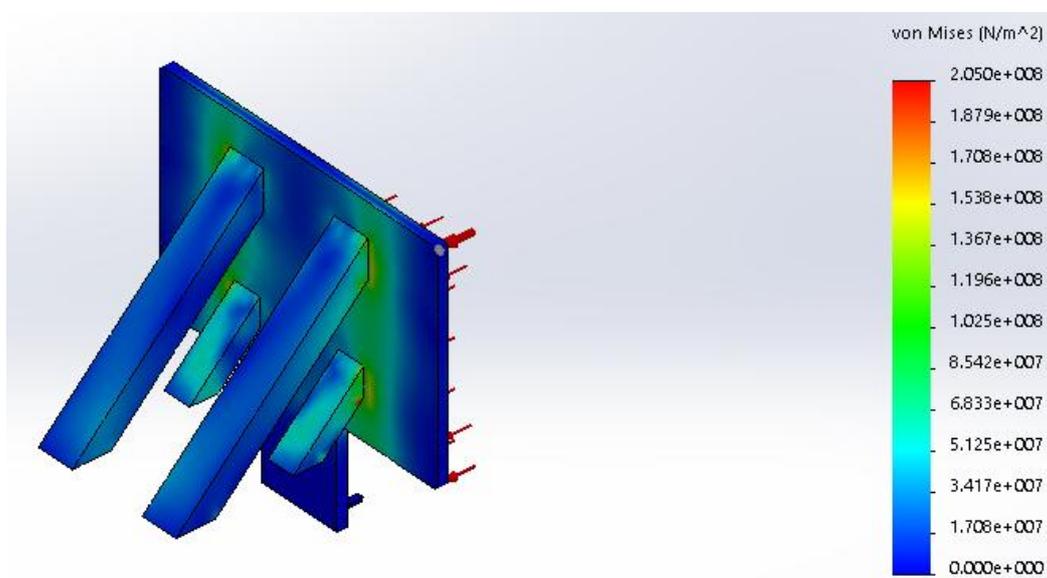


Figura 94: Distribuição de tensões na estrutura fixa do conjunto de molas

Como pode ser visto, a tensão máxima encontrada é de 205 MPa. Para uma placa de aço SAE 1040, cujo limite de escoamento é de 415 MPa, o fator de segurança é de 2, o que é aceitável.

3.1.3.3 Cilindros de sustentação das molas

O dimensionamento de tais cilindros deve levar em consideração o comprimento final das molas. Pela tabela da figura 90, o comprimento inicial é de 305 mm, enquanto que o final é de 182,6 mm (o que corresponde a um alongamento máximo admissível de

122,4 mm). Como o comprimento final é de 182,6 mm, cada cilindro deve ter uma altura de 91,3 mm. Isto se deve ao fato de haver 324 cilindros soldados na estrutura fixa e outros 324 soldados na estrutura móvel (vide figuras 91 e 92).

Já o diâmetro interno dos cilindros externos tem que ser igual aos 63 mm estipulados pelo fabricante das molas. O diâmetro externo desses cilindros é de 70 mm, por definição de projeto (que assume que o peso das molas é pequeno). Por outro lado, o diâmetro externo dos cilindros internos é de 38 mm e o interno é de 31 mm.

3.1.3.4 Trilhos para o deslocamento da estrutura móvel

O dimensionamento de tais trilhos segue o do rasgo na região inferior da estrutura móvel. Além disso, eles não sofrem tensões relevantes e devem sempre ser lubrificados, o que diminui a perda de energia durante o processo de aceleração da cabine. Esse componente deve ser soldado na região inferior da placa base.

3.1.4 Carregamento da mola

O carregamento de todas as molas é realizado por conjuntos que envolvem motor elétrico, redutor de velocidade, parafuso sem fim, engrenagens cilíndricas de dentes retos, acoplamento mecânico, mancais e suportes. A figura 95 representa um esquema do conjunto responsável pelo carregamento das molas. Ao todo, são empregados 10 desses conjuntos no carregamento das molas (vide item 3.1.4.2 para a justificativa da quantidade de conjuntos necessários). Todos eles devem ser posicionados em uma placa horizontal, a qual não é especificada neste trabalho.

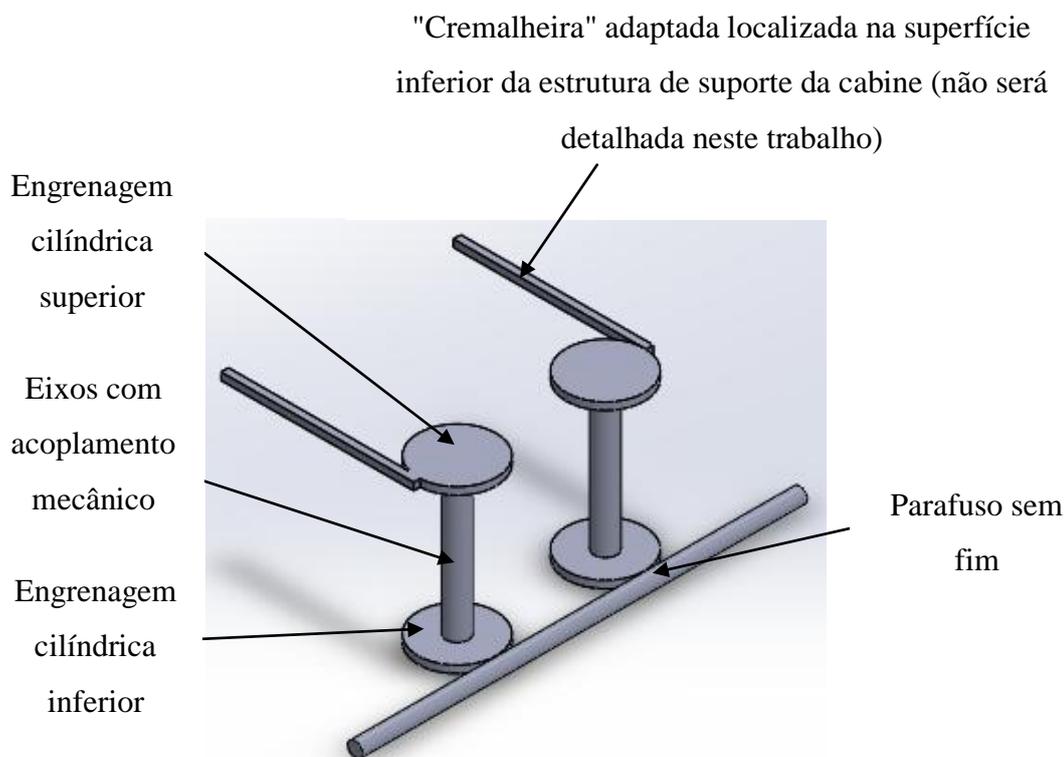


Figura 95: Conjunto responsável pelo carregamento das molas

3.1.4.1 Dimensionamento das engrenagens e do parafuso sem fim

Para o dimensionamento das engrenagens cilíndricas de dentes retos, escolheu-se inicialmente um valor para o módulo e para o número de dentes das engrenagens. O número de dentes selecionado foi de 30 e o módulo de 25 mm. As equações fundamentais empregadas podem ser encontradas em [2]. Uma análise de tensões e desgaste completa é abordada no item 3.1.4.3. O código do anexo A18 calcula os parâmetros relevantes das engrenagens e do parafuso sem fim, os quais são exibidos nas tabelas 21 e 22 abaixo.

Tabela 21: Parâmetros fundamentais das engrenagens cilíndricas para o carregamento das molas

Parâmetros	Valor
Módulo	25 mm
Número de dentes	30
Diâmetro primitivo	750 mm
Diâmetro externo	800 mm
Diâmetro interno	687,5 mm
Adendo	25 mm
Dedendo	31,25 mm
Passo do dente	78,54 mm
Largura da engrenagem	250 mm

Tabela 22: Parâmetros fundamentais do parafuso sem fim para o carregamento das molas

Parâmetros	Valor
Passo axial	78,54 mm
Diâmetro primitivo	65 mm
Ângulo de avanço	21,04°
Ângulo de pressão	20°
Adendo	28,93 mm
Dedendo	28,93 mm

3.1.4.2 Motor elétrico e redutor de velocidades

Os motores elétricos selecionados devem fornecer potência suficiente para comprimir todas as 324 molas. Como a força elástica máxima de cada mola é de 15.667 N (vide figura 90), a força elástica total das molas é de 5.076 kN. Por definição de projeto, elas deverão ser comprimidas em aproximadamente 60 s, o que resulta em uma velocidade de compressão de 0,002 m/s. A potência necessária é dada pela equação 35, para um rendimento de 75% (dado pelas perdas mecânicas de transmissão).

$$P_{nmcm} = \frac{F_{cm}v_{cm}}{\eta_{mcm}} = 13.536 \text{ W} \quad (35)$$

A velocidade tangencial desejada na engrenagem cilíndrica é de 0,002 m/s, o que equivale a 0,05 RPM. Cada rotação do sem fim equivale a 1/30 de cada rotação da engrenagem cilíndrica. Logo, a rotação do sem fim é de 1,5 RPM, que deve ser a rotação máxima do redutor. As especificações do motor elétrico e do redutor selecionados se encontram destacadas na figura 96, extraída do catálogo da Geremia Redutores.

MODELO	RED	T máx. (Nm)	1700 RPM - MOTOR 4P 60 Hz				
			Pe (cv)	Pe (kW)	MT (Nm)	RPM	Fs
GC95 GC45 /2R	451.75	13000	7.50	5.50	12883	3.76	1.01
	504.97	13000	6.00	4.50	11270	3.37	1.15
	600.17	13000	5.00	3.70	11162	2.83	1.16
	719.61	13000	4.00	3.00	10707	2.36	1.21
	875.72	13000	3.00	2.20	9772	1.94	1.33
	1008.17	13000	3.00	2.20	11250	1.69	1.16
	1174.32	13000	2.00	1.50	8736	1.45	1.49
	1310.91	13000	2.00	1.50	9752	1.30	1.33
	1528.51	13000	2.00	1.50	11371	1.11	1.14
	1660.37	13000	2.00	1.50	12352	1.02	1.05
	1812.33	13000	1.50	1.10	10112	0.94	1.29
	1989.72	13000	1.50	1.10	11101	0.85	1.17

Figura 96: Especificações técnicas do motorreductor selecionado (extraídas do catálogo da Geremia Redutores)

O modelo selecionado é o GC45 / 2R, que apresenta 1,5 kW de potência e 1,45 RPM de rotação. Para que os requisitos de potência sejam cumpridos, são necessários 10 motores elétricos (ou 10 conjuntos responsáveis pelo carregamento - vide figura 95). O torque fornecido pelo redutor é de 8.736 Nm e o raio primitivo do parafuso sem fim é de 32,5 mm. Logo, a força tangencial no sem fim é de 268.800 N. Manipulando a equação 10, tem-se que a força tangencial total nas duas engrenagens associadas ao sem fim é de 601.310 N.

Ao todo, os dez motores elétricos são capazes de proporcionar uma força de 6 MN para a compressão das molas, o que é superior aos 5 MN necessários. Logo, o motor elétrico e o redutor de velocidades associado foi selecionado corretamente.

3.1.4.3 Análise de tensões nos dentes da engrenagem cilíndrica

Tensões associadas à flexão dos dentes das engrenagens cilíndricas e ao seu desgaste superficial precisam ser levantadas para garantir que elas foram dimensionadas corretamente. Utilizou-se a metodologia difundida pela AGMA que é abordada em [2]. Todas as tensões foram calculadas pelo código do anexo A19 e se exibem na tabela 23.

Tabela 23: Análise de tensões nas engrenagens cilíndricas responsáveis pelo carregamento das molas

Tensões	Valor
Tensão AGMA	269 MPa
Limite de resistência à fadiga	332 MPa
Desgaste superficial	605 MPa
Critério de desgaste	871 MPa

Como a tensão AGMA é inferior ao limite de resistência à fadiga e o desgaste superficial é menor do que o critério de desgaste, o dimensionamento das engrenagens cilíndricas de dentes retos está correto. Logo, assume-se que o projeto dos parafusos sem fim também estejam corretos, uma vez que seu dimensionamento foi baseado no das próprias engrenagens.

3.1.5 Instabilidades prováveis durante a propulsão

Indubitavelmente, a intensa transferência de energia das molas à cabine gera calor às peças próximas e também vibrações prejudiciais à estabilidade do conjunto subsistema de propulsão - cabine. Para isso, um sistema de amortecimento das vibrações indesejáveis deve ser desenvolvido. Igualmente, um revestimento térmico da cabine se mostra fundamental para que o calor gerado pelos processos de propulsão não prejudiquem a estrutura e tampouco as mercadorias transportadas.

3.1.6 Amortecimento de vibrações

O amortecimento de vibrações é fundamental para a redução do impacto e para retornar um corpo para um estado de equilíbrio estático. Esse amortecimento leva à dissipação de energia do sistema e, portanto, pode estar associado a um aumento na temperatura local. A modelagem do amortecedor e do sistema de amortecimento em si deve levar em conta a energia a ser dissipada necessária. A figura 97 mostra a visão frontal do sistema de amortecimento de forma simplificada. O projeto da estrutura que irá sustentar os amortecedores deve ser feito em conjunto com o projeto dos próprios amortecedores pelo fornecedor. Em virtude disso, ele não é escopo deste trabalho.

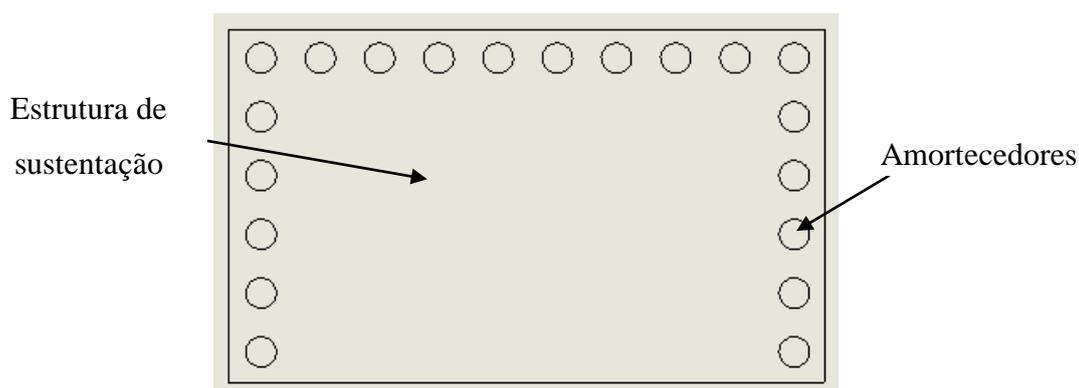


Figura 97: Visão frontal simplificada do sistema de amortecimento

O conjunto de amortecimento deve dissipar toda a energia cinética da estrutura móvel. Como ela tem 692 kg e atinge uma velocidade teórica de 10 m/s, sua energia cinética é de 34.600 J. Por definição de projeto, o tempo de dissipação deve ser de 0,5 s, o que significa que a taxa deve ser de 69.200 J/s. O curso máximo dos amortecedores deve ser maior do que 122,4 mm, que equivale à máxima deflexão das molas. Por projeto, são empregados ao todo 20 amortecedores, o que implica dizer que cada um deles deve dissipar no mínimo 3.460 J/s, ou 12,5 MJ/hr.

A partir de todos esses requisitos, selecionou-se 20 amortecedores hidráulicos do modelo OEM 4.0M x 4 da Enidine, que se encontra destacado na figura 98.

Modelo nº	Curso mm	E_T Max. Nm/c	E_{T-C} Max. Nm/hr	Tipo de Amorteci- mento
	1 in. = 25.4mm	1 in.-lb. = .11 Nm		
OEMXT 2.0M x 2	2.00	20,000	2,400,000	C
OEM 3.0M x 2	2.00	20,000	3,290,000	C
OEMXT 1 1/8 x 4	4.00	40,000	3,200,000	C
OEMXT 2.0M x 4	4.00	40,000	3,200,000	C
OEM 4.0M x 2	2.00	34,000	13,300,000	C
OEM 3.0M x 3.5	3.50	35,000	5,770,000	C
OEMXT 1 1/8 x 6	6.00	60,000	3,730,000	C
OEMXT 2.0M x 6	6.00	60,000	3,730,000	C
OEM 3.0M x 5	5.00	50,000	8,260,000	C
OEM 3.0M x 6.5	6.50	65,000	10,750,000	C
OEM 4.0M x 4	4.00	68,000	16,000,000	C
OEM 4.0M x 6	6.00	102,000	18,600,000	C
OEM 4.0M x 8	8.00	136,000	21,300,000	C
OEM 4.0M x 10	10.00	170,000	24,000,000	C

Figura 98: Especificações técnicas do modelo de amortecedor selecionado (extraído do catálogo da Enidine)

Pela tabela da figura 98, a energia máxima dissipada é de 16 MJ/hr, ou 4.444 J/s, para cada amortecedor (o que totaliza 89.000 J/s). Isto significa que o tempo de absorção de energia da estrutura móvel é de 0,4 s. Como o tempo total de desaceleração é o dobro do tempo de absorção pelo amortecedor hidráulico, uma vez que a estrutura realiza um movimento periódico e portanto toca os amortecedores apenas durante metade do período de oscilação, a desaceleração da estrutura móvel irá durar 0,8 s.

3.2 Subsistema de propulsão hidráulica

Além da associação de molas detalhada anteriormente, a propulsão inicial da cabine também é dada através de um fluido pressurizado que irá exercer uma força na cabine, a empurrando para frente. Para isso, bombas centrífugas serão utilizadas. Essas bombas se fazem especificadas neste capítulo, bem como toda a tubulação. Em seguida, o projeto estrutura de captação do óleo do túnel será discutido.

O sistema de propulsão hidráulica irá impactar diretamente no dimensionamento da cabine, que precisa suportar os esforços gerados pela pressão do fluido pressurizado. Todos os componentes desenvolvidos devem ser resistentes às tensões decorrentes do escoamento do fluido, evitando falhas que comprometam todo o sistema.

Em linhas gerais, a análise da propulsão hidráulica pode ser dividida em algumas vertentes. Primeiro, deve-se estimar a altura manométrica necessária para o movimento da cabine e, em seguida, selecionar uma bomba capaz de fornecer essa carga, mesmo

que eventuais perdas venham a ocorrer. A bomba apresenta uma curva característica que associa a sua vazão com a sua altura manométrica. Conseqüentemente, a carga na linha pode ser averiguada.

A segunda vertente do projeto envolve mapear e especificar todos os tubos, acessórios e equipamentos que irão compor a tubulação responsável por transportar o fluido para a estrutura da cabine ao qual ele entra em contato. Essa estrutura é detalhada no capítulo 5 e foi projetada para resistir à alta pressão do fluido.

A terceira e última vertente do projeto do subsistema de propulsão hidráulica diz respeito à cinética da cabine, que inclui a averiguação do seu posicionamento ao longo do tempo, para que a propulsão seja eficiente e controlada. É válido salientar que o intuito do projeto não é detalhar com elevado rigor toda a tubulação, mas sim promover uma visão geral acerca do seu dimensionamento e componentes necessários. O esquema da figura 99 busca esclarecer como se dá a propulsão hidráulica da cabine. O objetivo geral desse subsistema é acelerar por si só a cabine até 20 m/s.

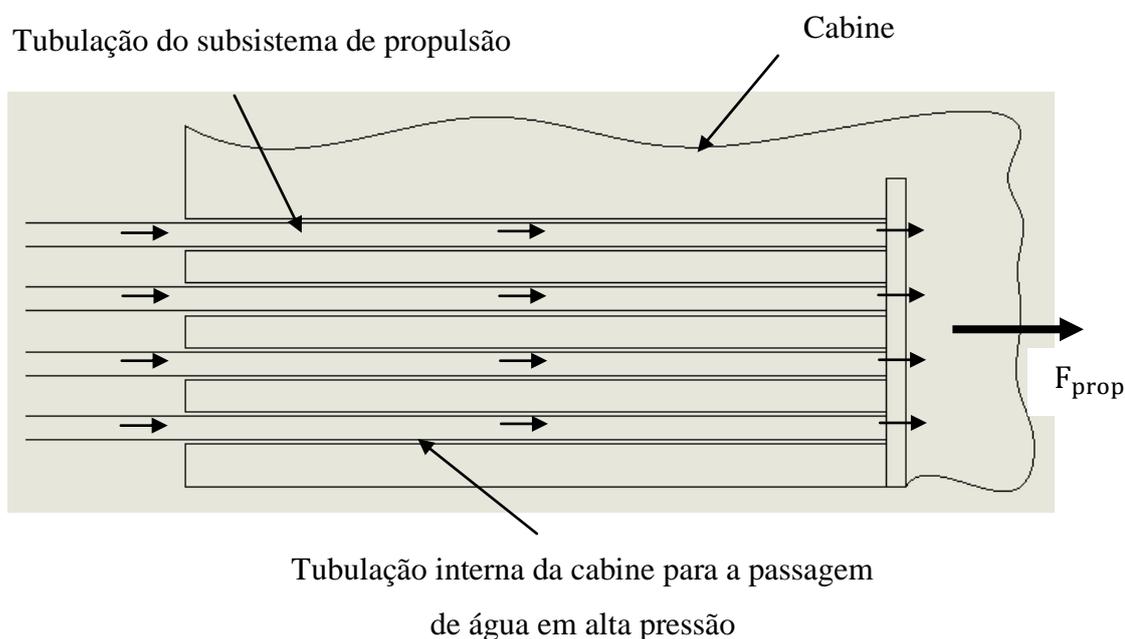


Figura 99: Esquema representativo da propulsão hidráulica da cabine

3.2.1 Análise geral da propulsão por fluido pressurizado

A água em alta pressão exerce dois papéis na tubulação interna da cabine: causa uma pressão inicial na extremidade dessa tubulação e cria um arrasto de toda a estrutura. Para que o arrasto seja alto, é necessário que uma bomba centrífuga de alta

vazão seja selecionada. No entanto, essa vazão não pode ser extremamente alta porque isso implicaria em grandes perdas. A seleção da bomba de alta vazão se faz descrita no item 3.2.2.2.

Por outro lado, uma alta vazão está associada a uma diminuição na altura manométrica da bomba centrífuga. Conseqüentemente, a pressão na extremidade da tubulação interna da cabine seria prejudicada. Para solucionar esse problema, optou-se por posicionar os dois reservatórios de água a aproximadamente 60 m de altura. Isso aumenta a altura manométrica de sucção da bomba, o que, conseqüentemente, beneficia a pressão final do fluido.

Em linhas gerais, no momento em que todo o conjunto de molas atinge sua contração máxima, fluido em alta pressão deve ser liberado para preencher a tubulação interna da cabine. Assim que todo esse preenchimento se completar, o que deve levar alguns segundos, um sensor de vazão irá detectar uma rápida queda na vazão. Nesse momento, o acoplamento mecânico associado ao conjunto de molas é liberado, o que permite que a cabine seja acelerada.

Idealmente, enquanto que o conjunto de molas foi desenvolvido com o intuito de fornecer energia à cabine para acelerá-la do repouso até 10 m/s, o subsistema hidráulico deve fornecer energia suficiente para acelerá-la até 20 m/s. Ou seja, o trabalho a ser realizado (que corresponde à variação de energia cinética) individualmente pelo subsistema hidráulico deve ser de aproximadamente 1 MJ. Como o comprimento das tubulações internas da cabine (descritas no capítulo 5) é de aproximadamente 14 m, a força de propulsão média necessária do subsistema hidráulico é de:

$$F_{pmsh} = \frac{W_{sh}}{L_{tic}} = 71.429 \text{ N} \quad (36)$$

Essa força deve ser indiretamente garantida por 8 bombas centrífugas. Logo, cada uma delas deve gerar, em média, uma força de propulsão média de 8.929 N. Essa força é garantida pelo conjunto de tubulações através da pressão do fluido e de seu poder de arrasto.

3.2.2 Tubulações empregadas no sistema de propulsão hidráulica

3.2.2.1 Visão geral da tubulação

O desenho em perspectiva isométrica de uma metade simétrica da tubulação é exibido na figura 100. É importante salientar que esse esquema é duplicado na realidade. Nele, é possível observar que serão empregadas bombas centrífugas, tubos, redutores, curvas, tês, válvulas de gaveta e um reservatório. A quantidade de cada componente necessária para o projeto se encontra na tabela 24. Eles serão abordados com maior detalhe nos próximos itens. Além disso, o projeto das estruturas que sustentam os tubos antes de seu contato com a cabine não é detalhado neste trabalho.

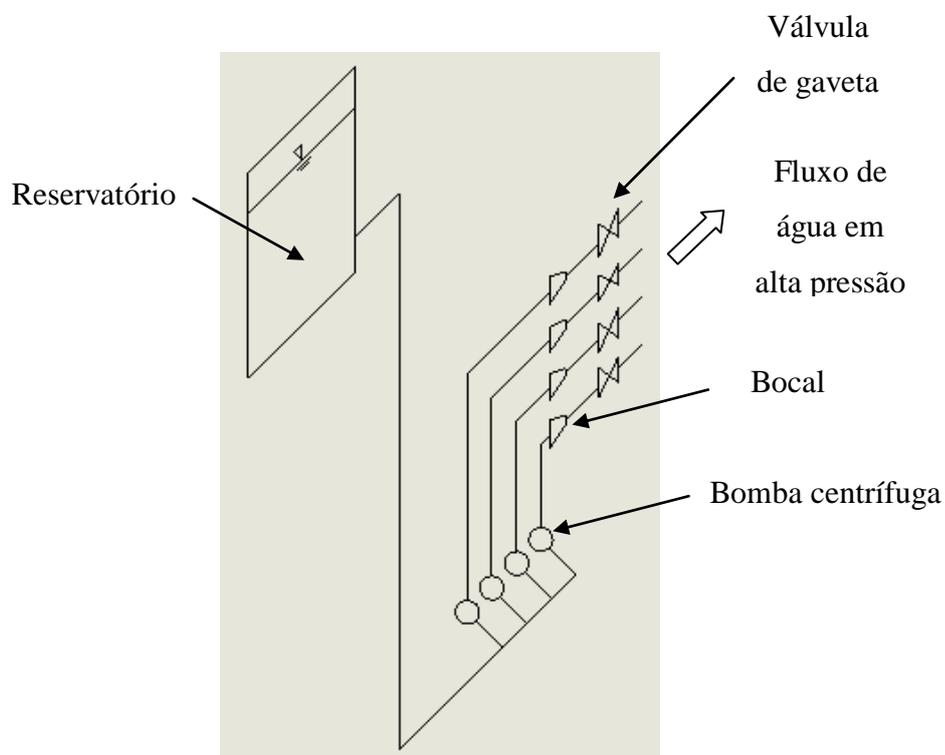


Figura 100: Perspectiva isométrica de metade da tubulação do subsistema de propulsão hidráulica

Tabela 24: Resumo dos componentes da tubulação do subsistema de propulsão hidráulica

Componente	Quantidade
Joelho a 90°	14
Tê	6
Tubo	52
Bomba centrífuga	8
Bocal	8
Válvula de gaveta	8
Reservatório	2

3.2.2.2 Bomba centrífuga

Estima-se que a massa total da cabine carregada seja em torno de 5 toneladas. Para que toda essa massa possa ser acelerada até uma velocidade desejada, uma força externa precisa ser aplicada em um certo intervalo de tempo, provocando um impulso da cabine. Essa força é parcial e indiretamente gerada por bombas centrífugas, as quais são capazes de aumentar a pressão do fluido que passa por ela. Por definição de projeto, o subsistema em questão deve contar com 8 bombas.

Para a seleção do modelo da bomba centrífuga, utilizou-se o gráfico apresentado na figura 101 e metodologia proposta em [3]. A bomba selecionada deve apresentar uma alta vazão e uma média altura manométrica. A vazão estimada é de 600 m³/h, enquanto que a altura manométrica é de 120 m. Logo, o modelo MegaCPK 200-500, de 1.750 RPM, satisfaz essas condições. O fabricante é a KSB.

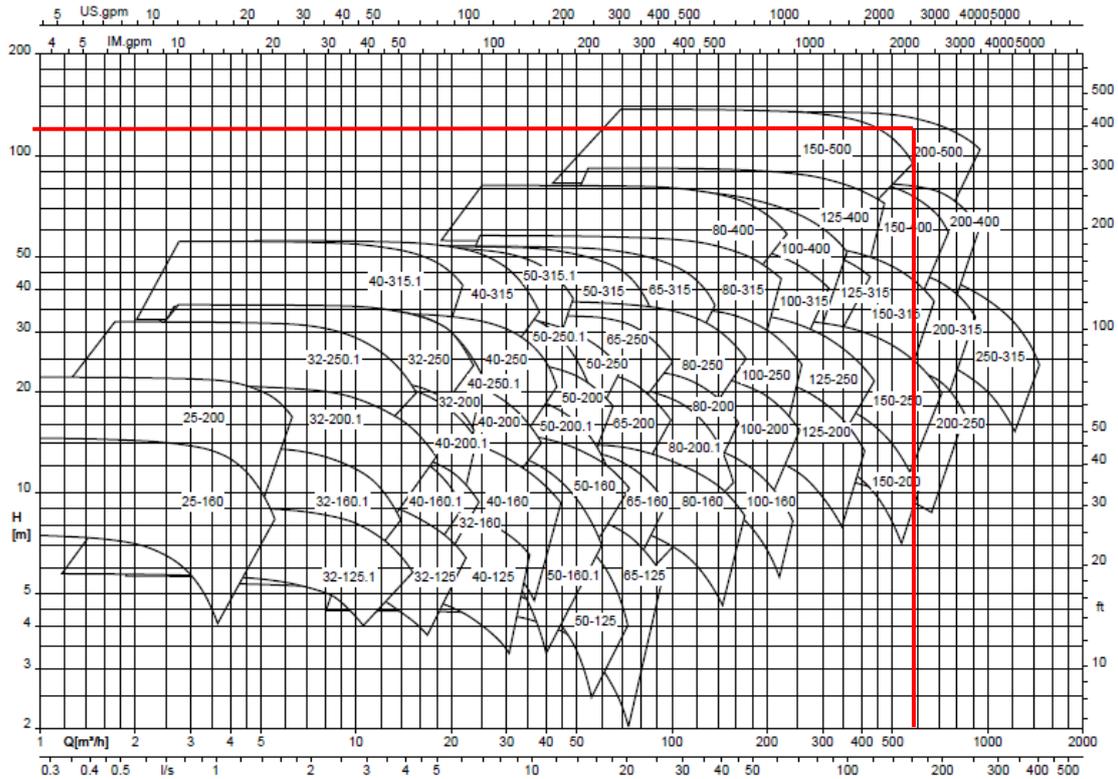


Figura 101: Gráfico para a seleção da bomba centrífuga (modelo MegaCPK, de 1.750 RPM)

A curva característica da altura manométrica em função da vazão é exibida na figura 102, também extraída do catálogo da KSB. A vazão real é de 700 m³/h, enquanto que a carga real é de 120 m, para um impelidor de 504 mm de diâmetro.

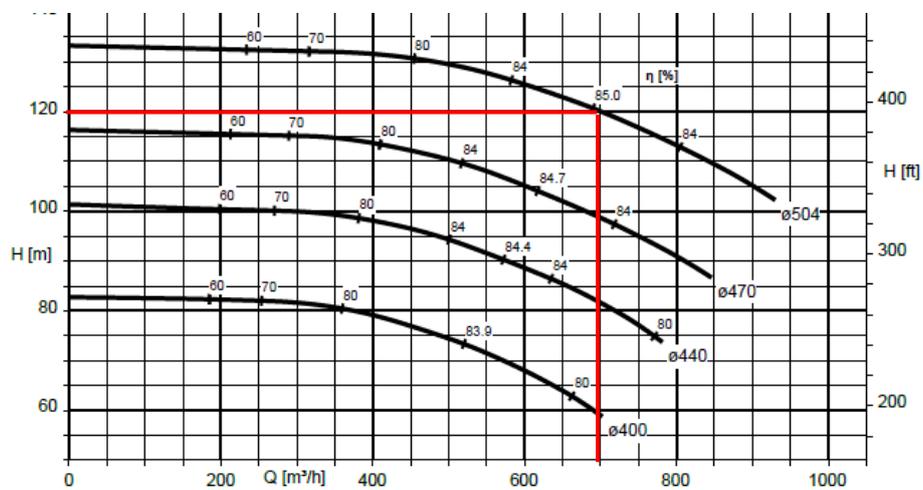


Figura 102: Curva característica H x Q da bomba (modelo MegaCPK 200-500, de 1.750 RPM)

Em suma, as especificações técnicas das bombas se exibem na tabela 25. Como a altura de sucção é alta (uma vez que o reservatório está posicionado a 62 m de altura da linha de sucção das bombas), o NPSH disponível será sempre maior do que o requerido. Pelas curvas características da bomba, também é possível determinar a sua eficiência e a sua potência para uma vazão de 700 m³/h. Todos esses valores também se encontram tabelados.

Tabela 25: Principais parâmetros de operação da bomba MegaCPK 200-500

Parâmetros	Valor
Rotação	1.750 RPM
Diâmetro do impelidor	504 mm
Vazão de operação	700 m ³ /h
Altura manométrica	120 m
Eficiência	85%
Potência	270 kW

3.2.2.3 Reservatório de água

O reservatório de água deve ter capacidade suficiente para preencher os tubos principais de propulsão exibidos na figura 100. Sabe-se que o comprimento de cada tubo é de aproximadamente 15 m. Estimando uma área de escoamento de 0,01 m², os oito tubos serão preenchidos por 1,2 m³. Como o sistema também é composto por outras tubulações e cada reservatório deve abastecer 4 desses tubos principais, assume-se que a sua capacidade deve ser de 50 m³ (ou 50.000 L).

Ao todo, serão dois reservatórios selecionados do catálogo da Fortmetal, que segue a norma NBR 7821/83 da ABNT. O modelo escolhido é o cilíndrico vertical com fundo cônico, cuja vista lateral pode ser vista na figura 103. Ele deve apresentar ao menos uma entrada e uma saída.

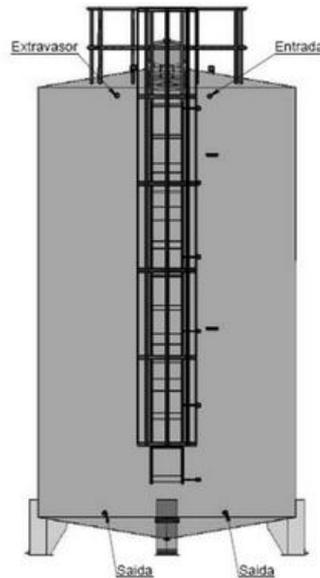


Figura 103: Reservatório cilíndrico vertical (extraído do sítio eletrônico da Fortmetal)

Como se observa na figura 100, o reservatório deve ser posicionado a uma determinada altura da linha de sucção da bomba. Por definição de projeto, essa altura é de 62 m. O projeto da estrutura metálica responsável pela sustentação desses reservatórios não é escopo deste trabalho.

3.2.2.4 Tubos

Todos os tubos devem ser dimensionados de acordo com a sua pressão interna e com o fluido transportado. No caso em questão, o fluido é água e a pressão interna máxima assumida (sem considerar as perdas nesse momento) é de 182 mca, ou 1,82 MPa. O material do tubo segue a norma ASTM A53, que define a composição química do aço e suas propriedades mecânicas, e possui grau A. Isto implica dizer que o teor de carbono máximo do aço é de 0,25% e o seu limite de escoamento mínimo é de 210 MPa [4].

Além disso, por definição de projeto, o diâmetro nominal dos tubos posteriores à bomba centrífuga é de 8" e 4". Já o diâmetro nominal dos tubos anteriores à bomba centrífuga é de 20". Por sua vez, o diâmetro nominal dos tubos relacionados ao reuso da água é de 10".

A série dos tubos é dada pela equação 20. A pressão manométrica interna de trabalho é de 249 psig, enquanto que a tensão admissível do material (considerando um

fator de segurança de 2) é de 15.229 psi. Logo, pela equação 20, a série mínima dos tubos é de 20. Portanto, o tubo selecionado pode apresentar quaisquer das séries disponíveis comercialmente a partir de 20. Selecionou-se o valor padrão de série estabelecido pela norma ANSI B.36.10. A tabela 26 mostra os dados gerais dos tubos selecionados.

Tabela 26: Dados gerais dos tubos para condução selecionados

Dados relevantes	Tubos anteriores à bomba	Tubos posteriores à bomba	Tubos de reuso
Quantidade	28	56	28
Comprimento unitário	10 m	5 m	10 m
Diâmetro nominal	20"	4" / 8"	10"
Série (ANSI B.36.10)	20	40	40
Material	ASTM A53 Gr.A	ASTM A53 Gr.A	ASTM A53 Gr.A

Nota-se que nem todos os tubos apresentam o mesmo comprimento. Logo, são necessários alguns cortes para que os tubos se adequem ao esquema da figura 100.

3.2.2.5 Conexões

As conexões devem seguir o dimensionamento dos tubos. Em outras palavras, elas devem ter diâmetro nominal de 4", 8", 10" e 20". Conforme sugerido em [4], para ligações nos extremos da tubulação onde for exigida facilidade de desmontagem, serviços severos e diâmetros de 2" ou maiores, deve-se usar ligações flangeadas (com flanges de pescoço ou de tipo anel).

3.2.2.6 Válvulas

Todas as válvulas estarão operando sob condições similares de pressão e temperatura e o respectivo serviço é de alta responsabilidade. Admite-se que a temperatura de operação seja de 50°C. De acordo com o gráfico da figura 77, para uma classe de pressão 150#, a pressão admissível é de aproximadamente 2 MPa (ou 20 kg/cm²), o que é superior à pressão absoluta de trabalho assumida de 1,82 MPa. Tal

classe de pressão foi a selecionada para todas as válvulas da tubulação em questão. Além disso, todas as válvulas devem ter diâmetros de 4", 8", 10" e 20", que correspondem aos diâmetros dos tubos aos quais estão associadas.

As válvulas são de gaveta. Quando abertas, irão permitir a passagem de fluido para a tubulação interna da cabine. Elas estão posicionadas horizontalmente, como se observa na figura 100. Todas elas são de comando automático. Elas são de aço fundido e suas extremidades são flangeadas, conforme sugerido em [4].

3.2.2.7 Tubulação para reuso da água

A tubulação para reuso da água é esquematizada na figura 104. A bomba centrífuga selecionada não precisa apresentar alta vazão. No entanto, ela deve ter carga mínima de 70 m (correspondente à altura máxima aproximada do reservatório). A bomba selecionada, portanto, deve apresentar este requisito técnico.

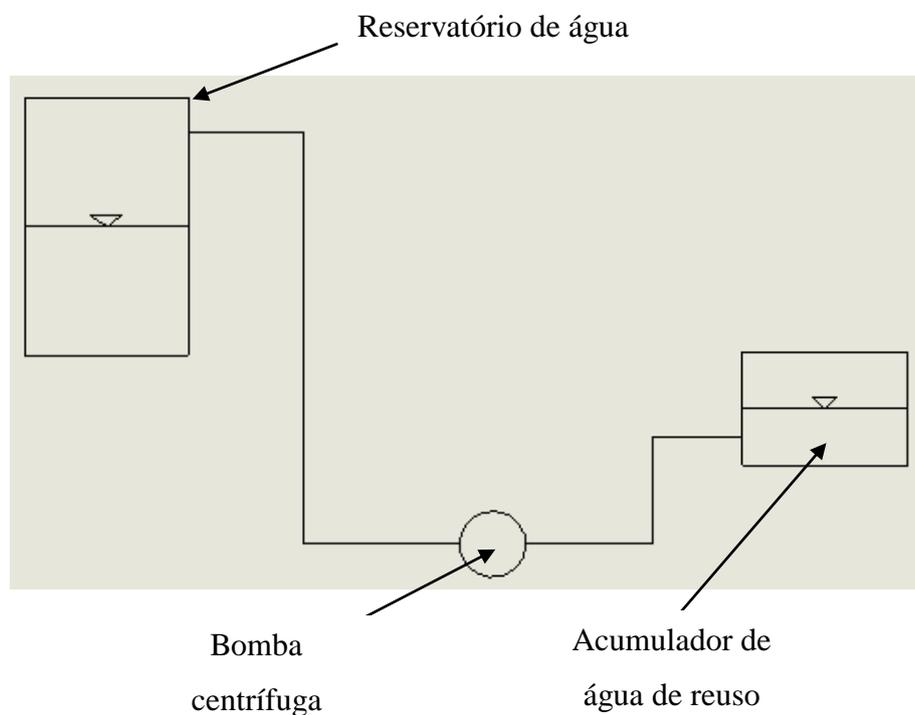


Figura 104: Esquema da tubulação para reuso da água

Com base na figura 101, o modelo da bomba selecionada é o MegaCPK 80-400, de 1.750 RPM. A curva característica da bomba pode ser vista na figura 105. O diâmetro do impelidor é de 398 mm e a vazão de operação é de 175 m³/h, o que implica

em uma altura manométrica de 72 m, o suficiente para que toda a água de reuso retorne ao reservatório.

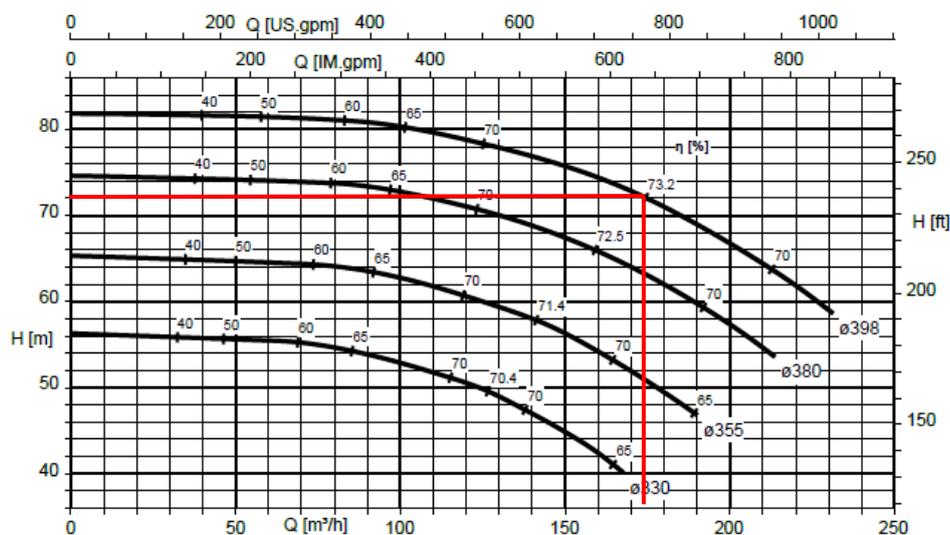


Figura 105: Curva característica H x Q da bomba centrífuga para reuso da água

3.2.3 Estudo das perdas nas tubulações e da cinética da cabine

Por fim, de posse de todos os parâmetros de escoamento fundamentais, é possível estimar a perda de carga nas tubulações e também a força de propulsão em cada instante de tempo. Como esses parâmetros mudam ao longo do tempo, uma análise global em cada instante precisa ser feita. Para isso, foi desenvolvido o código do anexo A20, cuja fundamentação teórica é abordada a seguir.

3.2.3.1 Determinação das perdas

As perdas de carga nas tubulações se dividem em dois tipo: perdas de carga normal (equação 37) e perdas de carga localizada (equação 38).

$$h_{\text{normal}} = f_{\text{tub}} \frac{L_{\text{tub}}}{d_{\text{tub}}} \frac{V_{\text{esc}}^2}{2g} \quad (37)$$

$$h_{\text{local}} = K_{ij} \frac{V_{\text{esc}}^2}{2g} \quad (38)$$

Onde f_{tub} é o fator de atrito na tubulação, L_{tub} é o comprimento equivalente da tubulação, d_{tub} é o seu diâmetro, V_{esc} é a velocidade de escoamento do fluido na seção considerada e K_{ij} é o coeficiente de perda no j -ésimo acessório referente à i -ésima bomba. A determinação do fator de atrito para aço comercial e dos coeficientes de perda são abordados com detalhes em [6].

Nota-se que o fator de atrito, na realidade, depende da vazão. No entanto, para simplificação dos cálculos, adotou-se o valor do coeficiente de atrito relativo à máxima vazão das bombas, que é de 700 m³/h. Essa abordagem é adequada uma vez que, para baixas vazões, a velocidade de escoamento é menor e, conseqüentemente, as perdas são bem menores (já que elas variam com o quadrado da velocidade). A perda total é dada pela soma das perdas normais com as localizadas.

3.2.3.2 Cinética da cabine

Antes de tudo, a determinação da força externa atuante na cabine depende da pressão do fluido ao tocá-la. Essa pressão, por sua vez, muda de intensidade com a aceleração da própria cabine. Essa pressão pode ser modelada através da equação 39, que representa a conservação de energia do sistema.

A pressão inicial P_i vale 100 kPa (ou 1 atm). Já a medida z_i representa a altura de 65 m do reservatório e é assumida como constante, visto que o volume de água deslocado é bem inferior ao volume de água do reservatório. Ademais, a altura manométrica da bomba h_{bomba} , apesar de ser variável de acordo com a vazão, também será considerada constante para fins de cálculo e vale 120 m (vide figura 102).

$$\frac{P_i}{\rho g} + z_i + h_{\text{bomba}} = \frac{P_e}{\rho g} + z_e + \frac{V_e^2}{2g} + h_{\text{perda}} \quad (39)$$

Sabe-se que z_e se refere à altura da tubulação interna da cabine associada, ou altura de saída do fluido. Essa altura é relativa a uma respectiva bomba e se exhibe na tabela 27.

Tabela 27: Altura de saída do fluido

Bomba associada	Altura de saída
1	5,19 m
2	4,96 m
3	4,73 m
4	4,50 m

A velocidade de saída V_e muda em cada instante de tempo e pode ser calculada através da solução numérica das equações 40 (para o intervalo em que o conjunto de molas e o hidráulico agem conjuntamente) e 41 (quando apenas o conjunto hidráulico é responsável pela propulsão da cabine). O modelo desenvolvido leva em consideração uma propulsão somente hidráulica.

$$m\ddot{x} + kx = F_p \quad (40)$$

$$m\ddot{x} = F_p \quad (41)$$

As perdas também são definidas em cada instante de tempo, uma vez que elas são proporcionais à velocidade de escoamento. Elas foram estimadas pelas equações 37 e 38. Por fim, através da equação 39, é possível obter a pressão de saída P_e . Por fim, com essa pressão de saída e com a área de escoamento, é possível estimar a força de propulsão hidráulica F_p .

Como condição de contorno para o problema, tem-se que a velocidade de saída inicial é nula (uma vez que a cabine se encontra parada), bem como a posição inicial. A solução do problema foi encaminhada pelo código do anexo A20. Os resultados gráficos da cinemática e da cinética da cabine são apresentados nas figuras 106 - 110.

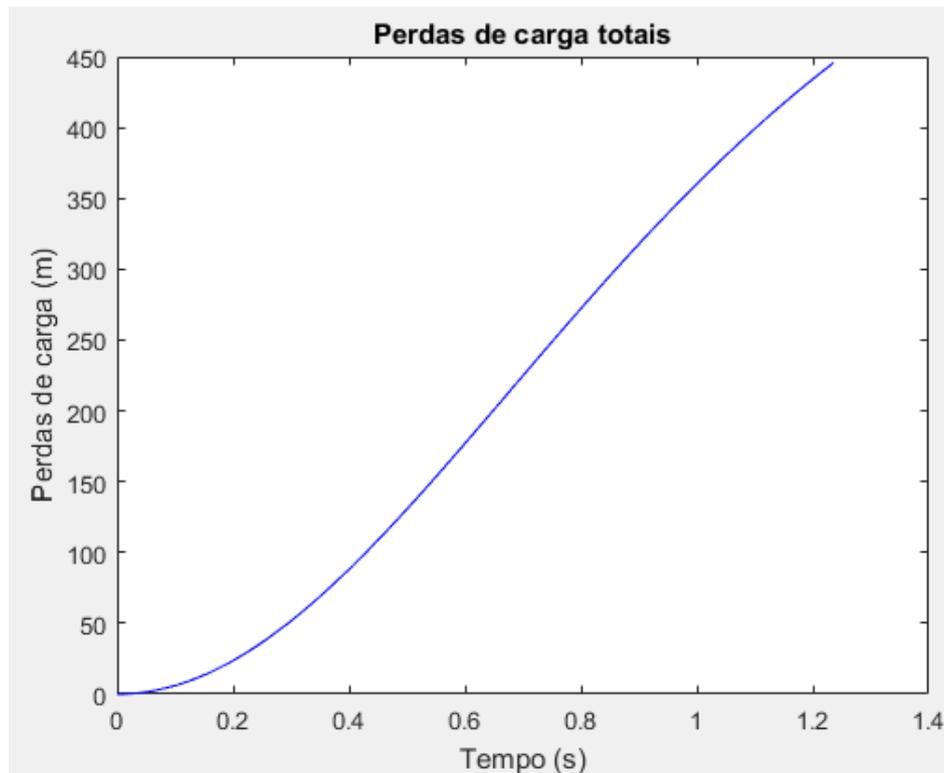


Figura 106: Perdas de carga totais

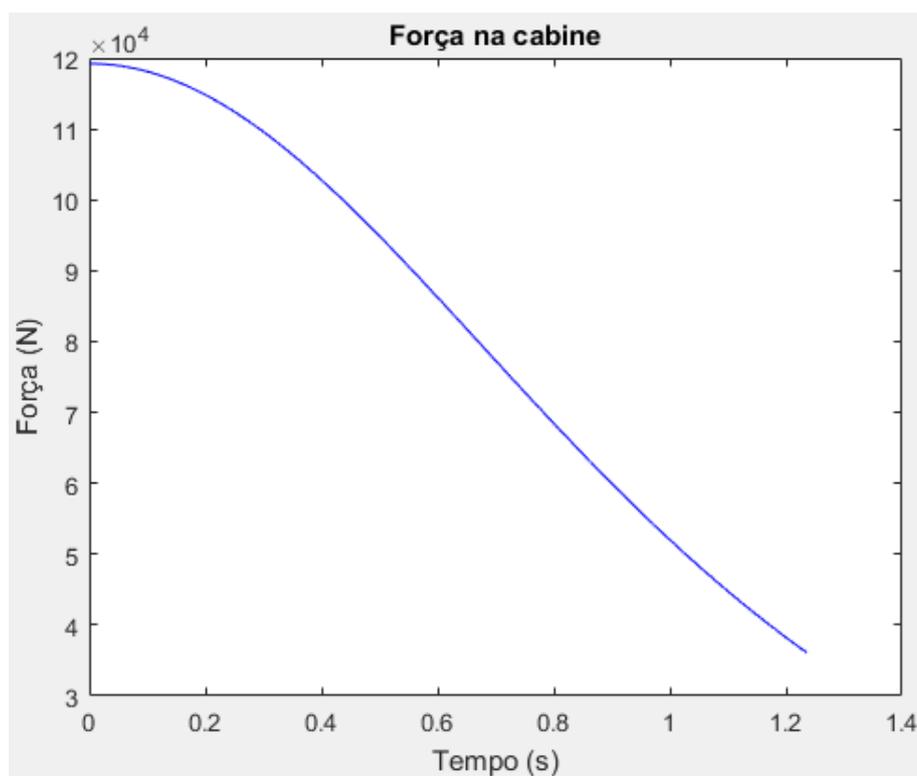


Figura 107: Força de propulsão da cabine

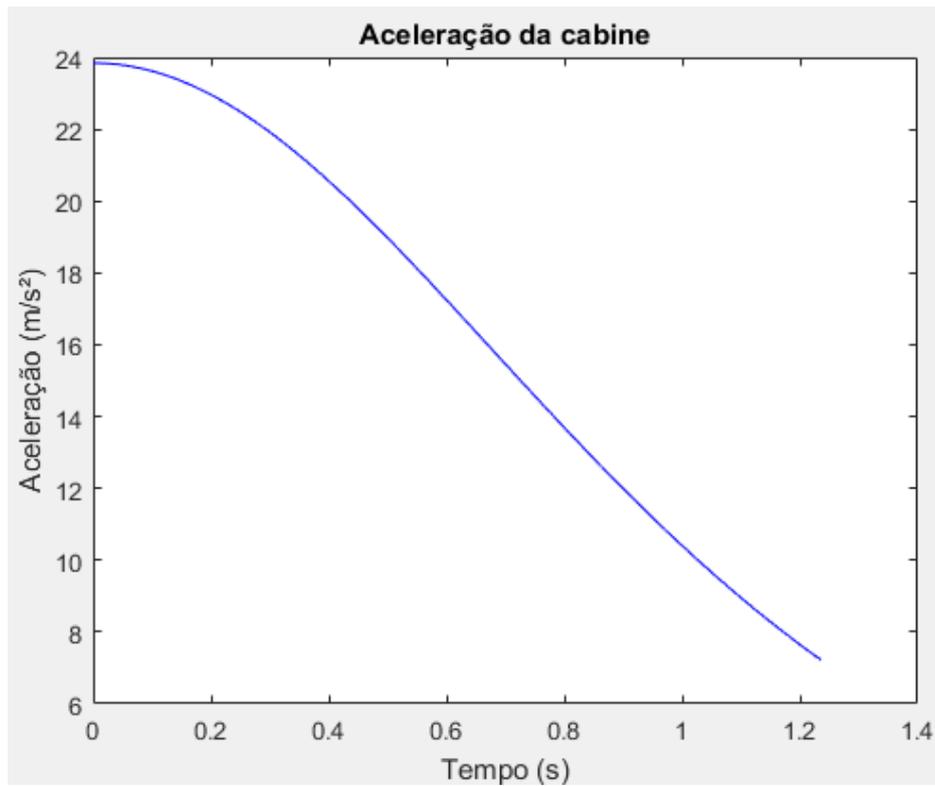


Figura 108: Aceleração da cabine

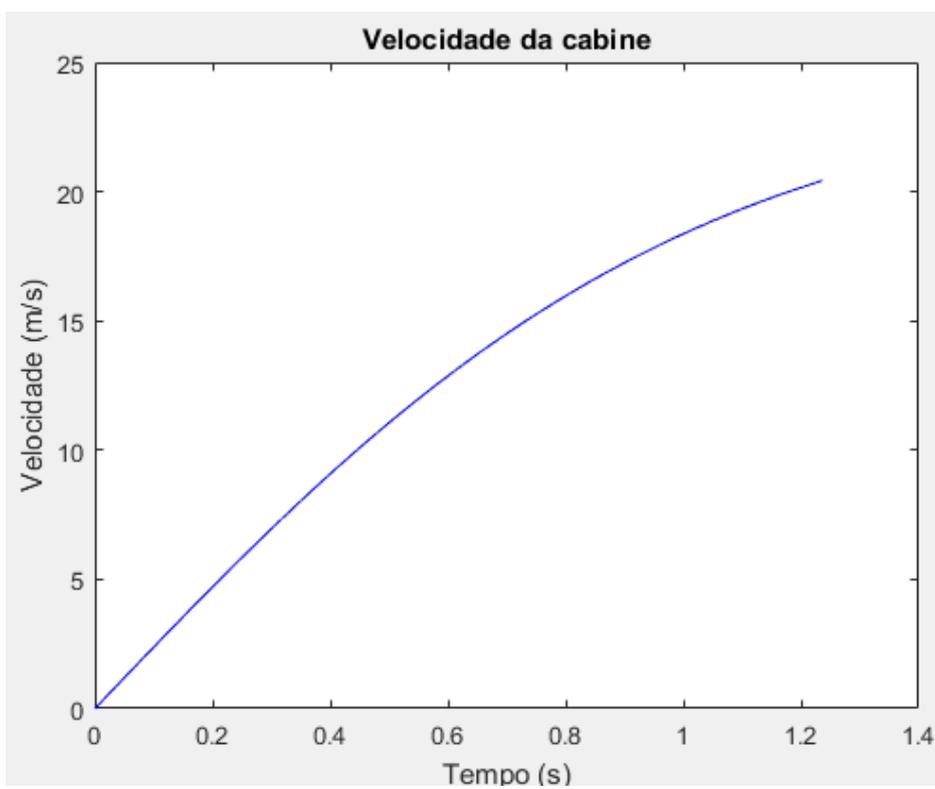


Figura 109: Velocidade da cabine

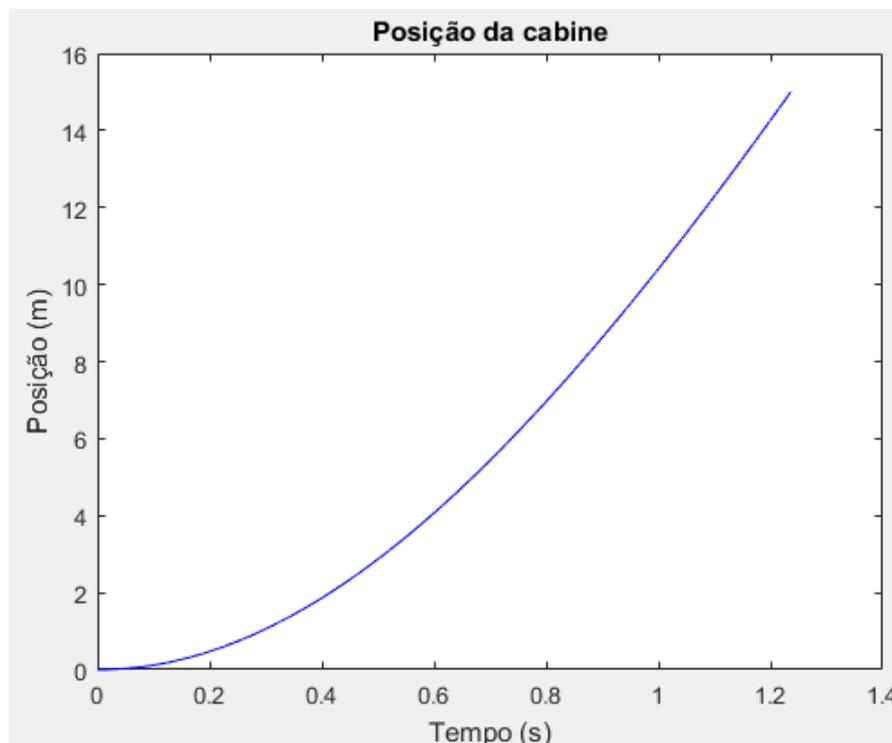


Figura 110: Posição da cabine

Através do gráfico da figura 109, é possível verificar que a velocidade máxima alcançada pela cabine através apenas da propulsão hidráulica é de 20 m/s. Note que cada bomba não irá trabalhar na vazão estimada de 700 m³/h. A vazão máxima de trabalho estimada é de 565 m³/h, visto que a velocidade máxima da cabine é de aproximadamente 20 m/s e a área da tubulação interna da cabine é de 0,008 m².

3.3 Subsistema de propulsão a ar comprimido externo

Após a propulsão inicial dada pela associação de molas e pelo subsistema hidráulico, ainda se faz necessário impulsionar a cabine ao longo de seu trajeto para que ela atinja a velocidade teórica almejada de 200 m/s. Para isso, foi desenvolvido um sistema de propulsão a ar comprimido que atuará externamente à cabine em pontos específicos distribuídos pelo túnel. Em linhas gerais, esse ar, inicialmente armazenado em um vaso de pressão, irá se chocar contra a cabine em movimento, causando sua impulsão.

O desenvolvimento desse sistema exigiu uma análise apurada das cargas aplicadas ao longo do tempo, uma vez que o regime de escoamento do ar pressurizado é transiente. Isso significa dizer que a força aplicada no respectivo mecanismo é variável.

Logo, a análise das variáveis em cada instante de tempo é fundamental para que se avalie o comportamento dinâmico da cabine. O sistema proposto neste item, apesar de custoso financeiramente (por envolver sobretudo ar comprimido), se mostra efetivo na aceleração da cabine.

Ao todo, o projeto do subsistema envolve: o dimensionamento das estruturas metálicas que serão integradas ao túnel, a especificação das tubulações que serão empregadas para o armazenamento e transporte de ar comprimido, o dimensionamento do mecanismo que irá receber as solicitações mecânicas vindas do ar pressurizado e o estudo da cinética da cabine. Uma visão esquemática do subsistema (excluindo as tubulações externas de ar comprimido) é representada na figura 111. O fluxograma da figura 112 auxilia na sua compreensão.

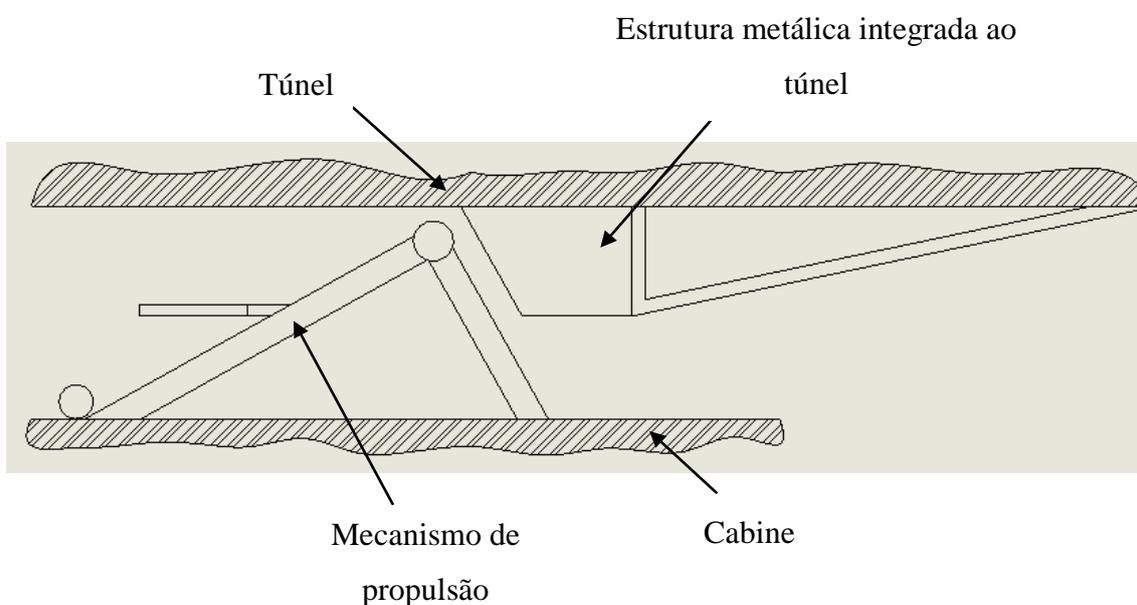


Figura 111: Visão esquemática do subsistema de propulsão a ar comprimido externo

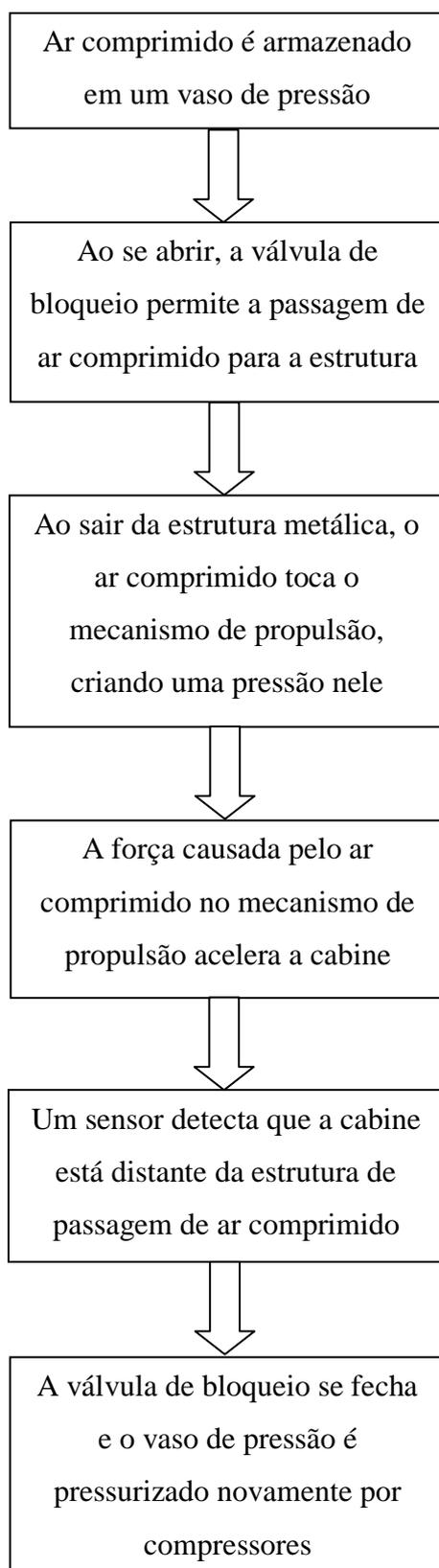


Figura 112: Fluxograma explicativo do subsistema de propulsão a ar comprimido externo

3.3.1 Estruturas metálicas integradas ao túnel

Essas estruturas estão integradas à região interna do túnel e terão duas funções principais: limitar a passagem de ar comprimido, o que diminui a sua dispersão e aumenta a sua eficiência, e acionar o mecanismo que irá receber a pressão do ar. Esse mecanismo será tratado mais a frente e é chamado de mecanismo de propulsão. O conjunto mecânico referente às estruturas metálicas pode ser visto parcialmente na figura 113. Esta figura não exhibe completamente os trilhos que irão guiar o movimento do mecanismo de propulsão.

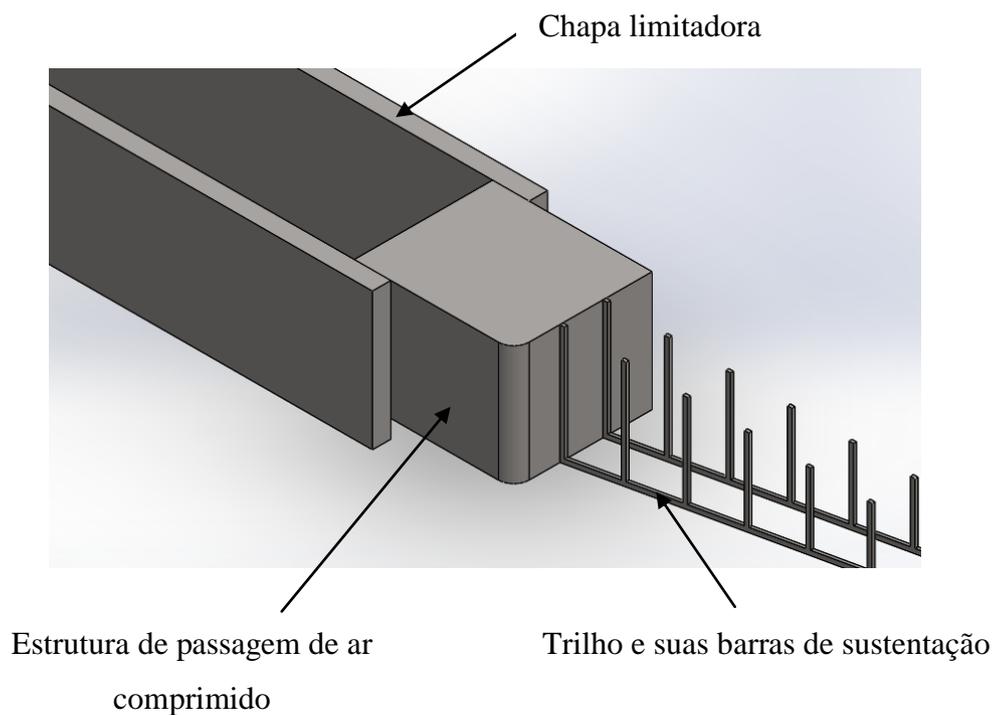


Figura 113: Estruturas metálicas integradas ao túnel

3.3.1.1 Chapa limitadora

Essa chapa foi projetada com o intuito de limitar o volume ocupado pelo ar comprimido. Seu comprimento é de 15 m, o que equivale aproximadamente ao comprimento da cabine. Há duas dessas chapas, de aço carbono SAE 1020, que devem ser soldadas na estrutura do túnel (especificada no capítulo 6). Seu desenho técnico é o de número 25.

A estimativa das tensões atuantes em cada chapa foi feita através de uma simulação em SolidWorks, cujos resultados principais podem ser visualizados na figura 114. Essa simulação mostra que, para uma pressão interna assumida de 1,2 MPa, a tensão equivalente máxima é de 148 MPa. Este valor é aceitável, visto que o limite de escoamento do material é de 350 MPa e o fator de segurança adotado é de 2, o que implica em uma tensão admissível de 175 MPa.

Na realidade, a pressão será apreciavelmente menor em decorrência das perdas ao longo da estrutura de passagem do ar comprimido. Para a simulação exibida na figura 114, a face superior e a lateral direita foram consideradas como sendo fixas, isto é, elas não apresentam nenhuma deformação. Isto porque elas são soldadas na estrutura do túnel e na estrutura de passagem de ar comprimido, respectivamente.

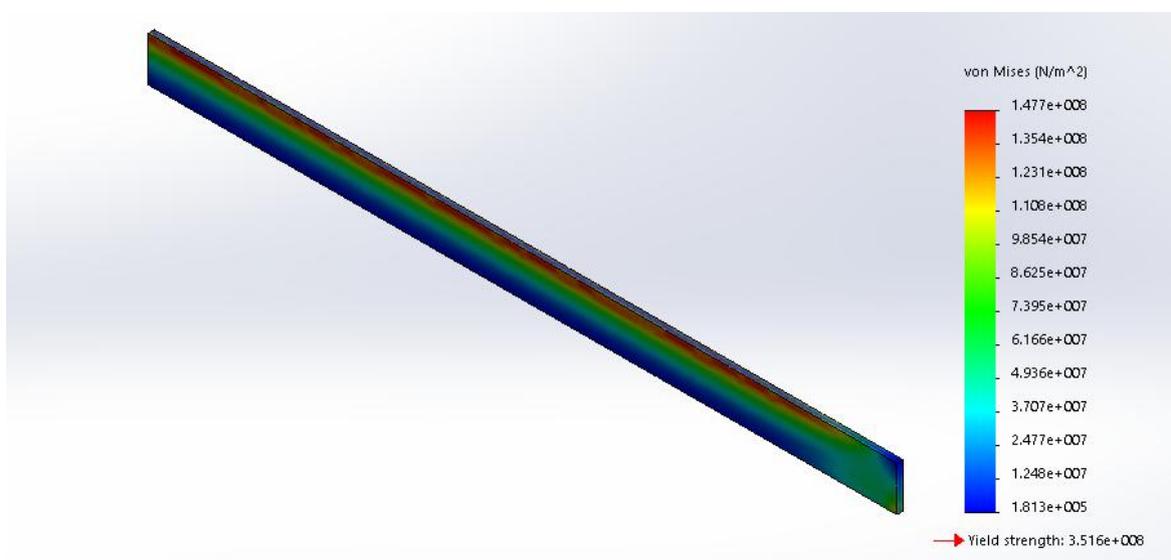


Figura 114: Distribuição de tensões na chapa limitadora

3.3.1.2 Estrutura de passagem de ar comprimido

Essa estrutura também deve ser soldada no túnel. Sugere-se que a sua fabricação envolva o processo de fundição. Nota-se que ela possui um orifício. É através dele que o ar comprimido irá passar e atingir o mecanismo de propulsão. Como a curva em 90 graus do orifício é o local em que os esforços são maximizados, a espessura mínima da estrutura será avaliada com base nela.

A estrutura é de aço carbono SAE 1020, que apresenta 350 MPa de limite de escoamento. Aplicando um fator de segurança de 4 (garantindo assim que ela não irá

sofrer nenhuma deformação indesejável), a tensão admissível se torna 89 MPa. Como se observa na figura 115, o somatório de forças atuantes na curva equivale a 339 kN para uma pressão interna de 1,2 MPa e uma área de 0,2 m² (considerando uma tubulação de 20" de diâmetro nominal). Essa é a maior pressão interna do vaso de pressão.

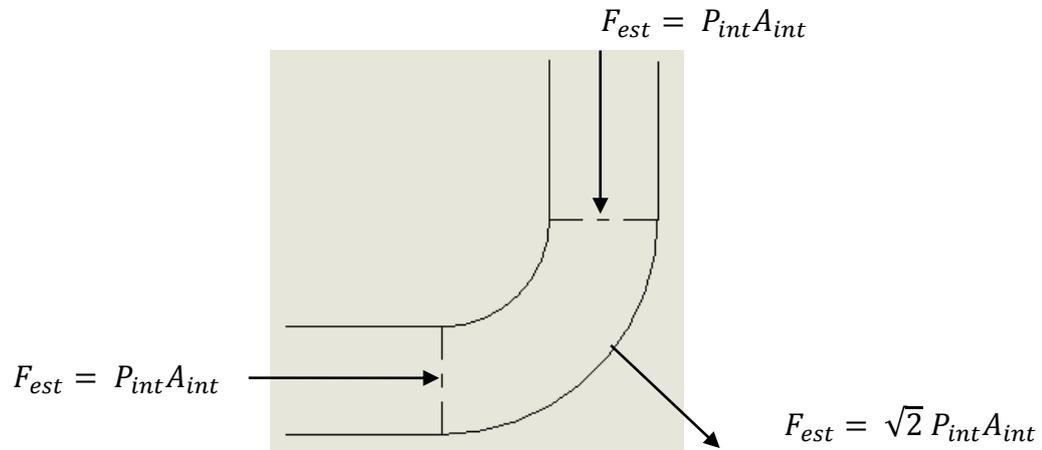


Figura 115: Análise dos esforços na curva da estrutura de passagem de ar comprimido

Sabendo que a estrutura tem 0,54 m de largura (por definição de projeto), a espessura mínima é de:

$$t_{minest} = \frac{F_{est}}{\sigma_{admest} l_{est}} = 7,1 \text{ mm} \quad (41)$$

Essa espessura mínima foi respeitada em todo o componente, o qual pode ser visto na figura 116. O desenho técnico correspondente é o de número 26.

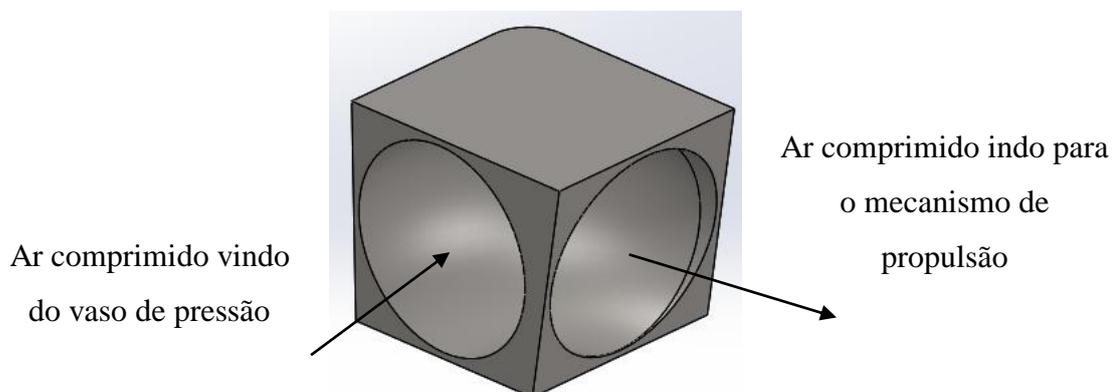


Figura 116: Estrutura de passagem de ar comprimido

3.3.1.3 Trilhos e suas barras de sustentação

Em suma, os dois trilhos irão guiar o mecanismo de propulsão. Em outras palavras, eles irão determinar o posicionamento do mecanismo ao longo do tempo. Esses trilhos se estendem por um comprimento de aproximadamente 1 km e são sustentados por barras soldadas na estrutura do túnel. O esquema da figura 117 busca ilustrá-lo. Nota-se que a escala está exagerada para fins de visualização

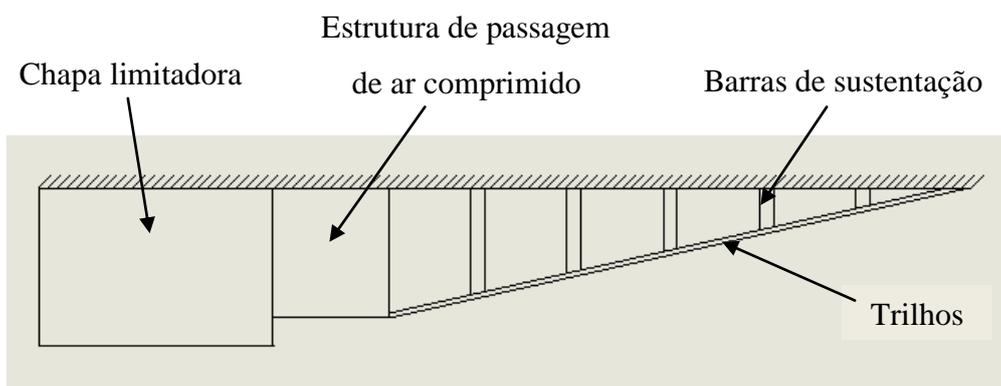


Figura 117: Visão esquemática dos trilhos e das barras de sustentação na estrutura metálica integrada ao túnel

Os trilhos devem ser divididos em 100 barras de 10 m de comprimento soldadas entre si. Esse trilho é soldado a 50 barras de sustentação, espaçadas em 20 m. A avaliação dos esforços na seção transversal de cada trilho e das barras segue o modelo representado na figura 118.

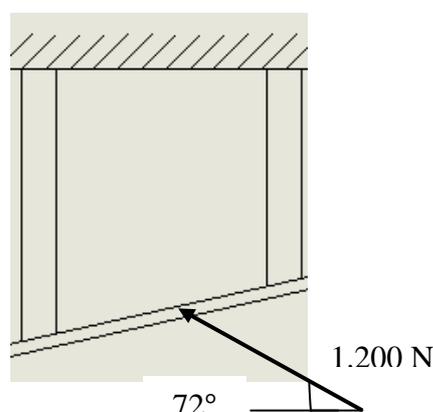


Figura 118: Modelo representativo do esforço no trilho e nas barras de sustentação (a inclinação real do trilho é próxima de zero grau e se encontra exagerada na figura para fins de visualização)

A força atuante de 1.200 N e o ângulo de 72° são calculados através dos resultados obtidos no item 3.3.3.1. A primeira corresponde à força necessária para rotacionar a barra auxiliar do mecanismo de propulsão em 23,4°, sabendo que, na extremidade oposta à que está sendo aplicada a força, há uma mola de torção cuja constante elástica é de 2.935 Nm/rad.

Com a configuração de carregamento da figura 118, é fácil notar que o momento máximo atuante no trilho é de 5.706 Nm (levando em conta que a distância entre duas barras de sustentação é de 20 m) e a carga normal é de 371 N. Para um trilho de 40 mm de largura e 80 mm de altura, tem-se que a tensão normal é de:

$$\sigma_{\text{trilho}} = \frac{6M_{\text{trilho}}}{b_{\text{trilho}}h_{\text{trilho}}^2} + \frac{N_{\text{trilho}}}{b_{\text{trilho}}h_{\text{trilho}}} = 134 \text{ MPa} \quad (42)$$

Como o material empregado é o aço carbono SAE 1020, que apresenta um limite de escoamento de 350 MPa, e utilizou-se um fator de segurança de 2, a tensão admissível do trilho e das barras deve ser de 175 MPa. Como a tensão equivalente estimada é inferior à admissível, o dimensionamento do trilho está correto.

A principal tensão atuante no trilho é a de flexão (o cisalhamento transversal será desprezado uma vez que se considera a hipótese de viga longa). Como as tensões nas barras de sustentação são similares às no trilho, todas elas apresentam a mesma seção transversal, isto é, 40 mm de largura e 80 mm de altura.

3.3.2 Tubulações para o transporte de ar comprimido

Essas tubulações irão transportar o ar comprimido armazenado em um vaso de pressão para a estrutura metálica do item 3.3.1. Após passar por essa estrutura metálica, o ar irá atingir o mecanismo de propulsão, o qual irá acelerar a cabine. As tubulações são basicamente compostas por: compressor, vaso de pressão, válvulas e tubos. O vaso de pressão deve ser projetado e o posicionamento do compressor deve ser feito de tal forma que se evite a utilização de curvas ou qualquer outro acessório de conexão. Esses acessórios reduziram a pressão na tubulação, o que diminuiria a eficiência da propulsão.

A especificação de cada um dos componentes é descrita nos próximos tópicos. É válido ressaltar que todos eles foram selecionados e projetados com o intuito de oferecer

ao mecanismo de propulsão uma máxima efetividade. No entanto, há um limite para a pressão interna do sistema, uma vez que maiores pressões exigem peças mais resistentes. A figura 119 fornece uma visão geral das tubulações.

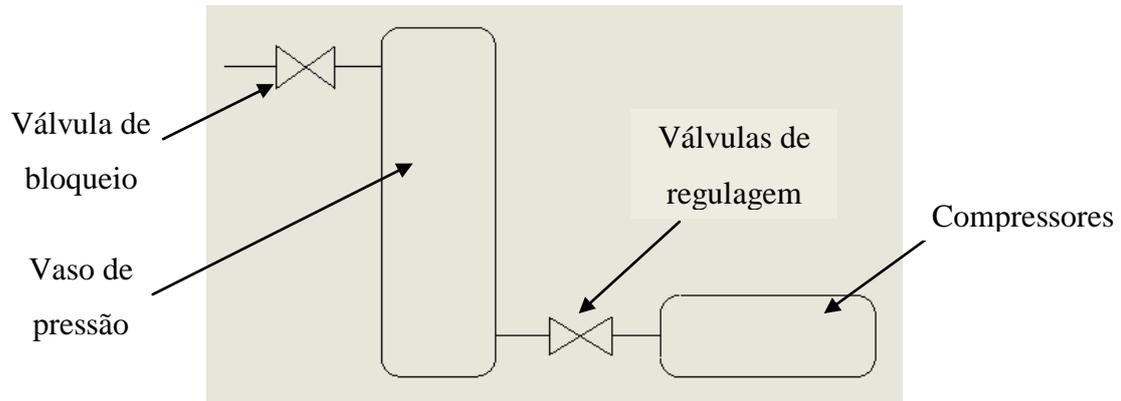


Figura 119: Visão geral das tubulações de ar comprimido

3.3.2.1 Compressor de ar

O compressor de ar irá comprimir o ar atmosférico que será armazenado no vaso de pressão. A sua seleção depende sobretudo da pressão máxima admitida pelo vaso de pressão. Por definição de projeto, essa pressão deve ser de 1,2 MPa. Portanto, o compressor de ar de alta pressão da Chicago Pneumatic, modelo CPW 60/425, foi o selecionado. Ele apresenta 175 psi de pressão máxima, o que equivale a 1,2 MPa. A figura 120 mostra uma imagem do compressor selecionado.



Figura 120: Compressor selecionado

3.3.2.2 Vaso de pressão

O vaso de pressão deverá armazenar o ar comprimido, o qual será liberado toda vez que a válvula de bloqueio especificada no item 3.3.2.3 for acionada. O vaso selecionado foi o da Aberko. Ele deve ser de um modelo especial, o qual apresenta 15.000 L de volume e admite uma pressão interna máxima de 15 bar (ou 1,5 MPa). O vaso, exibido na figura 121, deve ser posicionado verticalmente.



Figura 121: Vaso de pressão selecionado

Também é preciso determinar o tempo necessário para que todo o vaso de pressão seja preenchido por ar comprimido. Esse tempo depende da vazão do compressor, do volume do vaso, da temperatura do ar, da densidade do ar e da pressão interna máxima do vaso. Tais valores são encontrados na tabela 28. Através da equação 43, é possível estimar o tempo de enchimento total do vaso.

Tabela 28: Parâmetros relativos ao vaso de pressão

Parâmetro	Valor
Volume	15 m ³
Pressão inicial	0,1 MPa
Pressão final	0,3 MPa
Temperatura do ar	300 K
Densidade do ar	1,29 kg/m ³
Constante universal dos gases	287 J/kg K
Vazão do compressor	0,028 m ³ /s

$$t_{\text{ench}} = \frac{V(P_f - P_i)}{\rho RT\dot{V}} \quad (43)$$

Logo, o tempo total de preenchimento do vaso de pressão é de 964s aproximadamente utilizando-se apenas 1 compressor. Como este tempo é muito maior do que o intervalo de passagem de duas cabines, estimado em 2 min, este projeto prevê a utilização de 4 compressores para cada vaso de pressão. Com isso, o tempo para encher todo o vaso seria de 4 min. Como estima-se que uma massa de ar equivalente a 3 m³ escape do vaso de pressão a cada propulsão, é possível que haja um preenchimento completo entre duas propulsões. O desenho da figura 122 mostra a tubulação que irá alimentar o vaso de pressão.

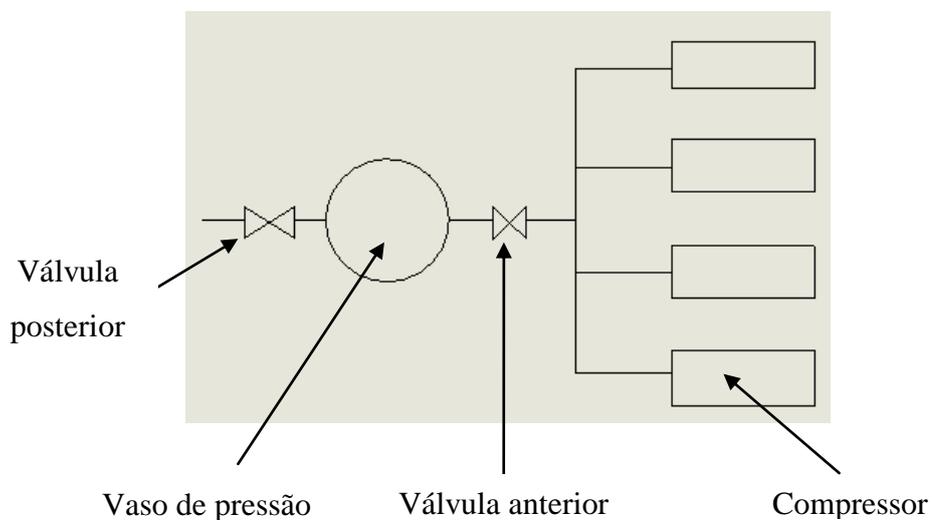


Figura 122: Tubulação de entrada e saída de ar do vaso de pressão

O vaso de pressão deve possuir no mínimo dois orifícios principais, além daqueles onde medidores e válvulas de alívio de pressão são posicionados. Ambos os orifícios devem ser flangeados. Enquanto um é responsável pela entrada de ar no vaso de pressão, através do outro há a saída de ar para a estrutura metálica abordada no item 3.3.1.2.

3.3.2.3 Válvulas

Ao todo, o sistema é dotado de duas válvulas de bloqueio. Uma se localiza entre o compressor e o vaso de pressão, e a outra, entre o vaso de pressão e a estrutura

metálica por onde passa o ar comprimido. Apesar do diâmetro nominal dos tubos associados serem diferentes, elas deverão apresentar a mesma classe de pressão, visto que a pressão máxima do ar é a mesma. A metodologia que envolve a seleção das válvulas é detalhada em [4].

Primeiramente, é necessário avaliar a classe de pressão das válvulas. Ela é definida de acordo com a norma ASME B. 16.5. O gráfico da figura 77, extraído dessa norma, mostra a pressão admissível em função da temperatura do fluido transportado para diferentes classes. Como a pressão do compressor é de 1,2 MPa, ou 12 kgf/cm², e será adotado um fator de segurança de 3, a classe de pressão 300# foi a selecionada. Considerando uma temperatura constante de 27°C para o ar, a pressão admissível será de 52 kgf/cm², como se observa na figura 77.

Ambas as válvulas são de bloqueio, o que significa que elas apenas irão estabelecer ou interromper o fluxo de ar comprimido. Tal fluido, por sua vez, não é corrosivo e tampouco irá causar erosão ou depósito de sedimentos na válvula. Logo, não é preciso empregar nenhum aparato anticorrosivo especial. A temperatura do fluido é considerada uniforme e constante (27°C), o que faz com que não haja necessidade do material ser resistente a altas temperaturas. Ambas as válvulas devem ser controladas remotamente.

3.3.2.3.1 Válvula anterior

A válvula anterior, que será de regulação de pressão, é aquela que conecta o compressor ao vaso de pressão. Ela deve diminuir a pressão de 1,2 MPa para 0,3 MPa. Como a saída do compressor tem 3/4" diâmetro, a válvula também deverá ter a mesma medida. Conforme sugerido em [4], em válvulas para serviços severos (pressão maior que 0,7 MPa) e com um diâmetro nominal de até 1 1/2", deve-se empregar aço forjado no corpo e no castelo da válvula e aço inoxidável em seu mecanismo interno. Além disso, a sua extremidade deve ser de solda de encaixe.

3.3.2.3.2 Válvula posterior

A válvula posterior, que será de esfera, é aquela que conecta o vaso de pressão à estrutura metálica. Essa válvula, diferentemente da anterior, deve ser de abertura e

fechamento rápido. Ela deve ter 20" de diâmetro nominal. Conforme sugerido em [4], em válvulas para serviços severos e com um diâmetro nominal maior que 2", deve-se empregar aço fundido no corpo e no castelo da válvula e aço inoxidável em seu mecanismo interno. Além disso, a sua extremidade deve ser flangeada.

3.3.2.4 Tubos

Todos os tubos devem ser dimensionados de acordo com a sua pressão interna e com o fluido transportado. No caso em questão, o fluido é ar e a pressão máxima do compressor (sem considerar as perdas nesse momento) é de 1,2 MPa. O material do tubo segue a norma ASTM A53, que define a composição química do aço e suas propriedades mecânicas, e possui grau A. Isto implica dizer que o teor de carbono máximo do aço é de 0,25% e o seu limite de escoamento mínimo é de 210 MPa [4].

Além disso, por definição de projeto, o diâmetro nominal dos tubos anteriores ao vaso de pressão é de 3/4". Já o diâmetro nominal dos tubos posteriores ao vaso de pressão é de 20". Por sua vez, a pressão manométrica interna de trabalho é de 160 psig, enquanto que a tensão admissível do material (considerando um fator de segurança de 2) é de 15.229 psi. Logo, pela equação 20, a série mínima dos tubos é de 20, o que significa que o tubo selecionado pode apresentar quaisquer das séries disponíveis comercialmente a partir de 20. Selecionou-se o valor padrão de série estabelecido pela norma ANSI B.36.10. A tabela 29 mostra os dados gerais dos tubos selecionados.

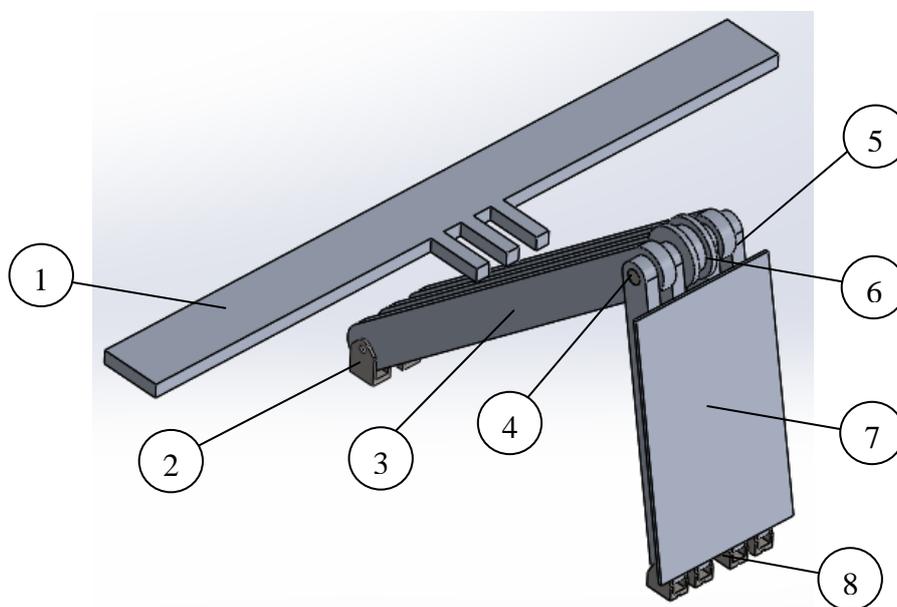
Tabela 29: Dados gerais dos tubos selecionados para o subsistema de propulsão a ar comprimido externo

Dados relevantes	Tubos anteriores ao vaso	Tubos posteriores ao vaso
Quantidade	10	2
Comprimento unitário	1 m	1 m
Diâmetro nominal	3/4"	20"
Série (ANSI B.36.10)	40	20
Material	ASTM A53 Gr.A	ASTM A53 Gr.A

Nota-se que nem todos os tubos apresentam o mesmo comprimento. Logo, são necessários alguns cortes para que os tubos se adequem ao esquema da figura 122, que representa a vista superior da tubulação.

3.3.3 Mecanismo de propulsão

O mecanismo de propulsão é composto por diversos componentes mecânicos. Eles são: molas de torção, barras auxiliares e principais, chapa principal, roda, barra de união, pinos, bases fixa e móvel, braço de limitação e amortecedores. Cada um desses componentes foi dimensionado, e suas respectivas tensões equivalentes, analisadas. A figura 123 representa todo o mecanismo de propulsão. Sabe-se que os trilhos da estrutura metálica integrada ao túnel irão tocar as rodas do mecanismo, fazendo-as girar.



Legenda:

1. Barra de limitação
2. Base fixa
3. Barra auxiliar
4. Barra de união
5. Barra principal
6. Roda
7. Chapa principal
8. Base móvel

Figura 123: Mecanismo de propulsão (a mola de torção não se encontra representada)

3.3.3.1 Mola de torção

Ao longo do percurso, as barras principais e as auxiliares deverão girar conforme a passagem do mecanismo pelo trilho estrutural. A variação angular das barras auxiliares ao longo do tempo é melhor estudada no item 3.3.4. Todavia, é possível estimar o seu valor com base na altura máxima dos trilhos, que é de 0,54 m, e no seu comprimento, que é de 1,5 m. Sabendo que o ângulo inicial dessa barra é de 41° , a variação angular será de $23,4^\circ$. Esse valor é relevante para o dimensionamento de todo o mecanismo de propulsão.

O projeto da mola de torção segue a metodologia proposta em [2]. Alguns dados iniciais de projeto são necessários. O diâmetro do fio é de 40 mm, o índice de mola (equivalente à razão entre o diâmetro médio da mola e o diâmetro do fio) é de 8, o comprimento de cada haste é de 200 mm e o número de espiras é de 8. O código do anexo A21 calcula as propriedades da mola e também a tensão equivalente atuante.

A mola é de aço 5160, cujo limite de escoamento é de 275 MPa. De acordo com os cálculos do código supracitado, a rigidez da mola de torção é de 2.935 Nm/rad, enquanto que a sua tensão equivalente é de 214 MPa. Esse valor garante um fator de segurança de 1,3, o que é aceitável para o projeto. Todos os dados dimensionais da mola e suas propriedades mecânicas relevantes se encontram na tabela 30.

Tabela 30: Dados dimensionais e propriedades mecânicas relevantes da mola de torção

Dados relevantes	Tubos posteriores ao vaso
Ângulo inicial da haste móvel	139°
Ângulo de torção	23,4°
Número de espiras	8
Índice de mola	8
Diâmetro do fio	40 mm
Comprimento da haste 1	200 mm
Comprimento da haste 2	200 mm
Módulo de elasticidade	200 GPa
Comprimento da barra auxiliar	1,5 m
Diâmetro médio	320 mm
Rigidez	2.935 Nm/rad
Força máxima da barra no trilho	800 N
Tensão equivalente máxima	210 MPa
Limite de escoamento do material	275 MPa

3.3.3.2 Barras principais

As barras principais devem resistir diretamente aos esforços advindos do fluido pressurizado. Esses esforços admitem um valor máximo quando a pressão do fluido for máxima (assumindo que a pressão do vaso seja a mesma que a pressão do compressor). Admitindo uma perda (que será pormenorizada no item 3.3.4) de 0,2 MPa, uma área de aproximadamente 0,2 m² e uma pressão no vaso de 1,2 MPa, a força máxima que irá atuar na barra principal será de 200 kN. Note que a pressão de trabalho é de 300 kPa, mas, para fins de dimensionamento, adotou-se a pressão máxima admitida pelo vaso de pressão. A figura 124 esclarece os esforços atuantes na barra principal, os quais são transferidos posteriormente para a barra auxiliar.

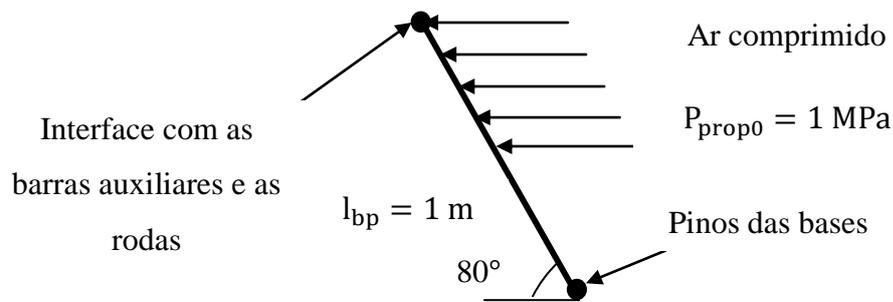


Figura 124: Diagrama de força cortante das barras principais

Os diagramas de força cortante e de momento fletor da barra principal se exibem nas figuras 125 e 126 abaixo. Observe que os 200 kN são distribuídos em 0,5 m aproximadamente, o que gera uma carga de 400 kN/m.



Figura 125: Diagrama de força cortante da barra principal

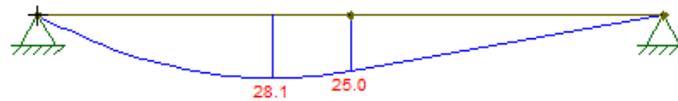


Figura 126: Diagrama de momento fletor da barra principal

Logo, o momento total máximo atuante é de 28.100 Nm. Como são 4 barras retangulares com uma seção transversal de 0,05 m de largura e 0,1 m de altura, cada uma delas sofrerá um momento de 7.025 Nm. A hipótese de viga longa é empregada, o que implica que o cisalhamento transversal é descartado. A máxima tensão normal atuante é dada pela equação 44.

$$\sigma_{nbp} = \frac{6M_{maxbp}}{b_{bp}h_{bp}^2} = 84 \text{ MPa} \quad (44)$$

Portanto, para uma barra de duralumínio 7075 com limite de escoamento de 495 MPa, o fator de segurança é de 5,9, o que é desejável para o projeto. As forças

dinâmicas justificam um fator de segurança alto. O desenho técnico da barra principal é o de número 27.

3.3.3.3 Barras auxiliares

Através de uma análise de equilíbrio da barra principal, nota-se que uma força de 150 kN irá atuar na extremidade oposta àquela em que uma mola de torção é posicionada das barras auxiliares. O diagrama de corpo livre da figura 127 ilustra isso.

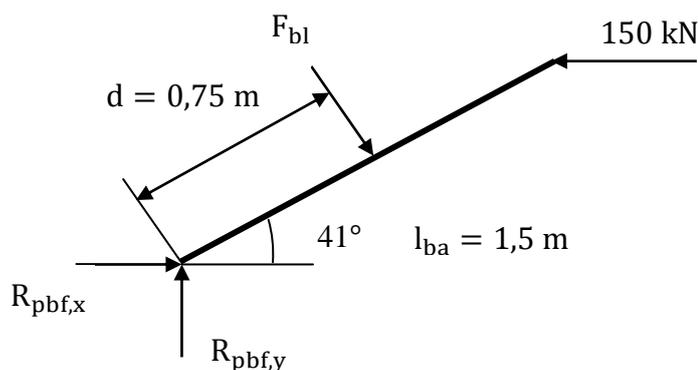


Figura 127: Diagrama de corpo livre das barras auxiliares

Uma análise de equilíbrio das barras auxiliares permite concluir que a força das barras de limitação F_{bl} é de 197 kN, a reação vertical do pino da base fixa $R_{pbf,y}$ é de 149 kN e a reação horizontal do pino da base fixa $R_{pbf,x}$ é de 21 kN. Logo, o momento máximo atuante nas barras M_{maxba} é de 73.807 Nm e a carga axial N_{ba} é de 113 kN.

Como são 3 barras auxiliares, o momento máximo e a carga axial se distribuem igualmente em cada uma delas, os quais valem 24.602 Nm e 38 kN, respectivamente. A hipótese de viga longa também foi adotada para a barra auxiliar. A largura e a altura da seção valem 0,05 e 0,15 m, respectivamente. Portanto, a tensão normal máxima é dada pela equação 45:

$$\sigma_{nba} = \frac{6M_{maxba}}{b_{ba}h_{ba}^2} + \frac{N_{ba}}{b_{ba}h_{ba}} = 136 \text{ MPa} \quad (45)$$

Portanto, para uma barra de duralumínio 7075 com limite de escoamento de 495 MPa, o fator de segurança é de 3,6, o que é desejável para o projeto. Ademais, também

é preciso calcular a carga crítica de flambagem para garantir que tal fenômeno não irá ocorrer. O módulo de elasticidade do material é de 73 GPa e o comprimento efetivo de flambagem da barra auxiliar é de 1,5 m. Para peças bi-articuladas, ela é dada por:

$$P_{crba} = \frac{\pi^2 E_{al} b_{ba} h_{ba}^3}{12 L^2} = 4,5 \text{ MN} \quad (46)$$

A carga crítica é bem maior do que a carga axial aplicada. Portanto, não haverá flambagem da barra auxiliar. O seu desenho técnico é o 28.

3.3.3.4 Chapa principal

A chapa principal manterá sua rigidez através das três barras principais. Sua espessura, portanto, não precisa ser elevada. Logo, selecionou-se uma chapa de 1/2" de espessura. Sua largura é de 0,53 m e sua altura, de 0,9 m. Essa chapa será soldada às barras principais e é de duralumínio 7075. O seu desenho técnico é o 29. A figura 123 mostra essa chapa posicionada nas barras.

3.3.3.5 Rodas

As rodas permitem que o mecanismo deslize pelos trilhos. O seu diâmetro externo deve ser igual à altura das barras auxiliares, pois isto evita que tais barras atritem com outras superfícies e impedem que ar comprimido escape da estrutura em que é aprisionado. As rodas são simples e o seu desenho técnico é o 30. O diâmetro interno da roda equivale ao diâmetro da barra de união, especificada no próximo item. Ao todo, há 2 delas.

3.3.3.6 Barra de união

A barra de união deve suportar os esforços cortantes provenientes indiretamente do ar pressurizado. Esses esforços são transmitidos através das barras principais, que ao todo exercem uma força de 150 kN na barra de união (vide figura 127). Logo, a sua

seção circular deve ser tal que a tensão equivalente nela seja inferior à admissível. Para um diâmetro de 2", a tensão equivalente máxima de Von Mises será de:

$$\sigma_{\text{eqbu}} = \sqrt{3} \tau_{\text{maxbu}} = \sqrt{3} \frac{16 V_{\text{bu}}}{3\pi D_{\text{bu}}^2} = 171 \text{ MPa} \quad (47)$$

Como o limite de escoamento para o aço carbono SAE 1020 é de 350 MPa, o fator de segurança da barra de união é de aproximadamente 2, o que é desejável para o projeto. O desenho técnico da barra de união é o 31.

3.3.3.7 Bases fixas

Cada barra auxiliar é acoplada em uma base fixa, a qual não permite o seu movimento linear, mas sim o angular. Essa base, por sua vez, deve ser soldada na estrutura da cabine e é de aço carbono SAE 1020. Os principais esforços transferidos para essas bases são diretamente provenientes dos pinos associados a elas. No entanto, como as bases fixas são rígidas, as tensões associadas são pequenas. Logo, não se faz necessário um dimensionamento apurado delas. O seu desenho técnico é o 32 e elas são apresentadas na figura 128.

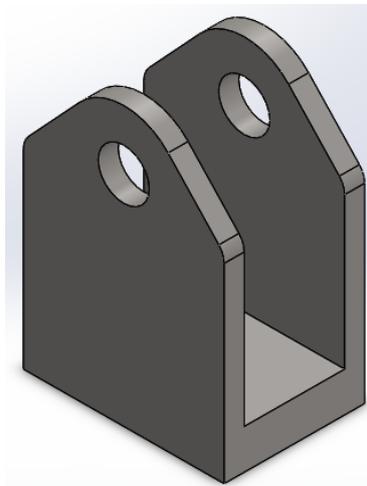


Figura 128: Base fixa do mecanismo de propulsão

3.3.3.8 Pinos das bases fixas

Os pinos que unem as barras auxiliares às bases fixas precisam ter o diâmetro adequado para que eles não se deformem plasticamente. Como abordado no item 3.3.3.3, a força resultante em cada pino é de 50.158 N. Com o intuito de simplificar a análise de tensões nesse pino, foi considerado apenas o seu cisalhamento puro. Para um pino de 1", pode-se afirmar que a tensão equivalente de Von Mises em cada pino é de:

$$\sigma_{\text{eqpbf}} = \sqrt{3} \tau_{\text{pbf}} = \frac{\sqrt{3} R_{\text{cpbf}}}{2 A_{\text{cpbf}}} = 86 \text{ MPa} \quad (48)$$

Portanto, o fator de segurança é de 4 para um pino de aço carbono SAE 1020 de 1". Esse valor é aceitável para o projeto.

3.3.3.9 Bases móveis

As barras principais são acopladas nas bases móveis. Essas bases permitem que as barras se desloquem tanto angularmente quanto horizontalmente. No entanto, o formato dos trilhos sobre os quais as bases se movimentam não permite nenhum deslocamento vertical. A figura 129 mostra a base móvel, de aço carbono SAE 1020. O desenho técnico das bases móveis é o 33.

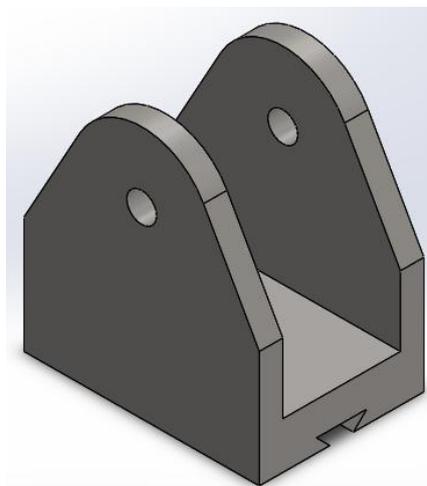


Figura 129: Base móvel do mecanismo de propulsão

3.3.3.10 Pinos das bases móveis

Os pinos que unem as barras principais às suas respectivas bases móveis precisam ter o diâmetro adequado para que eles não deformem plasticamente. Como abordado no item anterior, a força resultante em cada pino é de 12.500 N. Analisando o cisalhamento puro de um pino de 1/2" de diâmetro submetido a esse carregamento, pode-se afirmar que a tensão equivalente de Von Mises em cada pino é de:

$$\sigma_{\text{eqpbm}} = \sqrt{3} \tau_{\text{pbm}} = \frac{\sqrt{3} R_{\text{cpbm}}}{2 A_{\text{cpbm}}} = 85 \text{ MPa} \quad (49)$$

Portanto, o fator de segurança é de 4,1 para um pino de aço carbono SAE 1020 de 1/2". Esse valor é aceitável para o projeto.

3.3.3.11 Amortecedores

O mecanismo é dotado de sete amortecedores. Três amortecedores sofrem o impacto das barras auxiliares e quatro, das bases móveis das barras auxiliares. Todos têm a função de transformar a energia potencial da mola de torção em energia térmica. Note que a pressão do ar comprimido não é considerada nessa análise, uma vez que o intuito do amortecimento é apenas proteger o mecanismo do impacto causado pelo retorno das barras principais e auxiliares às suas posições iniciais.

A energia potencial máxima associada às molas de torção irá depender da sua quantidade (de 3), da sua constante elástica (de 2.935 Nm/rad) e também do seu deslocamento angular máximo (de 23,4° ou 0,41 rad). Ela é dada por:

$$E_{\text{potmt}} = N_{\text{mt}} \frac{k_{\text{mt}} \Delta\theta_{\text{maxmt}}^2}{2} = 734 \text{ J} \quad (50)$$

Logo, cada amortecedor deve absorver 105 Nm de energia. Assumindo que essa energia seja absorvida em 0,4 s, a dissipação deve se dar em uma taxa de 945.000 Nm/hr. Os amortecedores hidráulicos de modelo OEM 1.25 x 2 da ENIDINE foram os selecionados. Eles são capazes de absorver 986.000 Nm/h e seu curso máximo é de 50,8 mm. O modelo selecionado é destacado na figura 130.

Modelo nº	Curso mm	E_T Max. Nm/c	E_{TC} Max. Nm/hr	Tipo de Amorteci- mento
	1 in. = 25,4mm	1 in.-lb. = .11 Nm		
OEM 0.1M (B)	0.28	50	110,000	D
OEM .15M (B)	0.38	50	168,000	D
OEM .25 (B)	0.38	50	178,000	D
LROEM .25 (B)	0.38	50	178,000	D
OEM .35 (B)	0.50	150	300,000	D
LROEM .35 (B)	0.50	150	300,000	D
OEM .5 (B)	0.50	250	284,000	D
LROEM .5 (B)	0.50	250	284,000	D
OEM 1.0 (B)	1.00	650	622,000	C
LROEM 1.0 (B)	1.00	650	622,000	C
OEM 1.15 X 1	1.00	1,700	670,000	C
LROEM 1.15 X 1	1.00	1,700	670,000	C
OEM 1.15 X 2	2.00	3,400	875,000	C
LROEM 1.15 X 2	2.00	3,400	875,000	C
OEM 1.25 x 1	1.00	1,700	808,000	C
LROEM 1.25 x 1	1.00	1,700	808,000	C
OEM 1.25 x 2	2.00	3,400	986,000	C
LROEM 1.25 x 2	2.00	3,400	986,000	C

Figura 130: Principais parâmetros do modelo de amortecedor selecionado (extraído do catálogo da ENIDINE)

3.3.3.12 Barras de limitação

As barras de limitação devem impedir que a pressão exercida pelo ar comprimido faça a barra auxiliar girar indefinidamente. Como pode ser visto na figura 127, a força exercida em todas as barras de limitação é de 197 kN. Tal carregamento fará com que as barras de limitação, soldadas ou coladas na estrutura da cabine, tenda a fletir. As barras de limitação podem ser vistas na figura 131.

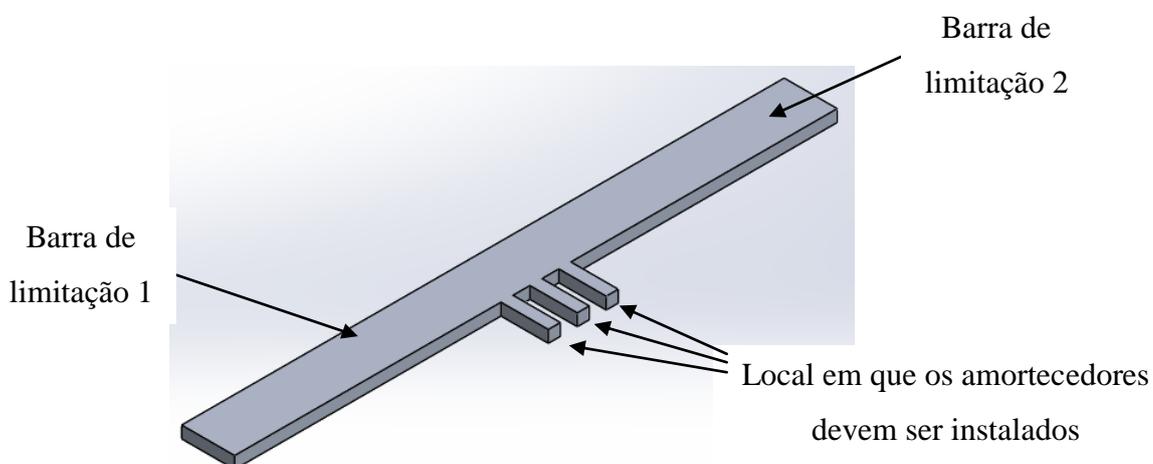


Figura 131: Barras de limitação do mecanismo de propulsão

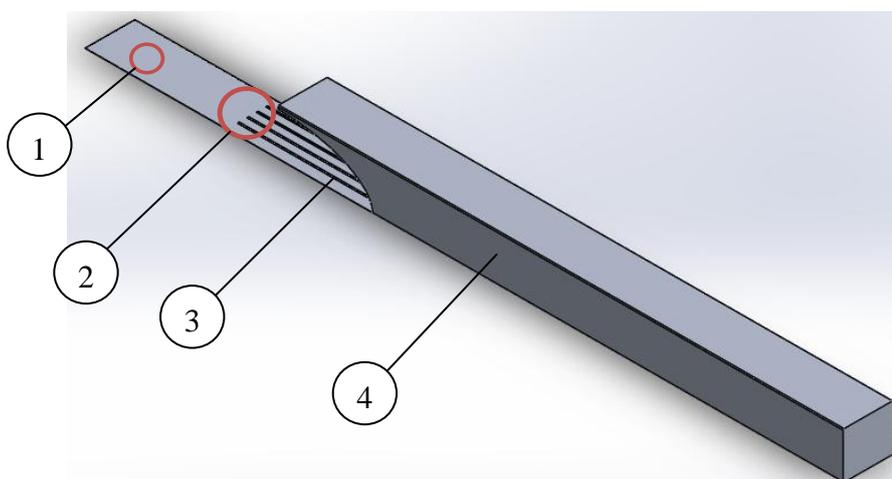
Com o intuito de calcular as dimensões da menor seção transversal da barra, considerou-se uma carga concentrada de 197 kN no centro da barra de limitação 1 (de 2,5 m de comprimento, o que é um pouco menor do que a largura da cabine). Essa metodologia simplificada permite rapidamente concluir que o momento máximo atuante é de 123.125 Nm. Considerando uma barra de 50 mm de largura e 220 mm de altura, a tensão equivalente máxima será de:

$$\sigma_{eqbl} = \sigma_{nbl} = \frac{6M_{maxbl}}{b_{bl}h_{bl}^2} = 305 \text{ MPa} \quad (51)$$

Para uma barra de duralumínio 7075, cujo limite de escoamento é de 495 MPa, o fator de segurança é de 1,6, o que é desejável para o projeto. O desenho técnico das barras de limitação é o 34.

3.3.3.13 Base geral do mecanismo de propulsão

A base geral do mecanismo de propulsão pode ser vista na figura 132. Ela é de duralumínio 7075, mas também pode ser de fibra de carbono. O seu respectivo desenho técnico é o de número 35.



Legenda:

1. Local em que devem ser soldadas as 3 bases fixas
2. Local em que 4 amortecedores devem ser posicionados (um para cada base móvel)
3. Trilhos por onde correm as bases móveis
4. Estrutura que evita a dispersão de ar comprimido

Figura 132: Base geral do mecanismo de propulsão

3.3.4 Análises do subsistema de propulsão a ar comprimido externo

3.3.4.1 Resumo do funcionamento geral

Em síntese, as barras principais e auxiliares do mecanismo de propulsão (item 3.3.3) irá rotacionar em função dos trilhos (item 3.3.1.3). Ao chegar na extremidade da estrutura metálica de passagem de ar comprimido (item 3.3.1.2), o mecanismo de propulsão é liberado e retorna à sua posição inicial (havendo um amortecimento para minimizar o impacto). Quando esse retorno estiver prestes a se completar, uma válvula de bloqueio irá se abrir, permitindo que ar comprimido vindo de um vaso de pressão (item 3.3.2) se choque contra a chapa principal (item 3.3.3.4) do mecanismo de propulsão, impulsionando a cabine.

3.3.4.2 Perda de pressão do ar comprimido

A única perda de pressão no subsistema está relacionada com a curva em 90° da estrutura metálica fixa de passagem de ar e com a válvula de gaveta posterior. A perda de pressão pode ser avaliada através da equação 52 [6]. Como a velocidade de escoamento é igual à velocidade da cabine, para cada instante de tempo há uma perda associada.

$$\Delta P = (K_{vg} + K_{ep}) \frac{\rho_{ar} V_{cab}^2}{2} \quad (52)$$

Por sua vez, a densidade do ar pode ser avaliada pela equação 53.

$$\rho_{ar} = \frac{P_{ar}}{RT_{ar}} \quad (53)$$

Não são consideradas as perdas de pressão decorrentes da saída de ar da estrutura metálica de passagem de ar comprimido (já que o aumento da área de escoamento é irrelevante). Além disso, a variação na pressão total do vaso pode ser

desprezada, uma vez que a massa de ar deslocada é bem inferior à massa de ar armazenada no vaso.

3.3.4.3 Posicionamento do mecanismo de propulsão

As posições inicial e final das barras principais e auxiliares podem ser vistas na figura 133 abaixo. Esse deslocamento angular se dá de acordo com a passagem da roda pelos trilhos estruturais.

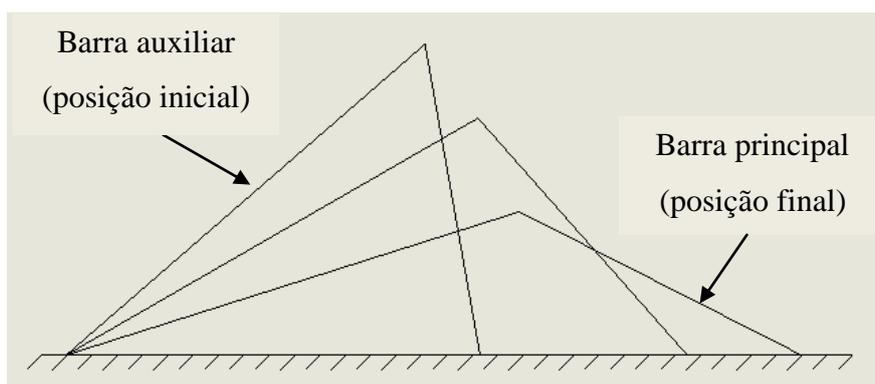


Figura 133: Posicionamento do mecanismo de propulsão

3.3.4.4 Análise do retorno rápido do mecanismo de propulsão

A massa total do mecanismo de propulsão se encontra na tabela 31. As massas das duas rodas e dos pinos foram desprezadas.

Tabela 31: Massa dos componentes do mecanismo de propulsão

Componente	Quantidade	Massa unitária
Barra principal	4	14 kg
Barra auxiliar	3	32 kg
Chapa principal	1	17 kg
Mecanismo de propulsão	1	169 kg

O momento de inércia de massa simplificado das barras auxiliares é dado pela equação 54.

$$I_{ba} = \frac{M_{tmp} L_{ba}^2}{3} = 127 \text{ kg. m}^2 \quad (54)$$

Através do momento de inércia de massa e do torque total atuante nas barras auxiliares, é possível estimar a aceleração angular para cada posição do mecanismo de propulsão, utilizando a equação 55. O torque total (que leva em consideração o torque das molas e o torque relacionado ao peso dos elementos) é dado pelas equações 56 e 57.

$$T_{tba} = I_{ba} \alpha_{ba} \quad (55)$$

$$T_{tba} = T_{tmt} - T_{tpmp} \quad (56)$$

$$\begin{aligned} T_{tpmp} = P_{tba} \frac{L_{ba}}{2} \cos \theta_{ba} + P_{tcp} \left(L_{ba} \cos \theta_{ba} + \frac{L_{cp}}{2} \cos \theta_{bp} \right) + \\ + P_{tbp} \left(L_{ba} \cos \theta_{ba} + \frac{L_{bp}}{2} \cos \theta_{bp} \right) \end{aligned} \quad (57)$$

O código do anexo A22 calcula a cinética de retorno do mecanismo de propulsão. O resultado principal do código, que é o gráfico da posição angular em relação ao tempo, é exibido na figura 134. Através dele, é possível perceber que o retorno do mecanismo de propulsão leva em torno de 0,38 s. Na realidade, esse tempo será ainda menor em decorrência da ação do ar comprimido, que escoar no sentido de rotação das barras, as arrastando.

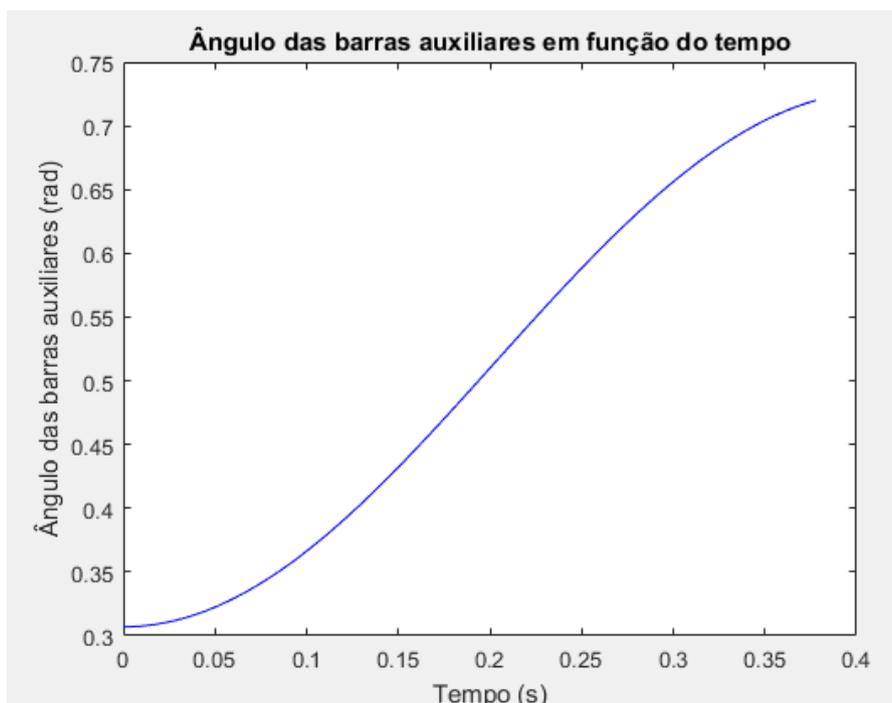


Figura 134: Variação angular do mecanismo de propulsão durante o seu retorno

Algumas modificações podem ser implementadas no sistema físico com o intuito de diminuir o tempo de retorno do mecanismo: alteração no posicionamento das barras auxiliares na cabine; diminuição do comprimento das barras auxiliares; otimização do material do mecanismo (o tornando mais leve); modificação nos parâmetros das molas de torção e inclusão de molas de compressão (a serem posicionadas horizontalmente) nas bases deslizantes das barras principais.

3.3.5 Dinâmica da cabine

3.3.5.1 Desaceleração inicial da cabine

A desaceleração da cabine decorrente do atrito entre as rodas do mecanismo de propulsão e os trilhos podem ser desprezados. Através da tabela 30, é possível notar que cada barra auxiliar contribui com uma força tangencial de 800 N. Isto significa que, ao todo, as rodas exercem nos seus trilhos uma força total de 2.400 N. Assume-se que o coeficiente de atrito entre as rodas e os trilhos seja de 0,012 [5]. Com isso, a força de atrito é de 29 N, o que é praticamente desprezível.

3.3.5.2 Propulsão da cabine

Com base nas equações 52, 53 e 58, é possível determinar a dinâmica da cabine. Um dos principais objetivos é verificar a propulsão da cabine para uma determinada velocidade inicial. Um fato relevante é que a pressão do vaso de pressão associado à propulsão em baixas velocidades deve ser menor do que aquela relativa a altas velocidades. Isso é de extrema importância, uma vez que minimiza os efeitos das forças dinâmicas no mecanismo de propulsão.

$$P_{\text{vaso}} = P_{\text{prop}} + \frac{\rho_{\text{ar}} V_{\text{cab}}^2}{2} + \Delta P \quad (58)$$

Por fim, a força de propulsão pode ser obtida pela equação 59.

$$F_{\text{prop}} = P_{\text{prop}} A_{\text{prop}} \quad (59)$$

Essa força de propulsão varia ao longo do tempo, visto que a velocidade da cabine também é variável. O código do anexo A23 soluciona numericamente o problema, considerando uma velocidade inicial de 40 m/s, uma pressão no vaso de 300 kPa e uma temperatura no vaso de 300 K. A pressão atua por uma distância de 8m, que representa o comprimento aproximado da face superior da cabine (vide capítulo 4). A variação de velocidade para esse caso é exibida na figura 135.

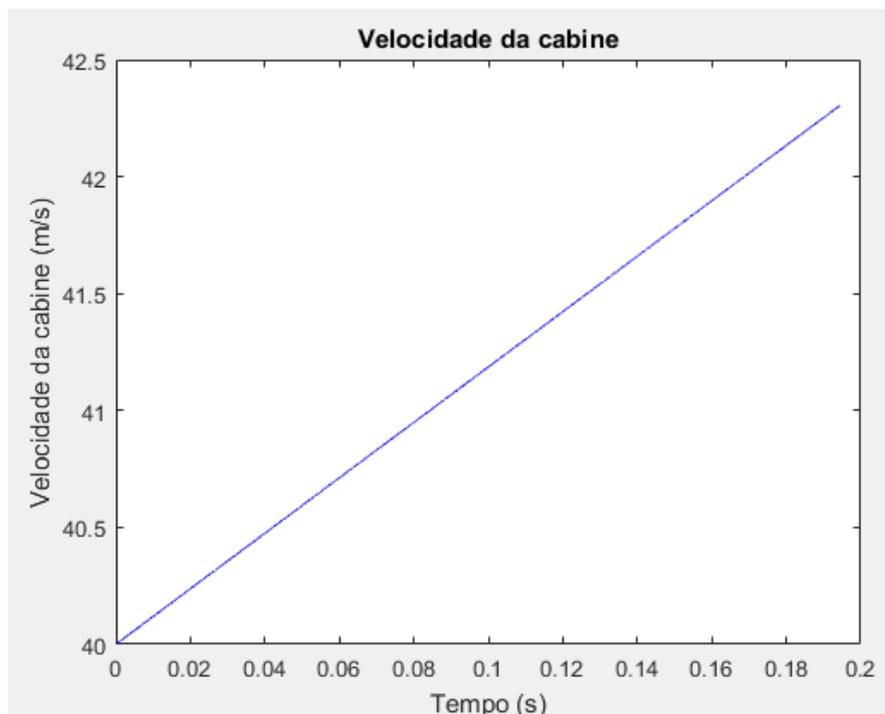


Figura 135: Variação na velocidade da cabine para uma pressão total de 300 kPa, uma temperatura total de 300 K e uma velocidade inicial de 40 m/s

Ao longo de todo o túnel, há 100 subsistemas de propulsão a ar comprimido externo. A pressão associada ao vaso relativo a cada um deles segue a equação 60, onde n_{vaso} diz respeito ao n -ésimo vaso de pressão do túnel, cuja pressão é dada em kPa. Note que, no último vaso, a pressão será de 600 kPa. Apesar disso resultar em maiores esforços no mecanismo de propulsão, o alto fator de segurança adotado prevê essa sobrecarga.

$$P_{\text{vaso},n} = 4n_{\text{vaso}} + 200 \quad (60)$$

O código do anexo A24 avalia, portanto, a variação de velocidade ao longo dos 100 subsistemas de propulsão a ar comprimido externo. Essa variação é exibida na figura 136. Nota-se que a velocidade inicial considerada é de 20 m/s, que equivale à velocidade máxima alcançada pelos subsistemas de propulsão por mola e por água pressurizada. Ao todo, os 100 subsistemas permitem que a cabine alcance 154 m/s.

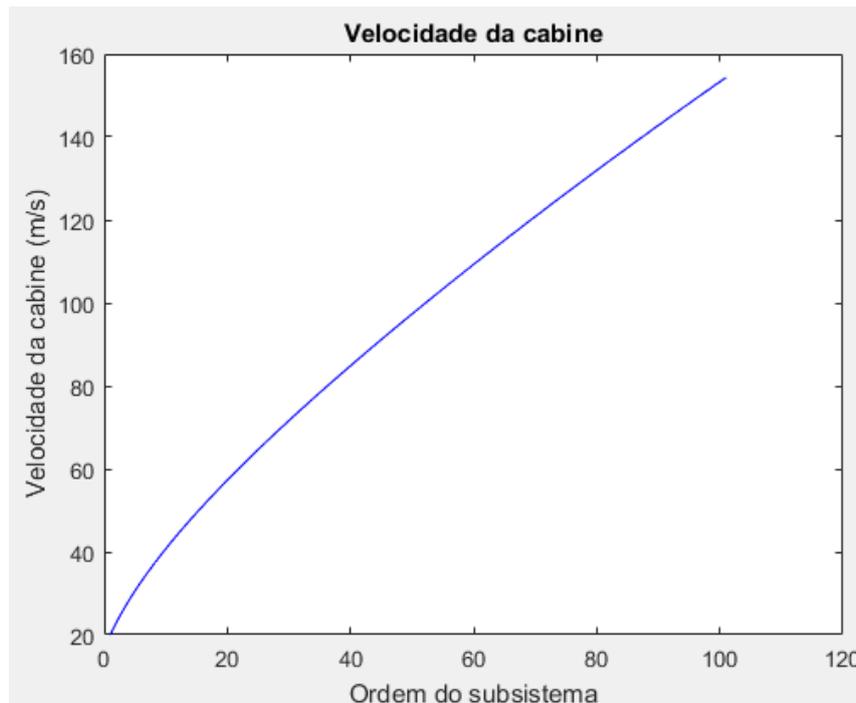


Figura 136: Variação na velocidade da cabine em virtude da sua passagem pelos subsistemas de propulsão a ar comprimido externo

3.4 Subsistema de propulsão a ar comprimido interno

O último subsistema de propulsão principal desenvolvido envolve a utilização de ar comprimido armazenado pela própria cabine. Ao passar por um conjunto de tubulações e, sobretudo, por um bocal convergente-divergente, o ar gera um impulso na cabine. Como a espessura da parede da cabine não pode ser grande, já que isso aumentaria o seu peso, a sua pressão interna não deve ser tão alta quanto a que é comumente encontrada em vasos de pressão.

Em linhas gerais, o ar que se encontra inicialmente armazenado na cabine tende a se deslocar para uma região de menor pressão. Como a pressão no túnel é baixa, o ar buscará sair da cabine. Esse fato deve ser aproveitado de forma a possibilitar a sua propulsão. Assim como nos outros subsistemas, a aceleração causada pela propulsão deve ser avaliada, bem como a velocidade da cabine ao longo do tempo.

Inicialmente, enquanto a cabine estiver estacionada, as tubulações externas associadas a alguns compressores de ar deverão estar conectadas com as tubulações internas da cabine, permitindo assim que ar flua para o seu interior por intermédio de compressores.

Por fim, uma válvula de bloqueio irá permitir ou impedir que o ar comprimido armazenado na cabine escape por uma tubulação até chegar em um bocal convergente-divergente e, por conseguinte, ser liberado para o ambiente externo. O ar irá escapar até a pressão interna equilibrar a pressão externa, a qual é definida pelas bombas de vácuo distribuídas ao longo do túnel, ou até a válvula de bloqueio se fechar.

Em síntese, o respectivo subsistema de propulsão é composto por tubulações que conduzem o ar comprimido até o bocal convergente-divergente e o bocal em si. Cada um desses elementos é analisado separadamente neste capítulo, de forma que todo o subsistema seja dimensionado. A aceleração e a variação total da velocidade da cabine serão avaliadas juntamente com o bocal convergente-divergente.

3.4.1 Tubulações

As tubulações internas da cabine deverão intermediar a saída de ar para o ambiente externo de baixa pressão (o interior do túnel). O esquema da figura 137 mostra o conjunto de tubulações, que é composto por uma válvula de regulagem de pressão, uma válvula de bloqueio, um reservatório e quatro tubos. É importante salientar que a pressão interna na cabine deve ser de, no máximo, 5 atm (ou 0,5 MPa).

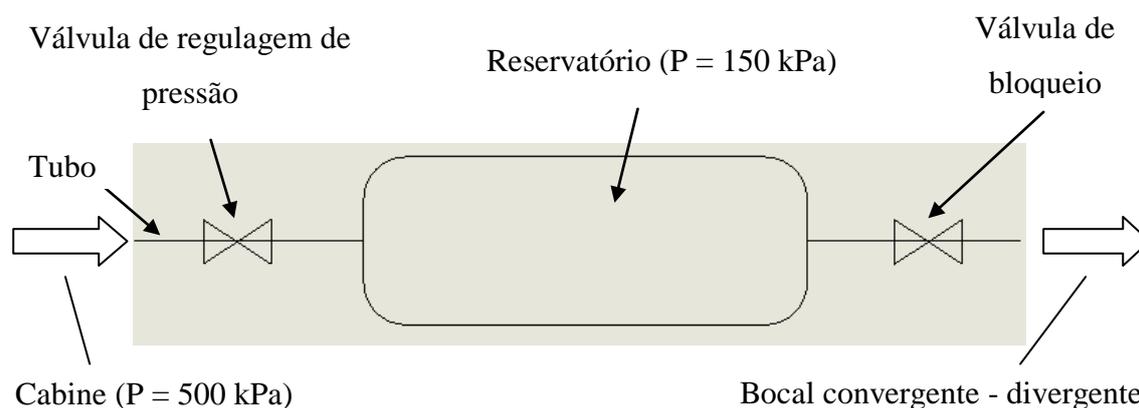


Figura 137: Esquema da tubulação relativa ao subsistema de propulsão a ar comprimido interno

3.4.1.1 Tubos

Todos os tubos devem ser dimensionados de acordo com a sua pressão interna e com o fluido transportado. No caso em questão, o fluido é ar e a pressão interna máxima assumida (sem considerar as perdas nesse momento) é de 0,5 MPa. O material do tubo segue a norma ASTM A53, que define a composição química do aço e suas propriedades mecânicas, e possui grau A. Isto implica dizer que o teor de carbono máximo do aço é de 0,25% e o seu limite de escoamento mínimo é de 210 MPa [4]. Além disso, por definição de projeto, o diâmetro nominal dos tubos é de 2".

A série dos tubos é dada pela equação 20. A pressão manométrica interna de trabalho é de 72 psig, enquanto que a tensão admissível do material (considerando um fator de segurança de 2) é de 15.229 psi. Logo, pela equação 20, a série mínima dos tubos é de 10. Isto significa que o tubo selecionado pode apresentar quaisquer das séries disponíveis comercialmente a partir de 10. Selecionou-se o valor padrão de série estabelecido pela norma ANSI B.36.10. A tabela 32 mostra os dados gerais dos tubos selecionados. Os tubos devem apresentar extremidades flangeadas.

Tabela 32: Dados gerais dos tubos para condução selecionados

Dados relevantes	Tubos posteriores à bomba
Quantidade	4
Comprimento unitário	1 m
Diâmetro nominal	2"
Série (ANSI B.36.10)	40
Material	ASTM A53 Gr.A

3.4.1.2 Válvulas

Todas as válvulas estarão operando sob condições similares de pressão e temperatura, sendo que o respectivo serviço é de baixa responsabilidade. Admite-se que a temperatura de operação seja de 27°C. De acordo com o gráfico da figura 77, para uma classe de pressão 150#, a pressão admissível é de aproximadamente 2 MPa (ou 20 kg/cm²), o que é superior à pressão absoluta de trabalho assumida de 0,5 MPa. Tal

classe de pressão foi a selecionada para todas as válvulas da tubulação em questão, as quais devem apresentar 2" de diâmetro nominal.

A válvula de bloqueio selecionada deverá permitir ou não a saída do ar da cabine para o bocal convergente-divergente, enquanto que a válvula de regulação de pressão deve manter a pressão interna do reservatório de 150 kPa. Quando a pressão global da cabine for igual a 150 kPa, a válvula de bloqueio deve ser fechada. Elas estão posicionadas horizontalmente, como se observa na figura 137. Todas elas são de comando automático. Elas são de aço fundido e suas extremidades são flangeadas, conforme sugerido em [4].

3.4.1.3 Reservatório

A função principal do reservatório é manter uma pressão total constante de 150 kPa para o bocal convergente-divergente, uma vez que a saída progressiva de ar da cabine tenderia a diminuir essa pressão. Como a pressão no reservatório é relativamente baixa, ele pode apresentar uma espessura de 1/2", um diâmetro de 0,7 m e um comprimento de 4 m. Esse reservatório deve estar apoiado na face inferior da estrutura central da cabine (vide capítulo 4).

3.4.2 Bocal convergente-divergente

O principal componente do subsistema de propulsão em questão é o bocal convergente-divergente. Esse bocal tem como principal função aumentar a velocidade de saída do ar, de forma que ela atinja valores maiores do que a velocidade do som no meio. Em outras palavras, o número de Mach se torna maior do que 1. Essa alta velocidade, combinada com a variação de pressão do ar entre a saída e o ambiente externo, geram a propulsão da cabine.

Alguns parâmetros precisam ser considerados no dimensionamento do bocal convergente-divergente. Dois desses parâmetros são a temperatura e a pressão total em um ponto anterior ao bocal. Sabe-se que a pressão total do ar que sai do reservatório é de 150 kPa e que sua temperatura inicial é assumida como sendo aproximadamente 300 K. Além disso, o diâmetro anterior do bocal é de 2", o que equivale ao diâmetro dos

tubos. Outro dado relevante é a pressão do ar externo. Essa pressão equivale a 30 torr (ou 4 kPa).

Por meio das equações 61 - 66, pormenorizadas em [6], é possível estimar a temperatura, a pressão, a velocidade, a área de saída e o número de Mach do ar. Foi desenvolvido o programa do anexo A25 que, além de realizar todos os cálculos necessários, encontra as dimensões ideais do bocal para que a variação de velocidade da cabine seja máxima. O programa considera que não haverá mais propulsão quando a pressão da cabine for reduzida para 150 kPa.

$$V_e = M_e \sqrt{\gamma R T_e} \quad (61)$$

$$T_e = T_0 \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_e^2 \right)^{-1} \quad (62)$$

$$P_e = P_0 \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_e^2 \right)^{-\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (63)$$

$$\frac{A_e}{A^*} = \frac{1}{M_e} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_e^2 \right) \right)^{\frac{\gamma + 1}{2(\gamma - 1)}} \quad (64)$$

$$\dot{m} = 0,0404 \frac{P_0}{\sqrt{T_0}} A^* \quad (65)$$

$$F_{\text{prop}} = \dot{m} V_e + (P_e - P_a) A_e \quad (66)$$

Também são consideradas as ondas de choque normais que podem ser geradas no interior do bocal. Tais ondas de choque não devem ocorrer, uma vez que elas diminuem a eficiência da propulsão. Para isso, a pressão na saída P_e deve ser maior do que a pressão ambiente de 4 kPa. Ademais, considerou-se uma cabine cujo volume útil de ar estimado é de 60 m³. Os resultados do programa se exibem na tabela 33 a seguir.

Tabela 33: Parâmetros relevantes do bocal convergente-divergente

Parâmetros relevantes	Valor
Força de propulsão	436 N
Velocidade de saída do ar	621 m/s
Vazão mássica do ar	0,7 kg/s
Tempo de propulsão	465 s
Temperatura de saída do ar	108 K
Pressão de saída do ar	4.208 Pa
Área da garganta do bocal	0,0020 m ²
Área de saída do bocal	0,0085 m ²
Número de Mach de saída	3

A figura 138 abaixo exibe uma ilustração do bocal convergente-divergente.

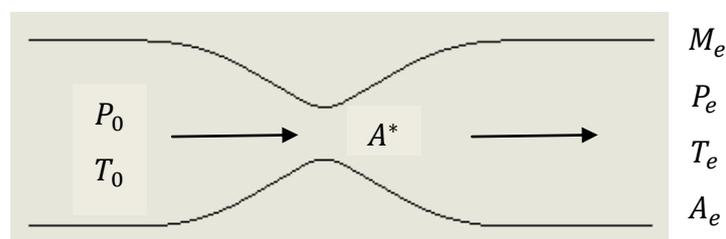


Figura 138: Bocal convergente-divergente

3.4.3 Cinética da cabine

Com esses resultados, é possível determinar a propulsão da cabine ao longo do tempo. De fato, como a massa total da cabine diminuirá conforme o ar for liberado, a aceleração aumentará ao longo do tempo. Isto requer que os cálculos cinéticos sejam realizados a cada instante de tempo. O gráfico da figura 139 mostra a velocidade da cabine ao longo do tempo (considerando uma velocidade inicial nula). A massa total inicial da cabine é de 5.000 kg. Note que a velocidade irá se tornar constante (em aproximadamente 42 m/s) a partir do momento em que a pressão total da cabine equalizar a pressão do reservatório (de 150 kPa).

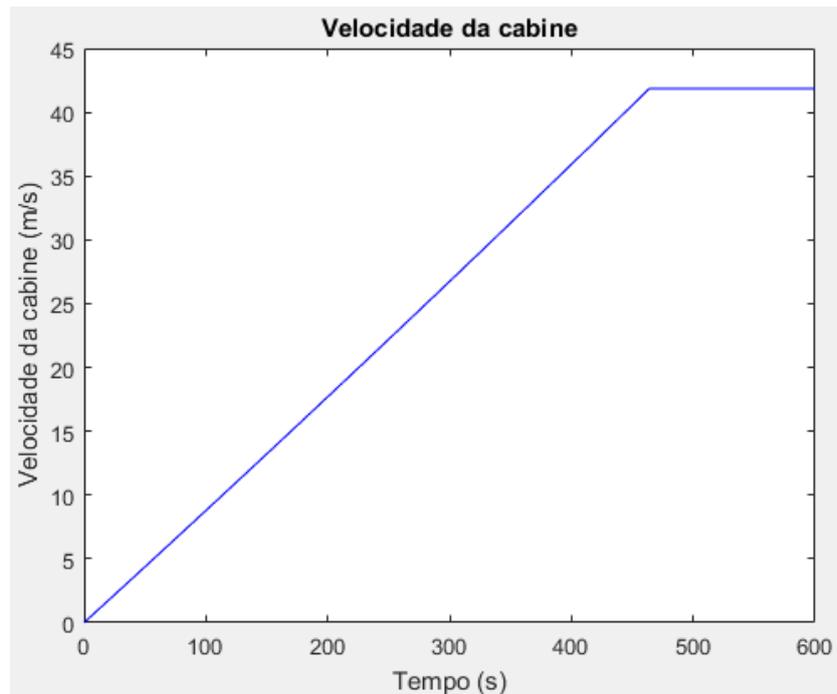


Figura 139: Variação na velocidade da cabine em virtude do subsistema de propulsão a ar comprimido interno

3.5 Subsistema de propulsão auxiliar por motor elétrico

Para que as manobras iniciais e finais da cabine possam ser realizadas, faz-se necessária a utilização de um subsistema de propulsão auxiliar. De fato, nenhum dos subsistemas abordados nos itens anteriores pode ser utilizado com essa finalidade. Essa propulsão auxiliar deve ser dada por meio de um motor elétrico com redutor de velocidades, um acoplamento mecânico, um eixo e uma roda. Estes serão os únicos componentes do sistema de propulsão auxiliar. A sua estrutura de suporte é dimensionada no capítulo 4.

O funcionamento do subsistema depende da existência de trilhos específicos iniciais pelos quais as rodas irão passar. A figura 140 exhibe uma visão do conjunto. Certamente, a tolerância de fabricação dos componentes deve ser rigorosamente seguida para que os trilhos e as rodas se toquem nos momentos adequados.

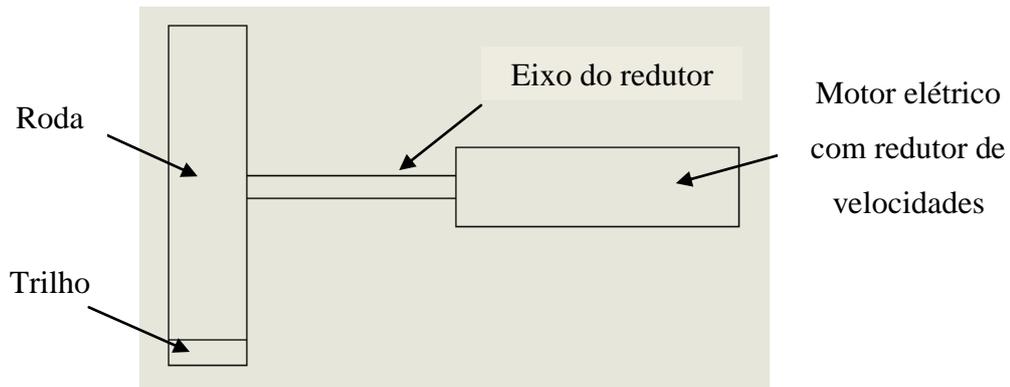


Figura 140: Esquema representativo do subsistema de propulsão auxiliar

Portanto, em linhas gerais, o subsistema de propulsão auxiliar é responsável por conduzir a cabine pela região do estacionamento, do abastecimento de soja e da pressurização interna de ar. Logo, a sua velocidade pode ser baixa (em torno de 2 m/s), o que faz com que os motores não precisem ter uma potência elevada.

3.5.1 Motores elétricos com redutor de velocidade

Por definição de projeto, optou-se por empregar quatro conjuntos de propulsão auxiliar por cabine. Desse modo, cada motor elétrico é responsável por 1/4 da potência necessária para mover a cabine. Essa potência é calculada com base na força requerida para acelerar o veículo e para vencer a resistência ao rolamento, na velocidade do veículo e no rendimento geral do conjunto motorredutor.

A força necessária para vencer a resistência ao rolamento é dada pelo coeficiente de resistência ao rolamento e pelo peso sustentado pela roda. O coeficiente de resistência irá depender das condições de rolamento e vale, de acordo com [5], 0,012. Como o peso total da cabine é de 50 kN, cada roda sustenta 12.500 N. Logo, a força de resistência ao rolamento é:

$$F_{rr} = f_{rt} P_{sr} = 150 \text{ N} \quad (67)$$

Além da força de resistência ao rolamento, também deve ser considerada a força necessária para acelerar a cabine de 0 a 2 m/s. Como essa variação de velocidade deve se dar em 5 s, a aceleração é de 0,4 m/s². Para o controle da velocidade do motor, deve

ser integrado um PWM ao seu circuito de acionamento. No entanto, o detalhamento dos dispositivos elétricos necessários não faz parte do escopo do presente trabalho.

A força necessária em cada roda para acelerar a cabine é dada por:

$$F_a = \frac{m_{cab} a_{cab}}{4} = 500 \text{ N} \quad (68)$$

Uma vez que a velocidade da cabine é baixa, serão desprezados quaisquer esforços provenientes do seu arrasto. Com isso, a força total necessária se torna:

$$F_t = F_{rr} + F_a = 650 \text{ N} \quad (69)$$

Para uma velocidade máxima de 2 m/s e um rendimento de 80% para o conjunto motorreductor, a potência requerida de cada motor elétrico é de:

$$P_r = \frac{F_t v_{cab}}{\eta_{mr}} = 1.625 \text{ W} \quad (70)$$

Portanto, o motor elétrico selecionado é do modelo GC 35/2R da Geremia Redutores, que apresenta 5,5 kW de potência e uma rotação inicial de 1.700 RPM. As especificações técnicas do motorreductor são resumidamente apresentadas na figura 141 abaixo, extraída do catálogo da Geremia Redutores. O redutor de velocidade associado fornece uma rotação final de 223,23 RPM. Como a roda apresenta 0,15 m de diâmetro, a velocidade tangencial real será de 1,75 m/s, o que é aceitável para o projeto.

MODELO	RED	T máx. (Nm)	1700 RPM - MOTOR 4P 60 Hz				
			Pe (cv)	Pe (kW)	MT (Nm)	RPM	Fs
GC 35/2R	7,62	450	7,50	5,50	226,61	223,23	1,99
	8,88	450	7,50	5,50	264,38	191,34	1,70
	11,35	450	7,50	5,50	337,69	149,80	1,33
	13,54	450	7,50	5,50	402,86	125,57	1,12
	16,40	450	6,00	4,50	390,47	103,64	1,15
	18,49	450	6,00	4,50	440,27	91,92	1,02
	20,31	450	5,00	3,70	402,86	83,71	1,12
	22,42	450	5,00	3,70	444,83	75,81	1,01
	26,17	450	4,00	3,00	415,26	64,97	1,08
	28,77	450	4,00	3,00	450,00	59,09	1,00

Figura 141: Especificações técnicas do motorreductor

3.5.2 Rodas

As quatro rodas idênticas que farão parte do sistema de propulsão adicional por motor elétrico deverão ter diâmetro nominal de 150 mm e interno de 35 mm (dado pelo eixo do redutor), com rasgo de chaveta de 10 mm. O desenho técnico da roda é o de número 36 e ela pode ser vista na figura 142 abaixo. O material da roda é de aço carbono SAE 1020.

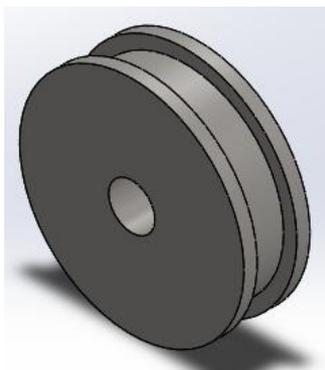


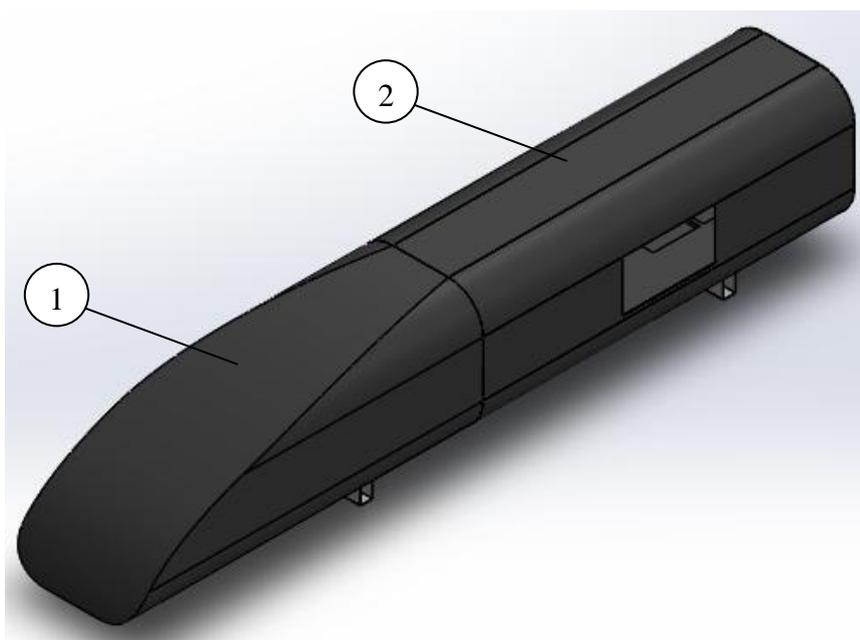
Figura 142: Roda do subsistema de propulsão auxiliar

Capítulo 4

Cabine de transporte das caixas de soja

As cabines responsáveis por transportar todas as caixas de soja até o seu destino final devem ser projetadas com base em uma série de requisitos técnicos. Esses requisitos técnicos envolvem todos os subsistemas de propulsão dimensionados no capítulo anterior, as vigas da ponte rolante adaptada, a disposição das caixas de soja na cabine, a localização da porta, a pressão interna máxima na cabine, a aerodinâmica da sua região frontal e o dispositivo de frenagem. Esses tópicos são interligados e serão detalhados neste capítulo.

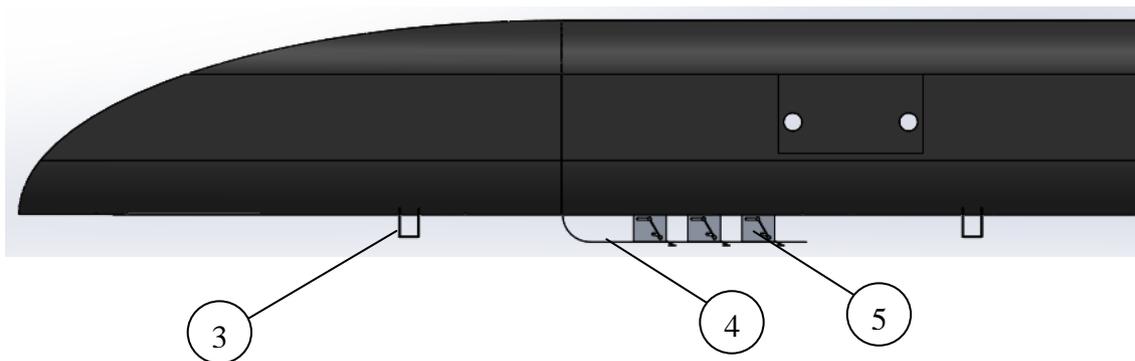
As figuras 143 - 146 abaixo mostram diferentes imagens da cabine. O desenho foi produzido através do SolidWorks. É válido ressaltar que não foi projetado nenhum sistema de refrigeração ou aquecimento interno, visto que assume-se que haverá uma troca de calor pela parede da cabine suficientemente alta para que a sua temperatura se mantenha constante durante todo o tempo.



Legenda:

1. Estrutura frontal
2. Estrutura central

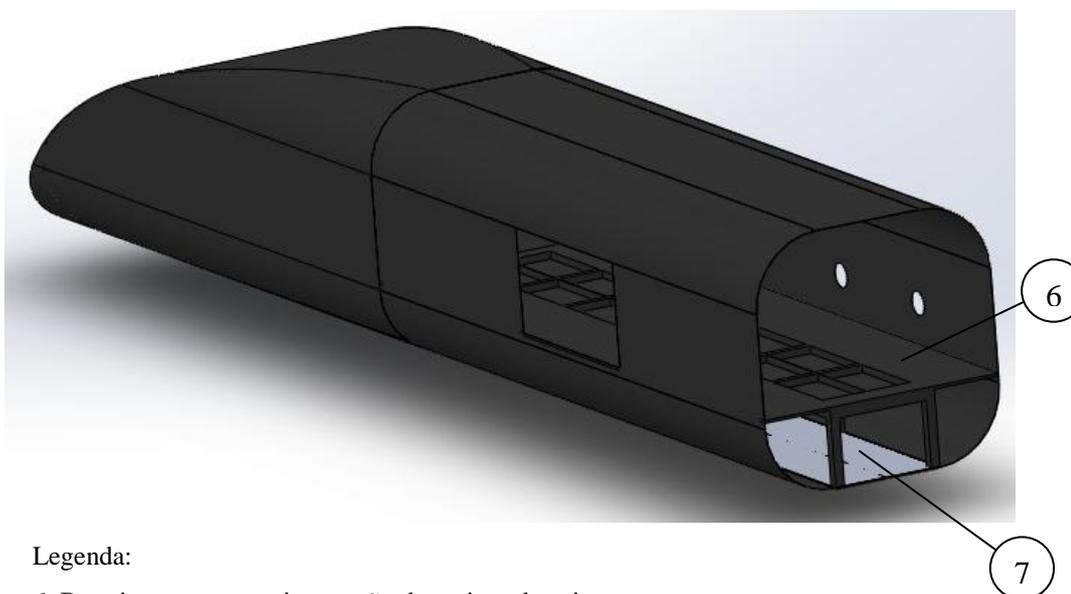
Figura 143: Perspectiva isométrica da cabine



Legenda:

- 3. Suportes das rodas e do motor elétrico do subsistema de propulsão auxiliar
- 4. Suporte do sistema de frenagem
- 5. Sistema de frenagem

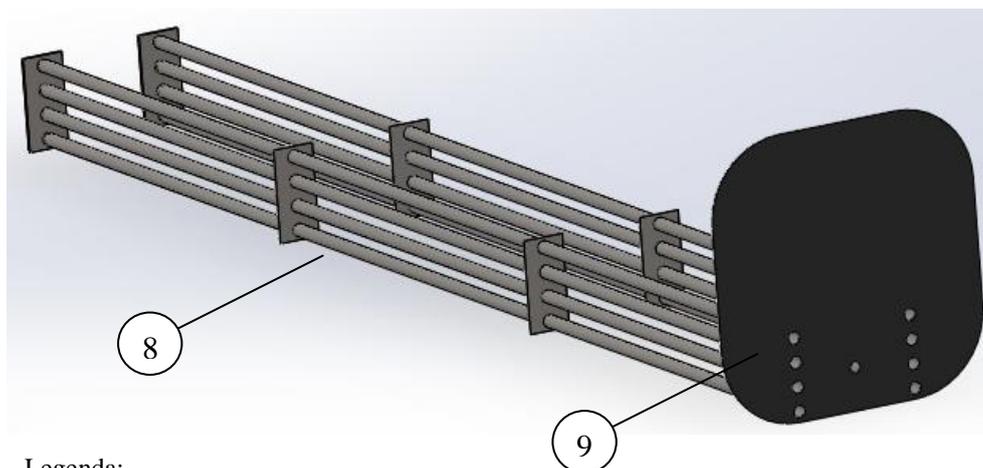
Figura 144: Vista lateral da cabine



Legenda:

- 6. Barreiras para a movimentação das caixas de soja
- 7. Estrutura de suporte

Figura 145: Visão interna da cabine



Legenda:

8. Estrutura de passagem de água em alta pressão

9. Placa traseira

Figura 146: Visão da estrutura de passagem de água em alta pressão com a placa traseira

4.1 Estrutura frontal da cabine

Apesar da densidade e da pressão do ar externo serem extremamente baixas (de 4 kPa), o arrasto causado por ele não pode ser desprezado. Logo, uma estrutura frontal que favoreça o seu escoamento continua sendo de grande importância. A análise do arrasto causado pelo ar segue os princípios fundamentados em [6].

Para uma pressão de 30 torr (ou 4 kPa) e uma temperatura constante de 300 K, a equação de estado dos gases ideais mostra que a densidade do ar é de $0,046 \text{ kg/m}^3$. A área frontal da cabine é de $6,81 \text{ m}^2$, como pode ser visto no desenho técnico 37. A vista lateral da estrutura frontal da cabine pode ser vista na figura 147. As dimensões estão em metros.

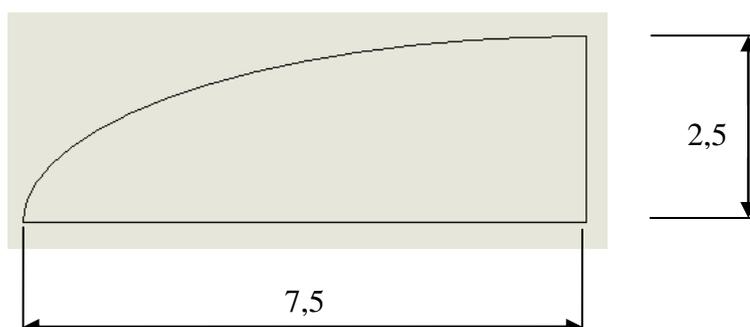


Figura 147: Estrutura frontal da cabine (vista lateral)

Além disso, a velocidade máxima da cabine não ultrapassa 200 m/s. O coeficiente de arrasto foi estimado por meio do gráfico da figura 148 (extraído de [6]). Esse gráfico mostra que, para uma razão de aspecto de 3 (vide figura 147), o coeficiente de arrasto é de 0,35.

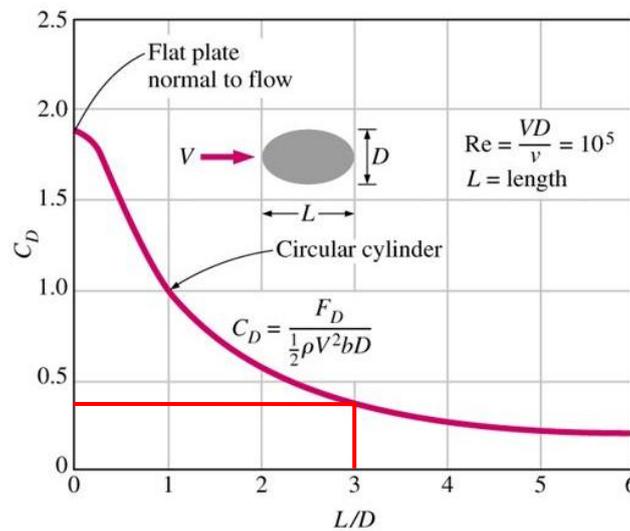


Figura 148: Coeficiente de arrasto em função da geometria da estrutura frontal (extraído de [6])

A partir dos dados supracitados, é possível determinar a força de arrasto máxima que será gerada na cabine. Essa força é dada por:

$$D_{\text{cab}} = \frac{1}{2} \rho_{\text{cab}} V_{\text{maxcab}}^2 S_{\text{cab}} C_{D\text{cab}} = 2.193 \text{ N} \quad (71)$$

Note que essa força causa uma alta desaceleração na cabine de $0,44 \text{ m/s}^2$ quando ela atinge sua velocidade máxima de 200 m/s. O gráfico da figura 149 mostra a força de arrasto da cabine para diferentes velocidades, considerando que ela tenha uma massa de 5 toneladas. Esse gráfico foi produzido pelo código do anexo A26. Essa desaceleração deve ser compensada pelos subsistemas de propulsão a ar comprimido interno e externo. No entanto, essa compensação pode se tornar muito mais custosa para velocidades maiores que 100 m/s (ou 360 km/h).

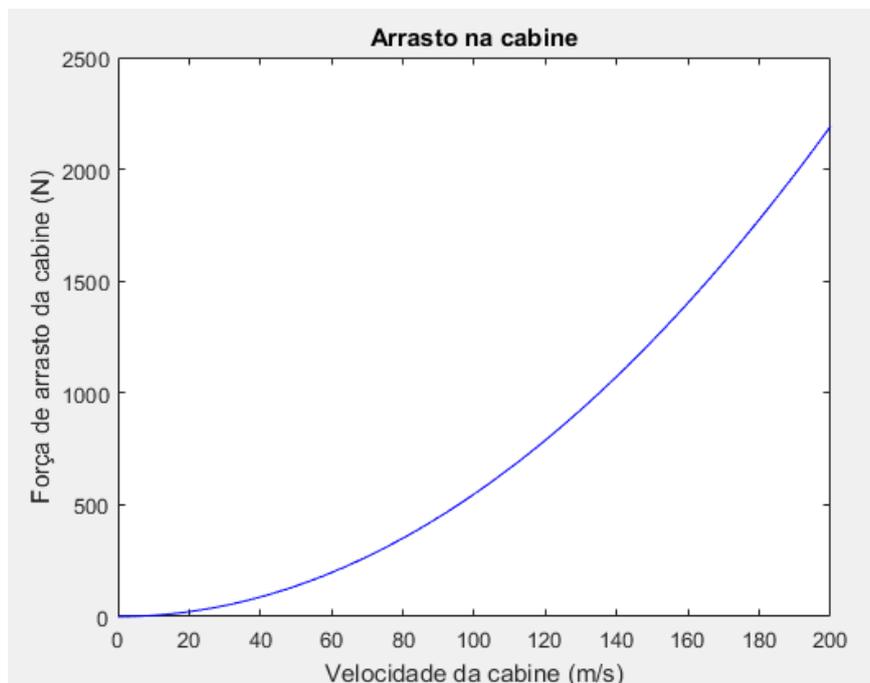


Figura 149: Força de arrasto da cabine para diferentes velocidades

A estrutura frontal da cabine se exhibe na figura 150 e o respectivo desenho técnico é o de número 37.



Figura 150: Estrutura frontal da cabine

4.2 Estrutura central da cabine

Tal estrutura deve ser resistente o suficiente para suportar uma pressão interna de 0,5 MPa. Para que essa alta resistência seja combinada com um baixo peso, é necessário que um material apropriado seja selecionado. Assume-se que ela seja de fibra de carbono.

A determinação do valor teórico aproximado da espessura de parede da cabine segue a metodologia adotada no dimensionamento de vasos de pressão cilíndricos. Para isso, deve ser calculado o diâmetro equivalente da seção da estrutura. Para uma seção de 2,7 m de altura e de largura, o diâmetro equivalente é de 3,82 m. Nota-se que essa é apenas uma aproximação que serve como base para o cálculo da espessura de parede da estrutura central da cabine. Isto porque a cabine é de material compósito e a metodologia refere-se a materiais de comportamento metálico. Desse modo, o projeto exige que experimentos sejam realizados para atestar a confiabilidade da espessura adotada.

A determinação da tensão equivalente na estrutura segue a abordagem proposta em [1] para vasos de pressão cilíndricos. Para um raio de 1,91 m, uma pressão interna de 500 kPa e uma espessura de parede proposta de 6,35 mm, a tensão equivalente de Von Mises é dada pela equação 71.

$$\sigma_{\text{eqcab}} = \frac{\sqrt{3}}{2} \frac{PR}{t} = 130 \text{ MPa} \quad (72)$$

O material compósito selecionado admite uma tensão máxima de 600 a 700 MPa. Logo, a tensão teórica estimada é bem inferior ao máximo permitido, o que é desejável. Como comentado anteriormente, uma análise experimental deve ser realizada para verificar a resistência da estrutura central da cabine ao ser submetida a uma pressão interna de 500 kPa.

A estrutura central da cabine tem alguns cortes e furos fundamentais que apresentam interface com outras estruturas. São nomeados como: corte na superfície inferior, furos nas superfícies laterais e corte para a instalação da porta. Esses cortes e furos são tratados com detalhes a seguir. A estrutura central da cabine se exhibe na figura 151 e o respectivo desenho técnico é o de número 38.



Figura 151: Estrutura central da cabine

4.2.1 Corte na superfície inferior

Um dos principais cortes é o da superfície inferior. A estrutura de suporte abordada no item 4.4 foi projetada com o intuito de ser anexada nas estruturas central e frontal. Para que essa anexação seja feita de forma a distribuir os esforços provenientes do dispositivo de frenagem (vide item 4.9) e do peso da cabine por boa parte de sua superfície inferior, o corte se torna imprescindível. A figura 152 mostra uma vista em corte da cabine com a estrutura de suporte.

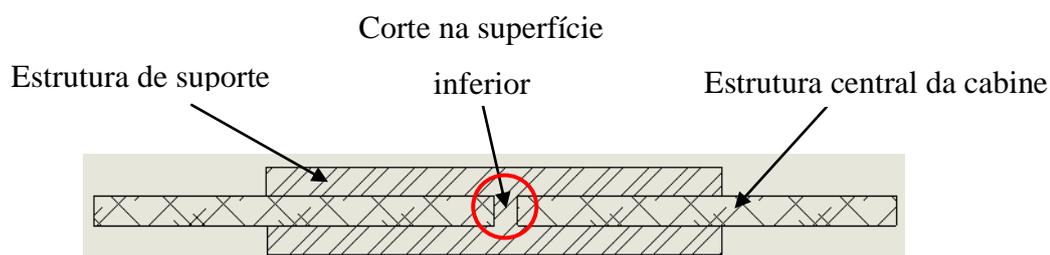


Figura 152: Vista em corte da superfície inferior da estrutura central da cabine com a estrutura de suporte

4.2.2 Furos na superfície lateral

Esses furos têm o propósito de permitir a passagem de ar comprimido de uma tubulação externa ao interior da cabine, o que é fundamental para o funcionamento do

sistema de propulsão a ar comprimido interno. Ao todo, a cabine deve apresentar quatro desses furos com um diâmetro de 10".

4.2.3 Corte para a instalação da porta

Esse corte, de 2 m de comprimento e 1,1 m de altura, é fundamental para a instalação da porta projetada no item 4.5. A garra dimensionada no capítulo 2 irá passar com cada caixa de soja através dessa porta.

4.3 Placa traseira

A placa traseira deve resistir ao forçamento externo causado pela compressão das molas do respectivo sistema de propulsão. Como a força elástica máxima total é de 5,1 MN e a área da placa é de aproximadamente 6,81 m², a pressão na região traseira é de 0,75 MPa.

Note que, em virtude da pressão interna na cabine ser de 0,5 MPa, a força resultante na placa irá gerar uma pressão inferior a 0,5 MPa durante a sua aceleração. Logo, a situação crítica não se refere ao momento em que a cabine estiver sendo acelerada, mas sim àqueles em que a pressão em seu interior for de 0,5 MPa e ela estiver em velocidade constante. Levando em conta cargas dinâmicas decorrentes da propulsão inicial da cabine, optou-se por uma placa com o dobro da espessura da estrutura central, o que equivale a 12,7 mm.

A placa traseira possui um furo para a saída de ar comprimido e oito furos para a tubulação de água em alta pressão. Ela se exhibe na figura 153 e o respectivo desenho técnico é o de número 39.

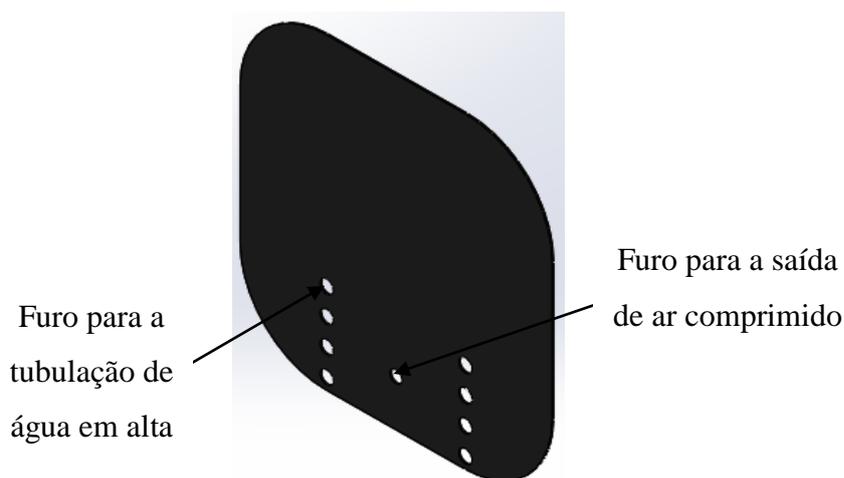


Figura 153: Placa traseira

4.3.1 Furo para a saída de ar comprimido

Esse furo está associado ao subsistema de propulsão a ar comprimido interno (vide item 3.4). O ar comprimido mantido na cabine busca escapar dela através do bocal convergente-divergente cuja seção de saída é soldada no furo.

4.3.2 Furos para a tubulação de água em alta pressão

Os oito tubos do subsistema de propulsão hidráulica (vide item 3.2) devem passar por esses furos. Logo, o diâmetro dos furos devem corresponder ao diâmetro externo dos tubos.

4.4 Estrutura de suporte

A estrutura de suporte é montada na estrutura central da cabine. A figura 152 mostra essa montagem. A principal finalidade desse componente é a de sustentar o dispositivo de frenagem, os trilhos magnéticos e os suportes dos motores elétricos do respectivo subsistema de propulsão. Essa estrutura não sofre esforços relevantes e, portanto, seu dimensionamento se baseou nas dimensões do corte da superfície inferior (vide item 4.2.1) e nas dimensões da cabine. A figura 154 mostra a estrutura de suporte, enquanto que o desenho técnico 40 a detalha. Ela é de duralumínio 7075.

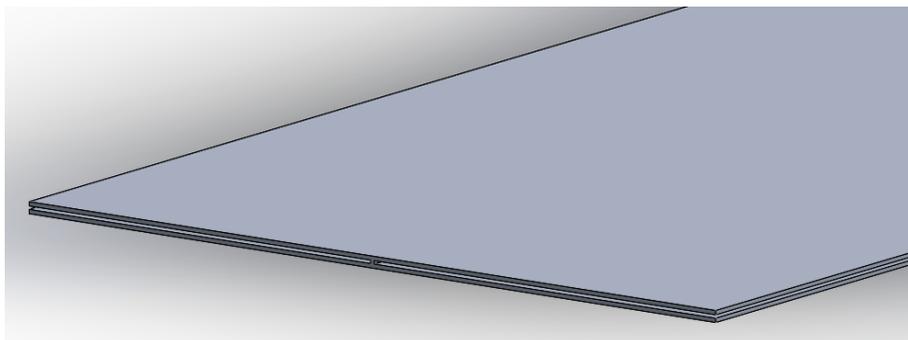


Figura 154: Estrutura de suporte ampliada

4.5 Porta principal

A porta principal irá deslizar pelos trilhos da placa base das caixas de soja. Note que a espessura da porta é maior do que a da estrutura central. Ao todo, a porta principal é composta por: placa da porta, conjunto pinhão-cremalheira, motor elétrico com redutor de velocidade e peças de vedação. Cada componente será detalhado a seguir. Uma representação geral da porta se apresenta na figura 155.

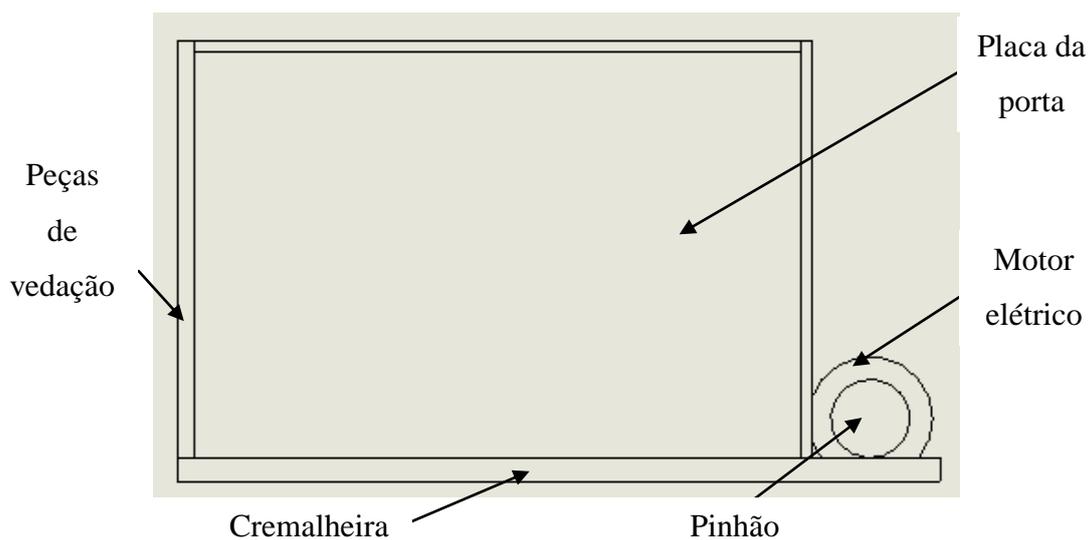


Figura 155: Porta principal

4.5.1 Placa da porta

O dimensionamento da placa da porta deve estar de acordo com as dimensões do corte abordado no item 4.2.3 (que é de 2 m de largura por 1,1 m de altura). Por definição de projeto, adotou-se uma espessura duas vezes superior ao da estrutura

central, isto é, 12,7 mm. A placa da porta é de duralumínio 7075, cujo limite de escoamento é de 495 MPa. Utilizando um fator de segurança de 2, a tensão admissível na placa torna-se 248 MPa. Tal valor é superior à tensão equivalente teórica de 130 MPa, calculada pela equação 72.

4.5.2 Motor elétrico com redutor de velocidade

O motor elétrico deve fornecer potência suficiente para o deslizamento da porta. Sabendo que o peso da placa é de 785 N, que o coeficiente de atrito entre as superfícies é de 0,74 [2] e que a sua velocidade de abertura e fechamento deve ser em torno de 0,5 m/s, a potência mínima requerida é de 290 W. Portanto, o motorredutor selecionado é do modelo GC55/3R da Geremia Redutores, cuja potência é de 0,55 kW e a velocidade angular, de 3,33 RPM. As especificações do motorredutor são destacadas na figura 156. É válido salientar que tanto o motor quanto o redutor estão aparafusados na estrutura central da cabine.

MODELO	RED	T máx. (Nm)	1700 RPM - MOTOR 4P 60 Hz				
			Pe (cv)	Pe (kW)	MT (Nm)	RPM	Fs
GC55/3R GC25/2R	509.93	1700	0.75	0.55	1423	3.33	1.20
	605.82	1700	0.75	0.55	1690	2.81	1.01
	617.76	1700	0.50	0.37	1149	2.75	1.48
	765.15	1700	0.50	0.37	1423	2.22	1.19
	844.78	1700	0.50	0.37	1571	2.01	1.08
	909.02	1700	0.50	0.37	1691	1.87	1.01
	1003.62	1700	0.33	0.25	1244	1.69	1.37
	1171.09	1700	0.33	0.25	1452	1.45	1.17
	1287.43	1700	0.33	0.25	1596	1.32	1.06
	1424.93	1700	0.25	0.18	1325	1.19	1.28
	1590.63	1700	0.25	0.18	1479	1.07	1.15

Figura 156: Especificações técnicas principais do motorredutor selecionado

4.5.3 Conjunto pinhão-cremalheira

Esse conjunto é responsável por transformar o movimento de rotação do eixo do redutor em movimento de translação da placa da porta. Por definição de projeto, o número de dentes da engrenagem cilíndrica (pinhão) é de 20 e o módulo, de 4. Como a força tangencial nos dentes das engrenagens é relativamente baixa, de 581 N, não foram realizados os mesmos cálculos do capítulo 2 para a determinação das tensões atuantes

neles. Assume-se que um módulo de 4 seja suficiente. Já a cremalheira tem um comprimento de 2 m (equivalente à largura da porta na qual ela é soldada).

4.5.4 Peças de vedação

Há peças de vedação de borracha para evitar qualquer saída ou entrada indevida de ar na cabine enquanto a porta estiver fechada. Elas devem ser coladas ao redor da placa da porta e sua seção é apresentada na figura 157. Sua espessura t equivale a 1/4".

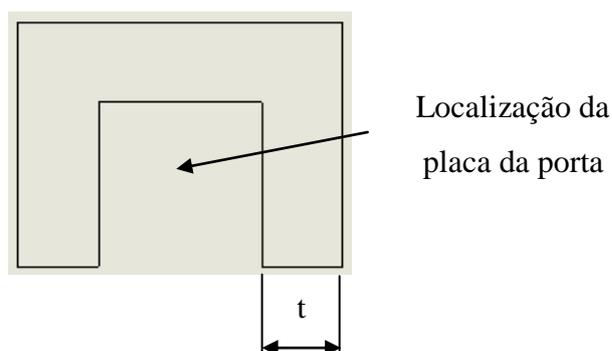


Figura 157: Seção transversal das peças de vedação

4.6 Tubos internos para a passagem de água em alta pressão

O subsistema de propulsão hidráulica está diretamente relacionado com os oito tubos internos para a passagem de água em alta pressão. O item 3.2 mostrou que a pressão interna em cada tubo é de, no máximo, 1,82 MPa. Já a ambiente é de 0,5 MPa (vide item 3.4), o que resulta em uma pressão manométrica de 1,32 MPa. O material deles segue a norma ASTM A53, que define a composição química do aço e suas propriedades mecânicas, e possui grau A. Isto implica dizer que o teor de carbono máximo do aço é de 0,25% e o seu limite de escoamento mínimo é de 210 MPa [4].

O diâmetro interno dos tubos é de 4,5". Por outro lado, a sua série é dada pela equação 20. A pressão manométrica interna de trabalho é de 191 psig, enquanto que a tensão admissível do material (considerando um fator de segurança de 2) é de 15.229 psi. Logo, pela equação 20, a série mínima dos tubos é de 20, o que significa que, de acordo com a norma ANSI B.36.10, a espessura de 1/4" é aceitável. Todavia, esse tubo não é disponível comercialmente, uma vez que segue premissas bem específicas de

dimensionamento. O desenho técnico dos tubos com sua estrutura auxiliar é o de número 41. Eles podem ser vistos na figura 158.

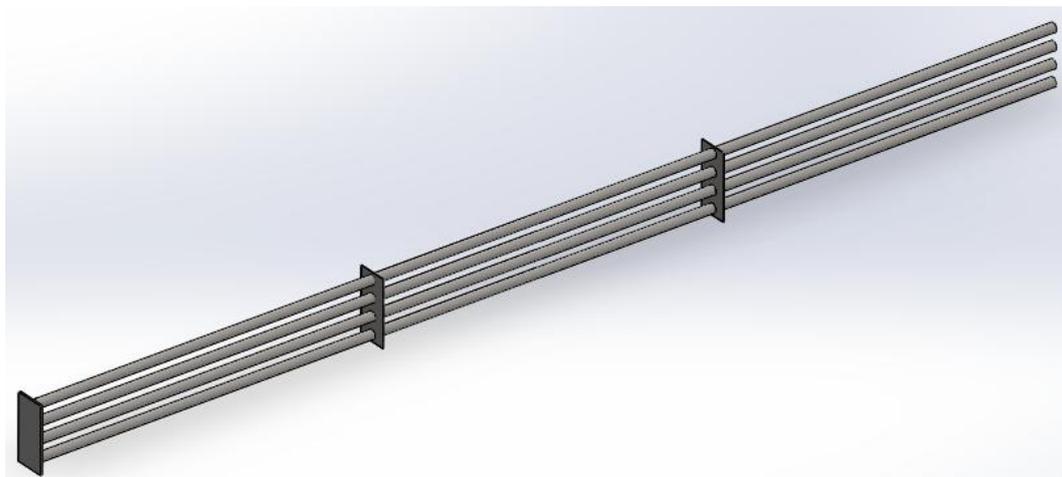


Figura 158: Tubos internos para a passagem de água em alta pressão (são duas dessas estruturas por cabine)

4.7 Dispositivo de frenagem

De fato, desacelerar um veículo que pode apresentar uma velocidade de aproximadamente 200 m/s exige cautela. Desse modo, projetou-se um dispositivo específico que garante que a cabine seja desacelerada de maneira eficaz e eficiente. Esse dispositivo é composto por barras de dimensões distintas, placas guias, placa de cermeto, compressor de ar, válvula e atuador pneumático. A figura 159 apresenta uma visão geral do dispositivo de frenagem (o conjunto eletropneumático não está representado).

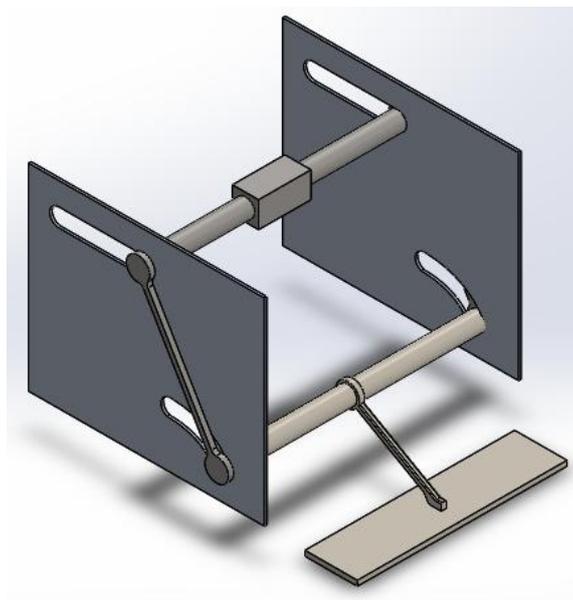


Figura 159: Dispositivo de frenagem

4.7.1 Características gerais da frenagem

Por definição de projeto, o sistema de frenagem deve desacelerar a cabine a uma taxa de 2 m/s^2 . Logo, são necessários em torno de 100s para que a cabine atinja o repouso a partir de sua velocidade máxima estimada de 200 m/s . Caso seja necessária uma parada de extrema emergência, sugere-se que o dispositivo de levitação seja desligado, o que provoca um atrito elevado entre os trilhos e a cabine (o que pode por fim provocar danos severos na sua estrutura e também nos próprios trilhos).

São, ao todo, três dispositivos de frenagem similares que se distribuem ao longo da estrutura de suporte detalhada no item 4.4. Logo, cada dispositivo é responsável por gerar $1/3$ da força de frenagem total da cabine. Como ela apresenta aproximadamente 5.000 kg e a sua desaceleração estimada é de 2 m/s^2 , a força de frenagem total é de 10 kN . Assim, cada dispositivo deve gerar uma força de atrito em torno de $3,33 \text{ kN}$.

4.7.2 Placa de frenagem

Entre o solo e o braço principal de frenagem, deve haver uma placa de cermeto. Sugere-se que a união entre ambos os componentes se dê por parafusos. As propriedades do material da placa que são mais relevantes para o projeto se exibem na

tabela 34 e foram extraídas de [2], enquanto que as dimensões foram definidas com base nas da superfície inferior da cabine.

Tabela 34: Parâmetros relevantes da placa de frenagem

Parâmetros relevantes	Valor
Coefficiente de fricção	0,32
Pressão máxima	1 MPa
Temperatura máxima	400°C
Comprimento	0,4 m
Largura	0,1 m
Espessura	0,01 m

4.7.3 Braço principal de frenagem

O dimensionamento do braço principal de frenagem segue a metodologia proposta em [4]. A figura 160, obtida de [2], mostra o diagrama de corpo livre e os parâmetros dimensionais do braço de frenagem.

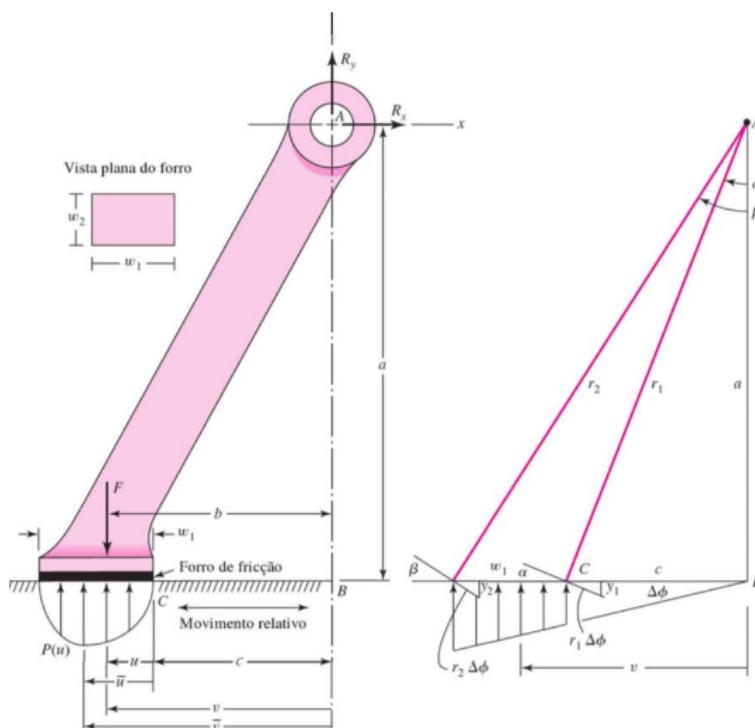


Figura 160: Diagrama de corpo livre e parâmetros dimensionais do braço de frenagem (obtida de [2])

Partindo de uma força de atrito de 3.333 N, de dimensões distintas para o braço e de diferentes inclinações, encontrou-se, por meio do código do anexo A27, os valores ótimos de dimensionamento. Como o material deve ser resistente a altas temperaturas, selecionou-se uma liga de níquel Inconel 600 laminado à quente, cujo limite de escoamento é de 241 MPa a 500°C. Para um fator de segurança de 6, a tensão admissível se torna 40 MPa. O alto valor para o coeficiente de segurança se deve às forças dinâmicas que podem ser geradas no braço, apesar dele tocar o solo vagarosamente.

Em outras palavras, o código desenvolvido calcula as tensões equivalentes no braço para distintas geometrias (seguindo a metodologia desenvolvida em [1]) e diferentes inclinações. Ao todo, três condições devem ser satisfeitas: a tensão equivalente de Von Mises máxima deve ser inferior à admissível, a pressão máxima no freio deve ser menor do que a permitida (vide tabela 34) e a massa do braço deve ser mínima.

Enfim, a tabela 35 exhibe os resultados principais encontrados pelo código supracitado. Nota-se que todas as condições especificadas acima são respeitadas e que todos os três dispositivos são capazes de desacelerar a cabine em 2 m/s².

Tabela 35: Parâmetros de cada braço de frenagem

Parâmetros	Valor
Lado do braço	10 mm
Comprimento do braço	200 mm
Ângulo do braço	30°
Força de frenagem	3.333 N
Reação vertical na barra inferior	1.924 N
Força atuante	12.340 N
Tensão normal no braço	38,5 MPa
Pressão na placa de frenagem	0,3 MPa
Massa do braço	0,17 kg

O braço principal de frenagem pode ser visto na figura 161, enquanto que seu respectivo desenho técnico é o de número 42.



Figura 161: Braço de frenagem

4.7.4 Conjunto de transmissão de movimento

Há uma estrutura composta por placas guias e por barras que irão transmitir o movimento horizontal do atuador para o braço principal de frenagem. A estrutura é composta por: uma barra circular transversal associada ao braço de frenagem; duas placas que irão guiar o movimento das barras circulares; duas barras de seção retangular; duas barras circulares transversais associadas à placa de união do atuador pneumático e essa própria placa. A figura 162 abaixo mostra o conjunto de transmissão.

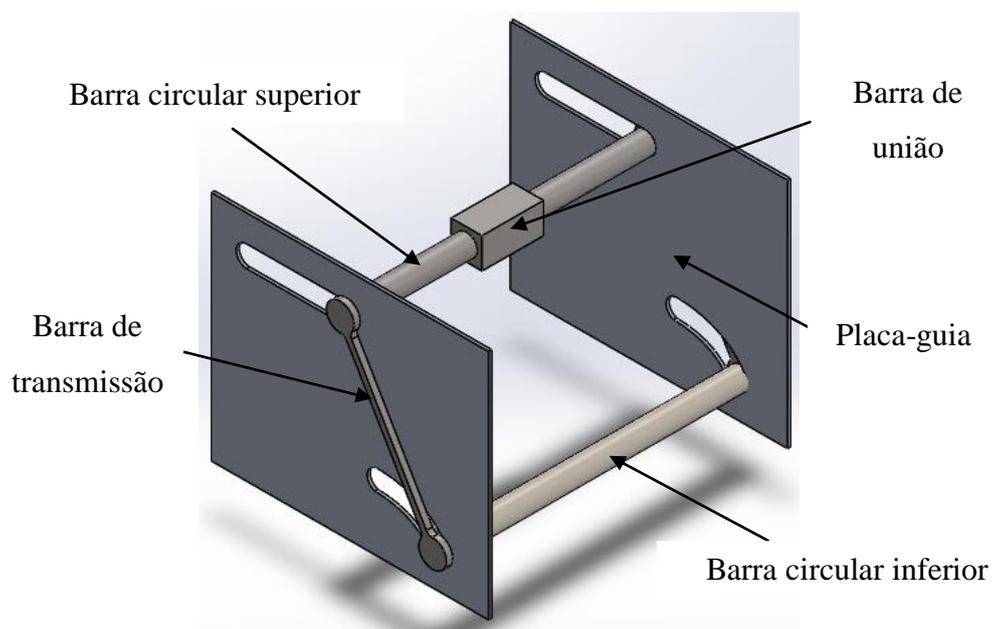


Figura 162: Conjunto de transmissão de movimento de frenagem

4.7.4.1 Barra circular inferior

A barra circular inferior irá transmitir movimento do braço de frenagem para a barra de transmissão (detalhada no item 4.7.4.3). O dimensionamento de todo o sistema de frenagem teve como base a situação crítica em que o freio toca o solo, isto é, a situação em que a barra circular inferior está em sua posição mais baixa. Um detalhamento do posicionamento dos componentes relevantes pode ser visto na figura 163.

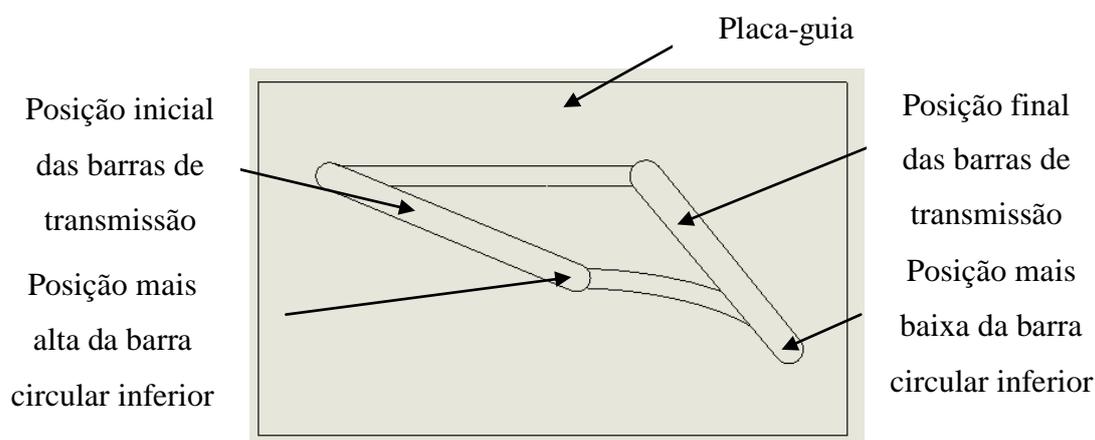


Figura 163: Posicionamento dos componentes relevantes

Logo, é possível perceber que haverá uma reação horizontal das placas guias e uma reação inclinada da barra de transmissão. Esse ângulo é calculado no item 4.7.6 e representa o ângulo da barra de transmissão em sua posição final. Pela tabela 35, a força horizontal do braço de frenagem na barra circular inferior é de 3.333 N (que equivale à força de frenagem), enquanto que a força vertical é de 1.924 N. Logo, a resultante é de 3.848 N.

Uma análise estática da barra permite concluir que as forças de reação das placas guias e das barras de transmissão são de 1.924 N. O momento máximo atuante na barra ocorre na seção mais próxima do braço de frenagem e vale 481 Nm (para uma barra de 0,5 m de comprimento). Adotando a hipótese de viga longa (o que torna o cisalhamento transversal desprezível), o diâmetro mínimo da barra é dado pela equação 73. Note que a barra é de Inconel 600, que possui uma tensão admissível de 120 MPa (com um fator de segurança de 2).

$$d_{bci} = \sqrt[3]{\frac{32M}{\pi\sigma_{adm}}} = 35 \text{ mm} \quad (73)$$

O seu desenho técnico é o de número 43.

4.7.4.2 Barras de transmissão

Em cada extremidade das barras circulares superior e inferior, deverão ser anexadas uma barra de transmissão. Essa barra sofrerá apenas um carregamento axial. Para fins de simplificação, considera-se que a força resultante do braço de frenagem de 3.848 N se distribui igualmente entre as 2 barras de transmissão. Logo, o carregamento axial em cada uma delas é de 1.924 N. Para uma barra de seção quadrada de 10 mm de lado, seguindo a metodologia abordada em [1], a tensão axial é dada por:

$$\sigma_{bt} = \frac{F_{bt}}{A_{bt}} = 19 \text{ MPa} \quad (73)$$

Outra análise que precisa ser realizada diz respeito à flambagem das barras. Considerando que as barras serão bi-articuladas, o seu comprimento efetivo de flambagem é igual ao seu próprio comprimento, de 0,3 m. Elas serão de aço carbono SAE 1020, que apresenta módulo de elasticidade de aproximadamente 200 GPa. Portanto, a carga crítica de flambagem é de:

$$P_{crbt} = \frac{\pi^2 E_{bt} I_{bt}^4}{12 L_{bt}^2} = 18.277 \text{ N} \quad (74)$$

Nota-se que a carga axial é inferior à crítica de flambagem, o que é desejável. Além disso, a tensão admissível é de 175 MPa, visto que o limite de escoamento do aço carbono SAE 1020 é de 350 MPa e o fator de segurança adotado é de 2. Conclui-se, portanto, que as barras de transmissão não irão escoar e tampouco flambar. Logo, o seu dimensionamento está correto. O seu desenho técnico é o de número 44.

4.7.4.3 Barra circular superior

Uma vez que a barra circular superior será submetida a esforços similares aos da barra inferior, as dimensões de sua seção transversal serão as mesmas. No entanto, elas diferem em relação ao seu comprimento (de 0,2 m), a sua quantidade (de uma) e ao seu material (de aço carbono SAE 1020). Serão necessárias duas barras circulares superiores e uma inferior para cada mecanismo de frenagem. O desenho técnico da barra superior é o de número 45.

4.7.4.4 Barra de união

As barras circulares superiores deverão ser soldadas em faces opostas da barra de união. Essa peça tem a função de unir tais barras à haste do atuador. O desenho técnico da barra é o de número 46.

4.7.4.5 Placas guias

As placas guias têm a função de guiar o movimento das barras superior e inferior. As posições inicial e final das barras podem ser observadas na figura 163. Um estudo mais aprofundado desse posicionamento é detalhado no item 4.7.6. Cada mecanismo de frenagem requer a utilização de duas placas guias de alumínio 1060. O seu respectivo desenho técnico é o 47.

4.7.5 Conjunto eletropneumático

A força de frenagem que irá causar a desaceleração da cabine é proveniente de um conjunto eletropneumático. Este, por sua vez, é composto por um compressor de ar, uma válvula solenóide, um atuador pneumático e uma guia linear. Todos esses componentes serão pormenorizados a seguir. Um esquema geral do conjunto pode ser visto na figura 164. Cada cabine tem um conjunto eletropneumático.

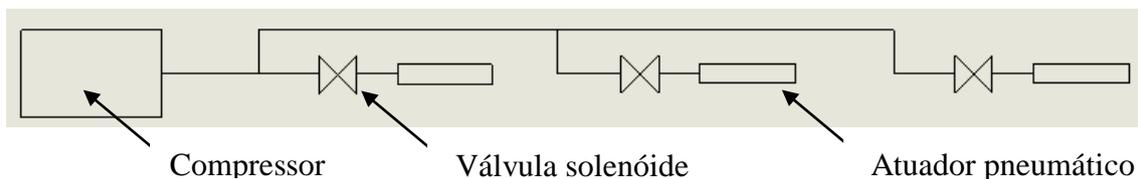


Figura 164: Esquema do conjunto eletropneumático

4.7.5.1 Atuador pneumático

Como calculado no item 4.7.4.2, cada barra de transmissão sofrerá um carregamento axial de 1.924 N. Uma vez que ela está orientada a 60° durante a frenagem, a componente horizontal da força é de 962 N. Logo, como são empregadas duas barras de transmissão, elas exercem na barra circular superior uma força horizontal total de 1.924 N. Essa é a força máxima que o atuador pneumático precisa exercer na placa de união e, por conseguinte, na barra superior para que a cabine desacelere a uma taxa de 2 m/s^2 .

De acordo com a figura 165, extraída do catálogo da Parker, essa força pode ser obtida através de um atuador que apresente um cilindro de 80 mm de diâmetro e uma haste de 25 mm de diâmetro submetido a uma pressão de 5 bar. Na realidade, a desaceleração será um pouco maior que 2 m/s^2 , já que o atuador irá exercer uma força levemente superior a 1.924 N. O atuador pneumático segue a norma ISO 6431.

Ø do Cilindro	Ø da Haste	Avanço Retorno	Força Efetiva (N) / Pressão (bar)										Área Efetiva (mm ²)
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
32	12		64	129	193	257	332	386	450	515	579	643	804,2
			55	100	166	221	276	322	387	442	498	553	691,1
40	16		100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1256,6
			87	174	262	349	436	523	610	698	785	872	1055,5
50	20		157	314	470	627	784	941	1098	1254	1411	1508	1963,5
			137	274	410	547	684	821	958	1094	1231	1368	1649,3
63	20		249	498	746	999,5	1244	1493	1742	1990	2239	2488	3117,2
			218	437	655	875	1092	1310	1529	1747	1966	2184	2803,0
80	25		402	803	1205	1606	2008	2410	2811	3212	3614	4016	5026,5
			371	742	1114	1495	1856	2227	2598	2970	3341	3712	4535,6
100	25		628	1256	1884	2512	3140	3768	4396	5024	5652	6080	7854,0
			564	1128	1692	2320	2884	3448	4012	4640	5268	5896	7363,1
125	32		982	1963	2945	3927	4909	5890	6872	7854	8836	9817	12272
			917	1835	2752	3670	4587	5504	6422	7339	8257	9174	11461
160	40		1608	3217	4825	6434	8042	9651	11259	12868	14476	16085	20106
			1508	3016	4524	6032	7540	9048	10556	12064	13257	15080	18850

Figura 165: Especificações técnicas principais do atuador pneumático (obtido do catálogo da Parker)

4.7.5.2 Válvula solenóide

A seleção da válvula solenóide adequada envolve uma série de requisitos. No entanto, apenas três deles são considerados fundamentais para o projeto. O primeiro é que a válvula deve ser capaz de trabalhar com ar ambiente. O segundo é que ela deve apresentar 5 vias e 2 posições (válvula 5/2 vias). Isto permite o controle da velocidade de entrada e saída do ar do cilindro pneumático de duplo efeito. Outro requisito envolve a pressão máxima que a válvula deverá suportar, que é de 5 bar, conforme abordado no item 4.7.5.1.

4.7.5.3 Compressor de ar

O requisito principal do compressor é apresentar uma pressão de 5 bar. Ele deve encher no momento em que a pressão do ar externo à cabine for de 1 atm, isto é, no momento em que a cabine estiver estacionada. O compressor deve ser fabricado especialmente para o dispositivo de frenagem da cabine. Logo, não selecionou-se previamente um modelo disponível no mercado.

4.7.6 Estudo do funcionamento do mecanismo de frenagem

O funcionamento do mecanismo de frenagem segue resumidamente o esquema representado na figura 166. Logo, a força de frenagem é proveniente de atuadores pneumáticos, os quais se associam a um compressor. Dessa forma, é possível desacelerar totalmente a cabine após 100s. Os freios devem ser acionados na parte final do trajeto ou em qualquer situação de emergência. O projeto prevê que os dispositivos de levitação sejam desligados em caso de emergência.

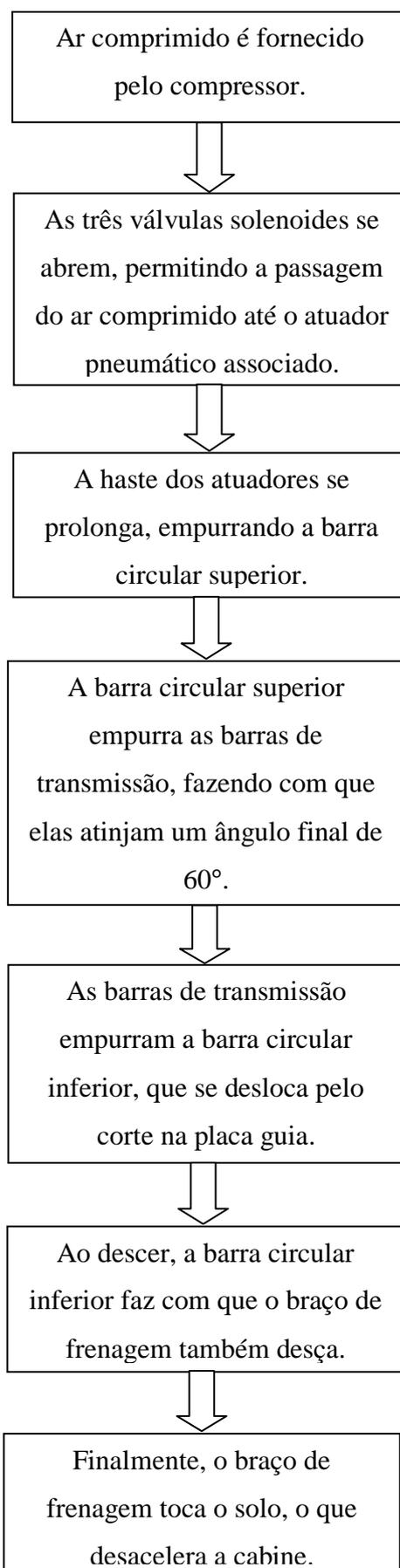


Figura 166: Esquema representativo do funcionamento do mecanismo de frenagem

4.7.7 Suporte do sistema de frenagem

O suporte do sistema de frenagem deverá ser soldado à estrutura de suporte (dimensionada no item 4.4) e tem como funções principais evitar os efeitos prejudiciais do arrasto do ar no mecanismo de frenagem e sustentar todo esse mecanismo. Sugere-se que o suporte, de alumínio 1060, seja fabricado por conformação mecânica. Como os esforços atuantes no suporte não são elevados, optou-se por uma chapa de 5 mm. Ele pode ser visualizado na figura 167 abaixo. O seu desenho técnico é o de número 48.

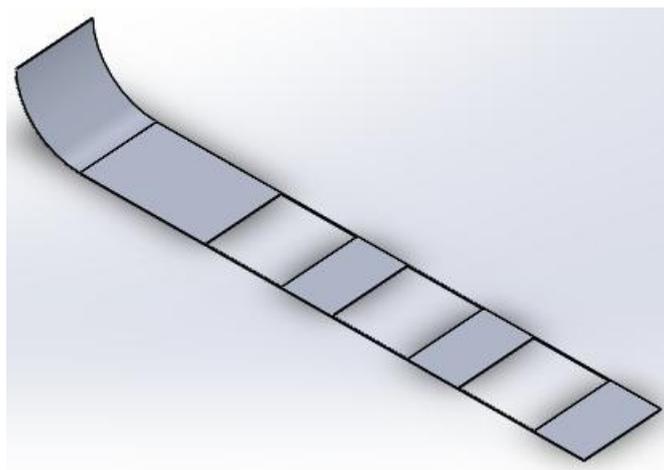


Figura 167: Suporte do sistema de frenagem

Por outro lado, o suporte do atuador pneumático não é especificado neste projeto em decorrência da grande variedade de suportes que podem ser adaptados à estrutura e que exerceriam um bom papel.

4.8 Suportes das rodas e do motor elétrico do subsistema de propulsão auxiliar

As rodas e o motor elétrico que irão atuar na propulsão auxiliar da cabine (tratados no item 3.5) serão sustentados por duas estruturas de suporte. Essas estruturas são exibidas na figura 168 e o seu respectivo desenho é o 49. Essa estrutura de apoio, de aço carbono SAE 1020, não sofre tensões apreciáveis, visto que ela é soldada na estrutura de suporte dimensionada no item 4.4. Ela deverá ter espaço suficiente para

acomodar o motor elétrico, o redutor de velocidades e o circuito elétrico necessário para acionar o motor.

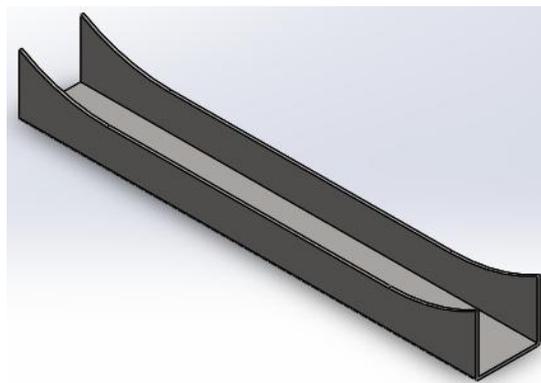


Figura 168: Suporte de duas rodas e dois motores elétricos do subsistema de propulsão auxiliar

4.9 Tubulação interna

O sistema de propulsão a ar comprimido interno requer que ar seja pressurizado na cabine. Esse ar entra pelos orifícios detalhados no item 4.2. Cada orifício desse está associado a uma pequena tubulação interna. Essa tubulação é composta por dois tubos de pequeno comprimento e por uma válvula de retenção. O esquema da figura 169 mostra uma representação dessa tubulação. Por ser simples, ela não é detalhada nesse trabalho. O único requisito fundamental é que o diâmetro interno do tubo seja de 10".

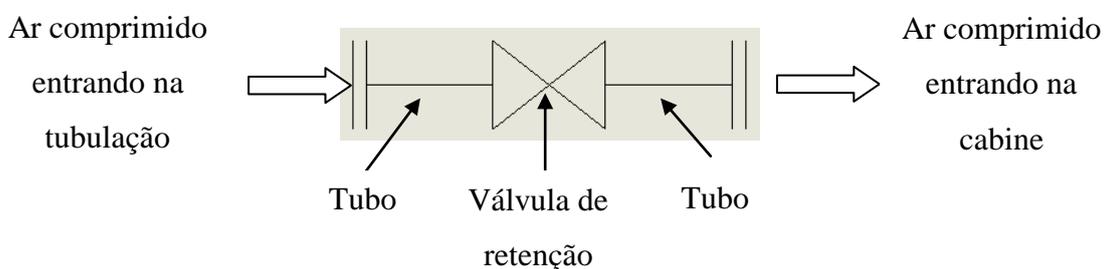


Figura 169: Tubulação interna para passagem de ar comprimido

4.10 Barreiras para a movimentação das caixas de soja

As caixas de soja não podem realizar movimentos indesejáveis no interior da cabine ao longo do trajeto. Como a aceleração da cabine é elevada nos seus estágios

iniciais, as caixas de soja precisam ser travadas. Esse travamento se dá por pequenas barreiras verticais. Essas barreiras estão posicionadas longitudinalmente e transversalmente na cabine, como se observa na figura 170. Essa peça, representada no desenho de número 50, é de fibra de carbono e deve ser colada com adesivos na estrutura central da cabine.

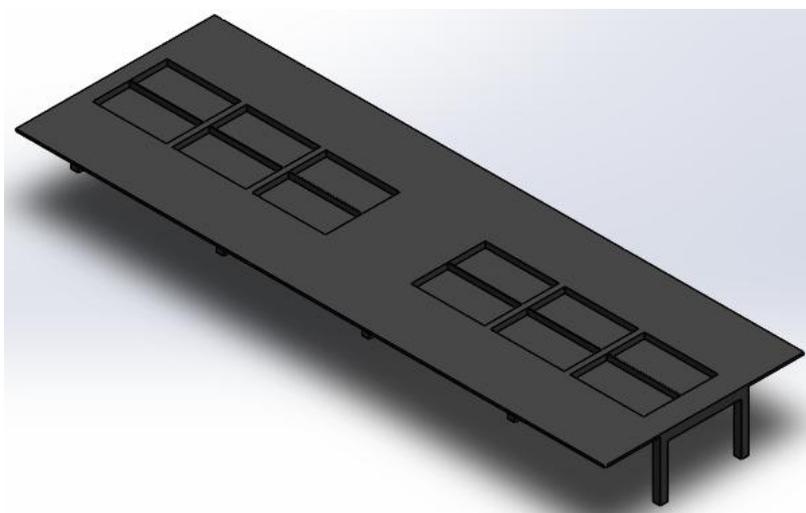


Figura 170: Barreiras para a movimentação das caixas de soja

Capítulo 5

Conclusão

Uma série de mecanismos e dispositivos originais foram desenvolvidos para o projeto de máquinas originais de transporte de soja pelo território brasileiro. Ao todo, o projeto contemplou 50 desenhos técnicos únicos e 27 códigos em Matlab responsáveis pelo dimensionamento, análise de tensões e otimização dos elementos mecânicos que compõem as máquinas supracitadas.

Em suma, os 5 subsistemas de propulsão pormenorizados no trabalho mostram que é possível acelerar uma cabine (em levitação em um túnel de baixa pressão) a uma velocidade de aproximadamente 200 m/s. Todos esses subsistemas são autorais e sua concepção é totalmente original. Em outras palavras, o projeto contempla desde a idealização de máquinas e equipamentos até o seu desenvolvimento técnico. Análises teóricas e numéricas mostraram que o projeto é promissor e representa uma alternativa valiosa para o escoamento de mercadorias em território brasileiro.

Todo o projeto não requer o emprego de combustíveis poluentes e busca evitar o uso da força humana para a realização de tarefas desgastantes e não ergonômicas. Além disso, perdas e roubos de carga ao longo do trajeto se tornam impossíveis com o uso da tecnologia desenvolvida. Outro aspecto de relevância é que o veículo pode alcançar altíssimas velocidades e garantir um escoamento de soja eficaz e eficiente.

A concepção técnica e artística do veículo de transporte, a criação de sistemas responsáveis pela propulsão desse veículo e o projeto completo da máquinas que irão posicionar caixas de soja no seu interior representam um trabalho de Engenharia valioso e promissor para o Brasil. Representa, sobretudo, um sonho: o de fazer da Engenharia nacional uma das principais forças motrizes de um desenvolvimento nacional sustentável.

"Imagine veículos transportando mercadorias em alta velocidade pelo Brasil, sem poluir, não exigindo trabalho humano degradante e anulando a possibilidade de perda de carga, em túneis de baixa pressão. Imagine todo o território nacional interligado dessa forma, escoando de maneira rápida tudo que é produzido no interior do

país. Seria um sonho? Sim, é claro. Mas o que seria da Engenharia senão transformar sonhos em realidade?"

Referências bibliográficas

- [1] HIBBELER, R. C.; Resistência dos materiais, 7ª ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2010.
- [2] BUDYNAS, R.; NISBETT, J. K.; Elementos de Máquinas de Shigley: Projeto de Engenharia Mecânica, 8ª ed. Porto Alegre: AMGH, 2011.
- [3] MACINTYRE, A. J.; Bombas e Instalações de Bombeamento. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1982.
- [4] TELLES, Pedro Carlos da Silva; Tubulações Industriais: Materiais, projeto, montagem. 10.ed.. Rio de Janeiro: LTC, 2001.
- [5] BRASIL, Haroldo Vinagre; Máquinas de levantamento. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1988.
- [6] MUNSON, B. R.; YOUNG, D. F.; OKIISHI, T. H.; Fundamentos de Mecânica dos Fluidos, 4a. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2004.
- [7] CALLISTER, Willian D.; Ciência e Engenharia dos Materiais: Uma Introdução, 8a. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2012.
- [8] ÇENGEL, Yunus A.; BOLES, Michael A.; Termodinâmica, 7a. ed. São Paulo: MCGRAW-HILL, 2013.
- [9] BEER, Ferdinand P; JOHNSTON, Russel; Estática , vol. I, 3.ed. São Paulo: McGraw-Hill, 1988.
- [10] INCROPERA, Frank P.; Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa, 6.ed.. Rio de Janeiro: LTC, 2008.
- [11] NORTON, Robert L.; Cinemática e Dinâmica dos Mecanismos, 1ª ed. São Paulo: MCGRAW-HILL, 2010.
- [12] SHAMES, I. H. ; Dinâmica: Mecânica para Engenharia, vol. 2, 4ª edição. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2003.

- [13] WHITE, Frank M.; Mecânica dos Fluidos, 6a. ed. Rio de Janeiro: AMGH, 2010.

ANEXO A1:

```

%% DETERMINAÇÃO DA ESPESSURA DA CAIXA

% Madeira selecionada: conífera da classe C30

% Note que a altura é bem menor que a largura. Logo, não é necessário
% calcular a estabilidade lateral

clear;
clc;

q = 3;           % carregamento real distribuído na placa inferior
                (em kN/m)
cp = 1.4;       % coeficiente de ponderação (caso desfavorável)

qc = q*cp;      % carregamento corrigido
M_max = 50;     % momento máximo (em kN.cm)
V_max = 2.1;   % força cortante máxima (em kN)

b = 50;         % largura da placa (em cm)
L = 100;       % distância entre os pontos de contraventamento
                (em cm)

k_mod = 0.56;   % coeficiente de modificação (dependente da
                madeira)
gama_c = 1.4;   % coeficiente de ponderação da resistência à
                compressão
gama_v = 1.8;   % coeficiente de ponderação da resistência ao
                cisalhamento
fc0k = 3;       % resistência padrão da madeira à compressão
                paralela (em kN/cm²)
fvk = 0.6;     % resistência padrão da madeira ao cisalhamento
                (em kN/cm²)
Ec0m = 1450;   % módulo de elasticidade padrão da madeira (em
                kN/cm²)

fc0d = k_mod * fc0k / gama_c      % resistência à compressão paralela
                (em kN/cm²)
fv0d = k_mod * fvk / gama_v      % resistência ao cisalhamento (em
                kN/cm²)
Ec0ef = k_mod * Ec0m             % módulo de elasticidade (em
                kN/cm²)
u_lim = L/200                    % flecha máxima permitida por norma
                (em cm)

% Determinação da altura ideal (menor massa que garante a resistência)

h_placa = 0;
sigma_placa = 0;
tal_placa = 0;
u_placa = 0;

for h = 0.1:0.1:100

    I = b*h^3/12;
    S = b*h^2/8;

```

```
sigma_real = (M_max * h/2)/I; % tensão normal
real (em kN/cm²)
tal_real = (V_max * S)/(b * I); % tensão
tangencial real (em kN/cm²)
u_duti = 5 * (0.01*q) * L^4 / (384 * Ec0ef * I); % flecha máxima
real (em cm)

if sigma_real < fc0d && tal_real < fv0d && u_duti < u_lim
    h_placa = h
    sigma_placa = sigma_real
    tal_placa = tal_real
    u_placa = u_duti
    break
end
end
```

ANEXO A2:

```

%% DETERMINAÇÃO DA ESPESSURA DA ABA

% Madeira selecionada: conífera da classe C30

% Note que a altura é bem menor que a largura. Logo, não é necessário
% calcular a estabilidade lateral
clear;
clc;

q = 7.5;           % carregamento real distribuído na placa inferior
                  (em kN/m)
cp = 1.4;         % coeficiente de ponderação (caso desfavorável)

qc = q*cp;        % carregamento corrigido
M_max = 20;       % momento máximo (em kN.cm)
V_max = 2.1;     % força cortante máxima (em kN)

b = 20;           % largura da placa (em cm)
L = 20;           % distância entre os pontos de contraventamento
                  (em cm)

k_mod = 0.56;     % coeficiente de modificação (dependente da
                  madeira)
gama_c = 1.4;     % coeficiente de ponderação da resistência à
                  compressão
gama_v = 1.8;     % coeficiente de ponderação da resistência ao
                  cisalhamento
fc0k = 3;         % resistência padrão da madeira à compressão
                  paralela (em kN/cm²)
fvk = 0.6;       % resistência padrão da madeira ao cisalhamento
                  (em kN/cm²)
Ec0m = 1450;     % módulo de elasticidade padrão da madeira (em
                  kN/cm²)

fc0d = k_mod * fc0k / gama_c           % resistência à compressão
                  paralela (em kN/cm²)
fv0d = k_mod * fvk / gama_v           % resistência ao cisalhamento (em
                  kN/cm²)
Ec0ef = k_mod * Ec0m                  % módulo de elasticidade (em
                  kN/cm²)
u_lim = L/200                          % flecha máxima permitida por
                  norma (em cm)

% Determinação da altura ideal (menor massa que garante a resistência)

h_placa = 0;
sigma_placa = 0;
tal_placa = 0;
u_placa = 0;

for h = 0.1:0.1:100

    I = b*h^3/12;
    S = b*h^2/8;

```

```
sigma_real = (M_max * h/2)/I;           % tensão normal
real (em kN/cm²)
tal_real = (V_max * S)/(b * I);        % tensão
tangencial real (em kN/cm²)
u_duti = (0.01*q) * L^4 / (8 * Ec0ef * I); % flecha máxima
real (em cm)

if sigma_real < fc0d && tal_real < fv0d && u_duti < u_lim
    h_placa = h
    sigma_placa = sigma_real
    tal_placa = tal_real
    u_placa = u_duti
    break
end
end
```

ANEXO A3:

```

%% DETERMINAÇÃO DA ESPESSURA DA BASE DE IÇAMENTO

% Madeira selecionada: conífera da classe C30

% Note que a altura é bem menor que a largura. Logo, não é necessário
% calcular a estabilidade lateral

clear;
clc;

Pi = 1.5;           % carga aplicada na extremidade (em kN)
M_max = 15;        % momento máximo (em kN.cm)
V_max = 1.5;       % força cortante máxima (em kN)

b = 5;             % largura da placa (em cm)
L = 10;           % distância entre os pontos de contraventamento
                 (em cm)

k_mod = 0.56;      % coeficiente de modificação (dependente da
                 madeira)
gama_c = 1.4;      % coeficiente de ponderação da resistência à
                 compressão
gama_v = 1.8;      % coeficiente de ponderação da resistência ao
                 cisalhamento
fc0k = 3;          % resistência padrão da madeira à compressão
                 paralela (em kN/cm²)
fvk = 0.6;         % resistência padrão da madeira ao cisalhamento
                 (em kN/cm²)
Ec0m = 1450;       % módulo de elasticidade padrão da madeira (em
                 kN/cm²)

fc0d = k_mod * fc0k / gama_c           % resistência à compressão
                 paralela (em kN/cm²)
fv0d = k_mod * fvk / gama_v           % resistência ao cisalhamento (em
                 kN/cm²)
Ec0ef = k_mod * Ec0m                   % módulo de elasticidade (em
                 kN/cm²)
u_lim = L/200                          % flecha máxima permitida por
                 norma (em cm)

% Determinação da altura ideal (menor massa que garante a resistência)

h_placa = 0;
sigma_placa = 0;
tal_placa = 0;
u_placa = 0;

for h = 0.1:0.1:100

    I = b*h^3/12;
    S = b*h^2/8;

    sigma_real = (M_max * h/2)/I;       % tensão normal
    real (em kN/cm²)

```

```
tal_real = (V_max * S)/(b * I); % tensão
tangencial_real (em kN/cm²)
u_duti = (Pi * L^3)/(3 * Ec0ef * I); % flecha máxima
real (em cm)

if sigma_real < fc0d && tal_real < fv0d && u_duti < u_lim
    h_placa = h
    sigma_placa = sigma_real
    tal_placa = tal_real
    u_placa = u_duti
    break
end
end
```

ANEXO A4:

```

%% DIMENSIONAMENTO DA GARRA

% Este código calcula as dimensões ótimas da seção transversal das
garras.

clear;
clc;

M_max = 5200;           % momento máximo atuante na garra (em Nm)
Sy = 350*10^6;         % limite de escoamento do material (em Pa)
k = 2;                 % fator de segurança adotado
sigma_adm = Sy/k;      % tensão admissível do material

% Iniciação das variáveis

A_sel = 1000000;
a_sel = 0;
t_sel = 0;
sigma_sel = 0;

% Determinação dos valores ideais de t e a

for a = 0.01:0.01:0.5
    ti = a/20;
    delta_t = a/20;
    tf = a/2;
    for t = ti:delta_t:tf
        c = a/2;
        I = a^4/12 - (a-2*t)^4/12;
        A = a^2 - (a-2*t)^2;
        sigma_real = M_max * c / I;

        if sigma_real < sigma_adm && A < A_sel
            a_sel = a;
            t_sel = t;
            A_sel = A;
            sigma_sel = sigma_real;
        end
    end
end

a_sel
t_sel
A_sel
sigma_sel

```

ANEXO A5:

```

%% CINEMÁTICA DAS GARRAS

% A finalidade desse código é estimar o posicionamento das garras ao
longo
% do tempo

clear;
clc;

l = 1; % metade do comprimento da seção reta
da garra
L_max = sind(45); % avanço máximo permitido
a_massa = 1.7; % aceleração da massa total

% Condições iniciais

theta(1) = 45; % ângulo inicial entre a garra e a
placa de transmissão (garra fechada)
h(1) = l*sind(theta(1)); % projeção inicial da garra no eixo y
t(1) = 0; % tempo inicial
x(1) = 0; % posição inicial da base deslizante
(eixo x)
y(1) = 0; % posição inicial da placa de
transmissão (eixo y)
v(1) = 0; % velocidade inicial
delta_t = 0.001; % variação temporal avaliada

% Análise cinemática

for i = 2:1:10000
    t(i) = t(i-1) + delta_t;
    v(i) = v(i-1) + a_massa * delta_t;
    y(i) = y(i-1) + v(i-1) * delta_t + (a_massa * delta_t^2)/2;
    h(i) = h(i-1) - (y(i) - y(i-1));
    theta(i) = asind(h(i)/l);
    x(i) = l*cosd(theta(i)) - l*cosd(theta(1));

% O percurso real deve ser menor do que 75% do percurso máximo
permitido

    if y(i) > (0.75 * L_max)
        break
    end
end

C = [t;v;y;theta;x]'

filename = 'cinematica_garra.xlsx';
xlswrite(filename,C)

```

ANEXO A6:

```

%% CINÉTICA DAS GARRAS

% A finalidade desse código é estimar os esforços nas garras ao longo
% do tempo

clear;
clc;

l = 1; % metade do comprimento da seção reta
da garra
A = 1.54 * 10^-3; % área da seção transversal da garra
L_max = sind(45); % avanço máximo permitido
a_massa = 1.7; % aceleração da massa total
F_atuador_2 = 1256; % metade da força do atuador (visto
que são duas garras)
Fat = F_atuador_2 * 0.74; % força de atrito da base deslizante

% Carga crítica de flambagem

E = 210 * 10^9; % módulo de elasticidade do material
a = 0.09; % lado da seção
ts = 0.0045; % espessura da seção
I = a^4/12 - (a - 2*ts)^4/12; % momento de inércia da seção
Pcr = (pi^2 * E * I) / l^2; % carga crítica de flambagem

% Condições iniciais

theta(1) = 45; % ângulo inicial entre a garra e a
placa de transmissão (garra fechada)
h(1) = l*sind(theta(1)); % projeção inicial da garra no eixo y
t(1) = 0; % tempo inicial
x(1) = 0; % posição inicial da base deslizante
(eixo x)
y(1) = 0; % posição inicial da placa de
transmissão (eixo y)
v(1) = 0; % velocidade inicial
delta_t = 0.001; % variação temporal avaliada

F_garra(1) = F_atuador_2 / sind(theta(1)); % força inicial da
garra
F_at(1) = Fat; % força de atrito
constante
F_hor(1) = (-1)*F_garra(1) * cosd(theta(1)); % força horizontal
sigma_axial(1) = F_garra(1) / A; % tensão axial na
garra
P_cr(1) = Pcr; % carga crítica de
flambagem constante

% Análise cinética

for i = 2:1:10000
    t(i) = t(i-1) + delta_t;
    v(i) = v(i-1) + a_massa * delta_t;
    y(i) = y(i-1) + v(i-1) * delta_t + (a_massa * delta_t^2)/2;
    h(i) = h(i-1) - (y(i) - y(i-1));
    theta(i) = asind(h(i)/l);

```

```
x(i) = l*cosd(theta(i)) - l*cosd(theta(1));

F_garra(i) = F_atuador_2 / sind(theta(i));
F_at(i) = Fat;
F_hor(i) = (-1)*F_garra(i) * cosd(theta(i));
sigma_axial(i) = F_garra(i) / A;
P_cr(i) = Pcr;

% O percurso real deve ser menor do que 75% do percurso máximo
permitido

    if y(i) > (0.75 * L_max)
        break
    end
end

figure
plot(t,F_garra,'b')
title('Força na garra ao longo do tempo')
xlabel('t [s]')
ylabel('Fgarra [N]')

C = [t;theta;F_garra;F_at;F_hor;sigma_axial]'

filename = 'cinetica_garra.xlsx';
xlswrite(filename,C)
```

ANEXO A7:

```

%% ANÁLISE DO DESLIZAMENTO DA BASE

% A finalidade desse código é verificar a partir de que ângulo inicial
não
% é possível haver deslizamento da base

clear;
clc;

l = 1; % metade do comprimento da seção reta
da garra
A = 1.54 * 10^-3; % área da seção transversal da garra
L_max = sind(45); % avanço máximo permitido
a_massa = 1.7; % aceleração da massa total
F_atuador_2 = 1256; % metade da força do atuador (visto
que são duas garras)
Fat = F_atuador_2 * 0.74; % força de atrito da base deslizante

% Análise do deslizamento

for j = 1:1:90

    theta_i(j) = j;
    F_garra(j) = F_atuador_2 / sind(j); % força inicial da
garra
    F_at(j) = Fat; % força de atrito
constante
    F_hor(j) = F_garra(j) * cosd(j); % força horizontal
    rel(j) = F_at(j) / F_hor(j);

end

D = [theta_i;rel]'

figure
plot(theta_i,rel,'b')
title('Deslizamento da base')
xlabel('Ângulo da garra [graus]')
ylabel('Relação entre a força de atrito e a força horizontal')

```

ANEXO A8:

```
%% DIMENSIONAMENTO DA BARRA DE LIMITAÇÃO

% Este código visa calcular o diâmetro da barra de limitação para o
qual a
% tensão equivalente se iguala à tensão admissível.

clear;
clc;

M_max = 1568;           % momento fletor máximo atuante na barra
V_max = 2751;          % força cortante máxima atuante na barra
sigma_adm = 175*10^6   % tensão admissível da barra

d_blim_sel = 0;        % iniciação do diâmetro selecionado

for d_blim = 0.001:0.001:1
    sigma_max = (32 * M_max / (pi * d_blim^3));
    tal_max = (16 * V_max / (3 * pi * d_blim^2));
    sigma_eq = sqrt(sigma_max^2 + 3 * tal_max^2);
    if sigma_eq < sigma_adm
        d_blim_sel = d_blim;
        break
    end
end

d_blim_sel
```

ANEXO A9:

```

%% DIMENSIONAMENTO DO PARAFUSO SEM FIM E DA ENGRENAGEM HELICOIDAL

% O objetivo central desse código é calcular a geometria do parafuso
sem fim e da engrenagem helicoidal

clear;
clc;

m = 4; % módulo das engrenagens
zc = 40; % número de dentes da coroa

% Dimensionamento da engrenagem cilíndrica de dentes retos

Pc = 1/m; % passo diametral da coroa
dpc = m * zc; % diâmetro primitivo da coroa
dec = (zc + 2) * m; % diâmetro externo da coroa
dic = (zc - 2.5) * m; % diâmetro interno da coroa
hcc = m; % altura da cabeça do dente da
coroa
hpc = 1.25 * m; % altura do pé do dente da coroa
hdc = 2.25 * m; % altura do dente da coroa
ec = 0.25 * m; % folga no pé do dente da coroa
pdc = m * pi; % passo do dente da coroa
bc = 16 * m; % largura do dente da coroa

% Dimensionamento do parafuso sem fim

pxp = pdc; % passo axial do parafuso
phi = 14.5; % ângulo de pressão recomendado
ap = 0.3683 * pxp; % adendo do parafuso
bp = 0.3683 * pxp; % dedendo do parafuso
zp = 1; % número de dentes em contato do
parafuso

for dpp = 1:1:1000 % diâmetro primitivo do parafuso
    C = dpp/2 + dpc/2; % distância entre os centros das
engrenagens
    d_minp = C^0.875/3; % diâmetro mínimo do parafuso
    d_maxp = C^0.875/1.7; % diâmetro máximo do parafuso

    if dpp > d_minp
        break
    end
end

Lp = pxp;
lambda = atand(Lp/(pi*dpp));

COROA = [m zc Pc dpc dec dic hcc hpc pdc bc]';
PARAFUSO = [pxp dpp lambda phi ap bp]';

filename = 'dimensionamento_engrenagem.xlsx';
xlswrite(filename,COROA)

filename = 'dimensionamento_parafuso.xlsx';
xlswrite(filename,PARAFUSO)

```

ANEXO A10:

```

%% ANÁLISE DE TENSÕES NA ENGRENAGEM HELICOIDAL

% Este código visa calcular as tensões AGMA atuantes na engrenagem
% helicoidal e também o seu desgaste superficial

clear;
clc;

dp = 160;           % diâmetro primitivo
Nd = 40;           % número de dentes
m = 4;             % módulo
ad = 4;           % adendo
dd = 5;           % dedendo
b = 64;           % largura da engrenagem

% Determinação da força tangencial atuante na engrenagem helicoidal

Pot = 750;         % potência do motor elétrico
rpm_sf = 177.4;   % rotação do redutor
dp_sf = 0.017;   % diâmetro primitivo do sem fim
n = 0.96;        % rendimento do motorreductor

v_sf = pi * dp_sf * rpm_sf/60;   % velocidade tangencial do sem fim
F_tsf = n * Pot / v_sf;         % força tangencial do sem fim

phi = 14.5;           % ângulo de pressão (em graus)
phi_rad = phi * pi / 180; % ângulo de pressão (em radianos)
lambda = 14.47;      % ângulo de avanço
f = 0.05;           % coeficiente de atrito

corr = abs((cosd(phi) * sind(lambda) + f * cosd(lambda))/...
           (f * sind(lambda) - cosd(phi) * cosd(lambda)));

F_teh = F_tsf / corr; % força tangencial na
engrenagem helicoidal

% Determinação do fator dinâmico Kv (para uma engrenagem fresada)

rpm_eh = rpm_sf / Nd; % rotação da engrenagem
helicoidal
v_eh = pi * (dp/1000) * rpm_eh/60; % velocidade tangencial

Kv = (6.1 + v_eh)/(6.1);

% Determinação do fator de geometria J

Y = 0.39; % fator de forma para 40
dentes
rf = 0.3; % raio de adoçamento

H = 0.34 - 0.4583662 * (2*phi_rad);
L = 0.316 - 0.4583662 * (2*phi_rad);
M = 0.29 - 0.4583662 * (2*phi_rad);

l = ad + dd;

```

```

t = sqrt(6 * l * m * Y);
r = (rf + (dd - rf)^2)/((dp/2) + dd - rf);

Kf = H + (t/r)^L + (t/l)^M;           % fator de concentração de
tensões

J = Y / Kf;

% Determinação da tensão AGMA

sigma_agma = (Kv * F_teh) / (b * m * J)

% Determinação do limite de resistência à fadiga Se

Sut = 1157;                           % tensão última do aço AISI 8620
(MPa)
ka = 4.51 * Sut^(-0.265);             % fator de superfície (acabamento
usinado)
d = 0.808 * (b * t)^0.5;             % dimensão característica do
dente
kb = 1.24 * d^(-0.107);             % fator de tamanho
kc = 1;                               % fator de carregamento
kd = 1;                               % fator de temperatura
ke = 0.814;                          % fator de confiabilidade (99%)
kf = 1.33;                            % efeitos diversos
Sea = Sut/2;

Se = ka * kb * kc * kd * ke * kf * Sea

% Determinação do desgaste superficial

E = 210*10^9;                         % módulo de elasticidade
poi = 0.3;                             % coeficiente de Poisson

Cp = (1 / (pi * 2 * (1 - poi^2)/E))^0.5;
r1 = 1000 * dp_sf * sind(phi) / 2;
r2 = dp * sind(phi) / 2;

sigma_c = Cp * (Kv * F_teh * (1/r1 + 1/r2) / (b * cosd(phi)))^0.5

% Determinação do limite de desgaste superficial

HB = 341;                             % dureza Brinell
Sc = 2.76 * HB - 70;
Cl = 1;                               % fator de correção para a vida
útil
Ch = 1;                               % fator de relação de durezas
Ct = 1;                               % fator de temperatura
Cr = 1;                               % fator de confiabilidade
Sh = Sc * Cl * Ch / (Ct * Cr);

ANALISE = [sigma_agma Se sigma_c Sh]'

filename = 'analise_tensoes1.xlsx';
xlswrite(filename,ANALISE)

```

ANEXO A11:

```

% ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DO MÓDULO E DA ROTAÇÃO DO PARAFUSO SEM FIM

% O objetivo central desse código é verificar a influência do módulo
do
% engrenamento e também da rotação do parafuso sem fim nas tensões e
no
% desgaste superficial da engrenagem helicoidal

clear;
clc;

i = 1;

    for m = 0:0.1:30;

zc = 40;

% Dimensionamento da engrenagem cilíndrica de dentes retos

Pc = 1/m; % passo diametral da coroa
dpc = m * zc; % diâmetro primitivo da coroa
dec = (zc + 2) * m; % diâmetro externo da coroa
dic = (zc - 2.5) * m; % diâmetro interno da coroa
hcc = m; % altura da cabeça do dente da
coroa
hpc = 1.25 * m; % altura do pé do dente da coroa
hdc = 2.25 * m; % altura do dente da coroa
ec = 0.25 * m; % folga no pé do dente da coroa
pdc = m * pi; % passo do dente da coroa
bc = 16 * m; % largura do dente da coroa

% Dimensionamento do parafuso sem fim

pxp = pdc; % passo axial do parafuso
ap = 0.3683 * pxp; % adendo do parafuso
bp = 0.3683 * pxp; % dedendo do parafuso
zp = 1; % número de dentes em contato do
parafuso

for dpp = 1:1:1000 % diâmetro primitivo do parafuso
    C = dpp/2 + dpc/2; % distância entre os centros das
engrenagens
    d_minp = C^0.875/3; % diâmetro mínimo do parafuso
    d_maxp = C^0.875/1.7; % diâmetro máximo do parafuso

    if dpp > d_minp
        break
    end
end

Lp = pxp;
lambda = atand(Lp/(pi*dpp));

dp = dpc;
Nd = zc;
ad = hcc;

```

```

dd = hpc;
b = bc;

% Determinação da força tangencial atuante na engrenagem helicoidal

Pot = 750;
rpm_sf = 177.4;
dp_sf = dpp/1000;
m
n = 0.96;

v_sf = pi * dp_sf * rpm_sf/60;
F_tsf = n * Pot / v_sf;

if lambda < 15
    phi = 14.5;
else
    phi = 20;
end

phi_rad = phi * pi / 180;
f = 0.05;

corr = abs((cosd(phi) * sind(lambda) + f * cosd(lambda))/...
    (f * sind(lambda) - cosd(phi) * cosd(lambda)));

F_teh = F_tsf / corr;

% Determinação do fator dinâmico Kv (para uma engrenagem fresada)

rpm_eh = rpm_sf / Nd;
v_eh = pi * (dp/1000) * rpm_eh/60;

Kv = (6.1 + v_eh)/(6.1);

% Determinação do fator de geometria J

Y = 0.39;
rf = 0.3;

H = 0.34 - 0.4583662 * (2*phi_rad);
L = 0.316 - 0.4583662 * (2*phi_rad);
M = 0.29 - 0.4583662 * (2*phi_rad);

l = ad + dd;
t = sqrt(6 * l * m * Y);
r = (rf + (dd - rf)^2)/((dp/2) + dd - rf);

Kf = H + (t/r)^L + (t/l)^M;

J = Y / Kf;

% Determinação da tensão AGMA

sigma_agma = (Kv * F_teh) / (b * m * J);

% Determinação do limite de resistência à fadiga Se

```

```

Sut = 1157; % tensão última do aço AISI 8620
(MPa)
ka = 4.51 * Sut^(-0.265); % fator de superfície (acabamento
usinado)
d = 0.808 * (b * t)^0.5; % dimensão característica do
dente
kb = 1.24 * d^(-0.107); % fator de tamanho
kc = 1; % fator de carregamento
kd = 1; % fator de temperatura
ke = 0.814; % fator de confiabilidade (99%)
kf = 1.33; % efeitos diversos
Sea = Sut/2;

Se = ka * kb * kc * kd * ke * kf * Sea;

% Determinação do desgaste superficial

E = 210*10^9; % módulo de elasticidade
poi = 0.3; % coeficiente de Poisson

Cp = (1 / (pi * 2 * (1 - poi^2)/E))^0.5;
r1 = dp_sf * sind(phi) / 2;
r2 = dp * sind(phi) / 2;

sigma_c = (Cp * (Kv * F_teh * (1/r1 + 1/r2) / (b *
cosd(phi))))^0.5)/10^6;

% Determinação do limite de desgaste superficial

HB = 341; % dureza Brinell
Sc = 2.76 * HB - 70;
Cl = 1; % fator de correção para a vida
útil
Ch = 1; % fator de relação de durezas
Ct = 1; % fator de temperatura
Cr = 1; % fator de confiabilidade
Sh = Sc * Cl * Ch / (Ct * Cr);

% Resumo

m_sel(i) = m;
sigma_agma_sel(i) = sigma_agma;
Se_sel(i) = Se;
sigma_c_sel(i) = sigma_c;
Sh_sel(i) = Sh;
i = i + 1;
end

figure(1)

plot(m_sel,sigma_agma_sel,'b',m_sel,Se_sel,'g')
title('Influência do módulo nas tensões no dente da engrenagem
helicoidal')
xlabel('Módulo (mm)')
ylabel('Tensão (MPa)')
xlim([0 20])
ylim([0 1000])
legend('Tensão AGMA real','Limite de resistência à fadiga')

```

```

figure(2)

plot(m_sel, sigma_c_sel, 'b', m_sel, Sh_sel, 'g')
title('Influência do módulo no desgaste do dente da engrenagem
helicoidal')
xlabel('Módulo (mm)')
ylabel('Desgaste (MPa)')
xlim([0 20])
ylim([0 1000])
legend('Desgaste superficial real', 'Desgaste admissível')

i = 1;

    for rpm_sf = 0:5:500

m = 4;
zc = 40;

% Dimensionamento da engrenagem cilíndrica de dentes retos

Pc = 1/m; % passo diametral da coroa
dpc = m * zc; % diâmetro primitivo da coroa
dec = (zc + 2) * m; % diâmetro externo da coroa
dic = (zc - 2.5) * m; % diâmetro interno da coroa
hcc = m; % altura da cabeça do dente da
coroa
hpc = 1.25 * m; % altura do pé do dente da coroa
hdc = 2.25 * m; % altura do dente da coroa
ec = 0.25 * m; % folga no pé do dente da coroa
pdc = m * pi; % passo do dente da coroa
bc = 16 * m; % largura do dente da coroa

% Dimensionamento do parafuso sem fim

pxp = pdc; % passo axial do parafuso
ap = 0.3683 * pxp; % adendo do parafuso
bp = 0.3683 * pxp; % dedendo do parafuso
zp = 1; % número de dentes em contato do
parafuso

for dpp = 1:1:1000 % diâmetro primitivo do parafuso
    C = dpp/2 + dpc/2; % distância entre os centros das
engrenagens
    d_minp = C^0.875/3; % diâmetro mínimo do parafuso
    d_maxp = C^0.875/1.7; % diâmetro máximo do parafuso

    if dpp > d_minp
        break
    end
end

Lp = pxp;
lambda = atand(Lp/(pi*dpp));

dp = dpc;
Nd = zc;
ad = hcc;
dd = hpc;

```

```

b = bc;

% Determinação da força tangencial atuante na engrenagem helicoidal

Pot = 750;
dp_sf = dpp/1000;
n = 0.96;

v_sf = pi * dp_sf * rpm_sf/60;
F_tsf = n * Pot / v_sf;

if lambda < 15
    phi = 14.5;
else
    phi = 20;
end

phi_rad = phi * pi / 180;
f = 0.05;

corr = abs((cosd(phi) * sind(lambda) + f * cosd(lambda))/...
    (f * sind(lambda) - cosd(phi) * cosd(lambda)));

F_teh = F_tsf / corr;

% Determinação do fator dinâmico Kv (para uma engrenagem fresada)

rpm_eh = rpm_sf / Nd;
v_eh = pi * (dp/1000) * rpm_eh/60;

Kv = (6.1 + v_eh)/(6.1);

% Determinação do fator de geometria J

Y = 0.39;
rf = 0.3;

H = 0.34 - 0.4583662 * (2*phi_rad);
L = 0.316 - 0.4583662 * (2*phi_rad);
M = 0.29 - 0.4583662 * (2*phi_rad);

l = ad + dd;
t = sqrt(6 * l * m * Y);
r = (rf + (dd - rf)^2)/((dp/2) + dd - rf);

Kf = H + (t/r)^L + (t/l)^M;

J = Y / Kf;

% Determinação da tensão AGMA

sigma_agma = (Kv * F_teh) / (b * m * J);

% Determinação do limite de resistência à fadiga Se

Sut = 1157; % tensão última do aço AISI 8620
(MPa)

```

```

ka = 4.51 * Sut^(-0.265);           % fator de superfície (acabamento
usinado)
d = 0.808 * (b * t)^0.5;           % dimensão característica do
dente
kb = 1.24 * d^(-0.107);           % fator de tamanho
kc = 1;                             % fator de carregamento
kd = 1;                             % fator de temperatura
ke = 0.814;                         % fator de confiabilidade (99%)
kf = 1.33;                           % efeitos diversos
Sea = Sut/2;

```

```
Se = ka * kb * kc * kd * ke * kf * Sea;
```

```
% Determinação do desgaste superficial
```

```
E = 210*10^9;                       % módulo de elasticidade
poi = 0.3;                           % coeficiente de Poisson
```

```
Cp = (1 / (pi * 2 * (1 - poi^2)/E))^0.5;
r1 = dp_sf * sind(phi) / 2;
r2 = dp * sind(phi) / 2;
```

```
sigma_c = (Cp * (Kv * F_teh * (1/r1 + 1/r2) / (b *
cosd(phi))))^0.5)/10^6;
```

```
% Determinação do limite de desgaste superficial
```

```
HB = 341;                             % dureza Brinell
Sc = 2.76 * HB - 70;
Cl = 1;                                 % fator de correção para a vida
útil
Ch = 1;                                 % fator de relação de durezas
Ct = 1;                                 % fator de temperatura
Cr = 1;                                 % fator de confiabilidade
Sh = Sc * Cl * Ch / (Ct * Cr);
```

```
% Resumo
```

```
rpm_sel(i) = rpm_sf;
sigma_agma_sel2(i) = sigma_agma;
Se_sel2(i) = Se;
sigma_c_sel2(i) = sigma_c
Sh_sel2(i) = Sh;
i = i + 1;
end
```

```
figure(3)
```

```
plot(rpm_sel,sigma_agma_sel2,'b',rpm_sel,Se_sel2,'g')
title('Influência da rotação do sem fim nas tensões no dente da
engrenagem helicoidal')
xlabel('Rotação (RPM)')
ylabel('Tensão (MPa)')
xlim([0 500])
ylim([0 1000])
legend('Tensão AGMA real','Limite de resistência à fadiga')
```

```
figure(4)
```

```
plot(rpm_sel,sigma_c_sel2,'b',rpm_sel,Sh_sel2,'g')
title('Influência da rotação do sem fim no desgaste do dente da
engrenagem helicoidal')
xlabel('Rotação (RPM)')
ylabel('Desgaste (MPa)')
xlim([0 500])
ylim([0 1000])
legend('Desgaste superficial real','Desgaste admissível')
```

ANEXO A12:

```

%% DIMENSIONAMENTO DAS BARRAS PRINCIPAIS DA ESTRUTURA DE SUPORTE

% Este código calcula as dimensões ótimas da seção transversal das
barras
% principais da estrutura de suporte.

clear;
clc;

M_max = 1000;           % momento máximo atuante (em Nm)
Sy = 350*10^6;         % limite de escoamento do material (em Pa)
k = 3;                 % fator de segurança adotado
sigma_adm = Sy/k;      % tensão admissível do material

% Iniciação das variáveis

A_sel = 1000000;
b_sel = 0;
h_sel = 0;
sigma_sel = 0;

% Determinação dos valores ideais de b e h

for b = 0.01:0.001:0.5
    hi = b;
    hf = 5*b;

    for h = hi:0.001:hf
        c = h/2;
        I = b * h^3 / 12;
        A = b * h;
        sigma_real = M_max * c / I;

        if sigma_real < sigma_adm && A < A_sel
            b_sel = b;
            h_sel = h;
            A_sel = A;
            sigma_sel = sigma_real;
        end
    end
end

b_sel
h_sel
A_sel
sigma_sel

```

ANEXO A13:

```

%% DIMENSIONAMENTO DAS BARRAS AUXILIARES DA ESTRUTURA DE SUPORTE

% Este código calcula as dimensões ótimas da seção transversal das
barras
% auxiliares da estrutura de suporte.

clear;
clc;

M_max = 2066;           % momento máximo atuante (em Nm)
V_max = 7945;          % força cortante máxima atuante (em N)
Sy = 350*10^6;         % limite de escoamento do material (em Pa)
k = 3;                 % fator de segurança adotado
sigma_adm = Sy/k;      % tensão admissível do material

% Iniciação das variáveis

A_sel = 1000000;
b_sel = 0;
h_sel = 0;
sigma_sel = 0;

% Determinação dos valores ideais de b e h

for b = 0.01:0.001:0.5
    hi = b;
    hf = 5*b;

    for h = hi:0.001:hf
        c = h/2;
        I = b * h^3 / 12;
        A = b * h;
        Q = h/4 * A/2;
        t = b;

        sigma_real = M_max * c / I;
        tal_real = V_max * Q / (I * t);
        sigma_eq = sqrt(sigma_real^2 + 3 * tal_real^2);

        if sigma_eq < sigma_adm && A < A_sel
            b_sel = b;
            h_sel = h;
            A_sel = A;
            sigma_sel = sigma_eq;
        end
    end
end

b_sel
h_sel
A_sel
sigma_sel

```

ANEXO A14:

```
%% DIMENSIONAMENTO DAS BARRAS DE SUSTENTAÇÃO DA ESTRUTURA DE SUPORTE
```

```
% Este código calcula as dimensões ótimas da seção transversal das  
barras
```

```
% de sustentação da estrutura de suporte.
```

```
clear;
```

```
clc;
```

```
M_max = 7945;           % momento máximo atuante (em Nm)  
F_axial = 13761;       % força axial (em N)  
Sy = 350*10^6;        % limite de escoamento do material (em Pa)  
k = 3;                % fator de segurança adotado  
sigma_adm = Sy/k;     % tensão admissível do material
```

```
% Iniciação das variáveis
```

```
A_sel = 1000000;  
b_sel = 0;  
h_sel = 0;  
sigma_sel = 0;
```

```
% Determinação dos valores ideais de b e h
```

```
for b = 0.01:0.001:0.5
```

```
    hi = b;  
    hf = 5*b;
```

```
    for h = hi:0.001:hf
```

```
        c = h/2;  
        I = b * h^3 / 12;  
        A = b * h;
```

```
        sigma_flexao = M_max * c / I;  
        sigma_axial = F_axial / A;  
        sigma_eq = sigma_flexao + sigma_axial;
```

```
        if sigma_eq < sigma_adm && A < A_sel  
            b_sel = b;  
            h_sel = h;  
            A_sel = A;  
            sigma_sel = sigma_eq;
```

```
        end
```

```
    end
```

```
end
```

```
b_sel  
h_sel  
A_sel  
sigma_sel
```

ANEXO A15:

```

%% DIMENSIONAMENTO DO PINHÃO ASSOCIADO À CREMALHEIRA

% O objetivo central desse código é calcular a geometria da engrenagem
% cilíndrica de dentes retos que é associada à cremalheira.

clear;
clc;

m = 8; % módulo da engrenagem
zc = 22; % número de dentes do pinhão

% Dimensionamento da engrenagem cilíndrica de dentes retos

Pc = 1/m; % passo diametral
dpc = m * zc; % diâmetro primitivo
dec = (zc + 2) * m; % diâmetro externo
dic = (zc - 2.5) * m; % diâmetro interno
hcc = m; % altura da cabeça do dente
hpc = 1.25 * m; % altura do pé do dente
hdc = 2.25 * m; % altura do dente
ec = 0.25 * m; % folga no pé do dente
pdc = m * pi; % passo do dente
bc = 10 * m; % largura do dente

PINHAO = [m zc Pc dpc dec dic hcc hpc pdc bc]'

filename = 'dimensionamento_pinhao.xlsx';
xlswrite(filename,PINHAO)

```

ANEXO A16:

```

%% ANÁLISE DE TENSÕES NO PINHÃO

% Este código visa calcular as tensões AGMA atuantes na engrenagem
% cilíndrica e também o seu desgaste superficial

clear;
clc;

dp = 200;           % diâmetro primitivo
Nd = 20;           % número de dentes
m = 10;           % módulo
ad = 20;           % adendo
dd = 25;           % dedendo
b = 700;           % largura da engrenagem
Ft = 362500;       % força tangencial no dente
v_pin = 0.002;     % velocidade tangencial
phi = 20;          % ângulo de pressão

phi_rad = phi * pi / 180;

% Determinação do fator dinâmico Kv (para uma engrenagem fresada)

Kv = (6.1 + v_pin)/(6.1);

% Determinação do fator de geometria J

Y = 0.331;         % fator de forma para 22
dent = 22;
rf = 0.3;          % raio de adoçamento

H = 0.34 - 0.4583662 * (2*phi_rad);
L = 0.316 - 0.4583662 * (2*phi_rad);
M = 0.29 - 0.4583662 * (2*phi_rad);

l = ad + dd;
t = sqrt(6 * l * m * Y);
r = (rf + (dd - rf)^2)/((dp/2) + dd - rf);

Kf = H + (t/r)^L + (t/l)^M; % fator de concentração de
tensões

J = Y / Kf;

% Determinação da tensão AGMA

sigma_agma = (Kv * Ft) / (b * m * J)

% Determinação do limite de resistência à fadiga Se

Sut = 1157;        % tensão última do aço AISI 8620
(MPa)
ka = 4.51 * Sut^(-0.265); % fator de superfície (acabamento
usinado)
d = 0.808 * (b * t)^0.5; % dimensão característica do
dente

```

```

kb = 1.24 * d^(-0.107);           % fator de tamanho
kc = 1;                           % fator de carregamento
kd = 1;                           % fator de temperatura
ke = 0.814;                       % fator de confiabilidade (99%)
kf = 1.33;                         % efeitos diversos
Sea = Sut/2;

Se = ka * kb * kc * kd * ke * kf * Sea

% Determinação do desgaste superficial

E = 210*10^9;                     % módulo de elasticidade
poi = 0.3;                        % coeficiente de Poisson

Cp = (1 / (pi * 2 * (1 - poi^2)/E))^0.5;
r2 = dp * sind(phi) / 2;

sigma_c = Cp * (Kv * Ft * (0 + 1/r2) / (b * cosd(phi)))^0.5

% Determinação do limite de desgaste superficial

HB = 341;                         % dureza Brinell
Sc = 2.76 * HB - 70;
Cl = 1;                           % fator de correção para a vida
útil
Ch = 1;                           % fator de relação de durezas
Ct = 1;                           % fator de temperatura
Cr = 1;                           % fator de confiabilidade
Sh = Sc * Cl * Ch / (Ct * Cr)

ANALISE = [sigma_agma Se sigma_c Sh]'

filename = 'analise_tensoes2.xlsx';
xlswrite(filename,ANALISE)

```

ANEXO A17:

```

%% DETERMINAÇÃO DA ESPESSURA DA CÂMARA DE PRESSÃO

% Este código visa determinar a espessura da câmara de pressão que
armazena
% o óleo responsável por erguer a estrutura de suporte.

clear;
clc;

% Tensões geradas pelo fluido

P = 164000;           % pressão do fluido
R = 0.19;            % raio interno da câmara

% Tensões geradas pela compressão dos anéis

Faxial = 18350;      % força axial nos anéis

% Cálculo da espessura mínima

sigma_adm = 100*10^6; % tensão admissível

for t = 0.0001:0.0001:0.038

    A = pi * (R + t)^2 - pi * R^2;
    sigma_eq = sqrt(((P * R)/t)^2 + ((P * R)/(2 * t) + Faxial/A)^2 -
    ...
        ((P * R)/t * ((P * R)/(2 * t) + Faxial/A)))

    if sigma_eq < sigma_adm
        t_sel = t;
        sigma_sel = sigma_eq;
        break
    end
end

t_sel
sigma_sel

```

ANEXO A18:

```
%% DIMENSIONAMENTO DO PARAFUSO SEM FIM E DAS ENGRENAGENS CILÍNDRICAS
PARA O CARREGAMENTO DAS MOLAS
```

```
% O objetivo central desse código é calcular a geometria do parafuso
sem
```

```
% fim e da engrenagem cilíndrica de dentes retos responsáveis pelo
```

```
% carregamento do conjunto de molas
```

```
clear;
```

```
clc;
```

```
m = 25;
```

```
% módulo das engrenagens
```

```
zc = 30;
```

```
% número de dentes da coroa
```

```
% Dimensionamento da engrenagem cilíndrica de dentes retos
```

```
Pc = 1/m;
```

```
% passo diametral da coroa
```

```
dpc = m * zc;
```

```
% diâmetro primitivo da coroa
```

```
dec = (zc + 2) * m;
```

```
% diâmetro externo da coroa
```

```
dic = (zc - 2.5) * m;
```

```
% diâmetro interno da coroa
```

```
hcc = m;
```

```
% altura da cabeça do dente da
```

```
coroa
```

```
hpc = 1.25 * m;
```

```
% altura do pé do dente da coroa
```

```
hdc = 2.25 * m;
```

```
% altura do dente da coroa
```

```
ec = 0.25 * m;
```

```
% folga no pé do dente da coroa
```

```
pdc = m * pi;
```

```
% passo do dente da coroa
```

```
bc = 10 * m;
```

```
% largura do dente da coroa
```

```
% Dimensionamento do parafuso sem fim
```

```
pxp = pdc;
```

```
% passo axial do parafuso
```

```
phi = 20;
```

```
% ângulo de pressão recomendado
```

```
ap = 0.3683 * pxp;
```

```
% adendo do parafuso
```

```
bp = 0.3683 * pxp;
```

```
% dedendo do parafuso
```

```
zp = 1;
```

```
% número de dentes em contato do
```

```
parafuso
```

```
for dpp = 1:1:1000
```

```
% diâmetro primitivo do parafuso
```

```
    C = dpp/2 + dpc/2;
```

```
% distância entre os centros das
```

```
engrenagens
```

```
    d_minp = C^0.875/3;
```

```
% diâmetro mínimo do parafuso
```

```
    d_maxp = C^0.875/1.7;
```

```
% diâmetro máximo do parafuso
```

```
    if dpp > d_minp
```

```
        break
```

```
    end
```

```
end
```

```
Lp = pxp;
```

```
lambda = atand(Lp/(pi*dpp));
```

```
COROA = [m zc Pc dpc dec dic hcc hpc pdc bc]'
```

```
PARAFUSO = [pxp dpp lambda phi ap bp]'
```

ANEXO A19:

```

% ANÁLISE DE TENSÕES NAS ENGRENAGENS RESPONSÁVEIS PELO CARREGAMENTO
DAS MOLAS

% Este código visa calcular as tensões AGMA atuantes nas engrenagens
% cilíndricas responsáveis pelo carregamento das molas e também o seu
% desgaste superficial

clear;
clc;

dp = 750;           % diâmetro primitivo
Nd = 30;           % número de dentes
m = 25;            % módulo
ad = 25;           % adendo
dd = 31.25;        % dedendo
b = 250;           % largura da engrenagem
Ft = 300655;       % força tangencial no dente
v_pin = 0.0019;    % velocidade tangencial
phi = 20;          % ângulo de pressão

phi_rad = phi * pi / 180;

% Determinação do fator dinâmico Kv (para uma engrenagem fresada)

Kv = (6.1 + v_pin)/(6.1);

% Determinação do fator de geometria J

Y = 0.359;         % fator de forma para 30
dentes
rf = 0.3;          % raio de adoçamento

H = 0.34 - 0.4583662 * (2*phi_rad);
L = 0.316 - 0.4583662 * (2*phi_rad);
M = 0.29 - 0.4583662 * (2*phi_rad);

l = ad + dd;
t = sqrt(6 * l * m * Y);
r = (rf + (dd - rf)^2)/((dp/2) + dd - rf);

Kf = H + (t/r)^L + (t/l)^M;      % fator de concentração de
tensões

J = Y / Kf;

% Determinação da tensão AGMA

sigma_agma = (Kv * Ft) / (b * m * J)

% Determinação do limite de resistência à fadiga Se

Sut = 1157;           % tensão última do aço AISI 8620
(MPa)
ka = 4.51 * Sut^(-0.265);      % fator de superfície (acabamento
usinado)

```

```

d = 0.808 * (b * t)^0.5;           % dimensão característica do
dente
kb = 1.24 * d^(-0.107);           % fator de tamanho
kc = 1;                            % fator de carregamento
kd = 1;                            % fator de temperatura
ke = 0.814;                        % fator de confiabilidade (99%)
kf = 1.33;                         % efeitos diversos
Sea = Sut/2;

Se = ka * kb * kc * kd * ke * kf * Sea

% Determinação do desgaste superficial

E = 210*10^3;                      % módulo de elasticidade (MPa)
poi = 0.3;                         % coeficiente de Poisson

Cp = (1 / (pi * 2 * (1 - poi^2)/E))^0.5;
r2 = dp * sind(phi) / 2;

sigma_c = Cp * (Kv * Ft * (0 + 1/r2) / (b * cosd(phi)))^0.5

% Determinação do limite de desgaste superficial

HB = 341;                          % dureza Brinell
Sc = 2.76 * HB - 70;
Cl = 1;                             % fator de correção para a vida
útil
Ch = 1;                             % fator de relação de durezas
Ct = 1;                             % fator de temperatura
Cr = 1;                             % fator de confiabilidade
Sh = Sc * Cl * Ch / (Ct * Cr)

ANALISE = [sigma_agma Se sigma_c Sh]'

```

ANEXO A20:

```

%% ANÁLISE CINÉTICA DA PROPULSÃO INICIAL DA CABINE

% Este código tem como objetivo principal determinar numericamente a
% posição, a velocidade e a aceleração da cabine ao longo do tempo,
bem
% como a velocidade máxima que ela alcança teoricamente através do
% subsistema de propulsão hidráulica

clear;
clc;

% Parâmetros fixos

Pi = 100000;
rho = 1000;
g = 10;
zi = 65;
h_bomba = 120;
d_tub = 0.1;
m_cabine = 5000;

A_tub = pi*d_tub^2/4;
H_fornecido = Pi/(rho*g) + zi + h_bomba;

ze1 = 5.19;
ze2 = 4.96;
ze3 = 4.73;
ze4 = 4.5;

D1 = 0.25;
D2 = 0.2;
D3 = 0.1;

A1 = pi*D1^2/4;
A2 = pi*D2^2/4;
A3 = pi*D3^2/4;

L11 = 73;
L12 = 14;
L13 = 23;

L21 = 77;
L22 = 11.5;
L23 = 21;

L31 = 81;
L32 = 9;
L33 = 19;

L41 = 85;
L42 = 6.5;
L43 = 17;

fric = 0.015;

```

```

K11 = 0.15;
K12 = 0.15;
K13 = 0.1;
K14 = 0.15;
K15 = 0.02;
K16 = 0.16;

K21 = 0.15;
K22 = 0.15;
K23 = 0.1;
K24 = 0.15;
K25 = 0.02;
K26 = 0.16;

K31 = 0.15;
K32 = 0.15;
K33 = 0.1;
K34 = 0.15;
K35 = 0.02;
K36 = 0.16;

K41 = 0.15;
K42 = 0.15;
K43 = 0.26;
K44 = 0.15;
K45 = 0.02;
K46 = 0.16;

% Condições iniciais

t(1) = 0;
delta_t = 0.00001;
x(1) = 0;
Ve(1) = 0;
h_perda1(1) = 0;
h_perda2(1) = 0;
h_perda3(1) = 0;
h_perda4(1) = 0;
h_perda_total(1) = h_perda1(1) + h_perda2(1) + h_perda3(1) +
h_perda4(1);
Pe1(1) = (H_fornecido - ze1 - Ve(1)^2/(2*g) - h_perda1(1)) * rho*g;
Pe2(1) = (H_fornecido - ze2 - Ve(1)^2/(2*g) - h_perda2(1)) * rho*g;
Pe3(1) = (H_fornecido - ze3 - Ve(1)^2/(2*g) - h_perda3(1)) * rho*g;
Pe4(1) = (H_fornecido - ze4 - Ve(1)^2/(2*g) - h_perda4(1)) * rho*g;
Fe(1) = 2 * (Pe1(1)+Pe2(1)+Pe3(1)+Pe4(1)) * A_tub;
a_cabine(1) = Fe(1)/m_cabine;

% Determinação das variáveis ao longo do tempo

for i = 2:400000

    t(i) = t(i-1) + delta_t;
    Ve(i) = Ve(i-1) + a_cabine(i-1)*delta_t;
    x(i) = x(i-1) + Ve(i-1)*delta_t + (1/2)*a_cabine(i-
1)*delta_t^2;

    h_perda1(i) = fric * (L11/D1 * (4*A3*Ve(i)/A1)^2/(2*g) + L12/D2
* ...
(A3*Ve(i)/A2)^2/(2*g) + L13/D3 * (A3*Ve(i)/A3)^2/(2*g)) + ...
(K11 + K12 + K13)*(4*A3*Ve(i)/A1)^2/(2*g) + (K14 + K15)* ...

```

```

(A3*Ve(i)/A2)^2/(2*g) + K16 *Ve(i)^2/(2*g);

h_perda2(i) = fric * (L21/D1 * (4*A3*Ve(i)/A1)^2/(2*g) + L22/D2
* ...
(A3*Ve(i)/A2)^2/(2*g) + L23/D3 * (A3*Ve(i)/A3)^2/(2*g)) + ...
(K21 + K22 + K23)*(4*A3*Ve(i)/A1)^2/(2*g) + (K24 + K25)* ...
(A3*Ve(i)/A2)^2/(2*g) + K26 * Ve(i)^2/(2*g);

h_perda3(i) = fric * (L31/D1 * (4*A3*Ve(i)/A1)^2/(2*g) + L32/D2
* ...
(A3*Ve(i)/A2)^2/(2*g) + L33/D3 * (A3*Ve(i)/A3)^2/(2*g)) + ...
(K31 + K32 + K33)*(4*A3*Ve(i)/A1)^2/(2*g) + (K34 + K35)* ...
(A3*Ve(i)/A2)^2/(2*g) + K36 *Ve(i)^2/(2*g);

h_perda4(i) = fric * (L41/D1 * (4*A3*Ve(i)/A1)^2/(2*g) + L42/D2
* ...
(A3*Ve(i)/A2)^2/(2*g) + L43/D3 * (A3*Ve(i)/A3)^2/(2*g)) + ...
(K41 + K42 + K43)*(4*A3*Ve(i)/A1)^2/(2*g) + (K44 + K45)* ...
(A3*Ve(i)/A2)^2/(2*g) + K46 *Ve(i)^2/(2*g);

h_perda_total(i) = h_perda1(i) + h_perda2(i) + h_perda3(i) +
h_perda4(i);

Pe1(i) = (H_fornecido - ze1 - Ve(i)^2/(2*g) - h_perda1(i)) *
rho*g;
Pe2(i) = (H_fornecido - ze2 - Ve(i)^2/(2*g) - h_perda2(i)) *
rho*g;
Pe3(i) = (H_fornecido - ze3 - Ve(i)^2/(2*g) - h_perda3(i)) *
rho*g;
Pe4(i) = (H_fornecido - ze4 - Ve(i)^2/(2*g) - h_perda4(i)) *
rho*g;

Fe(i) = 2 * (Pe1(i)+Pe2(i)+Pe3(i)+Pe4(i)) * A_tub;

a_cabine(i) = Fe(i)/m_cabine;

if x(i)>14
    break
end

end

figure(1)

plot(t,x,'b')
title('Posição da cabine')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Posição (m)')

figure(2)

plot(t,Ve,'b')
title('Velocidade da cabine')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Velocidade (m/s)')

figure(3)

```

```
plot(t,a_cabine,'b')
title('Aceleração da cabine')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Aceleração (m/s²)')
```

```
figure(4)
```

```
plot(t,Fe,'b')
title('Força na cabine')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Força (N)')
```

```
figure(5)
```

```
plot(t,h_perda_total,'b')
title('Perdas de carga totais')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Perdas de carga (m)')
```

ANEXO A21:

```
% DIMENSIONAMENTO DA MOLA DE TORÇÃO DO MECANISMO DE PROPULSÃO A AR
COMPRIMIDO EXTERNO
```

```
% Este código tem como objetivo principal calcular os parâmetros
principais
% da mola de torção empregada no mecanismo de propulsão a ar
comprimido
% externo.
```

```
clear;
clc;
```

```
beta = 139; % ângulo inicial da haste móvel
theta = 23.4; % ângulo de torção
N_espiras = 8; % número de espiras teórico
C = 8; % índice de mola
d = 40; % diâmetro do fio
l1 = 200; % comprimento da haste 1
l2 = 200; % comprimento da haste 2
E = 200000; % módulo de elasticidade (em MPa)
L_barra = 1500; % comprimento da barra auxiliar (em
mm)
```

```
thetad = theta * pi /180;
Np = beta/360;
Nb = N_espiras + Np
D = C*d
```

```
% diâmetro médio
```

```
L0 = (2*C - 1 + Nb);
Na = Nb + (l1 + l2)/(3*pi*D);
k = d^4*E / (64*D*Na)
```

```
% comprimento livre
% número de voltas ativas
% rigidez
```

```
T_barra = k*thetad; % torque máximo na barra auxiliar
F_barra = T_barra / L_barra % força máxima na barra auxiliar
```

```
Ki = (4*C^2 - C - 1) / (4*C*(C - 1));
sigma_eq = Ki * 32*T_barra / (pi*d^3) % tensão equivalente (MPa)
```

ANEXO A22:

```

% CINÉTICA DE RETORNO DO MECANISMO DE PROPULSÃO

% Este código visa calcular a cinética de retorno do mecanismo de
% propulsão. Em outras palavras, busca-se aqui o tempo que o mecanismo
% leva
% para retornar à sua posição inicial.

clear;
clc;

% Parâmetros físicos

L_ba = 1.5;           % comprimento das barras auxiliares
L_bp = 1;            % comprimento das barras principais
L_cp = 0.9;          % comprimento da chapa principal

P_tba = 960;         % peso total das barras auxiliares
P_tbp = 560;         % peso total das barras principais
P_tcp = 170;         % peso total da chapa principal

I_ba = 127;          % momento de inércia de massa da barra
auxiliar

k = 2935;            % rigidez de cada mola de torção
theta_baf = 0.72;    % ângulo final do retorno
delta_t = 0.001      % passo temporal

% Condições iniciais

t(1) = 0;
w_ba(1) = 0;
theta_ba(1) = 0.307;
theta_bp(1) = asin(L_ba*sin(theta_ba(1))/L_bp);
T_tmt(1) = 3*k*(theta_baf - theta_ba(1));
T_tpmp(1) = P_tba*(L_ba/2)*cos(theta_ba(1)) + ...
    P_tcp*(L_ba*cos(theta_ba(1)) + (L_cp/2)*cos(theta_bp(1))) + ...
    P_tbp*(L_ba*cos(theta_ba(1)) + (L_bp/2)*cos(theta_bp(1)));
T_tba(1) = T_tmt(1) - T_tpmp(1);
alpha_ba(1) = T_tba(1)/I_ba;

% Evolução cinética do mecanismo

for i = 2:10000

    t(i) = t(i-1) + delta_t;
    w_ba(i) = w_ba(i-1) + alpha_ba(i-1)*delta_t;
    theta_ba(i) = theta_ba(i-1) + w_ba(i-1)*delta_t + (alpha_ba(i-1)*delta_t^2)/2;
    theta_bp(i) = asin(L_ba*sin(theta_ba(i))/L_bp);
    T_tmt(i) = 3*k*(theta_baf - theta_ba(i));
    T_tpmp(i) = P_tba*(L_ba/2)*cos(theta_ba(i)) + ...
        P_tcp*(L_ba*cos(theta_ba(i)) + (L_cp/2)*cos(theta_bp(i))) + ...
        P_tbp*(L_ba*cos(theta_ba(i)) + (L_bp/2)*cos(theta_bp(i)));
    T_tba(i) = T_tmt(i) - T_tpmp(i);
    alpha_ba(i) = T_tba(i)/I_ba;

```

```
        if (theta_baf - theta_ba(i)) < 0
            break
        end
    end
end

figure (1)

plot(t, theta_ba, 'b')
title('Ângulo das barras auxiliares em função do tempo')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Ângulo das barras auxiliares (rad)')
```

ANEXO A23:

```

%% CINÉTICA DA CABINE - SUBSISTEMA DE PROPULSÃO A AR COMPRIMIDO
EXTERNO

% Este programa avalia a cinética da cabine relativa ao subsistema de
% propulsão a ar comprimido externo.

clear;
clc;

% Parâmetros físicos

P_vaso = 300000;      % pressão total do ar
T_vaso = 300;        % temperatura total do ar
R = 287;             % constante universal dos gases perfeitos
L = 8;              % comprimento de atuação da força de propulsão
K1 = 0.03;          % coeficiente de perda na válvula
K2 = 0.21;          % coeficiente de perda na região curva
A_prop = 0.2;        % área de propulsão
m_cab = 5000;        % massa da cabine
delta_t = 0.00001;  % passo temporal

rho = P_vaso / (R*T_vaso) % densidade do ar

% Condições iniciais

t(1) = 0;
x(1) = 0;
V_cab(1) = 40;
delta_P(1) = (K1 + K2)*rho*(V_cab(1)^2)/2;
P_prop(1) = P_vaso - rho*(V_cab(1)^2)/2 - delta_P(1);
F_prop(1) = P_prop(1)*A_prop;
a_cab(1) = F_prop(1)/m_cab;

% Cinética da cabine

for i = 2:1:100000

    t(i) = t(i-1) + delta_t;
    V_cab(i) = V_cab(i-1) + a_cab(i-1)*delta_t;
    x(i) = x(i-1) + V_cab(i-1)*delta_t + a_cab(i-1)*(delta_t^2)/2;
    delta_P(i) = (K1 + K2)*rho*(V_cab(i)^2)/2;
    P_prop(i) = P_vaso - rho*(V_cab(i)^2)/2 - delta_P(i);
    F_prop(i) = P_prop(i)*A_prop;
    a_cab(i) = F_prop(i)/m_cab;

    if x(i) > L
        break
    end
end

figure (1)

plot(t,V_cab,'b')
title('Velocidade da cabine')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Velocidade da cabine (m/s)')

```

ANEXO A24:

```

%% CINÉTICA TOTAL DA CABINE - SUBSISTEMAS DE PROPULSÃO A AR COMPRIMIDO
EXTERNO

```

```

% Este programa avalia a cinética da cabine relativa ao subsistema de
% propulsão a ar comprimido externo.

```

```

clear;
clc;

```

```

Vc(1) = 20;
N_vaso(1) = 1;

```

```

for n = 1:1:100

```

```

% Parâmetros físicos

```

```

N_vaso(n+1) = n+1;           % ordenação do vaso de pressão
P_vaso(n) = (4*n + 200)*1000; % pressão total do ar
T_vaso = 300;               % temperatura total do ar
R = 287;                    % constante universal dos gases
perfeitos
L = 8;                      % comprimento de atuação da força de
propulsão
K1 = 0.03;                  % coeficiente de perda na válvula
K2 = 0.21;                  % coeficiente de perda na região curva
A_prop = 0.2;               % área de propulsão
m_cab = 5000;               % massa da cabine
delta_t = 0.00001;         % passo temporal

```

```

rho = P_vaso(n) / (R*T_vaso); % densidade do ar

```

```

% Condições iniciais

```

```

t(1) = 0;
x(1) = 0;
V_cab(1) = Vc(n);
delta_P(1) = (K1 + K2)*rho*(V_cab(1)^2)/2;
P_prop(1) = P_vaso(n) - rho*(V_cab(1)^2)/2 - delta_P(1);
F_prop(1) = P_prop(1)*A_prop;
a_cab(1) = F_prop(1)/m_cab;

```

```

% Cinética da cabine

```

```

for i = 2:1:100000

```

```

    t(i) = t(i-1) + delta_t;
    V_cab(i) = V_cab(i-1) + a_cab(i-1)*delta_t;
    x(i) = x(i-1) + V_cab(i-1)*delta_t + a_cab(i-1)*(delta_t^2)/2;
    delta_P(i) = (K1 + K2)*rho*(V_cab(i)^2)/2;
    P_prop(i) = P_vaso(n) - rho*(V_cab(i)^2)/2 - delta_P(i);
    F_prop(i) = P_prop(i)*A_prop;
    a_cab(i) = F_prop(i)/m_cab;

```

```

    if x(i) > L
        Vc(n+1) = V_cab(i-1);
    end
end

```

```
        break
    end
end

end

figure (1)

plot(N_vaso,Vc,'b')
title('Velocidade da cabine')
xlabel('Ordem do sistema')
ylabel('Velocidade da cabine (m/s)')
```

ANEXO A25:

```

%% PROJETO DO BOCAL CONVERGENTE DIVERGENTE

% Este código busca encontrar as dimensões ótimas do bocal convergente
% divergente, isto é, aquelas que irão proporcionar uma maior
propulsão à
% cabine.

clear;
clc;

% Parâmetros físicos

gama = 1.4;           % relação entre os calores específicos do ar
R = 287;             % constante universal dos gases perfeitos
Pa = 4000;          % pressão ambiente (do túnel)
P0 = 150000;        % pressão total no reservatório
T0 = 300;           % temperatura total na cabine
Vol = 80;           % volume de ar interno
delta_t = 0.1;      % passo temporal para análise numérica

P_cab_i = 500000;    % pressão inicial da cabine
m_ar_cab_i = (P_cab_i*Vol)/(R*T0); % massa inicial de ar
P_cab_f = P0;        % pressão final da cabine
m_ar_cab_f = (P_cab_f*Vol)/(R*T0); % massa final de ar
delta_m_ar_cab = m_ar_cab_i - m_ar_cab_f; % variação da massa de ar

Imp_sel = 0;
F_prop_sel = 0;
mponto_sel = 0;
Ve_sel = 0;
delta_t_sel = 0;
Te_sel = 0;
Pe_sel = 0;
A_star_sel = 0;
Ae_sel = 0;
Me_sel = 0;

for A_star = 0.0001:0.0001:0.002

    for Ae = A_star:0.0001:0.38

        for M = 1:0.01:20
            A = Ae/A_star;
            B = 1/M * ((2/(gama+1)) * (1 + ((gama-
1)/2)*M^2)) ^ ((gama+1)/(2*(gama-1)));
            if abs(A-B) < 0.1
                Me = M;
                break
            end
        end

        Te = T0*(1 + ((gama-1)/2)*Me^2)^(-1);
        Pe = P0*(1 + ((gama-1)/2)*Me^2)^(-gama/(gama-1));

        if Pe < Pa
            continue
        end
    end
end

```

```

end

mponto = 0.0404*P0*A_star / sqrt(T0);
delta_t = delta_m_ar_cab / mponto;

if delta_t > 500
    continue
end

Ve = Me*sqrt(gama*R*Te);
F_prop = mponto*Ve + (Pe - Pa)*Ae;

Imp = F_prop * delta_t;

if Imp > Imp_sel
    Imp_sel = Imp;
    F_prop_sel = F_prop;
    Ve_sel = Ve;
    mponto_sel = mponto;
    delta_t_sel = delta_t;
    Te_sel = Te;
    Pe_sel = Pe;
    A_star_sel = A_star;
    Ae_sel = Ae;
    Me_sel = Me;
end
end
end

Imp_sel
F_prop_sel
Ve_sel
mponto_sel
delta_t_sel
Te_sel
Pe_sel
A_star_sel
Ae_sel
Me_sel

m_cab(1) = 5000;
t(1) = 0;
x_cab(1) = 0;
V_cab(1) = 0;
a_sel(1) = F_prop_sel/m_cab(1);
dt = 1;

for i = 2:10000000
    t(i) = t(i-1) + dt;

    if t(i) < delta_t_sel

        x_cab(i) = x_cab(i-1) + V_cab(i-1)*dt + a_sel(i-1)*dt^2/2;
        V_cab(i) = V_cab(i-1) + a_sel(i-1)*dt;
        m_cab(i) = m_cab(i-1) - mponto_sel*dt;
        a_sel(i) = F_prop_sel/m_cab(i);

    else

```

```
a_sel(i) = 0;
m_cab(i) = m_cab(i-1);
V_cab(i) = V_cab(i-1);
x_cab(i) = x_cab(i-1) + V_cab(i-1)*dt;

end

if x_cab(i) > 1400000;
    break
end
end

figure (1)

plot(t,V_cab,'b')
title('Velocidade da cabine')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Velocidade da cabine (m/s)')
xlim([0 600])
```

ANEXO A26:

```
%% FORÇA DE ARRASTO NA CABINE

% Este código visa estimar a força de arrasto na cabine para
% velocidades
% até 200 m/s.

clear;
clc;

rho = 0.046;           % densidade do ar do túnel
S = 6.81;             % área frontal da cabine
Cd = 0.35;           % coeficiente de arrasto da cabine
Vcab = 0:0.1:200;    % velocidade da cabine
Dcab = 0.5*rho*S*Cd*Vcab.^2; % força de arrasto da cabine

figure (1)

plot(Vcab,Dcab,'b')
title('Arrasto na cabine')
xlabel('Velocidade da cabine (m/s)')
ylabel('Força de arrasto da cabine (N)')
```

ANEXO A27:

```

%% MECANISMO DE FRENAGEM DA CABINE

% Este código calcula as dimensões ótimas do braço de frenagem.

clear;
clc;

L = 200;           % comprimento do braço (mm)
w1 = 100;         % largura da placa de frenagem (mm)
w2 = 400;         % comprimento da placa de frenagem (mm)
f = 0.32;         % coeficiente de atrito (cermeto)
sigma_adm = 40;   % tensão admissível no braço (MPa)
rho = 8400;       % densidade da liga de níquel (kg/m³)
P_max = 1;        % pressão máxima admissível (MPa)
Rx = 3333;        % força de frenagem (N)

Pav = Rx/(f*w1*w2);

m_sel = 100000000;
Pa_sel = 0;
sigma_normal_sel = 0;
l_sel = 0;
Rx_sel = 0;
Ry_sel = 0;
F_sel = 0;
theta_sel = 0;

for l = 1:1:200

    for theta = 30:1:60

        a = L*sind(theta);
        c = L*cosd(theta) - w1/2;
        b = c + w1/2;
        F = w2*Pav/b * (w1*c + w1^2/2 + w1*a*f);
        Ry = F - Pav*w1*w2;

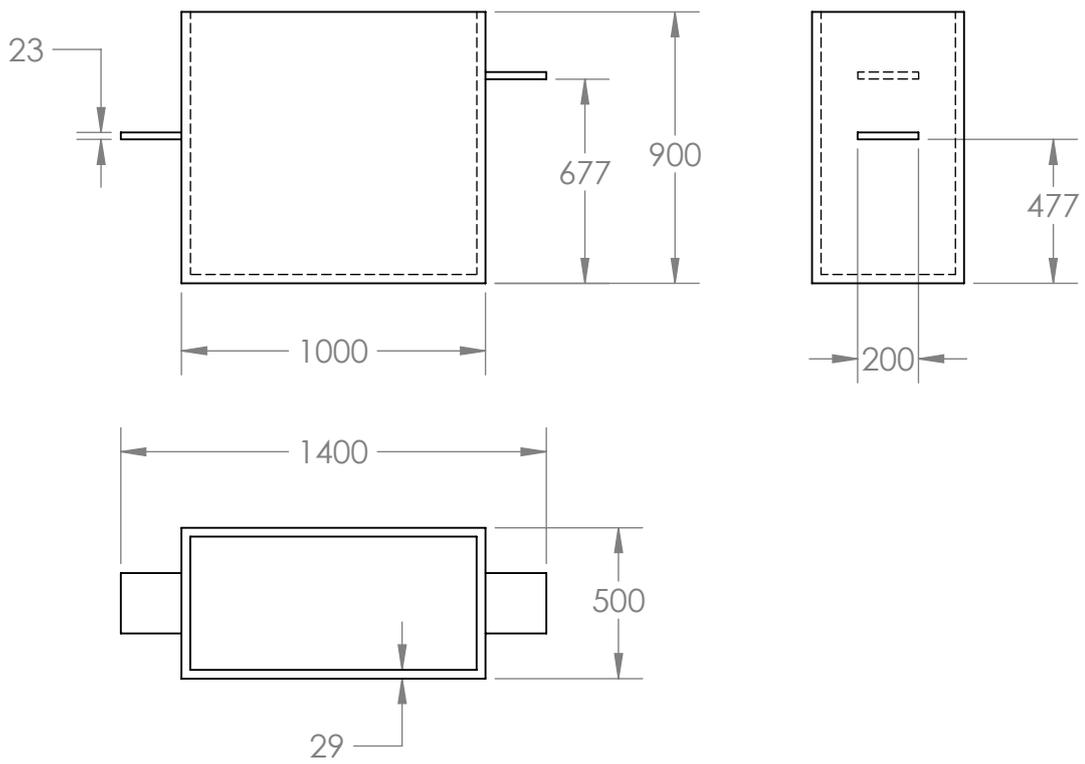
        Pa = Pav;
        sigma_normal = sqrt(Rx^2 + Ry^2)/(l^2);
        m = (L/1000)*(l/1000)*(l/1000)*rho;

        if sigma_normal < sigma_adm && Pa < P_max && m < m_sel
            sigma_normal_sel = sigma_normal;
            Pa_sel = Pa;
            m_sel = m;
            l_sel = l;
            theta_sel = theta;
            Rx_sel = Rx;
            Ry_sel = Ry;
            F_sel = F;
        end
    end
end

l_sel
theta_sel

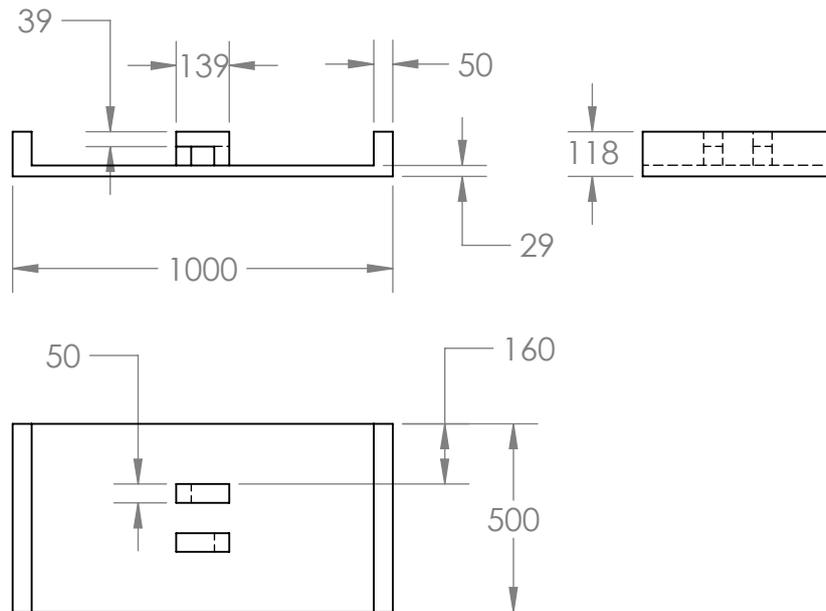
```

Rx_sel
Ry_sel
F_sel
sigma_normal_sel
Pa_sel
m_sel



ALUNO				 CEFET/RJ		
PROF						
DATA		VISTO				
ESC.	TÍTULO			TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
	CAIXA DE SOJA			NUMERO DO DESENHO	1	

SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only



ALUNO

PROF

DATA

VISTO

ESC.

TÍTULO

SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only
TAMPA DA CAIXA DE SOJA



TURMA

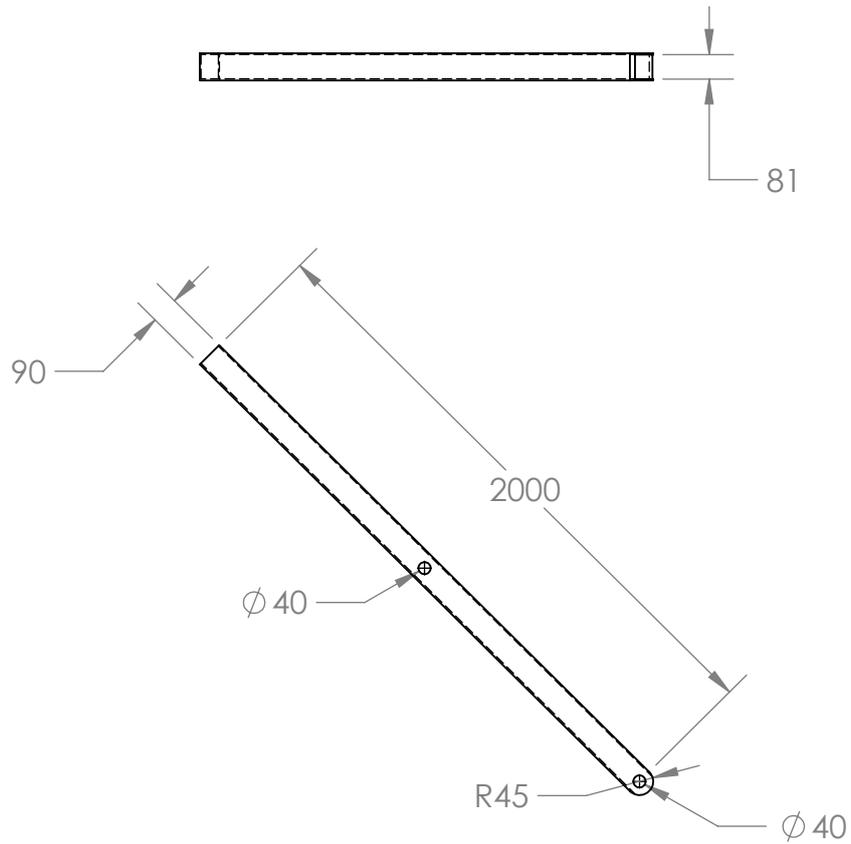
NÚMERO

FOLHA Nº

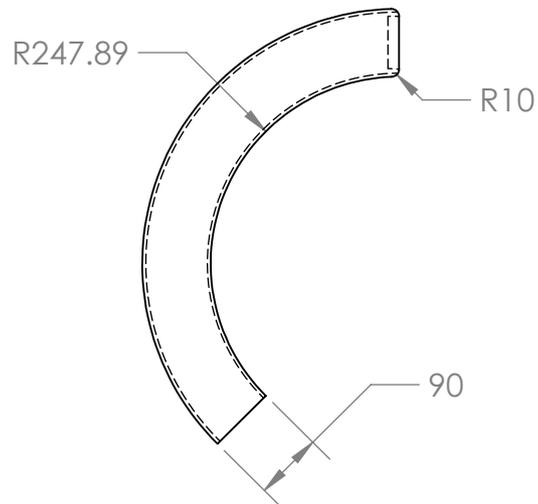
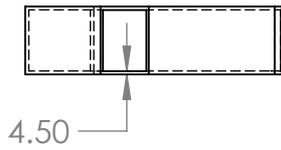
NUMERO DO DESENHO

2

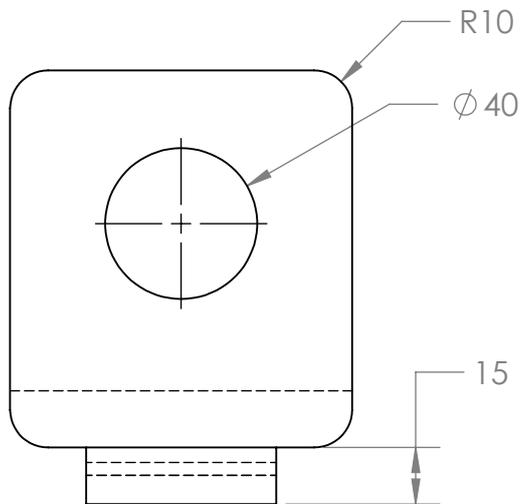
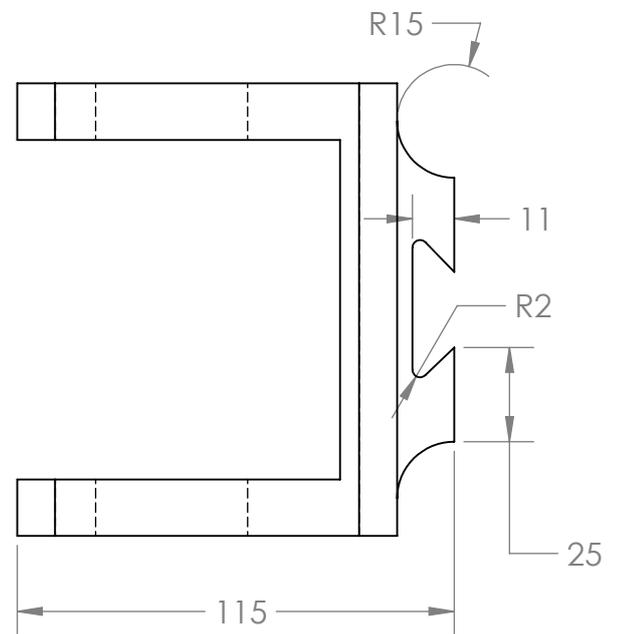
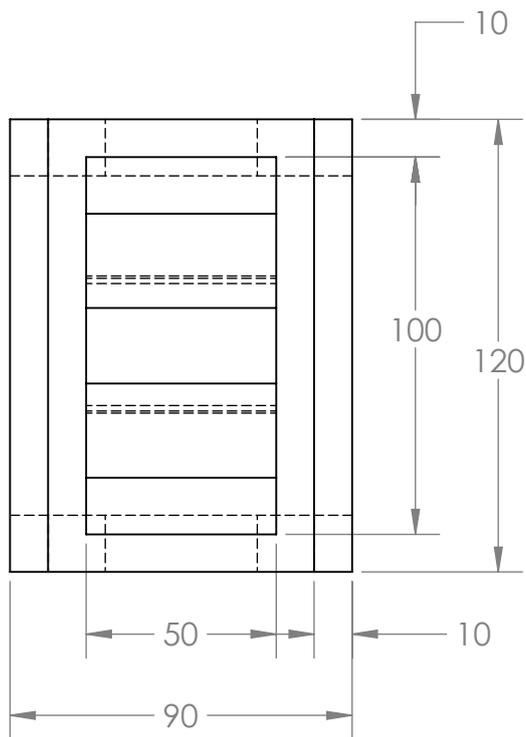




ALUNO				 CEFET/RJ		
PROF						
DATA		VISTO				
ESC.	TÍTULO			TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only GARRA - SEÇÃO PRINCIPAL				NUMERO DO DESENHO 3		



ALUNO				 CEFET/RJ			
PROF							
DATA		VISTO					
ESC.	TÍTULO	SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only GARRA - SEÇÃO DE LEVANTAMENTO			TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
					NUMERO DO DESENHO 4		

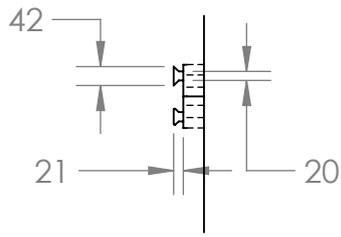


ALUNO			
PROF			
DATA		VISTO	

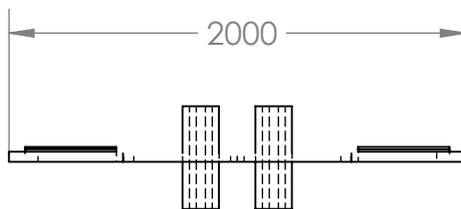
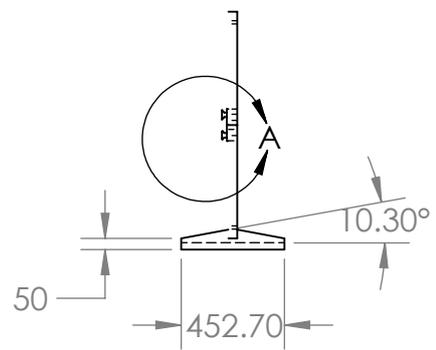
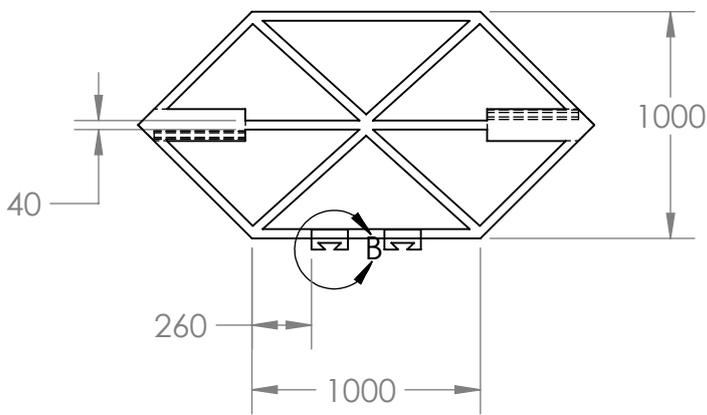
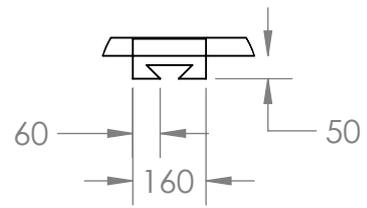


ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only BASE DESLIZANTE PARA A GARRA		NUMERO DO DESENHO	5	

DETAIL A
SCALE 2 : 33.3



DETAIL B
SCALE 2 : 33.3



ALUNO

PROF

DATA

VISTO

ESC. TÍTULO

SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only
PLACA DE TRANSMISSÃO

 **CEFET/RJ**

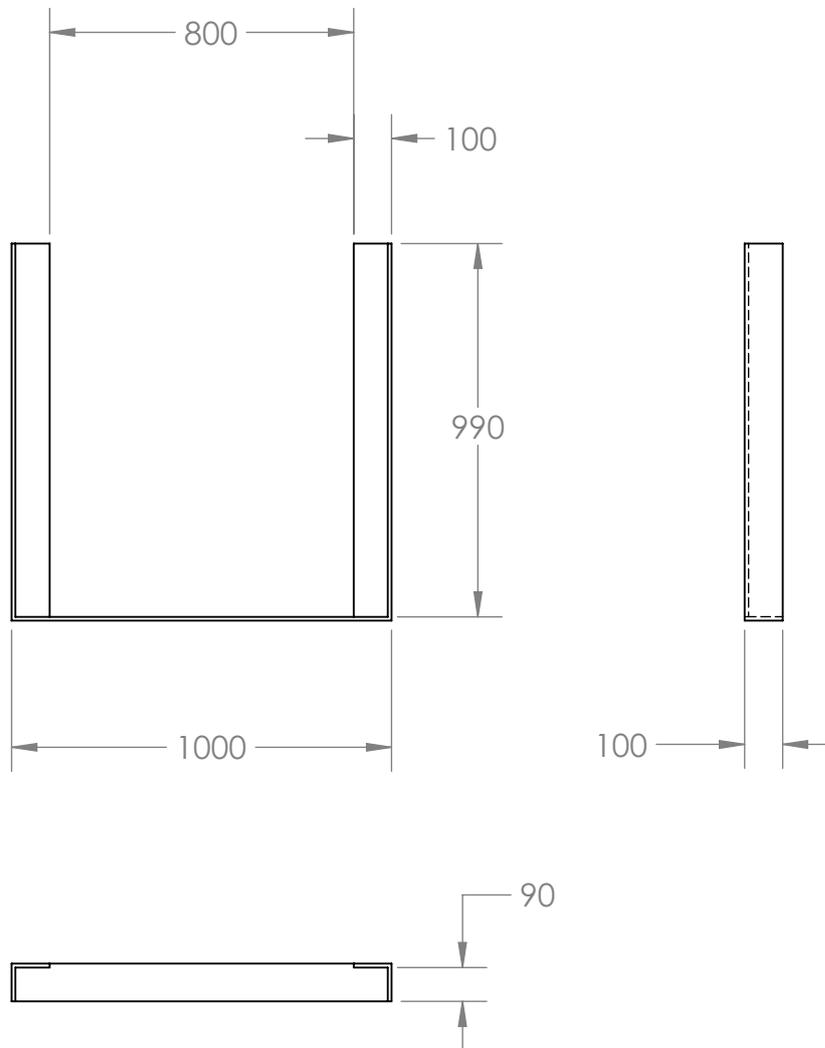
TURMA

NÚMERO

FOLHA Nº

NUMERO DO DESENHO
6

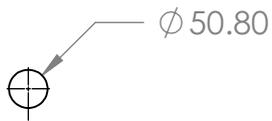
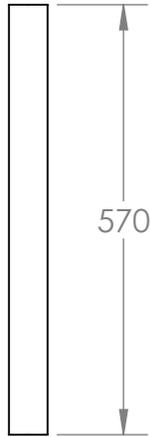




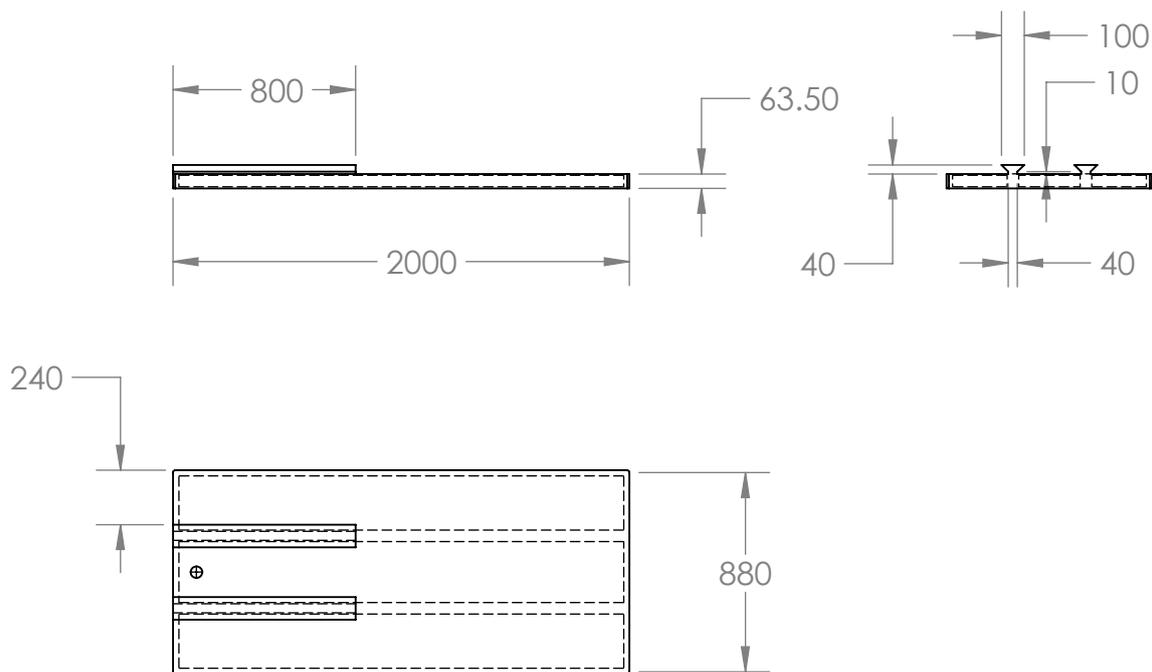
ALUNO		
PROF		
DATA	VISTO	



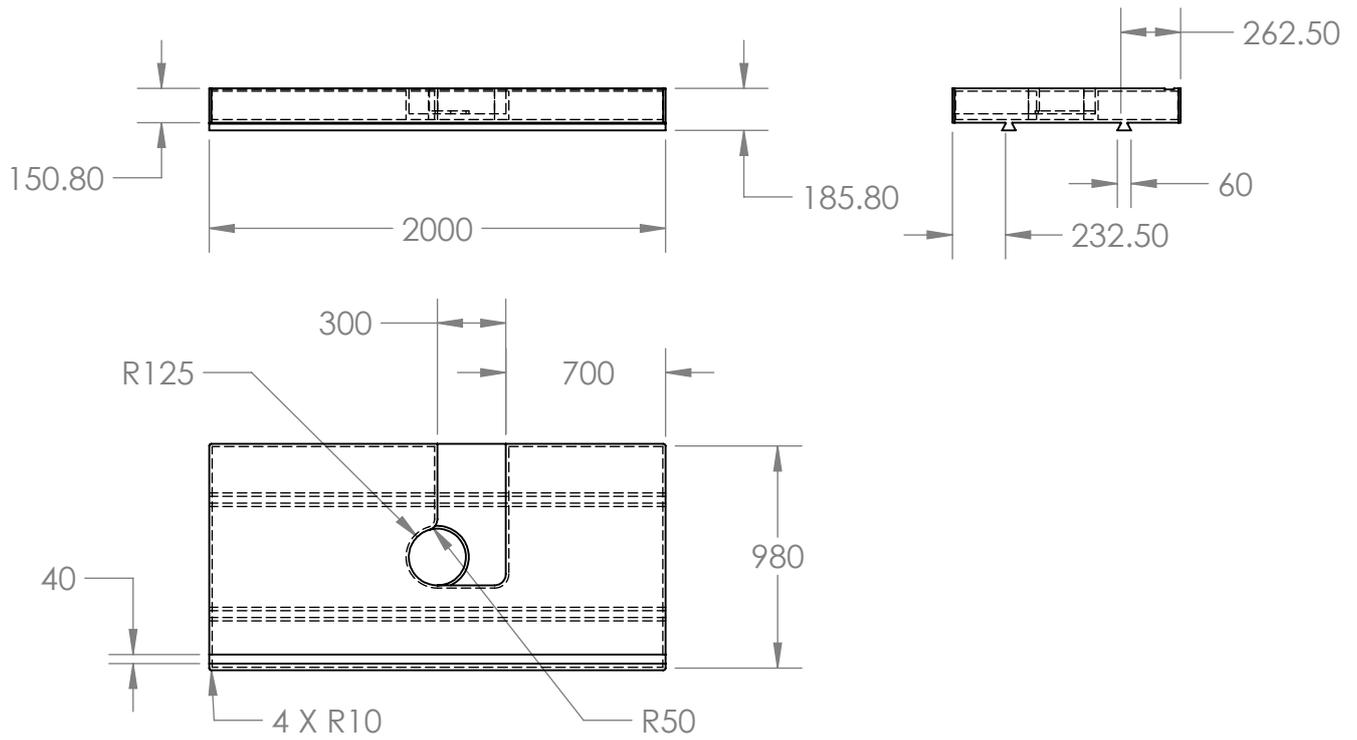
ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only		NUMERO DO DESENHO		
SUPPORTO DE PROTEÇÃO		7		



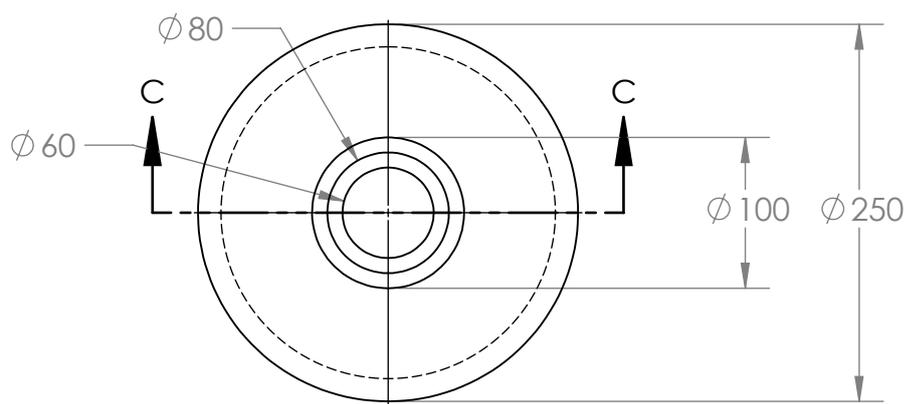
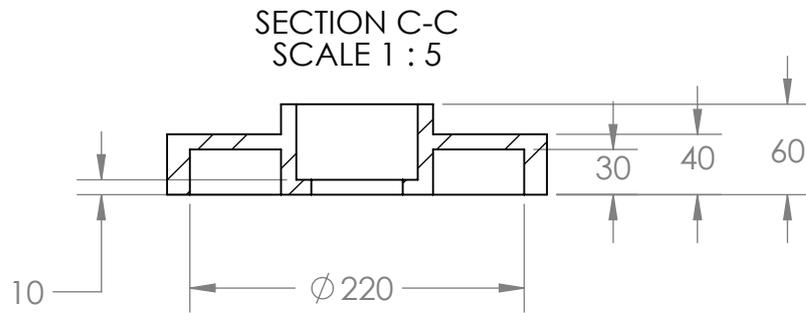
ALUNO				 CEFET/RJ			
PROF							
DATA		VISTO					
ESC.	TÍTULO SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only BARRA DE LIMITAÇÃO				TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
					NUMERO DO DESENHO 8		



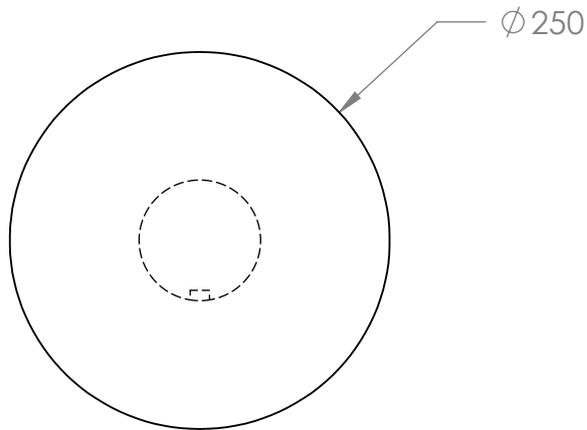
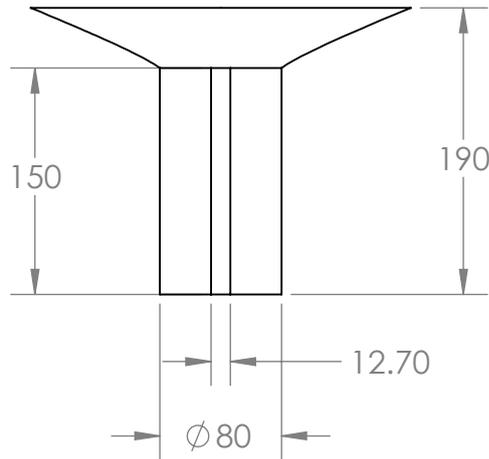
ALUNO				 CEFET/RJ
PROF				
DATA		VISTO		
ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only PLACA CENTRAL GIRATORIA		NUMERO DO DESENHO 9		



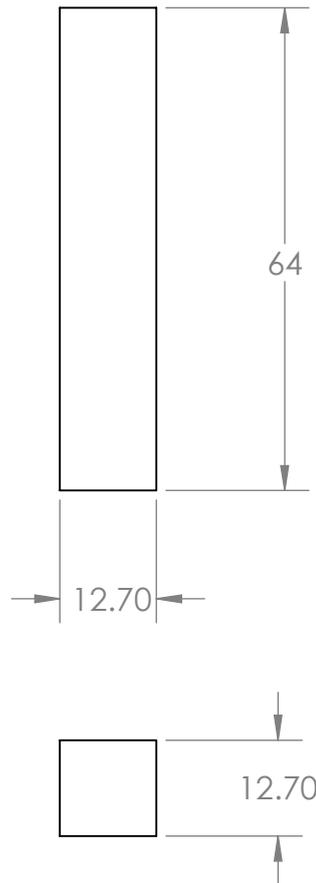
ALUNO						
PROF						
DATA		VISTO				
ESC.	TÍTULO			TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only PLACA CENTRAL MOVEL				NUMERO DO DESENHO 10		



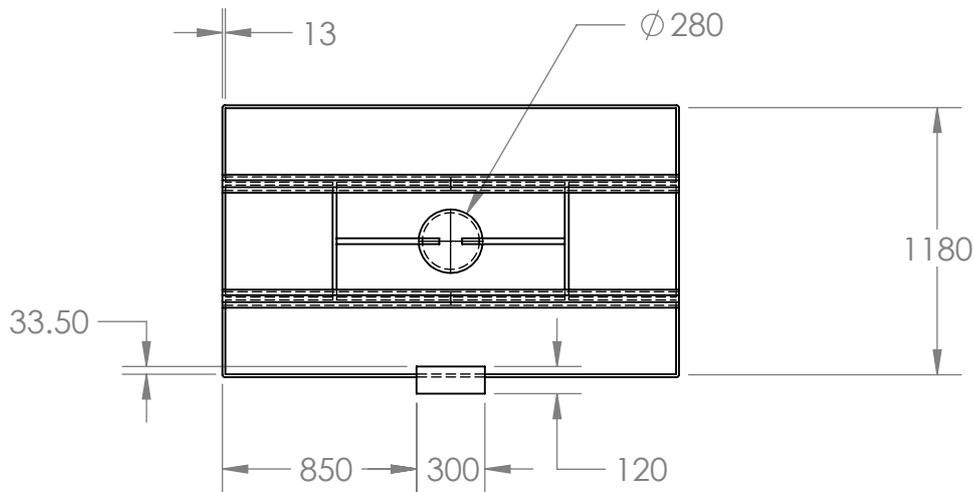
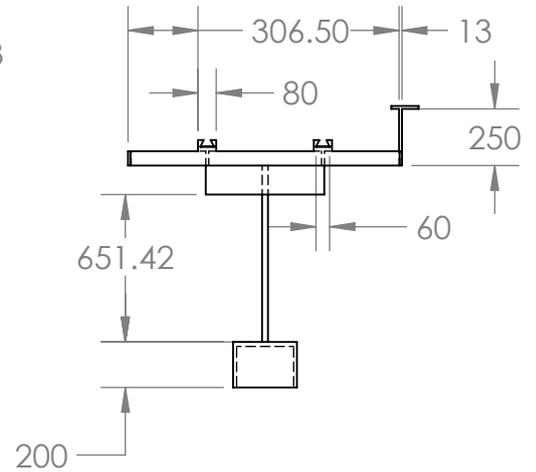
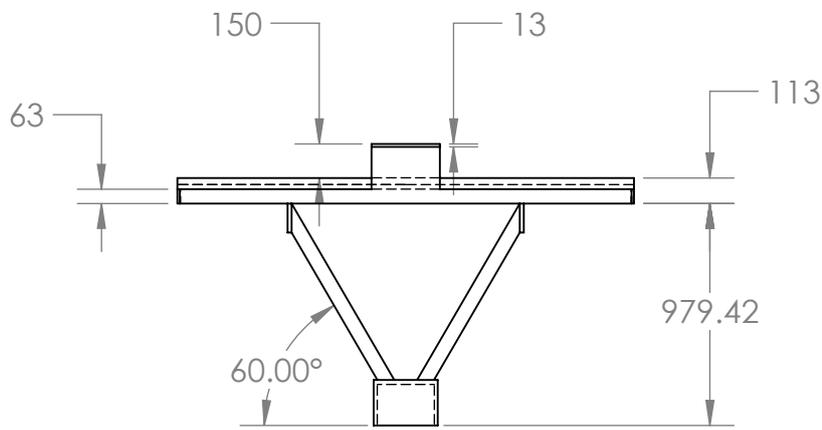
<i>ALUNO</i>				 CEFET/RJ
<i>PROF</i>				
<i>DATA</i>	<i>VISTO</i>			
<i>ESC.</i>	<i>TÍTULO</i>	<i>TURMA</i>	<i>NÚMERO</i>	<i>FOLHA Nº</i>
SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only BARRA DE LEVANTAMENTO		<i>NUMERO DO DESENHO</i> 11		



ALUNO				 CEFET/RJ		
PROF						
DATA		VISTO				
ESC.	TÍTULO			TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
SOLIDWORKS Educational Product - For Instructional Use Only BARRA DE ROTAÇÃO				NUMERO DO DESENHO 12		



ALUNO				 CEFET/RJ			
PROF							
DATA		VISTO					
ESC.	TÍTULO	SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only CHAVEIA			TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
					NUMERO DO DESENHO 13		

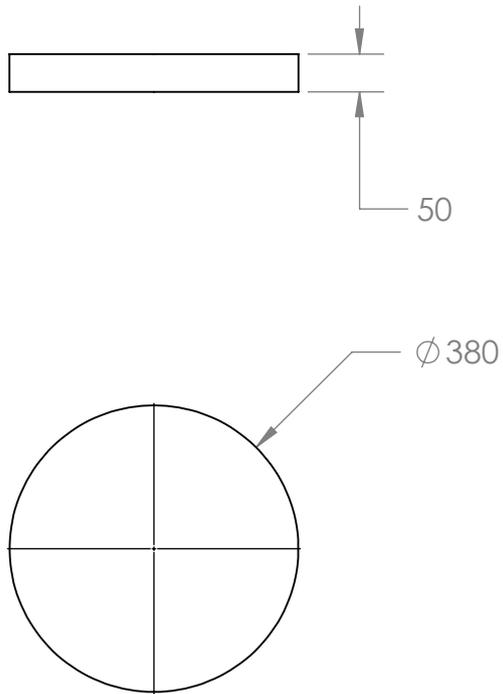


ALUNO	
PROF	
DATA	VISTO

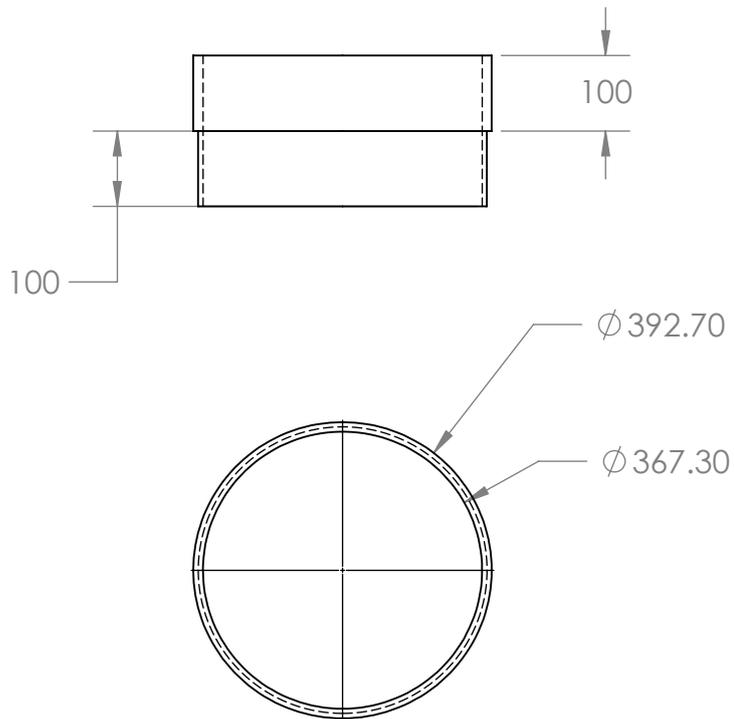


ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
	ESTRUTURA DE SUPORTE	NUMERO DO DESENHO	14	

SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only



ALUNO				 CEFET/RJ			
PROF							
DATA		VISTO					
ESC.	TÍTULO				TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
	SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only PLACA CIRCULAR DO PISTÃO				NUMERO DO DESENHO 15		



ALUNO

PROF

DATA

VISTO

ESC.

TÍTULO

SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only

ANEL SUPERIOR



CEFET/RJ

TURMA

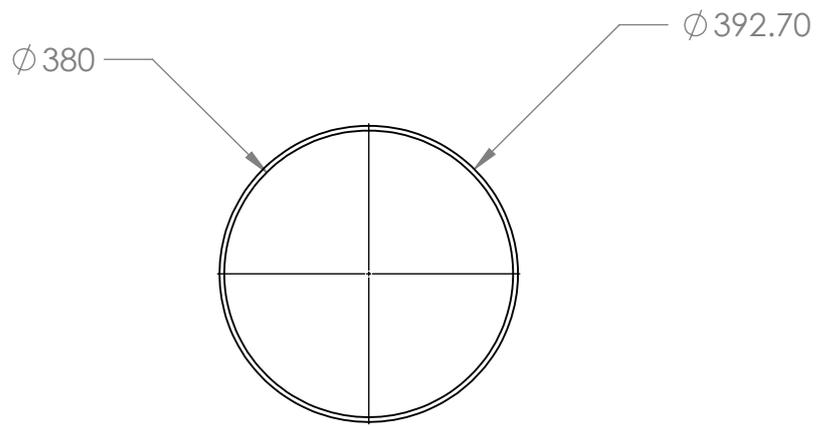
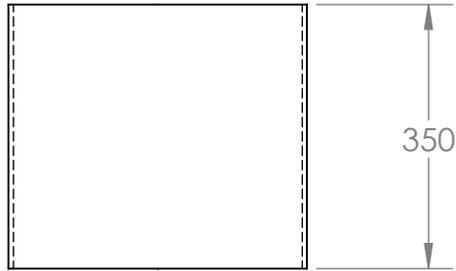
NÚMERO

FOLHA Nº

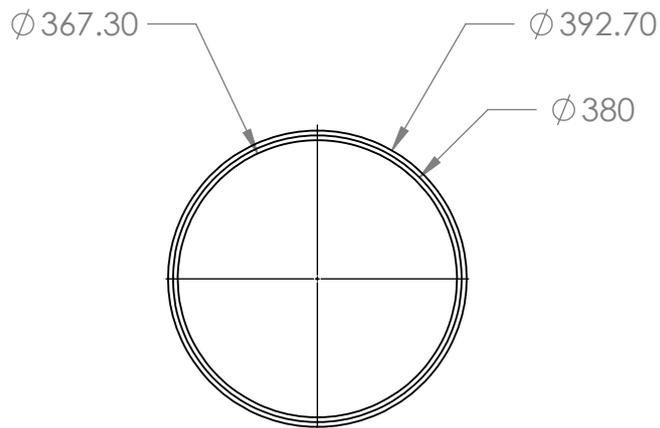
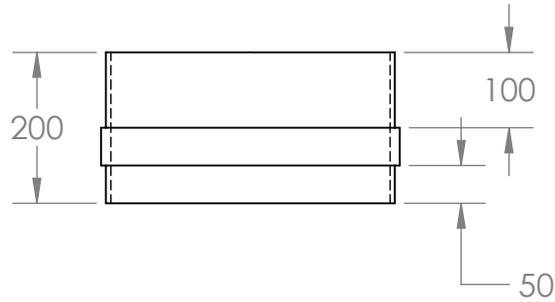
NUMERO DO DESENHO

16

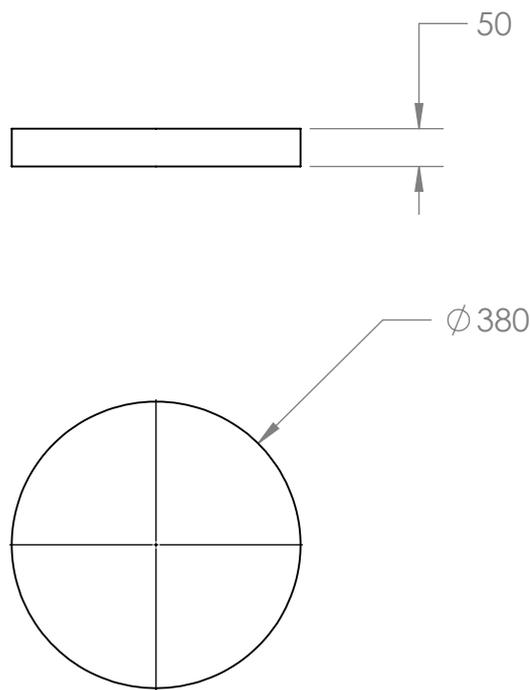




ALUNO				 CEFET/RJ		
PROF						
DATA		VISTO				
ESC.	TÍTULO			TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
	SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only ANEL CENTRAL			NUMERO DO DESENHO 17		

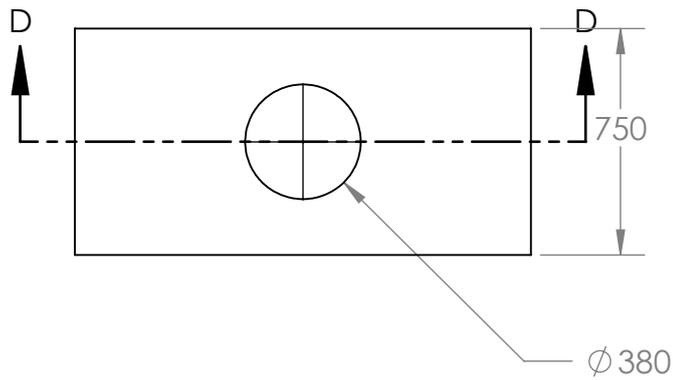
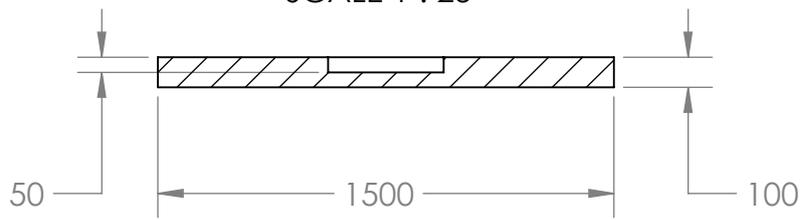


ALUNO				
PROF				
DATA		VISTO		
ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only ANEL INFERIOR		NUMERO DO DESENHO 18		



ALUNO				 CEFET/RJ
PROF				
DATA		VISTO		
ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
	SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only PLACA DE APOIO	NUMERO DO DESENHO 19		

SECTION D-D
SCALE 1 : 25



ALUNO

PROF

DATA

VISTO

ESC.

TÍTULO

SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only
BASE DA CAMARA



CEFET/RJ

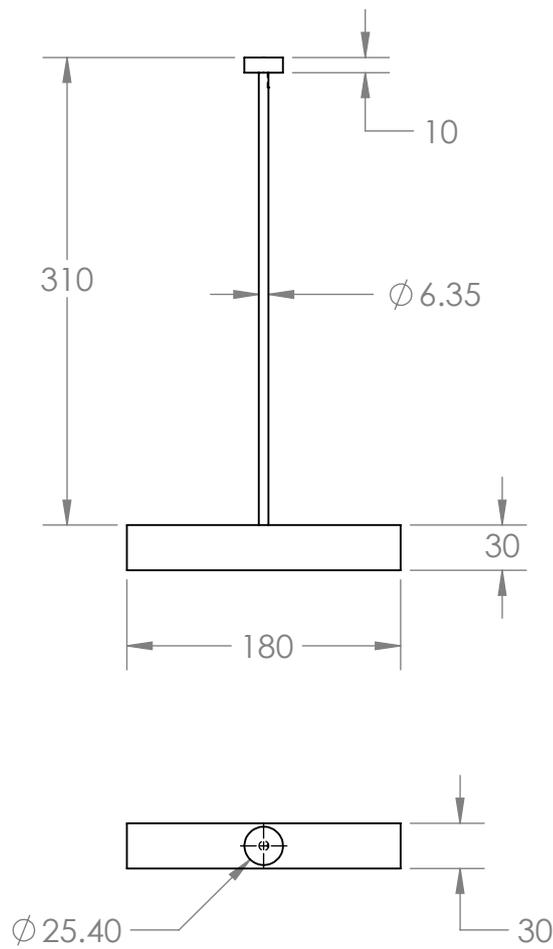
TURMA

NÚMERO

FOLHA Nº

NUMERO DO DESENHO
20





ALUNO

PROF

DATA

VISTO

ESC.

TÍTULO

SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only
EIXO DE IÇAMENTO ADAPTADO

 **CEFET/RJ**

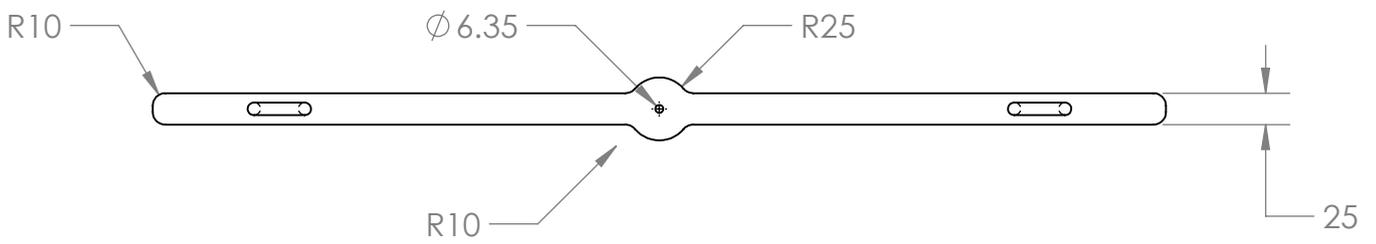
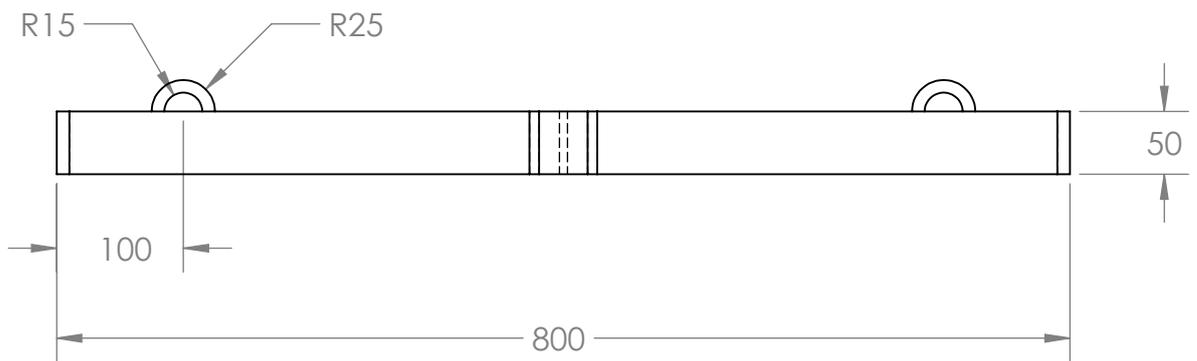
TURMA

NÚMERO

FOLHA Nº

NUMERO DO DESENHO
21

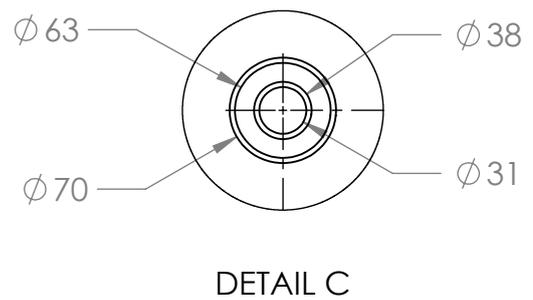
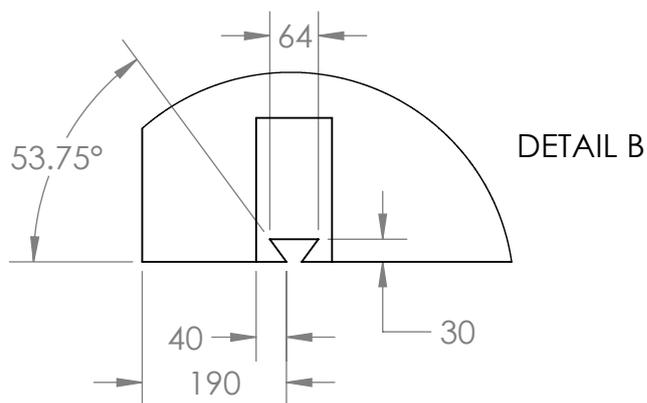
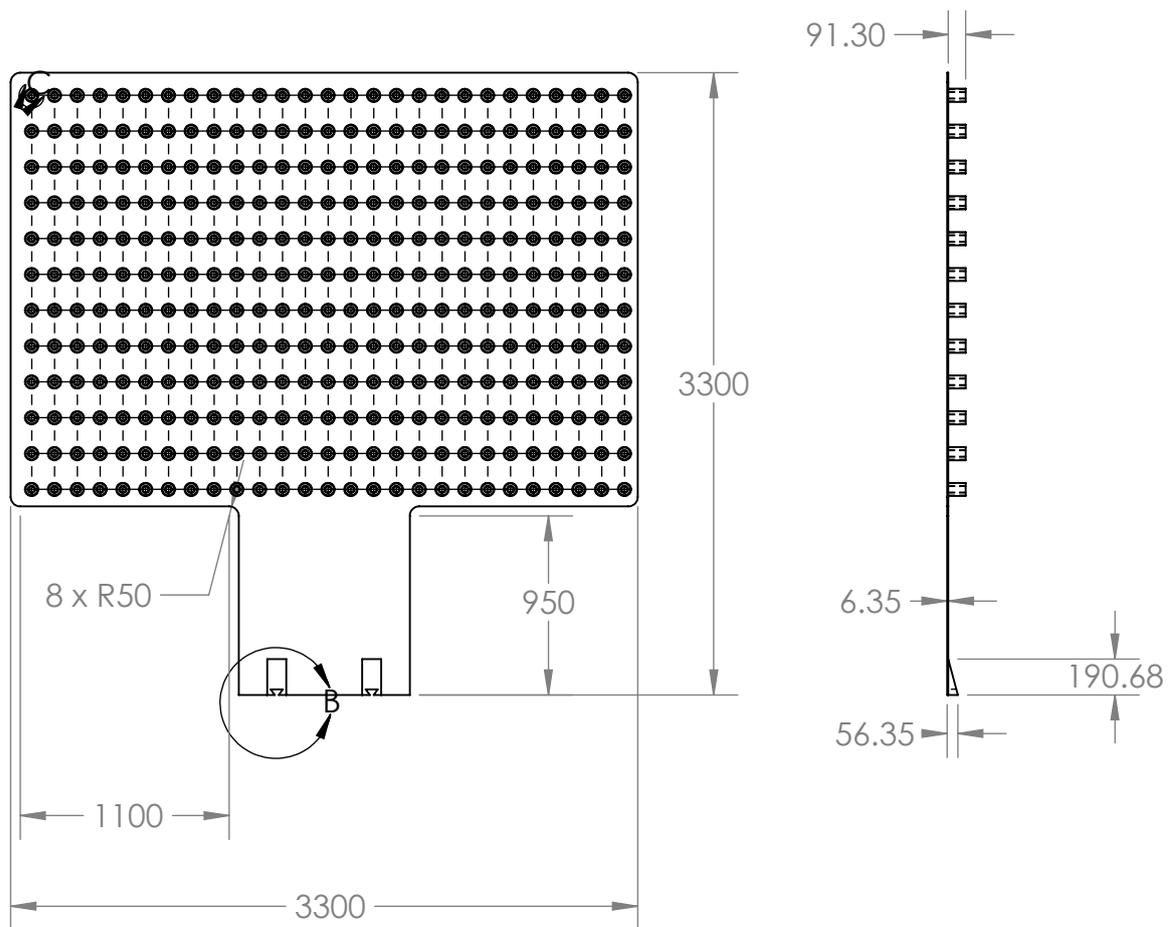




ALUNO	
PROF	
DATA	VISTO



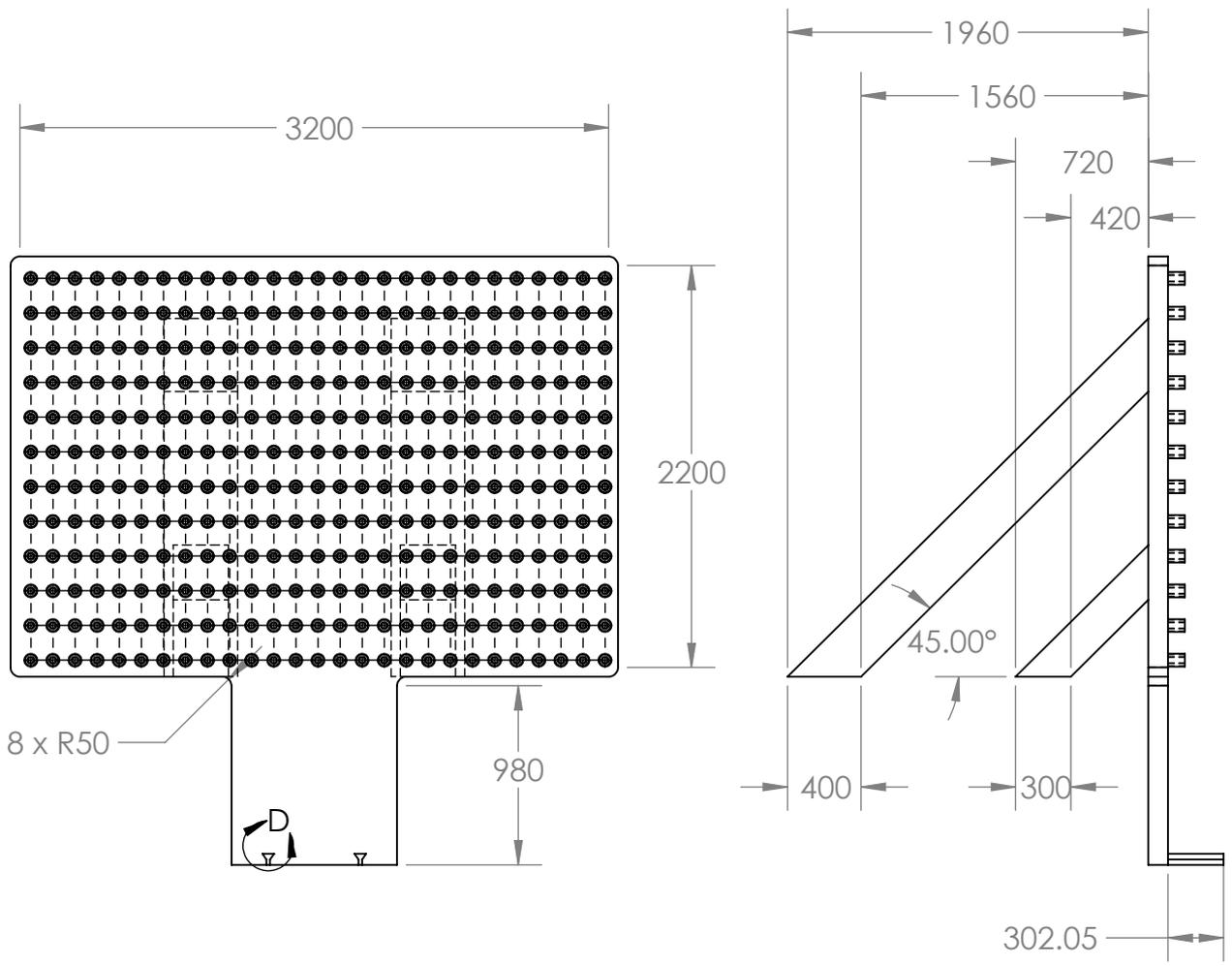
ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only ESTRUTURA DE APOIO DO SERVOMOTOR		NUMERO DO DESENHO	22	



ALUNO			
PROF			
DATA		VISTO	
ESC.	TÍTULO		
SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only ESTRUTURA MÓVEL DO SUBSISTEMA DE MOLAS			



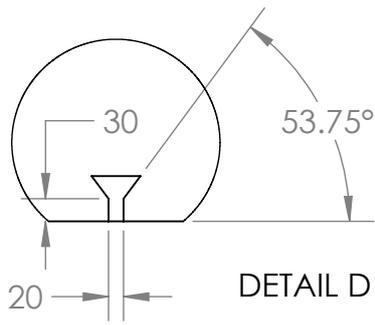
TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
NUMERO DO DESENHO		
23		



8 x R50

980

D



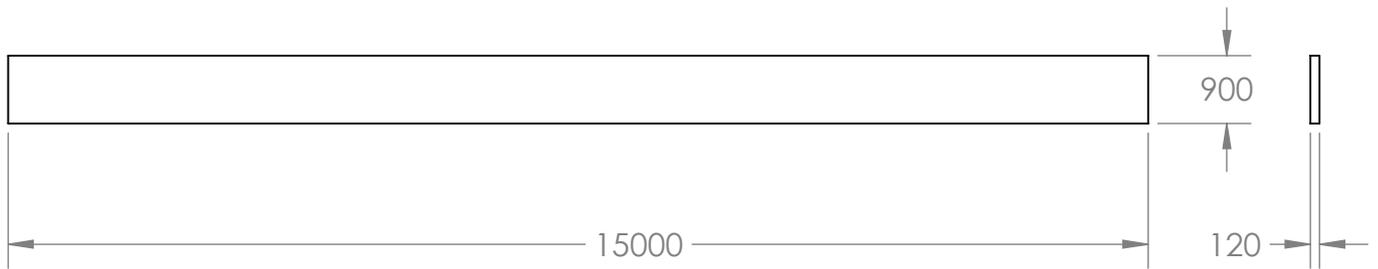
DETAIL D

ALUNO	
PROF	
DATA	VISTO

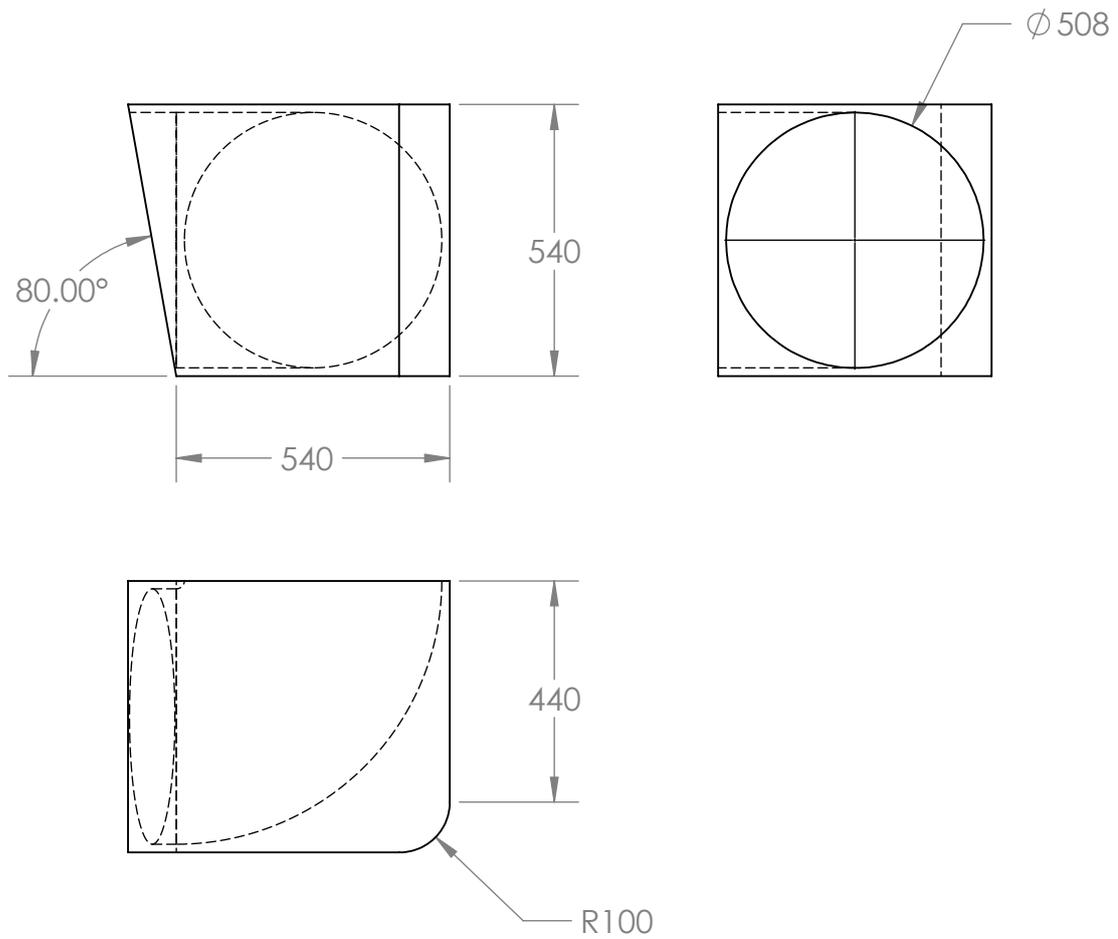


ESC.	TÍTULO
	SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only ESTRUTURA FIXA DO SUBSISTEMA DE MOLAS

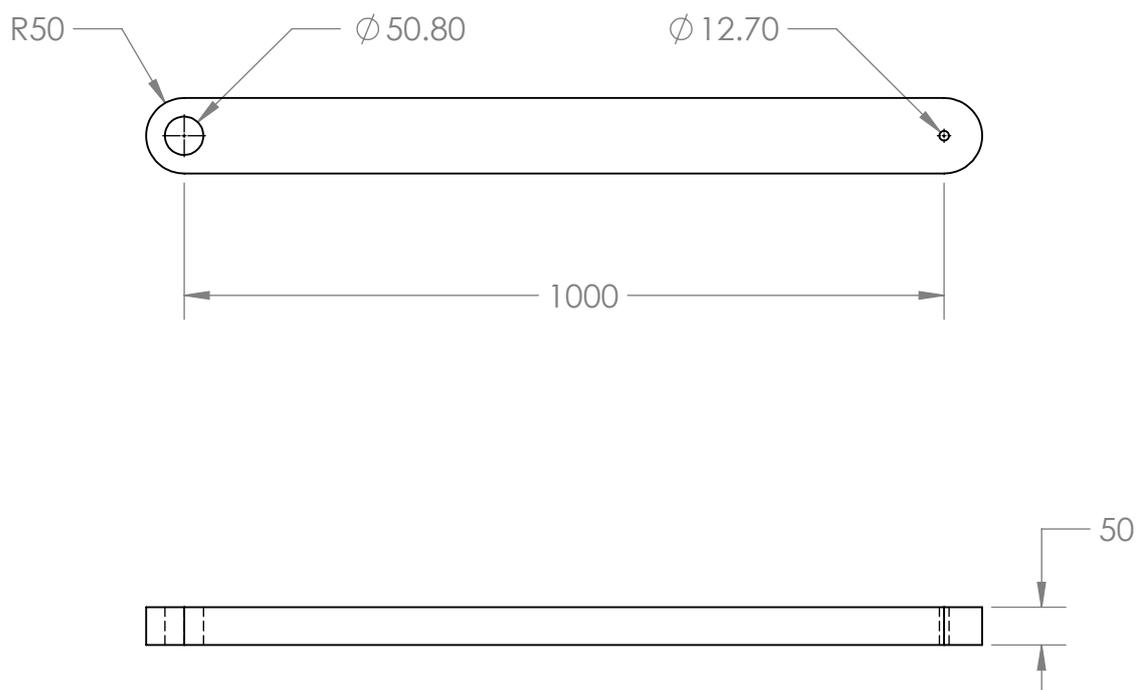
TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
NUMERO DO DESENHO		
24		



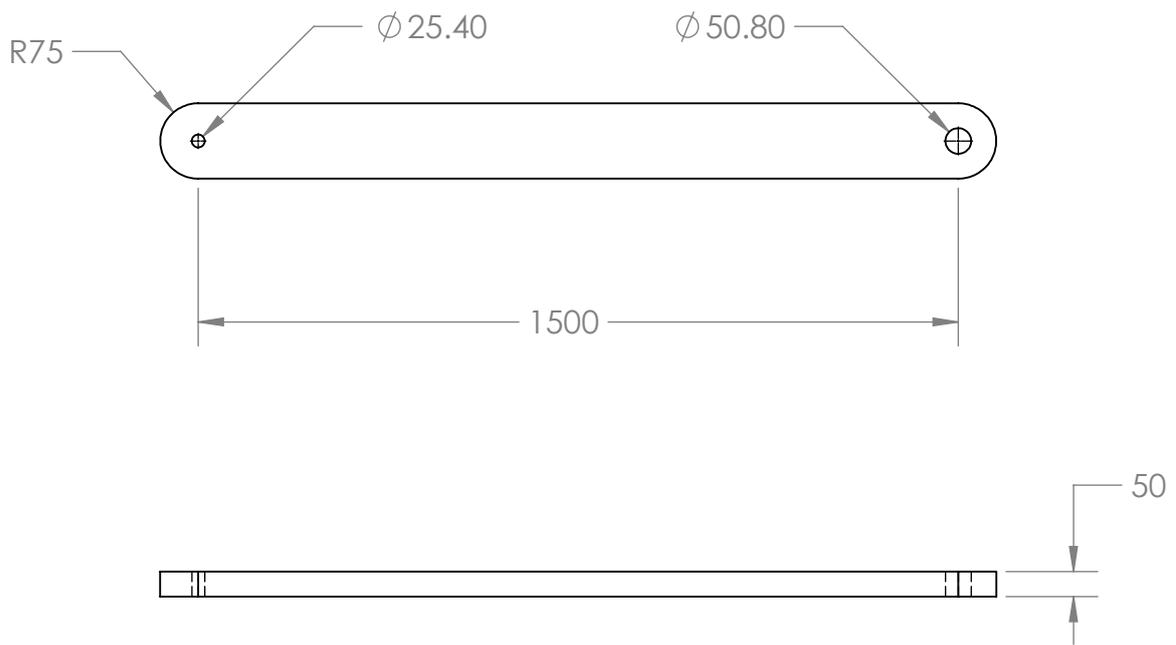
ALUNO				 CEFET/RJ		
PROF						
DATA		VISTO				
ESC.	TÍTULO			TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
	SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only CHAPA LIMITADORA			NUMERO DO DESENHO 25		



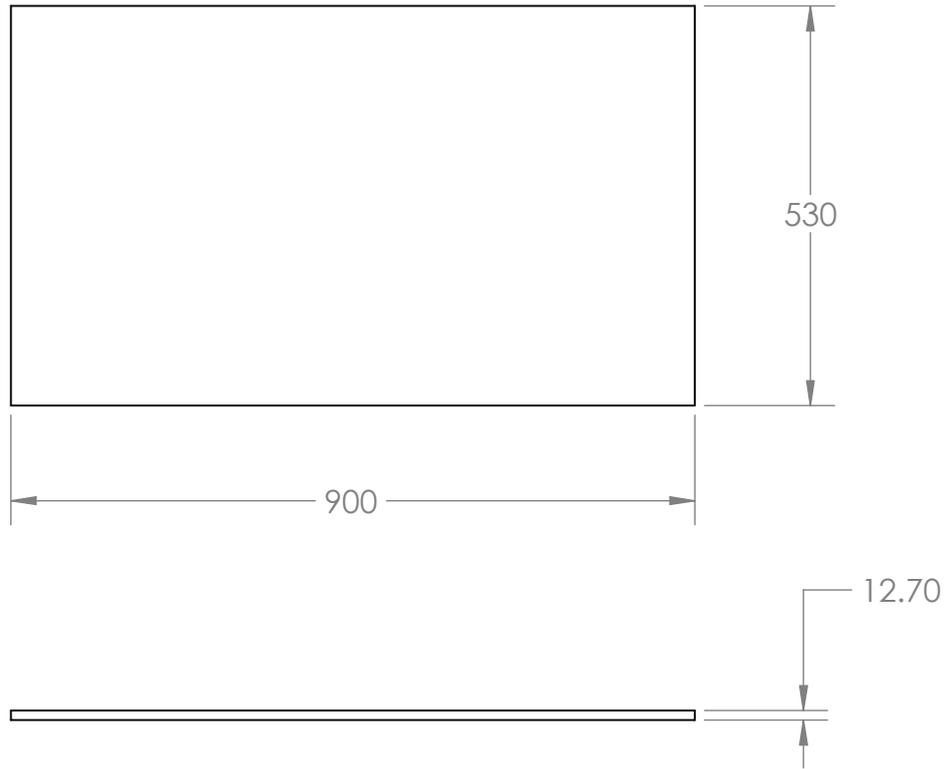
ALUNO				 CEFET/RJ
PROF				
DATA		VISTO		
ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
	SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only ESTRUTURA DE PASSAGEM DE AR COMPRIMIDO	NUMERO DO DESENHO 26		



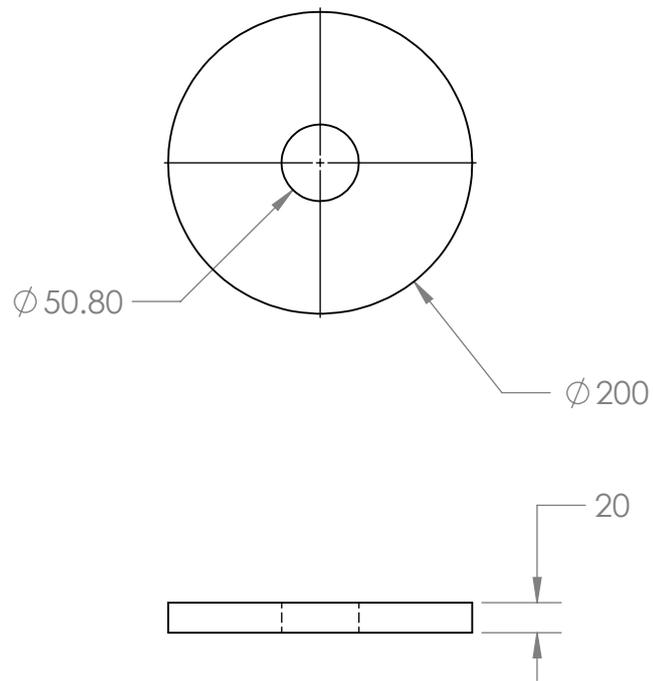
ALUNO				 CEFET/RJ
PROF				
DATA		VISTO		
ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
	SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only BARRA PRINCIPAL DO MECANISMO DE PROPULSÃO	NUMERO DO DESENHO 27		



ALUNO				 CEFET/RJ
PROF				
DATA		VISTO		
ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
	SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only BARRA AUXILIAR DO MECANISMO DE PROPULSÃO	NUMERO DO DESENHO 28		



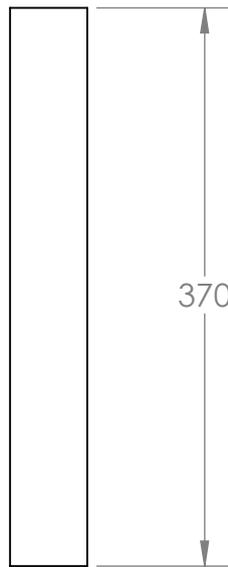
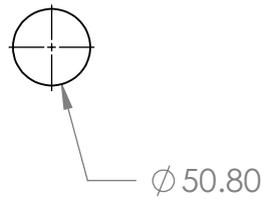
ALUNO				 CEFET/RJ			
PROF							
DATA		VISTO					
ESC.	TÍTULO				TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
	SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only CHAPA PRINCIPAL DO MECANISMO DE PROPULSÃO				NUMERO DO DESENHO 29		



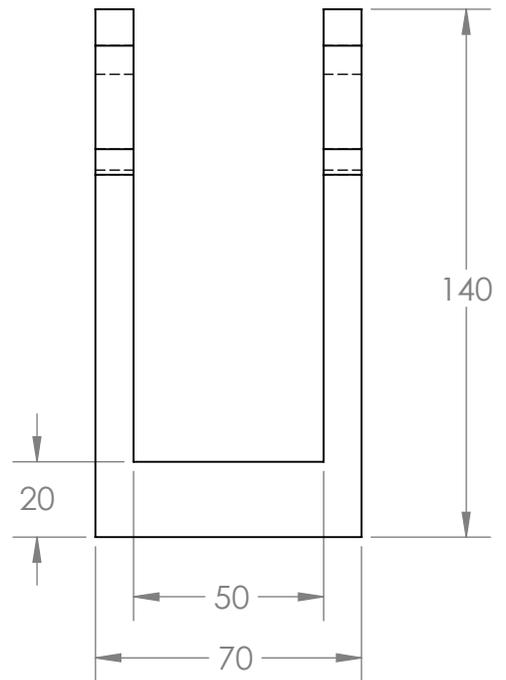
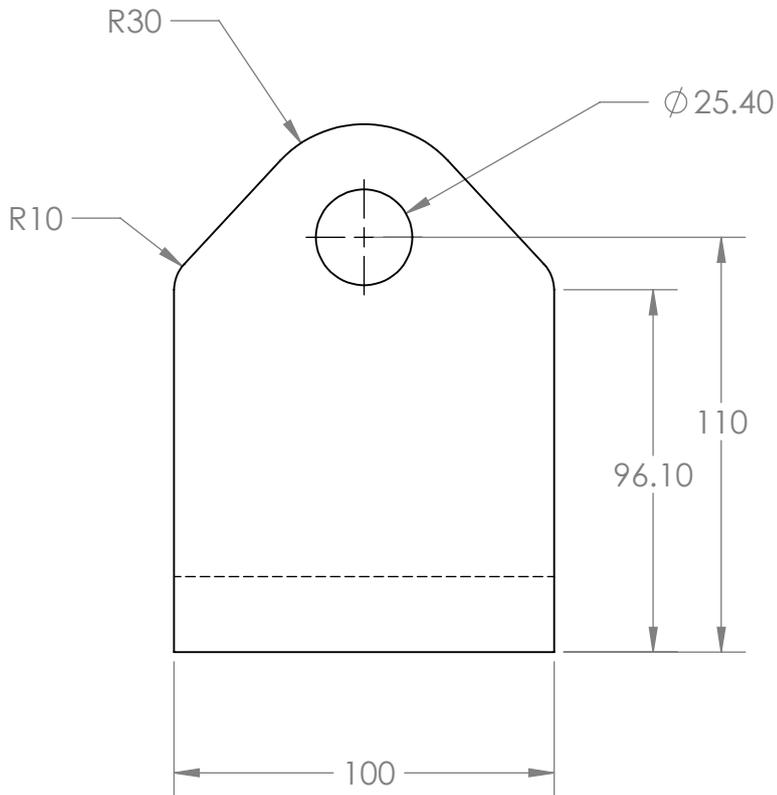
ALUNO			
PROF			
DATA		VISTO	



ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
	SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only RODAS DO MECANISMO DE PROPULSÃO	NUMERO DO DESENHO	30	



ALUNO				 CEFET/RJ			
PROF							
DATA		VISTO					
ESC.	TÍTULO	SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only BARRA DE UNIÃO DO MECANISMO DE PROPULSÃO			TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
					NUMERO DO DESENHO 31		



ALUNO

PROF

DATA

VISTO

ESC.

TÍTULO

SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only
BASE FIXA DO MECANISMO DE PROPULSÃO



CEFET/RJ

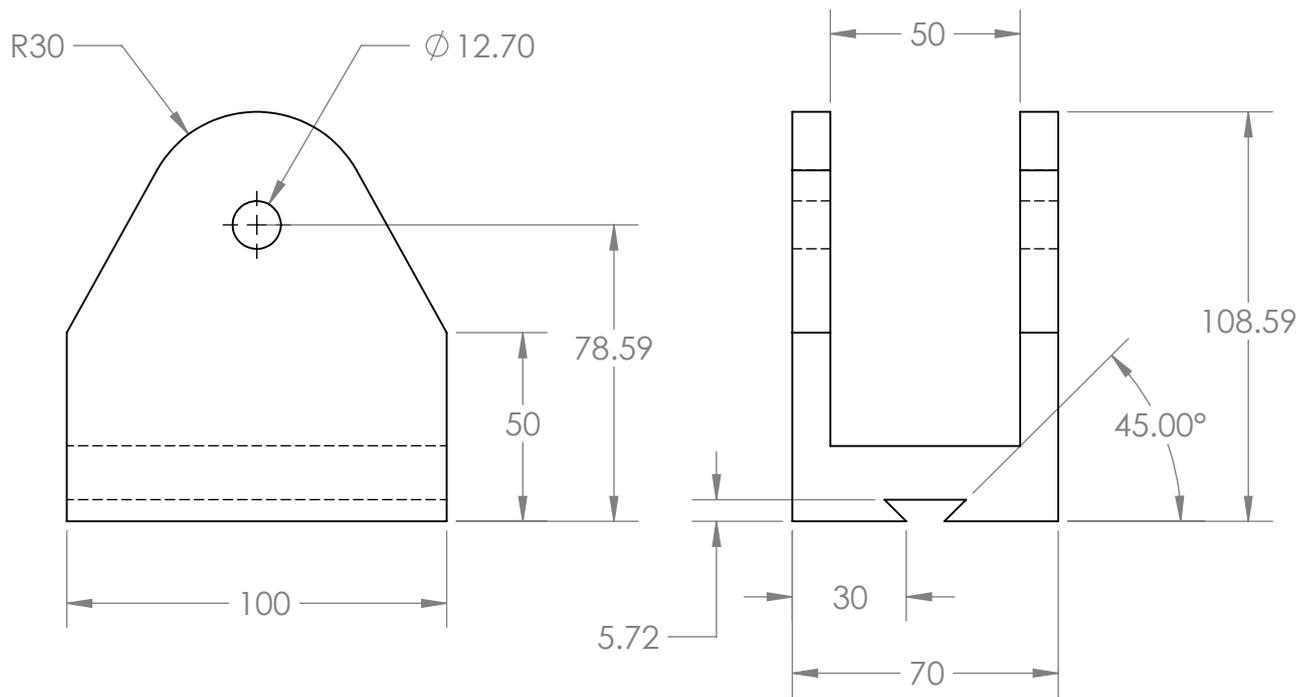
TURMA

NÚMERO

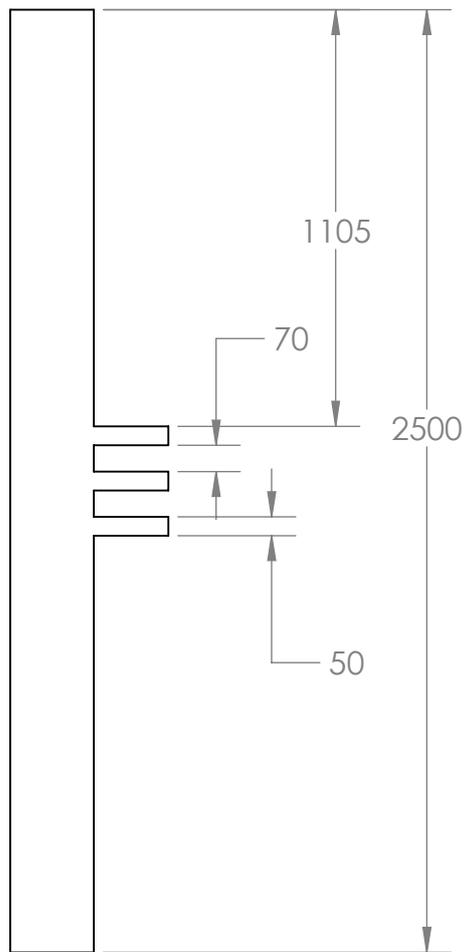
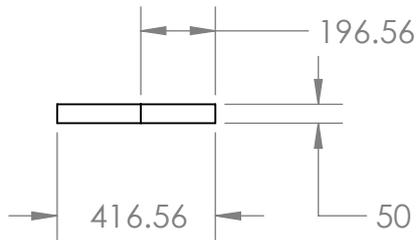
FOLHA Nº

NUMERO DO DESENHO
32

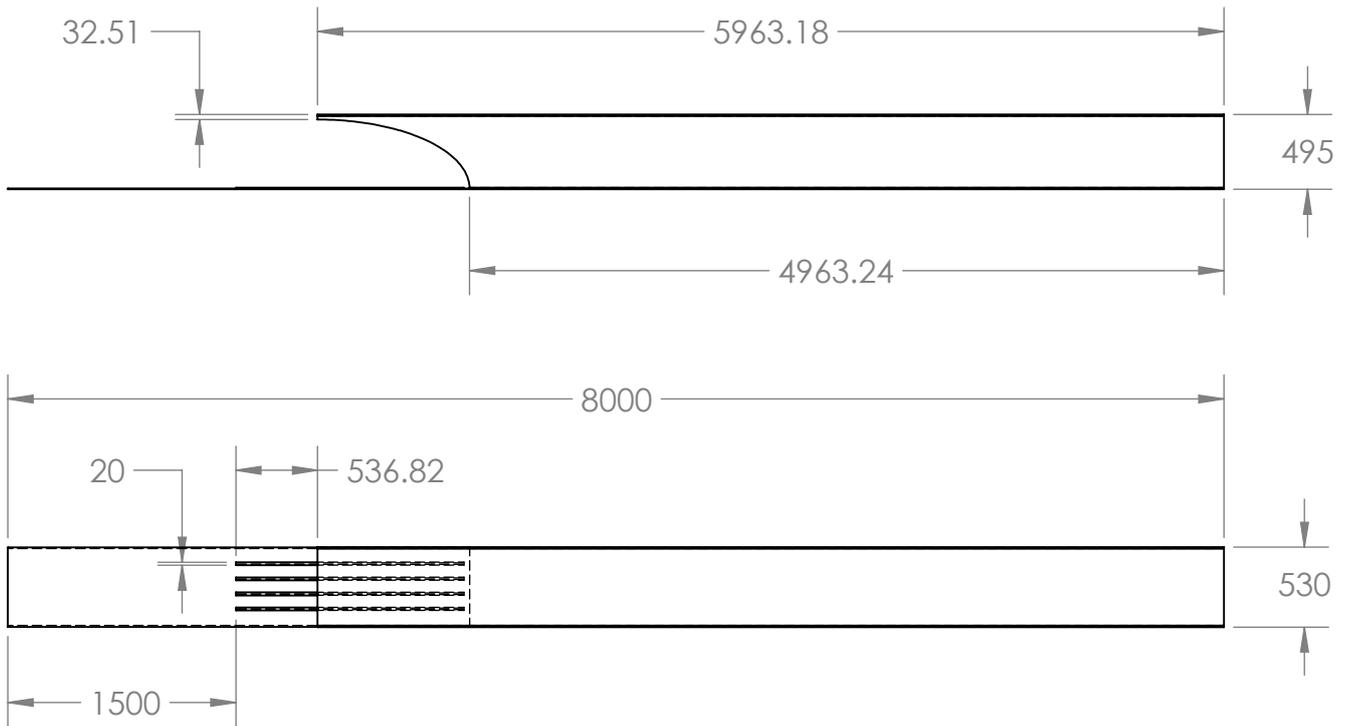




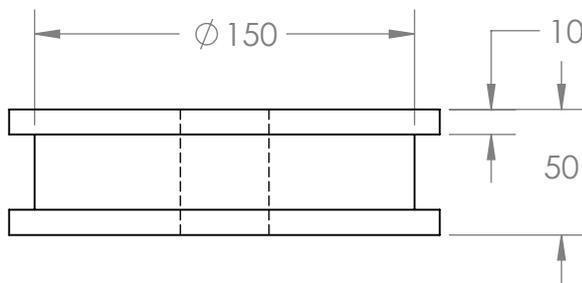
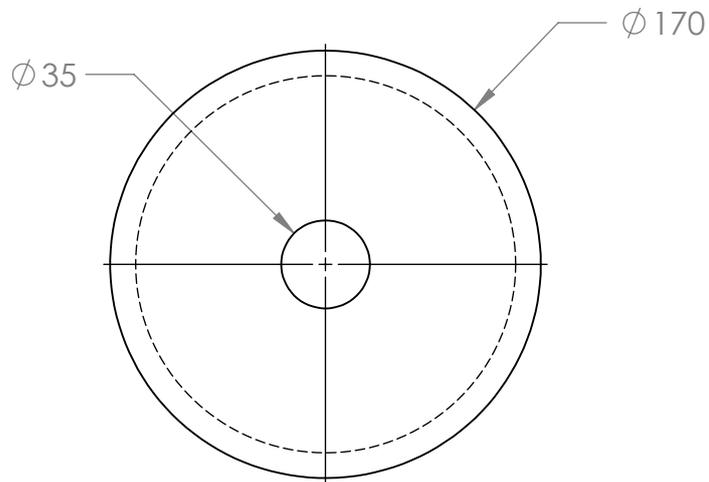
ALUNO				
PROF				
DATA		VISTO		
ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
	SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only BASE MÓVEL DO MECANISMO DE PROPULSÃO	NUMERO DO DESENHO 33		



ALUNO				 CEFET/RJ			
PROF							
DATA		VISTO					
ESC.	TÍTULO				TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only BARRA LIMITANTE DO MECANISMO DE PROPULSÃO					NUMERO DO DESENHO 34		



ALUNO				 CEFET/RJ
PROF				
DATA		VISTO		
ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
	SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only BASE GERAL DO MECANISMO DE PROPULSÃO		NUMERO DO DESENHO 35	



ALUNO

PROF

DATA

VISTO

ESC.

TÍTULO

SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only

RODA DO SUBSISTEMA AUXILIAR



CEFET/RJ

TURMA

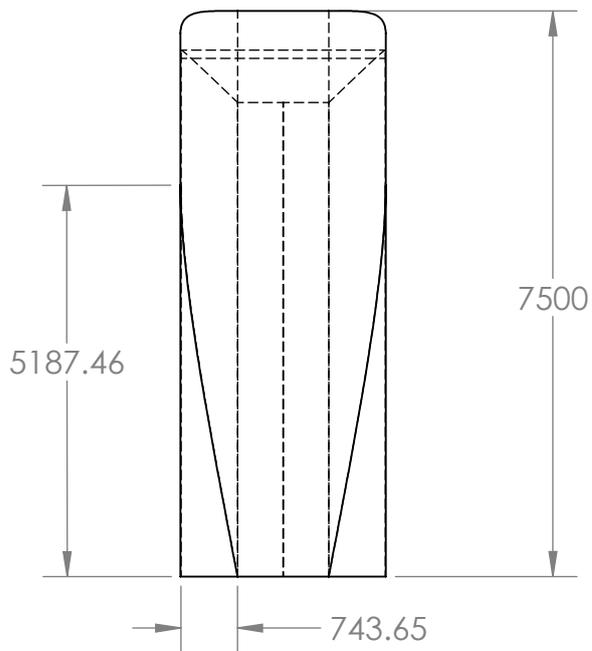
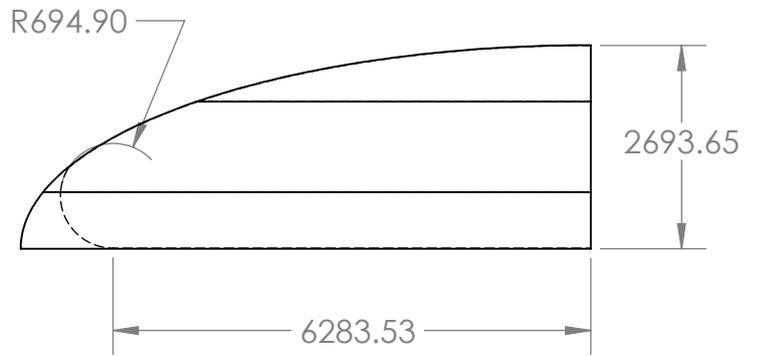
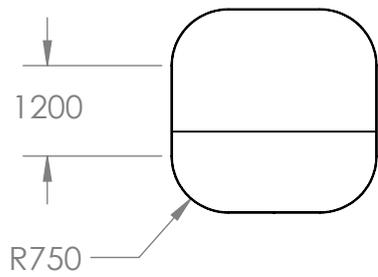
NÚMERO

FOLHA Nº

NUMERO DO DESENHO

36





ALUNO

PROF

DATA

VISTO

ESC.

TÍTULO

SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only

ESTRUTURA FRONTAL DA CABINE



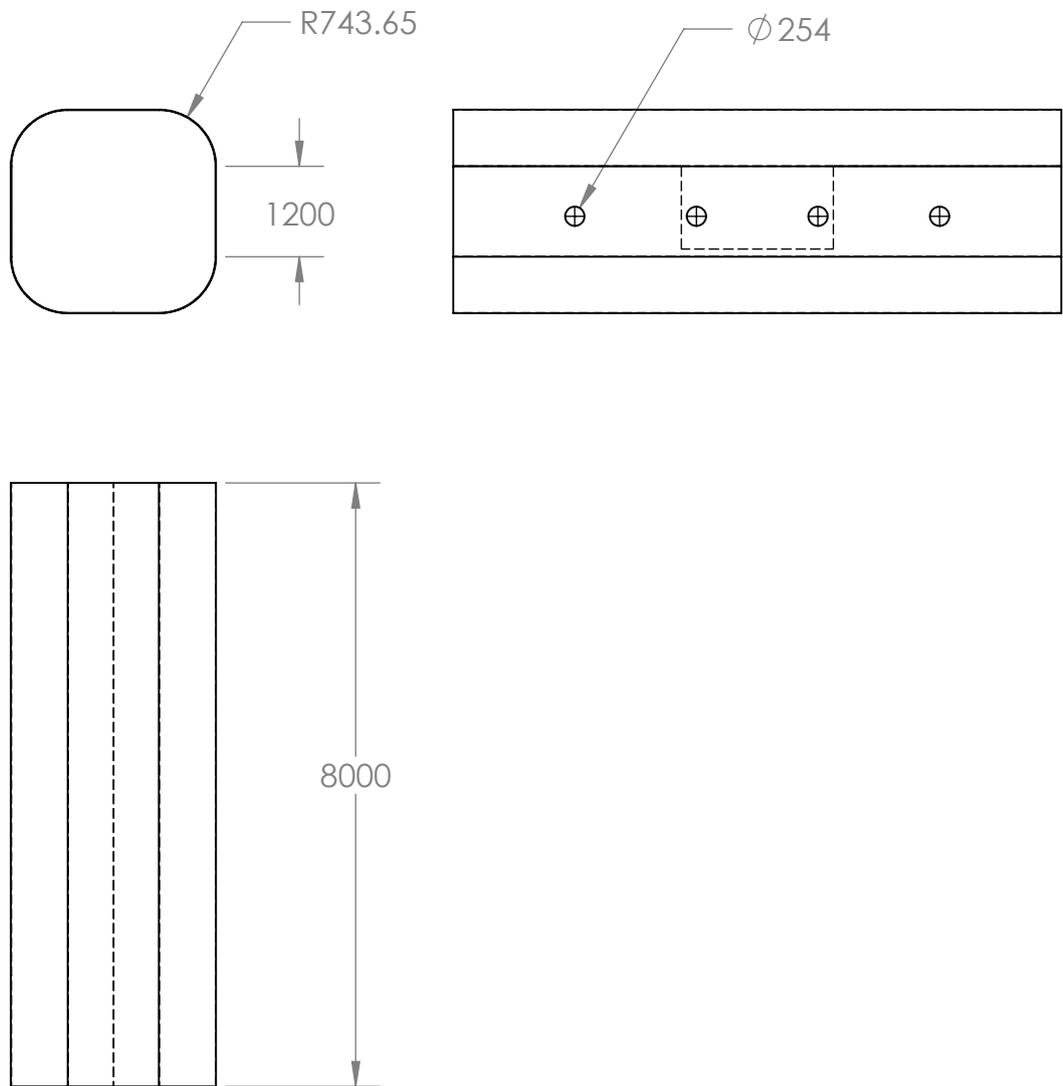
TURMA

NÚMERO

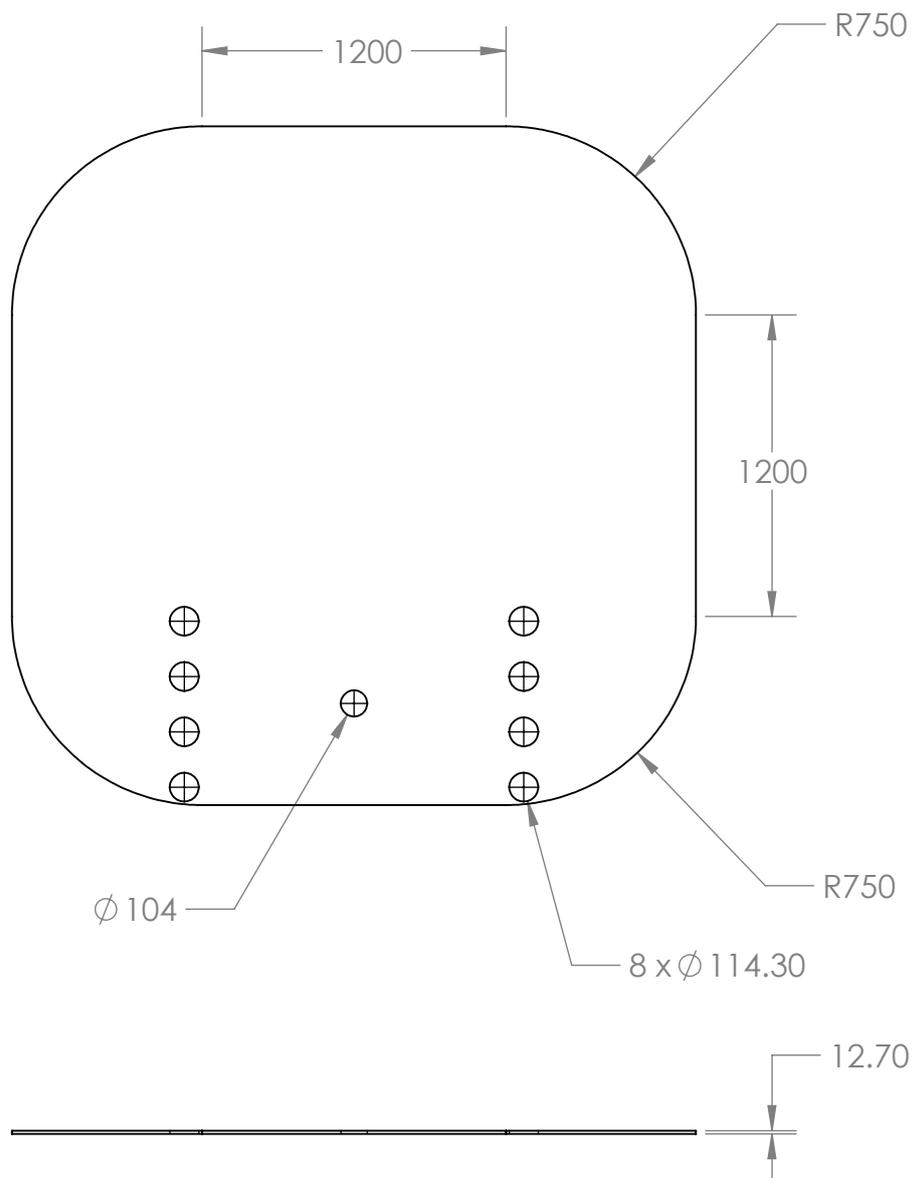
FOLHA Nº

NUMERO DO DESENHO
37





ALUNO						
PROF						
DATA		VISTO				
ESC.	TÍTULO			TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
	SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only ESTRUTURA CENTRAL DA CABINE			NUMERO DO DESENHO 38		

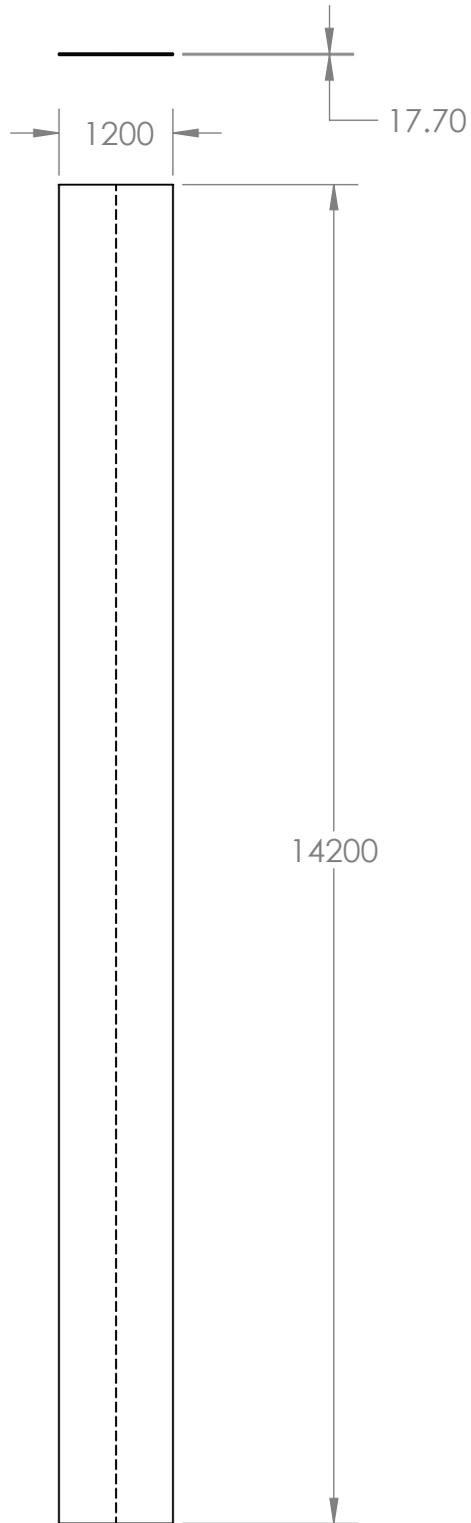


ALUNO	
PROF	
DATA	VISTO

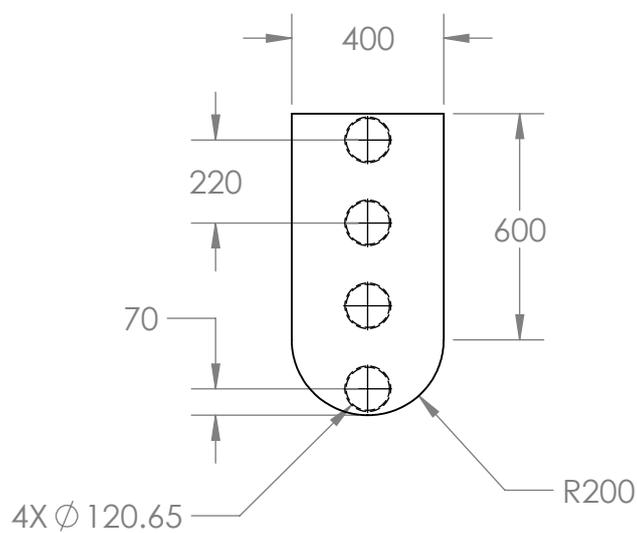


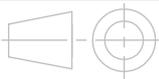
ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
	SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only PLACA TRASEIRA DA CABINE	NUMERO DO DESENHO 39		

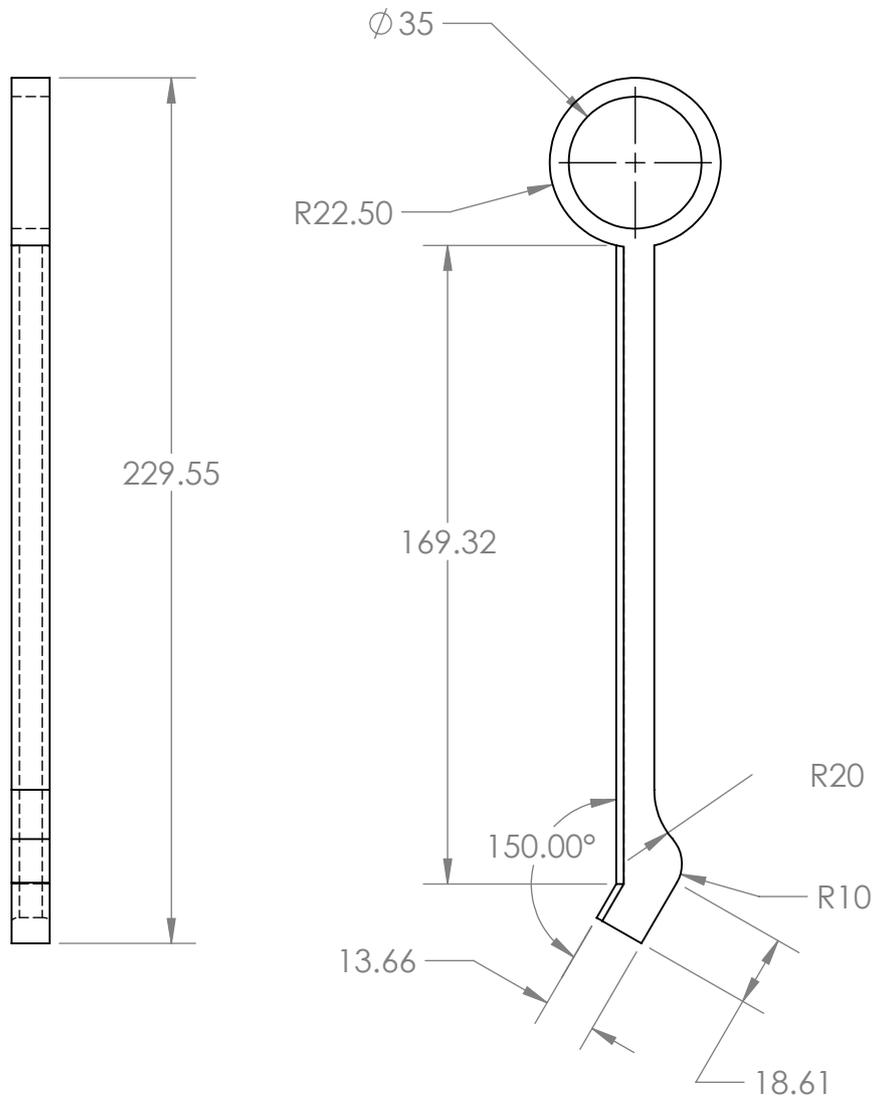




ALUNO				 CEFET/RJ			
PROF							
DATA		VISTO					
ESC.	TÍTULO SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only ESTRUTURA DE SUPORTE DA CABINE				TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
					NUMERO DO DESENHO 40		



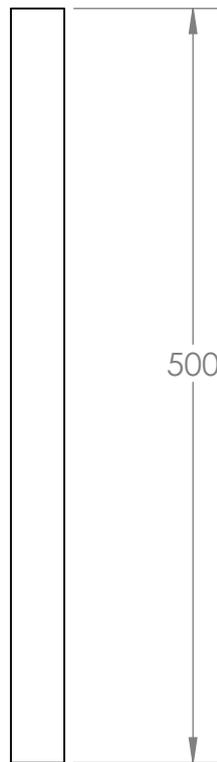
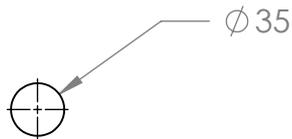
ALUNO				 CEFET/RJ		
PROF						
DATA		VISTO				
ESC.	TÍTULO			TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
	SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only TUBOS INTERNOS			NUMERO DO DESENHO 41		



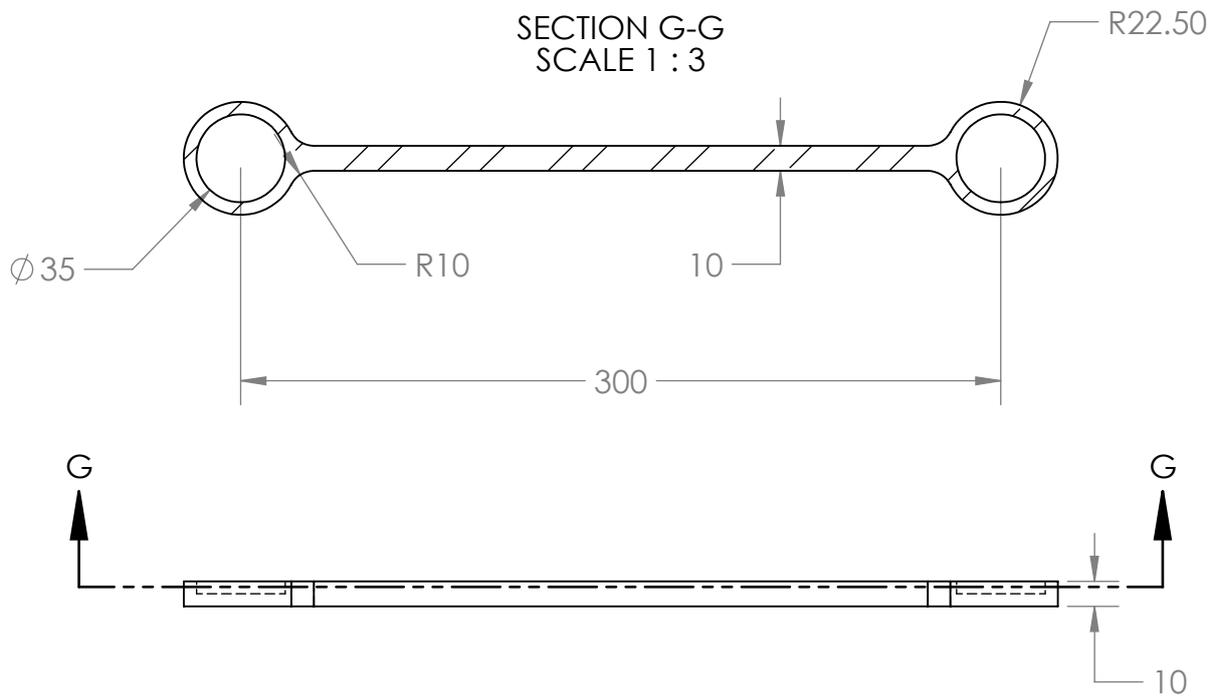
ALUNO	
PROF	
DATA	VISTO



ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
	SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only BRAÇO DE FRENAGEM	NUMERO DO DESENHO 42		



ALUNO				 CEFET/RJ			
PROF							
DATA		VISTO					
ESC.	TÍTULO	SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only BARRA CIRCULAR INFERIOR			TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
					NUMERO DO DESENHO 43		



ALUNO

PROF

DATA

VISTO

ESC.

TÍTULO

SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only

BARRA DE TRANSMISSÃO

 **CEFET/RJ**

TURMA

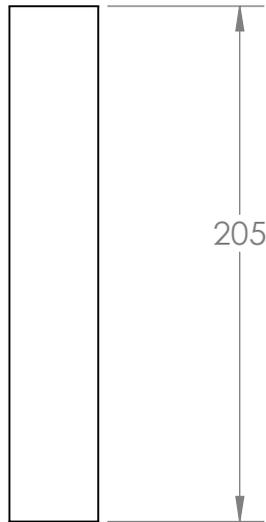
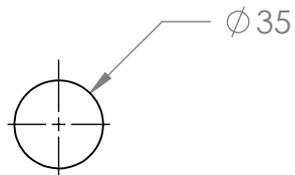
NÚMERO

FOLHA Nº

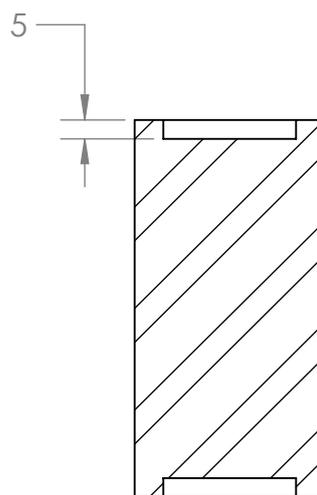
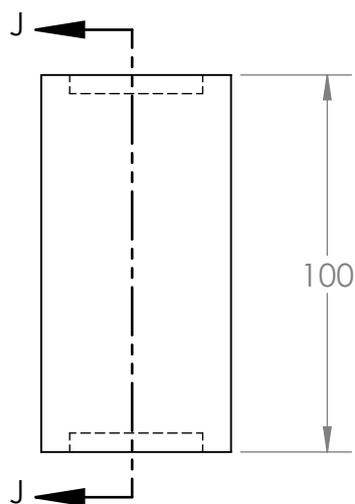
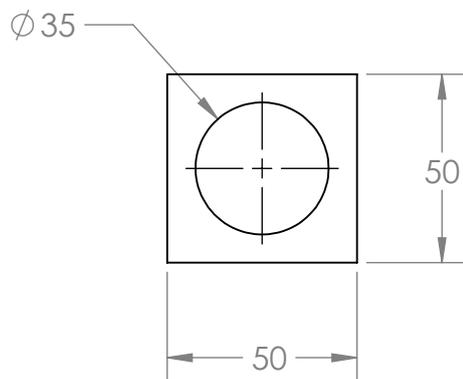
NUMERO DO DESENHO

44



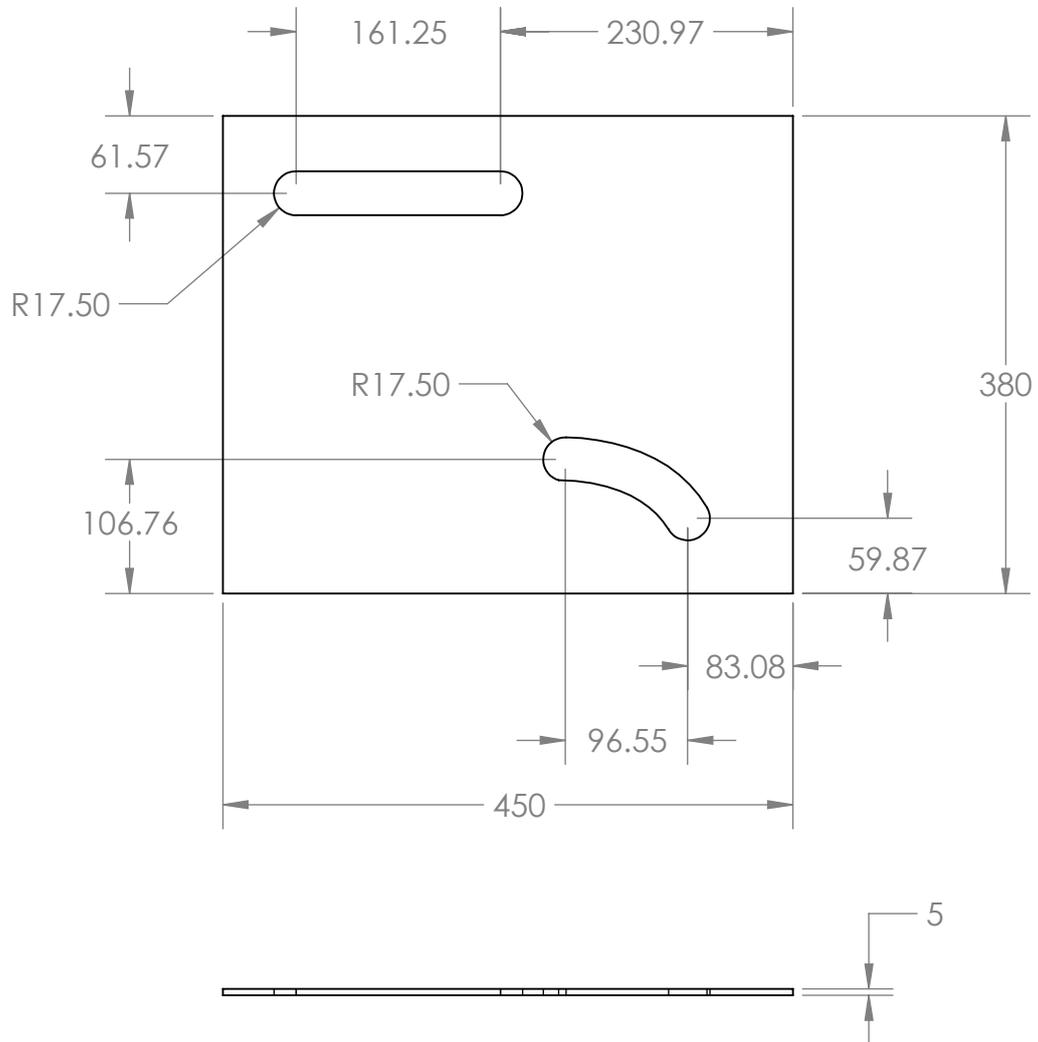


ALUNO				 CEFET/RJ			
PROF							
DATA		VISTO					
ESC.	TÍTULO SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only BARRA CIRCULAR SUPERIOR				TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
					NUMERO DO DESENHO 45		

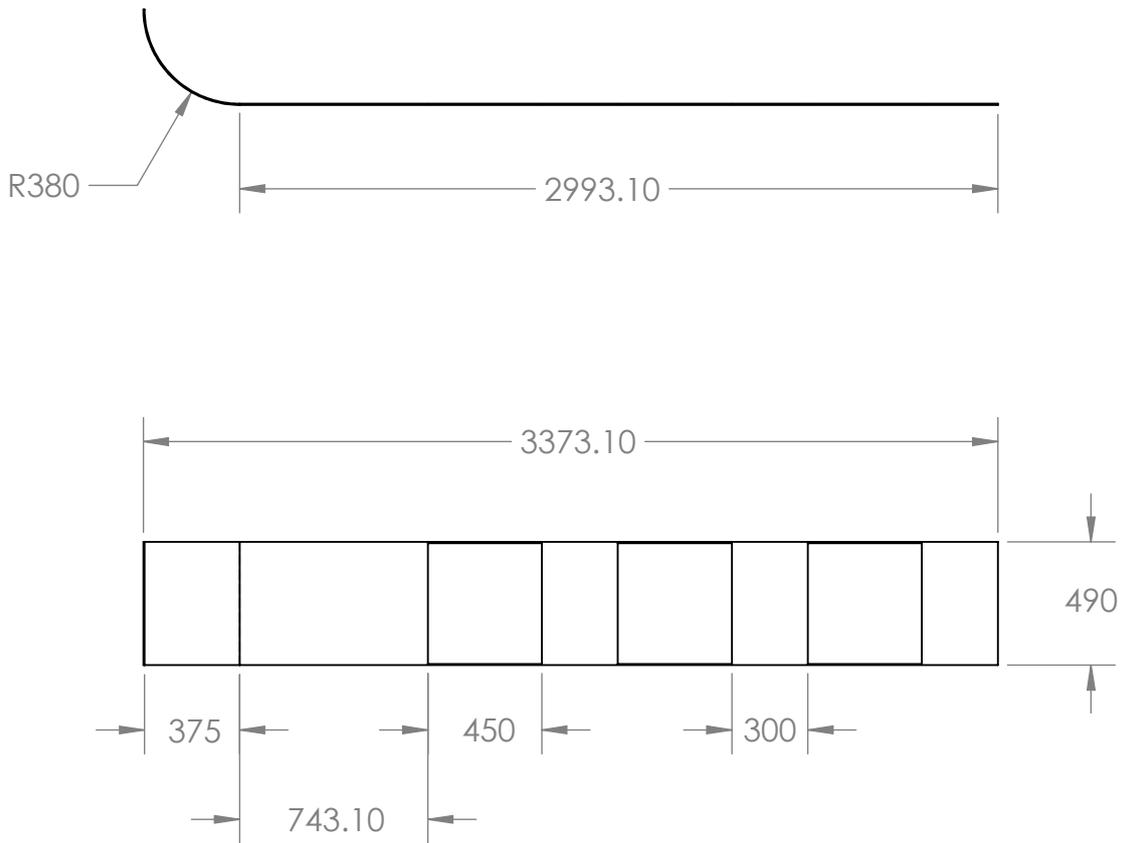


SECTION J-J
SCALE 1 : 2

ALUNO				 CEFET/RJ		
PROF						
DATA		VISTO				
ESC.	TÍTULO			TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
	SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only BARRA DE UNIÃO			NUMERO DO DESENHO 46		



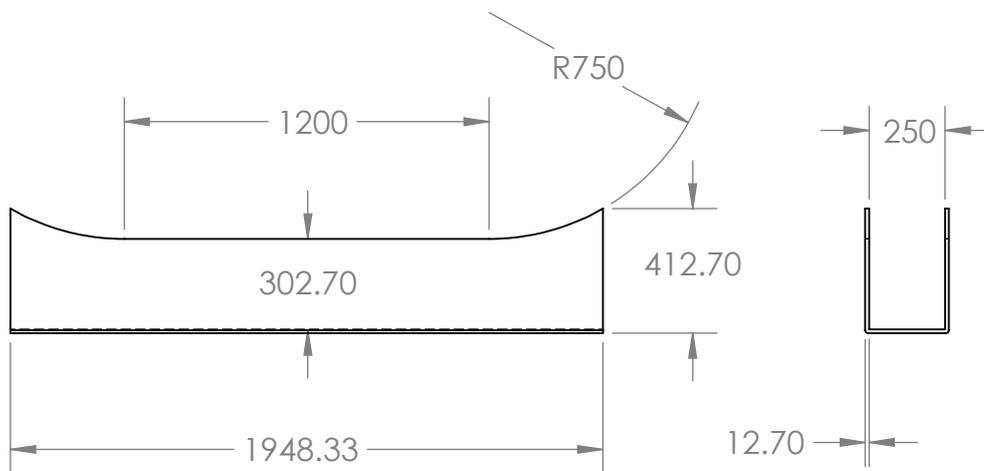
ALUNO						
PROF						
DATA		VISTO				
ESC.	TÍTULO			TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
	SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only					
	PLACA GUIA			NUMERO DO DESENHO		
				47		



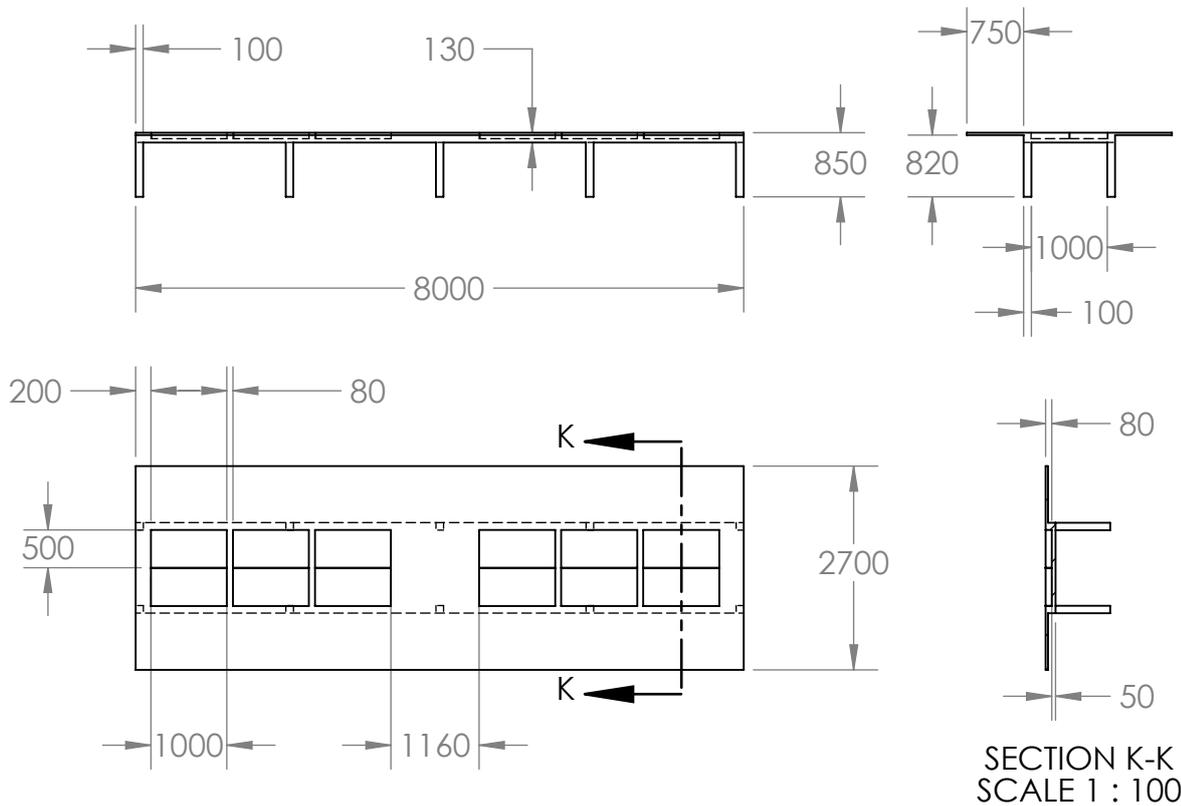
ALUNO			
PROF			
DATA		VISTO	



ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
	SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only SUPORTE DO SISTEMA DE FRENAGEM	NUMERO DO DESENHO	48	



ALUNO				 CEFET/RJ		
PROF						
DATA		VISTO				
ESC.	TÍTULO			TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
	SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only SUPORTE DO SUBSISTEMA DE PROPULSÃO AUXILIAR			NUMERO DO DESENHO 49		



ALUNO				 CEFET/RJ
PROF				
DATA		VISTO		
ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
	SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only BARREIRAS PARA A MOVIMENTAÇÃO DAS CAIXAS	TURMA NÚMERO DO DESENHO 50	FOLHA Nº 50	