



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ
CAMPUS UNIVERSITÁRIO DE TUCURUÍ
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**PROJETO DO SISTEMA DE ELEVAÇÃO POR PARAFUSO DE
POTÊNCIA PARA UMA ESTEIRA TRANSPORTADORA DE
COMPRIMENTO AJUSTÁVEL**

THAIS CRISTINA BARBOSA SOUZA

**Tucuruí – PA
2022**



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ
CAMPUS UNIVERSITÁRIO DE TUCURUÍ
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**PROJETO DO SISTEMA DE ELEVAÇÃO POR PARAFUSO DE POTÊNCIA PARA
UMA ESTEIRA TRANSPORTADORA DE COMPRIMENTO AJUSTÁVEL**

THAIS CRISTINA BARBOSA SOUZA

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Faculdade de Engenharia Mecânica do Campus Universitário de Tucuruí, da Universidade Federal do Pará, como parte dos requisitos para obtenção do título Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador:

Prof. Dr. Francisco Jarmeson Silva Bandeira

Coorientador:

Prof. Me. Walter dos Santos Sousa

**Tucuruí – PA
2022**

**Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP) de acordo com ISBD
Sistema de Bibliotecas da Universidade Federal do Pará
Gerada automaticamente pelo módulo Ficat, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)**

S719p Souza, Thais Cristina Barbosa.
Projeto do sistema de elevação por parafuso de potência para
uma esteira transportadora de comprimento ajustável / Thais
Cristina Barbosa Souza. — 2022.
100 f. : il. color.

Orientador(a): Prof. Dr. Francisco Jarmeson Silva Bandeira
Coorientador(a): Prof. Me. Walter dos Santos Sousa
Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) - Universidade
Federal do Pará, Campus Universitário de Tucuruí, Faculdade de
Engenharia Mecânica, Tucuruí, 2022.

1. Esteira Transportadora . 2. Sistema de Elevação. 3.
Método dos Elementos Finitos. I. Título.

CDD 620.0042



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ
CAMPUS UNIVERSITÁRIO DE TUCURUÍ
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**PROJETO DO SISTEMA DE ELEVAÇÃO POR PARAFUSO DE POTÊNCIA PARA
UMA ESTEIRA TRANSPORTADORA DE COMPRIMENTO AJUSTÁVEL**

THAIS CRISTINA BARBOSA SOUZA

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Faculdade de Engenharia Mecânica do Campus Universitário de Tucuruí, da Universidade Federal do Pará, como parte dos requisitos para obtenção do título Bacharel em Engenharia Mecânica.

BANCA EXAMINADORA

Orientador: Prof. Dr. Francisco Jarmeson Silva Bandeira
FEM/CAMTUC/UFPA

Coorientador: Prof. Me. Walter dos Santos Sousa
FEM/CAMTUC/UFPA

Membro Interno: Prof. Me. Maciel da Costa Furtado
FEM/CAMTUC/UFPA

Membro Externo: Prof. Dr. Flavio Maldonado Bentes
UNISUAM

Membro Externo: Eng. Ayrton José Taveira de Souza
SENAI - PA

Conceito EXCELENTE

Tucuruí, 08 de fevereiro de 2022.

A Deus, meu companheiro de todas horas e a minha família que são abrigo em todos os momentos, sem vocês eu não seria nada e não teria chegado tão longe nessa caminhada.

AGRADECIMENTOS

Sou eternamente grata a Deus e ao meu Senhor Jesus Cristo por me darei tanto e tudo, por nunca me abandonarem, por serem meu sustento nos momentos difíceis da vida.

Agradeço a minha mãe Delci Barbosa Souza, aos meus avós Deuzamar Barbosa Souza e Gilberto Oliveira Souza, a minha irmã Regina Souza Vieira, ao meu padrasto Renieldo Vilhena Vieira, e aos meus tios Francisco Barbosa Souza, Deldi Souza Costa, Dalrizélia Barbosa Souza e Deuzinete Barbosa Souza e, aos meus primos mais próximos Marcos, Maelle, Thayrla e Thaline. Sem vocês eu não seria nada, essa conquista é nossa. Amo muito vocês.

Aos professores da faculdade de Engenharia Mecânica por todas lições passadas, em especial ao Walter dos Santos Sousa e ao Francisco Jarmeson Silva Bandeira pela orientação nesse trabalho e em outros anteriores.

Aos meus colegas da turma Mec 17 que com muita dedicação e esforço conseguiram se manter firmes durante os momentos de dificuldades. E em homenagem ao nosso eterno Coquinho, você sempre estará em nossos corações.

Aos meus amigos da Lagoinha: Joicy Milena, Thaíres Ferreira, Fernando Lima e Elisson Muniz, agradeço por toda amizade, conselhos, críticas, risadas e lágrimas compartilhadas, espero que nossa amizade continue por muito tempo.

Ao meu amigo Alexandro Rickelme por ser um excelente conselheiro, pelo apoio, amor e companheirismo durante toda graduação. Você é incrível.

*”Só se constrói um futuro quando a gente é capaz, inclusive, de arriscar”
(Mario Sergio Cortella)*

PROJETO DO SISTEMA DE ELEVAÇÃO POR PARAFUSO DE POTÊNCIA PARA UMA ESTEIRA TRANSPORTADORA DE COMPRIMENTO AJUSTÁVEL

RESUMO

Este trabalho tem por objetivo solucionar a problemática da atividade manual de elevação e movimentação de produtos, apresentando como solução o projeto de um sistema de elevação e inclinação para uma esteira transportadora de comprimento ajustável, capaz de suportar produtos de pequeno a médio porte, possibilitando o abastecimento e/ou desabastecimento de caminhões sem que haja grande impacto à saúde dos colaboradores. Com base em análises de metodologias de projetos mecânicos, foram avaliados os possíveis sistemas de elevação e movimentação de cargas que pudessem atender ao projeto. Dentre as opções propostas foi escolhido o sistema de elevação por parafuso de potência com rosca Acme, na qual tem maior ganho em custo e benefício para o projeto, a inclinação do equipamento, também com essa mesma visão, foi definida por uma barra intermediária com comprimento menor. O trabalho consistiu no estudo e no dimensionamento do parafuso de potência, seleção do motorreductor elétrico e nos cálculos de esforços atuantes sobre os elementos estruturais por meio do Método dos Elementos Finitos (MEF), utilizando software de análise computacional.

Palavras-chave: *Esteira Transportadora, Sistema de Elevação, Método dos Elementos Finitos.*

POWER SCREW LIFTING SYSTEM DESIGN FOR AN ADJUSTABLE LENGTH CONVEYOR CONVEYOR

ABSTRACT

This work aims to solve the problem of manual activity of lifting and moving products, presenting as a solution the design of a lifting and tilting system for a conveyor belt of adjustable length, capable of supporting small to medium-sized products, enabling the supply and/or shortage of trucks without having a major impact on the health of employees. Based on analysis of mechanical design methodologies, possible lifting and cargo handling systems that could meet the project's requirements were evaluated. Among the proposed options, the lifting system by power screw with Acme thread was chosen, in which it has greater gain in cost and benefit for the project, the inclination of the equipment, also with this same vision, was defined by an intermediate bar with length smaller. The work consisted of the study and sizing of the power screw, selection of the electric geared motor and the calculation of forces acting on the structural elements using the Finite Element Method (FEM), using computer analysis software.

Keyword: *Conveyor Belt, Lifting System, Finite Element Method.*

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1. Aplicação do parafuso de potência para macacos mecânicos.....	18
Figura 2. Sistema pinhão-cremalheira.....	23
Figura 3. Redutor de velocidade do tipo parafuso sem-fim.....	24
Figura 4. Conjunto par sem-fim.....	24
Figura 5. Rosca quadrada, Acme e botaréu.....	26
Figura 6. (a) Rosca de entrada única; (b) Rosca de 3 entradas; (c) Rosca de 4 entradas.....	26
Figura 7. Eficiência de um parafuso de potência de rosca Acme (sem atrito no colar).....	27
Figura 8. Junta parafusada com pinos passantes sob cisalhamento.....	29
Figura 9. Usos típicos para anéis de retenção. (a) Anel externo e (b) sua aplicação; (c) Anel interno e (d) sua aplicação.....	30
Figura 10. Análise de força na interface do conjunto parafuso-porca de rosca quadrada.....	31
Figura 11. Análise de força na interface do conjunto parafuso-porca de rosca Acme.....	31
Figura 12. Perfil de rosca desenvolvido.....	32
Figura 13. Modelos de elementos finitos para (a) pistão; (b) biela e (c) virabrequim de um motor.....	39
Figura 14. Discretização de um problema com carregamento axial.....	40
Figura 15. Matriz de rigidez de alguns elementos.....	41
Figura 16. Alguns dos elementos mais comuns.....	42
Figura 17. Elemento de viga tridimensional.....	43
Figura 18. Matriz de rigidez tridimensional de um elemento de viga.....	43
Figura 19. Procedimento para o projeto estrutural de um equipamento.....	46
Figura 20. Modelo adotado da estrutura para o projeto da esteira transportadora de comprimento ajustável – vista lateral.....	48
Figura 21. Aproximação no detalhe dos furos para alteração do comprimento da esteira transportadora.....	48
Figura 22. Detalhe da roda que movimenta as hastes ligada ao sistema de elevação.....	49
Figura 23. Esteira transportadora na posição totalmente aberta com inclinação de 8°.....	50
Figura 24. Contatos do tipo articulação giratória utilizados na análise.....	51
Figura 25. Contato do tipo junta fixa utilizado na análise.....	51
Figura 26. Aplicação de forças no equipamento.....	52
Figura 27. Resultado das forças de reação.....	53

Figura 28. Modelo da esteira transportadora com elemento de viga a) vista lateral e b) vista isométrica.	53
Figura 29. Modelo discretizado da estrutura.	54
Figura 30. Vista lateral da esteira transportadora e a aplicação de forças.	54
Figura 31. Conjunto parafuso de potência e porca.	58
Figura 32. Estrutura de ligação.	59
Figura 33. Motoredutor de rosca sem fim.	59
Figura 34. Conjunto do sistema de elevação.	60
Figura 35. Acoplamento elástico de garra.	61
Figura 36. Acoplamento do mancal de rolamento modelo F2BC 40M-TPZM ao eixo do parafuso.	61
Figura 37. Esteira transportadora de comprimento ajustável totalmente aberta inclinação de 8°.	62
Figura 38. Esteira transportadora de comprimento ajustável totalmente aberta inclinação de 20°.	62
Figura 39. Configuração adotada para a análise estrutural a) totalmente aberta com inclinação de 8° e b) totalmente aberta com inclinação de 20°.	63
Figura 40. Modelo da esteira transportadora com aplicação das cargas e as condições de contorno.	64
Figura 41. Resultado da análise estrutural para a condição da esteira aberta com inclinação de 8°.	64
Figura 42. Resultado da análise estrutural para a condição da esteira aberta com inclinação de 20°.	65

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Vantagens e desvantagens dos sistemas hidráulicos	22
Tabela 2. Vantagens e desvantagens dos sistemas pneumáticos	22
Tabela 3. Dimensões principais de rosca padrão Acme americano	26
Tabela 4. Pressão de apoio de parafuso pb	27
Tabela 5. Coeficiente de fricção para combinação do material do parafuso e da porca μ	28
Tabela 6. Coeficientes de fricção de colar de empuxo μ_c	28
Tabela 7. Resistência ao escoamento mínima para pinos passantes.....	30
Tabela 8. Principais dados do projeto.....	46
Tabela 9. Dados utilizados nos cálculos de torque	57

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CAD	Computer Aided Design
MEF	Método dos Elementos Finitos
NBR	Norma Técnica Brasileira
ANSI	American National Standards Institute
CAE	Computer Aided Engineering
GDL	Grau de Liberdade
3D	Três Dimensões
UDC	Perfil U Dobrado de Chapa

LISTA DE SÍMBOLOS

f	Frequência de Rotação do Parafuso
η	Eficiência do Sistema Mecânico
C_{g1}	Comprimento da Esteira Fixa
C_{g2}	Comprimento da Esteira Móvel
d	Diâmetro do Pino
d_c	Diâmetro Nominal do Colar
d_m	Diâmetro Médio do Parafuso de Potência
d_n	Diâmetro Nominal do Parafuso de Potência
D_{trilho}	Distância de Deslocamento Máximo
$\{F\}$	Vetor com as Cargas Nodais
F_d	Força de Descida
F_s	Força de Elevação
H_{max}	Altura Máxima
H_{min}	Altura Mínima
$[K]$	Matriz Rigidez Global
M_s	Massa dos Sacos
N_e	Número de Entradas de Rosca
p_b	Pressão de Apoio de Parafuso
P_e	Peso do Equipamento, Carrinho ou Estrutura
P_{g1}	Massa da Esteira Fixa
P_{g2}	Massa da Esteira Móvel
P_{mc}	Peso Máximo da Carga a ser Transportada
P_{motor}	Potência do Motor
S_y	Resistência ao Escoamento
S_{ys}	Resistência ao Escoamento por Cisalhamento Mínima
T_c	Torque no Colar de Empuxo
T_{ds}	Torque Total de Descida
T_{motor}	Torque Requerido no Motor
T_{su}	Torque Total de Levantamento
T_{total}	Torque Total
$\{U\}$	Vetor com Deslocamentos Nodais

W_{ent}	Trabalho de Entrada
$W_{saída}$	Trabalho de Saída
μ_c	Coefficientes de Fricção no Colar de Empuxo
τ_c	Tensão de Cisalhamento para os Pinos
Δs	Espaço Linear
Δt	Tempo para Elevação do Sistema
A	Área do Pino
C	Carga por Roda ou Rodízio
c	Comprimento do Parafuso de Potência
e	Eficiência
F	Força Aplicada sobre os Pinos
FS	Fator de Segurança
g	Aceleração da Gravidade
L	Avanço
N	Número de Rotação
n	Rotação de Saída no Parafuso
n_{motor}	Rotação Nominal do Motor
N_r	Número de Rodas ou Rodízios
p	Passo
P	Força de Compressão Axial Atuante no Parafuso
Qt	Quantidade de Sacos
redução	Redução do Sistema
S	Coefficiente de Segurança
v	Velocidade de Deslocamento
α	Ângulo de Rosca
λ	Ângulo de Avanço
μ	Coefficientes de Fricção nos Pares Roscados
ω	Velocidade Angular

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	18
1.1	OBJETIVOS	19
1.1.1	Objetivo geral.....	19
1.1.2	Objetivos específicos.....	19
1.2	JUSTIFICATIVA	19
1.3	ESTRUTURA DO TRABALHO	20
2	SISTEMA DE ELEVAÇÃO	21
2.1	SISTEMA HIDRÁULICO E PNEUMÁTICO.....	21
2.2	PINHÃO E CREMALHEIRA	23
2.3	ENGRENAGEM SEM-FIM.....	24
2.4	PARAFUSO DE POTÊNCIA	25
3	MODELAGEM FÍSICA E MATEMÁTICA PARA OS COMPONENTES	29
3.1	FIXADORES EM CISALHAMENTO	29
3.2	ANÁLISE DE FORÇAS E TORQUES EM PARAFUSOS DE POTÊNCIA	30
3.3	AUTO TRAVAMENTO DE PARAFUSOS DE POTÊNCIA.....	34
3.4	EFICIÊNCIA DE PARAFUSOS.....	35
3.5	CÁLCULOS REQUERIDOS PARA A SELEÇÃO DO MOTOREDUTOR.....	35
4	MÉTODOS DE ANÁLISE DE ESTRUTURAS	38
4.1	MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS	38
4.2	SISTEMAS CONTÍNUOS E SISTEMAS DISCRETOS	39
4.3	FORMULAÇÃO	40
4.4	TIPOS DE ELEMENTOS	41
4.5	ELEMENTO DE VIGA	42
5	DETALHAMENTO DO PROJETO DE ELEVAÇÃO	45
5.1	PREMISSAS DO PROJETO.....	46
5.2	DETERMINAÇÃO DA CONFIGURAÇÃO ESTRUTURAL.....	47
5.3	DISTRIBUIÇÃO DE CARGA SOBRE O PARAFUSO DE POTÊNCIA E OS PINOS 50	
5.4	DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES DO PROJETO	55
6	PROJETO E ESPECIFICAÇÃO.....	58
6.1	PARAFUSO DE POTÊNCIA E PORCA.....	58
6.2	MOTOREDUTOR.....	59
6.3	ACOPLAMENTO ELÁSTICO.....	60
6.4	MANCAL DE ROLAMENTO.....	61
6.5	APRESENTAÇÃO DO EQUIPAMENTO FINAL	62
6.6	ESPECIFICAÇÃO DOS PERFIS METÁLICOS E ANÁLISE DE TENSÃO.....	63

7	CONCLUSÃO	66
7.1	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	66
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	68
	APÊNDICE A – Configurações possíveis do projeto final de elevação	71
	APÊNDICE B – Verificação das forças atuantes nos pinos.....	73
	APÊNDICE C - Verificação das forças atuantes nos pinos usando modelo de elemento de viga.....	77
	APÊNDICE D – Desenho técnico mecânico dos componentes a serem fabricados	81
	ANEXO A – Dados do perfil UDC enrijecido (Catálogo de Produtos GERDAU)	93
	ANEXO B – Dados do perfil retangular (Catálogo de Produtos da GERDAU).....	94
	ANEXO C – Detalhamento das rodas utilizadas (Catálogo de Rodas e Rodízios SCHIOPPA).....	95
	ANEXO D – Dimensões do parafuso de potência conforme a norma DIN 103	96
	ANEXO E – Dimensões do parafuso de potência (Catálogo LK Linear Kinici)	97
	ANEXO F – Dados técnicos e dimensionais do motorreductor (Catálogo SEW-EURODRIVER).....	98
	ANEXO G – Dados técnicos do acoplamento elástico (Catálogo ROTEX).....	99
	ANEXO H – Dados técnicos do mancal de rolamento (Catálogo SKF).....	100

1 INTRODUÇÃO

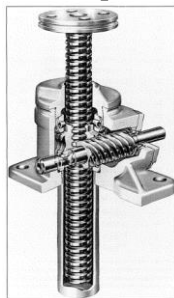
Embora exista grande esforço dentro dos processos logísticos para implementar a automação industrial, esta ainda não é amplamente utilizada pelas empresas de distribuição de produtos. Existem problemas intralogísticos que estão relacionados a movimentação de diversos produtos de um local para outro em grandes quantidades. Se a movimentação é realizada por esforço físico do colaborador, além de demandar mais tempo e mão de obra, coloca em risco a saúde dos funcionários devido à sobrecarga de força no desenvolvimento das atividades (HAEFFNER *et al.*, 2014).

Thomaz (2019), destaca que a repetição de movimento, seja na operação de máquinas ou no descolamento de cargas, acaba aumentando o desgaste do trabalhador. No campo de atuação da ergonomia organizacional, o principal objetivo é a redução de impactos causados por um ambiente de trabalho não favorável, buscando estudar a relação entre o homem e o trabalho que executa. Dessa forma, tratar ergonomia como vantagem competitiva, tem reflexo positivo na resolução de problemas que afetam a saúde e o desempenho do trabalho humano.

Com o crescente desenvolvimento das atividades industriais, de mineração e do intercâmbio comercial foram necessários desenvolvimentos de inúmeros equipamentos destinados a elevação e movimentação de cargas. No cenário de transporte de sacarias, a utilização dessa tecnologia, gera ganhos com o aumento na segurança da operação e na produtividade (SARTOR, 2016).

Segundo Juvinal e Marshek (2008), um dos meios de elevação é por parafuso de potência, também chamado de parafuso de translação, estes são empregados em situações na qual se deseja converter o movimento de rotação, da porca ou do parafuso, em um movimento linear, do componente acoplado ao eixo do parafuso. A principal aplicação dos parafusos de potência é na operação de elevação de cargas, como nos macacos mecânicos com parafuso, como mostrada na Figura 1.

Figura 1. Aplicação do parafuso de potência para macacos mecânicos.



Fonte: Shigley *et al.* (2005).

Segundo a NBR 8400-1, a concepção de um equipamento de elevação e transporte de cargas deve ter uma atenção especial para as partes estruturais e os componentes mecânicos independente da complexidade do serviço do equipamento, para que sejam avaliadas as solicitações, condições de resistência e de estabilidade. Isso se faz necessário devido a necessidade de projetar estruturas mais leves e resistentes.

Neste trabalho serão utilizados os métodos de dimensionamento e projeto dos componentes do sistema de elevação para uma esteira transportadora. Foi realizada uma análise na estrutura de levantamento, baseada nas condições de operação com carregamento máximo para determinação dos componentes. E, posteriormente, foram selecionados e especificados os componentes estruturais e de potência: parafuso de potência para o acionamento do equipamento e motoredutor. O projeto da esteira transportadora pode ser encontrado no trabalho de CONCEIÇÃO (2022).

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo geral

Desenvolver um sistema de elevação para uma esteira transportadora de comprimento ajustável por meio do parafuso de potência, considerando as várias etapas de projeto e seus principais componentes. Após o dimensionamento do sistema, realizar a modelagem dos componentes estruturais e analisar por meio do Métodos dos Elementos Finitos as tensões que a estrutura metálica estará sujeita.

1.1.2 Objetivos específicos

- Projetar o sistema de elevação de uma esteira transportadora de comprimento ajustável cuja aplicação é para mercadorias;
- Desenvolver o memorial de cálculo do sistema de elevação;
- Especificar os componentes motoredutor, parafuso de potência, perfis e pinos;
- Apresentar a validação da estrutura por meio do Método dos Elementos Finitos (MEF).

1.2 JUSTIFICATIVA

Dentro do cenário dos processos de manufatura, existem problemas de intralogística que estão relacionados a movimentação de diversos produtos de um local para outro em grandes quantidades. Se a movimentação é realizada por colaboradores, além de demandar mais tempo

e mão de obra, coloca os funcionários em risco por conta do peso das cargas – ergonomia do espaço de trabalho. Esse conceito busca estudar a relação entre o homem e o trabalho que executa, e procura desenvolver uma integração entre as condições de trabalho, as capacidades e limitações físicas e psicológicas do trabalhador e a eficiência do sistema produtivo.

Nos últimos anos, pesquisadores como Haeffner *et al.* (2014) e Galindo (2019), realizaram e concluíram que a lombalgia ocupacional afeta, em torno de 50% a 80% dos adultos em algum momento da vida, o que pode causar o afastamento de milhares de colaboradores de seus postos de trabalho, acarretando muitas vezes em prejuízo financeiro para as empresas além de problemas de saúde pública.

Este trabalho busca solucionar o problema de elevação de cargas, sendo que essa solução consiste na substituição do trabalho manual dos trabalhadores, aumentando a segurança dos funcionários, melhorando o processo intralógico e reduzindo o tempo necessário para se elevar e baixar cargas, por meio de um sistema de elevação acionado por parafuso de potência.

1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO

O presente trabalho está dividido em 8 seções, nos quais estão distribuídos da seguinte forma:

Na seção 2 é feita uma revisão bibliográfica sobre os sistemas de elevação disponíveis no mercado.

Na seção 3 é realizada uma modelagem física e matemática para os componentes do sistema de elevação.

Na seção 4 é discutido sobre a análise numérica e computacional empregada em estruturas.

A seção 5 apresenta o detalhamento acerca dos cálculos empregados para o sistema de elevação e seleção do motoredutor.

Na seção 6 são apresentadas as especificações dos componentes utilizados e a visualização da esteira transportadora com o sistema de elevação.

A seção 7 apresenta os resultados da análise na estrutura da esteira transportadora.

Por fim, a seção 8 apresenta a conclusão e sugestões de trabalhos futuros.

2 SISTEMA DE ELEVAÇÃO

Os equipamentos de elevação exercem um papel importante na indústria, uma vez que são empregados na operação de manuseio de cargas pesadas em distâncias relativamente curtas. A aplicação dessas máquinas permite uma maior facilidade na operação de carga e descarga em dois ou mais pontos do processo. O projeto desses equipamentos depende diretamente da atividade que será realizada e da carga a ser transportada, uma vez que cada operação oferece condições de contorno específicas.

As normas NBR 8400-1 e NBR 8400-2 estabelecem regras para o projeto de equipamentos de elevação e movimentação de cargas apresentando considerações, condições e verificações dos mais diversos elementos estruturais para as várias combinações de carga.

Segundo Wichrowshi (2015), existem três fatores que são analisados no projeto de máquinas de elevação e transporte que definem seu funcionamento: o manuseio, a carga e o movimento de trabalho. O manuseio pode ser contínuo possibilitando às máquinas trabalharem em um fluxo ininterrupto de operação ou descontínuo, no qual a movimentação é realizada mediante a ativação do equipamento. As cargas são divididas entre: carga a granel, sendo materiais compostos por um grande número de partículas homogêneas; ou carga unitária que depende da forma e do peso. O movimento de trabalho, geralmente, depende da trajetória que a carga exige (translação ou rotação) e independente do movimento o mecanismo pode ser motorizado ou não, conforme as exigências de esforço e tempo.

Devido as diversas aplicações os equipamentos destinados a elevação e movimentação de cargas, receberam classificações com o objetivo de facilitar a sua especificação. Para escolha dos sistemas de elevação são levados em consideração a finalidade e os tipos de movimentos necessários para o transporte da carga. Neste trabalho, os sistemas de elevação serão classificados segundo suas características de projeto e viabilidade de uso, dentre eles alguns se apresentam como possíveis soluções para a aplicação.

2.1 SISTEMA HIDRÁULICO E PNEUMÁTICO

Segundo Silva (2019), os sistemas hidráulicos e pneumáticos são associados a geração, controle e transmissão de potência com o uso de fluidos pressurizados. Atuadores hidráulicos e pneumáticos podem ter a forma de cilindros lineares para gerar movimentos lineares, ligados a válvulas direcionais que controlam a direção do deslocamento do fluido nos atuadores por meio de sinais gerados na unidade de comando.

Ainda segundo Silva (2019), os sistemas hidráulicos transmitem potência ou movimento, utilizando como elemento transmissor o óleo sob pressão permitindo, dessa maneira, a implementação de controle contínuo do posicionamento e da velocidade devido à baixa compressibilidade do fluido, resultando na elevada rigidez, porém isso acaba tornando o controle de força instável. O elevado custo desse sistema está ligado a forma compacta de seus componentes e a necessidade de equipamentos de condicionamento e controle do fluido hidráulico. Na Tabela 1, são apresentadas as principais vantagens e desvantagens dos sistemas hidráulicos.

Tabela 1. Vantagens e desvantagens dos sistemas hidráulicos

Vantagens	Desvantagens
Fácil instalação dos elementos, oferecendo grande flexibilidade, inclusive em espaços reduzidos;	Requerem bomba, reservatórios, mangueiras e etc.;
Permitem uma rápida e suave inversão de movimento;	Alto custo comparado com sistemas mecânicos e pneumáticos;
Sistemas rígidos, alta precisão e melhor resposta;	Muito suscetíveis a poeira e outros materiais estranhos no óleo;
Pode funcionar em um gama de velocidades sem dificuldades;	Podem apresentar vazamento interno e ruído;
Maior relação potência-peso.	Perigo de incêndio.

Fonte: Adaptado de Silva (2019).

O princípio de funcionamento do sistema pneumático é semelhante ao do sistema hidráulico apresentado anteriormente, mas este transmite energia utilizando um fluido gasoso como, por exemplo, o ar comprimido. Devido a maioria dos sistemas pneumáticos atuarem em pressões menores eles tendem a apresentar uma vantagem de custo em função de utilizar componentes feitos de materiais mais finos e/ou leves se comparado com os utilizados no sistema hidráulico. Outra vantagem é que oferecem maior amortecimento para variadas aplicações e construção mais simples (SILVA, 2019).

Na Tabela 2 são apresentadas algumas vantagens e desvantagens dos sistemas pneumáticos.

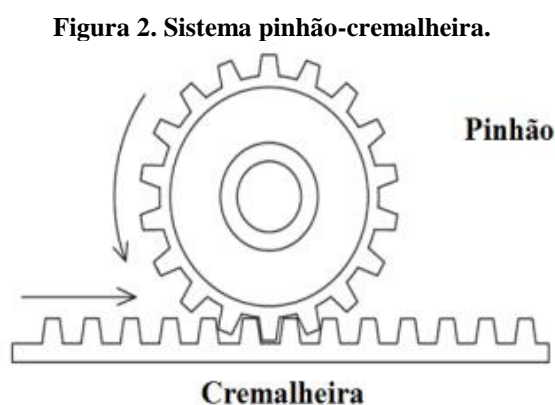
Tabela 2. Vantagens e desvantagens dos sistemas pneumáticos

Vantagens	Desvantagens
Baratos e simples;	Requerem reservatórios para o fluido pressurizado, filtros e etc.;
Maior viabilidade de aquisição dos componentes;	Menor relação potência-peso;
Facilidade no armazenamento e no descarte do ar comprimido;	Difícil controle de posição;
Uso em áreas potencialmente explosivas.	Ruidosos.

Fonte: Adaptado de Silva (2019).

2.2 PINHÃO E CREMALHEIRA

O conjunto pinhão e cremalheira é um dispositivo mecânico que consiste em uma coroa (cremalheira) de formato reto, que pode ter dentes retos ou inclinados, dependendo da necessidade do projeto, e um pinhão de mesmo passo que exerce e/ou transforma movimentos retilíneos em movimentos circulares ou de rotação, e vice-versa, para transporte de cargas, conforme pode ser observado na Figura 2. Como o dispositivo funciona nas duas direções, para que suporte a carga de forma segura é necessário a aplicação de um freio, que geralmente deixa o projeto mais caro.



Fonte: Crivelatti (2015).

O dimensionamento desse conjunto é semelhante ao das engrenagens cilíndricas de dentes retos ou helicoidais, o que difere é que a cremalheira é linear e não circular como as engrenagens cilíndricas de dentes retos e as helicoidais, isso faz com que alguns parâmetros sejam diferentes. O projeto desse sistema é baseado na resistência dos materiais utilizados e também no desgaste que ocorre ao longo do tempo de uso. A cremalheira pode ser projetada tanto com dentes retos quanto com dentes helicoidais, a diferença é que as cremalheiras de dentes helicoidais apresentam menor ruído, maior capacidade de carga e forma construtiva mais complexa se comparado com as cremalheiras de dentes retos (SHIGLEY *et al.* 2005).

O sistema pinhão-cremalheira normalmente é empregado em projetos de elevação, como por exemplo em macacos mecânicos, no qual a rotação da manivela é transferida por uma redução à cremalheira, que se movimenta linearmente na vertical, elevando a carga. Entretanto, apesar da simplicidade de seu design, da alta capacidade de suporte de cargas e do seu relativo baixo custo na fabricação, existe uma limitação de movimento do sistema ao comprimento da cremalheira, além da desvantagem referente à folga excessiva entre os dentes da cremalheira e do pinhão.

2.3 ENGRENAGEM SEM-FIM

Originalmente, as engrenagens ou parafusos sem-fim são empregadas para transmissão mecânica compacta. Sendo muito utilizadas na transferência de potência e para o controle de movimento, principalmente quando se é necessário uma redução de velocidade entre os componentes motor e movido e/ou um aumento de torque. Uma das principais aplicações desse tipo de engrenagem são nos chamados redutores de velocidade, onde as relações de transmissão podem atingir reduções de 100:1 (NORTON, 2013). Na Figura 3, é apresentado um exemplo de redutor de velocidade do tipo parafuso sem-fim.

Figura 3. Redutor de velocidade do tipo parafuso sem-fim.



Fonte: Renew Redutores.

Segundo Juvinal e Marshek (2013), o par sem-fim é formado por uma rosca de um parafuso de transmissão de potência (sem-fim), com uma grande engrenagem cilíndrica (coroa). Na Figura 4, é possível observar uma geometria similar à da engrenagem helicoidal, exceto pelo fato dos dentes serem curvos o que permite o engrenamento do sem-fim. A rotação do sem-fim assemelha o avanço linear de uma cremalheira. A movimentação gerada pela engrenagem sem-fim é constante, sendo que quando o sem fim é rotacionado, a cora gira tendo seus dentes empurrados pelo movimento dos filetes do parafuso.

Figura 4. Conjunto par sem-fim.



Fonte: Flores (2017).

Segundo Cordeiro (2012), a grande vantagem do conjunto sem-fim é sua alta capacidade de transmissão de potência com elevado torque, devido as altas razões de transmissão. Outra vantagem é sua habilidade de autotravamento, já que o engrenamento só pode ser movido do sem-fim para a coroa. Uma das grandes desvantagens desse sistema é o elevado deslizamento que gera muitas perdas por fricção diminuindo a sua eficiência, além de que sua produção gera mais tempo sendo, conseqüentemente mais cara. Outro fator de grande impacto é que sua vida útil é menor se comparada com outros tipos de sistemas.

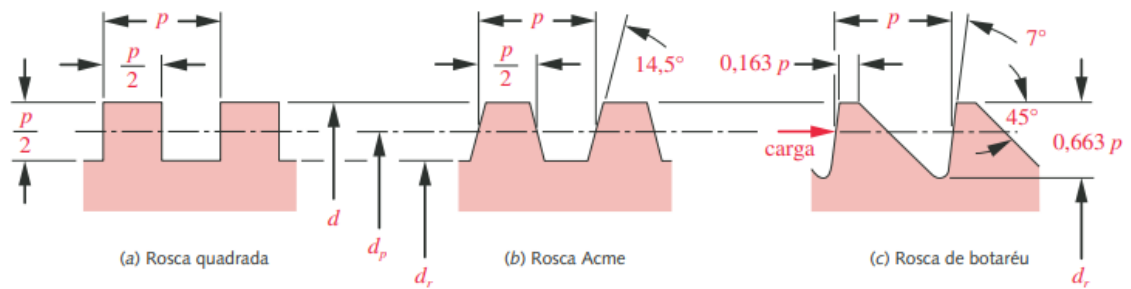
2.4 PARAFUSO DE POTÊNCIA

Segundo Juvinall e Marshek (2013), os parafusos de potência, também chamados de parafusos de translação ou parafusos de avanço, são dispositivos utilizados para converter o movimento rotacional, da porca ou do parafuso, em um movimento linear, do componente acoplado ao eixo do parafuso. Normalmente, o objetivo desse sistema é a obtenção de um grande aproveitamento na operação de elevação de carga, como obtido nos macacos mecânicos com parafuso, ou exercer forças de valor elevado, como nas prensas e nas máquinas de ensaio de tração, ou ainda obter um posicionamento preciso, como nos tornos.

Segundo Shigley *et al.* (2005), os parafusos de potência apresentam uma vantagem mecânica muito grande quando se fala em elevação ou movimentação de grandes cargas, mas nesses casos se faz necessário a utilização de uma rosca adequada para o projeto, para que assim a falha do equipamento não aconteça. Embora as formas padrão de rosca serem adequadas para uso em fixadores, elas podem não ser suficientes para todas as aplicações de uso do parafuso de potência, por isso, outros perfis de rosca foram padronizados.

Os padrões de rosca para os parafusos de potência, apresentados na Figura 5, são classificados em três: (a) rosca quadrada, (b) rosca Acme e (c) rosca botaréu. Normalmente, o uso mais comum de perfil para parafusos de potência que devem carregar cargas em ambas as direções é o de rosca Acme. A rosca Acme possui um ângulo de $14,5^\circ$, que a torna mais fácil de fabricar e que permite o uso de uma porca de partida, que se apertada radialmente contra o parafuso consome qualquer desgaste existente. O perfil de rosca quadrada apresenta maior eficiência e rigidez, porém, sua fabricação é mais difícil devido sua face perpendicular. E a rosca botaréu é empregada quando a carga axial na rosca for unidirecional sendo um padrão usado para obter maior resistência na raiz (NORTON, 2013).

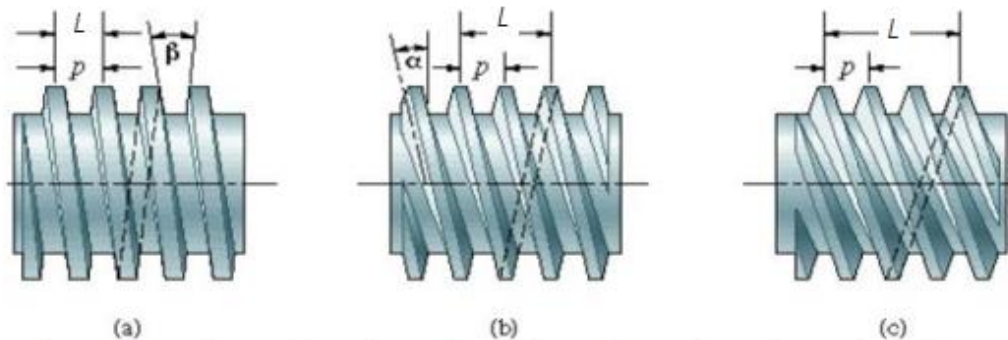
Figura 5. Rosca quadrada, Acme e botaréu.



Fonte: Norton (2013).

Outro parâmetro que define a forma e característica do perfil de rosca é o número de entradas de rosca (N_e), ou seja, o número de “ranhuras paralelas” ao longo do diâmetro, conforme pode ser observado na Figura 6. Um parafuso pode ter uma ou mais entradas e essa quantidade está relacionada com o avanço (L) obtido por volta, isto é, para saber o avanço de um parafuso basta conhecer o seu passo (p) e o número de entradas (GALDINO, 2014).

Figura 6. (a) Rosca de entrada única; (b) Rosca de 3 entradas; (c) Rosca de 4 entradas.



Fonte: Silveira (2013).

Na Tabela 3, são apresentadas algumas dimensões padronizadas para a rosca do tipo Acme americano.

Tabela 3. Dimensões principais de rosca padrão Acme americano

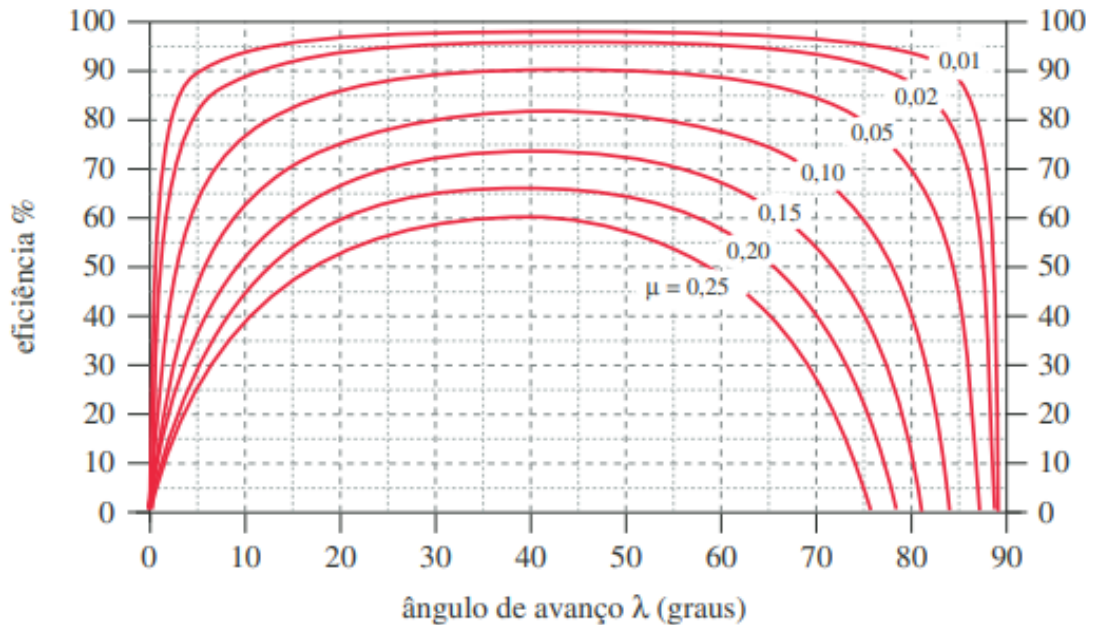
Diâmetro (mm)	6,5	8,0	9,5	12,7	15,9	19,1	22,2	25,4	32,8	38,1
Passo (mm)	1,6	1,8	2,1	2,5	3,2	4,2	4,2	5,1	5,1	6,4
Ângulo de avanço (°)	5,2	4,7	4,5	4,0	4,0	4,5	3,8	4,0	3,2	3,3

Fonte: Adaptado de Shigley *et al.* (2005).

A perda de potência é comum em todo sistema de transmissão, e pode ocorrer tanto devido ao atrito entre superfícies que estão em contato quanto pela agitação do óleo, em casos de lubrificação contínua em algumas partes de elementos mecânicos (GALDINO, 2014). Segundo Shigley *et al.* (2005), os coeficientes de fricção em rosca de parafusos não dependem da carga axial, mas sim da velocidade e da combinação de materiais para o conjunto.

Segundo Norton (2013), o maior problema dos parafusos de potência convencionais é a sua baixa eficiência, essa variável tem relação direta com o coeficiente de fricção para os pares enroscados e o ângulo de avanço, como ilustrado na Figura 7. Como esses componentes são fabricados com ângulos de avanço entre 2°-5° (Tabela 3), e coeficientes de fricção próximos de 0,15 a eficiência, geralmente, fica em torno de 18% e 36%, valores considerados baixos.

Figura 7. Eficiência de um parafuso de potência de rosca Acme (sem atrito no colar).



Fonte: Norton (2013).

Alguns valores de pressão segura de apoio em roscas são expressos na Tabela 4, elas são necessárias para proteger as superfícies móveis de desgaste anormal. Percebe-se que existe uma relação entre material empregado para o parafuso e a rosca com a velocidade de deslocamento do conjunto. Nas Tabelas 5 e 6 são apresentados os coeficientes de fricção de escorregamento para os pares comuns de materiais e os coeficientes de fricção de partida e de funcionamento para o conjunto de parafuso de potência, respectivamente.

Tabela 4. Pressão de apoio de parafuso p_b

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

Fonte: Adaptado de Shigley *et al.* (2005).

Tabela 5. Coeficiente de fricção para combinação do material do parafuso e da porca μ

Material do parafuso	Material da porca			
	Aço	Bronze	Latão	Ferro fundido
Aço, seco	0,15-0,25	0,15-0,23	0,15-0,19	0,15-0,25
Aço, óleo de máquina	0,11-0,17	0,10-0,16	0,10-0,15	0,11-0,17
Bronze	0,08-0,12	0,04-0,06	-	0,06-0,09

Fonte: Adaptado de Shigley *et al.* (2005).

Tabela 6. Coeficientes de fricção de colar de empuxo μ_c

Combinação	Funcionando	Início de funcionamento
Aço mole em ferro fundido	0,12	0,17
Aço duro em ferro fundido	0,09	0,15
Aço mole em bronze	0,08	0,10
Aço duro em bronze	0,06	0,08

Fonte: Adaptado de Shigley *et al.* (2005).

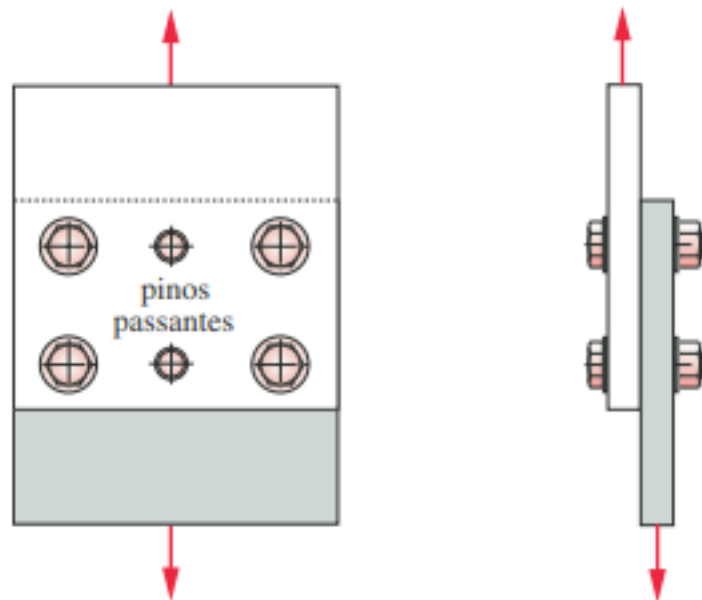
Segundo Castro (2020), a escolha do material para a fabricação do conjunto parafuso-porca é feita para assegurar que, na aplicação desejada, as condições de resistência ao desgaste, alta dureza e boa ductilidade sejam satisfatórias. Normalmente, o material utilizado para os parafusos é o aço-liga de baixo a médio teor de carbono com tratamento térmico de cementação, que garante o enriquecimento superficial de carbono, produzindo uma superfície de alta dureza e resistência ao desgaste com um núcleo tenaz. E, para as porcas são indicados materiais com maior ductilidade, como o bronze, latão e ferro fundido.

3 MODELAGEM FÍSICA E MATEMÁTICA PARA OS COMPONENTES

3.1 FIXADORES EM CISALHAMENTO

Em projetos de máquinas, as relações dimensionais entre os componentes, em geral, não requerem grandes tolerâncias. Não é usual a utilização de parafusos de porca e sem porca de cisalhamento para posicionar ou suportar partes de máquinas de precisão sob cargas de cisalhamento. Normalmente, os pinos passantes devem ser utilizados com o objetivo de proporcionar o posicionamento transversal adequado e resistir ao cisalhamento. Já que a tarefa principal dos pinos passantes é suportar cargas de cisalhamento, torção e empuxo e não cargas de tração (NORTON, 2013). Na Figura 8, é apresentada uma aplicação para os pinos passantes.

Figura 8. Junta parafusada com pinos passantes sob cisalhamento.

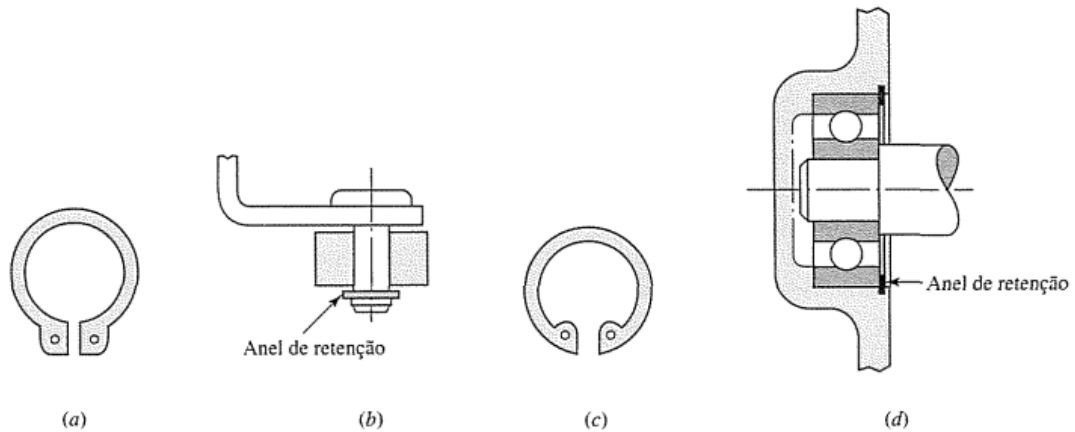


Fonte: Norton (2013).

Os pinos padronizados segundo a ANSI B18.8.2-1978 (1989), são produzidos com tolerâncias de $\pm 0,0001$ in de variação no diâmetro, são endurecidos e retificados para possuírem um acabamento fino, são disponíveis em aço de baixo carbono, cromo, latão e aços-liga endurecidos. Esses componentes são geralmente ajustados por pressão a uma parte (parte de “fundo”) e construídos para constituir um ajuste próximo do escorregamento na outra parte (a parte de “topo”).

O emprego do anel de retenção é frequentemente usado para posicionar axialmente um componente em um orifício de alojamento. Como ilustrado na Figura 9, uma ranhura é feita no eixo ou orifício para receber o retentor de mola. O projeto para ambos os anéis (interno e externo) assegura pressão uniforme contra o fundo da ranhura.

Figura 9. Usos típicos para anéis de retenção. (a) Anel externo e (b) sua aplicação; (c) Anel interno e (d) sua aplicação.



Fonte: Shigley *et al.* (2005).

Quando os pinos passantes são utilizados para conectar partes estruturais, pressupõe-se que admitem toda a carga de cisalhamento e dividem igualmente entre eles. A tensão de cisalhamento para os pinos é calculada pela eq. (3.1):

$$\tau_c = \frac{F}{A} \quad (3.1)$$

Sendo a área do pino (A) igual a $\pi d^2/4$. E a resistência ao escoamento por cisalhamento estimada pela eq. (3.2):

$$S_{ys} = 0,577S_y \quad (3.2)$$

A resistência ao escoamento por cisalhamento mínima (S_{ys}) para diversos materiais utilizados na construção de pinos passantes pode ser encontrada na Tabela 7. Os dados se referem a pinos de 12,70 mm de diâmetro ou menos.

Tabela 7. Resistência ao escoamento mínima para pinos passantes	
Mínima resistência de cisalhamento para pinos passantes	
Material	MPa
Aço baixo carbono	345
Aço-liga 40-48 HRC	807
Aço com resistência à corrosão	572
Latão	276

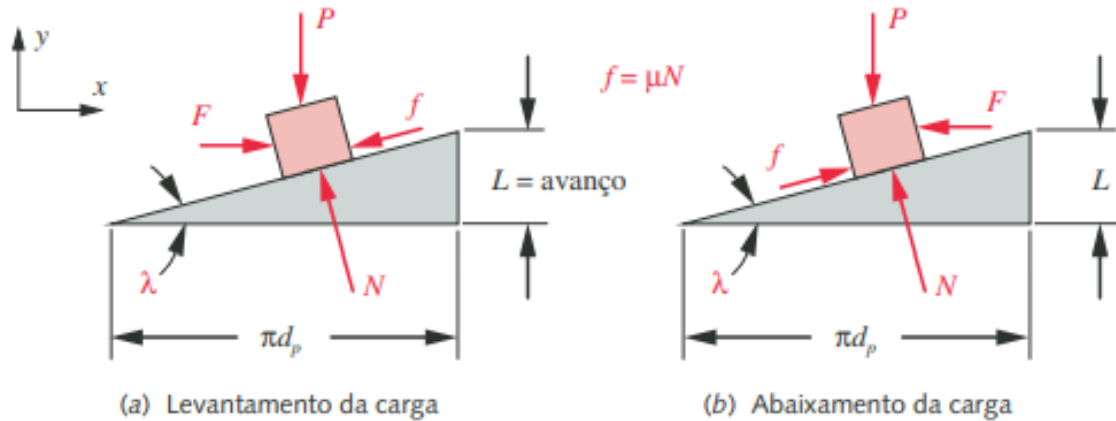
Fonte: Adaptado de Norton (2013).

3.2 ANÁLISE DE FORÇAS E TORQUES EM PARAFUSOS DE POTÊNCIA

Segundo Norton (2013), a rosca de um parafuso, basicamente, é definida por um plano inclinado enrolado ao redor de um cilindro de forma a criar uma hélice. Na Figura 10, é

apresentado um bloco representando uma porca enquanto desliza pelo plano inclinado, no caso de uma rosca quadrada.

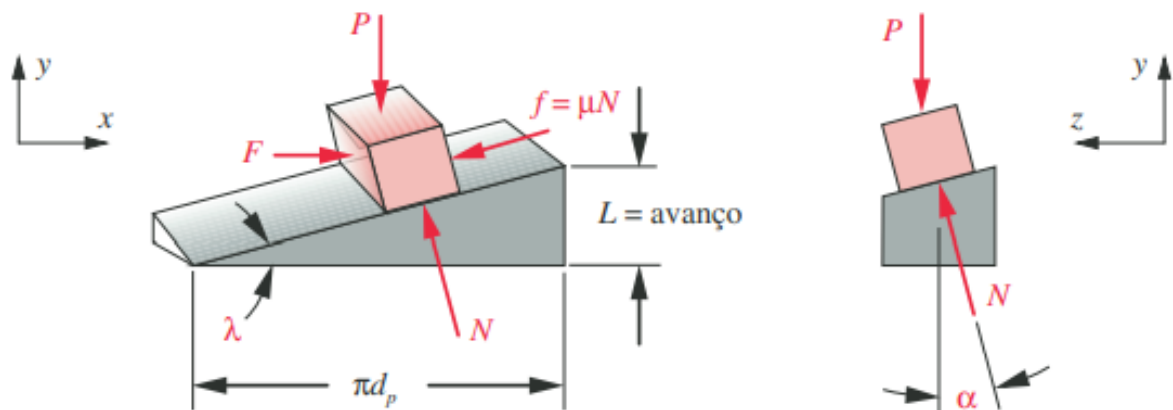
Figura 10. Análise de força na interface do conjunto parafuso-porca de rosca quadrada.



Fonte: Norton (2013).

Segundo Norton (2013), para rosca Acme as análises de forças e torque envolvem dois ângulos com relação a dois planos, o ângulo de avanço (λ) e o ângulo de rosca (α), com valor de $\alpha = 14,5^\circ$, como ilustrado na Figura 11.

Figura 11. Análise de força na interface do conjunto parafuso-porca de rosca Acme.



Fonte: Norton (2013).

Silveira (2013) destaca que é possível fazer um diagrama de corpo livre e encontrar as forças desenvolvidas em uma volta, ao considerar um perfil de um filete desenrolado de rosca quadrada, conforme apresentado na Figura 12. Observa-se que para um parafuso de rosca quadrada o sentido de hélice à direita é formado por um triângulo cujo ângulo interno é o ângulo de avanço (λ), o cateto adjacente tem dimensão do perímetro da circunferência e o cateto oposto sendo o próprio avanço (L) ao longo do eixo.

Figura 12. Perfil de rosca desenvolvido.



As forças atuantes na porca de rosca quadrada, ilustradas no diagrama de corpo livre na Figura 10, apresenta que a força de atrito se opõe ao movimento e que existe uma inclinação do plano. Essa inclinação é chamada de ângulo de avanço (λ), descrita pela eq. (3.3):

$$\tan \lambda = \frac{L}{\pi d_m} \quad (3.3)$$

No caso do levantamento da carga, também ilustrada na Figura 10, a soma das forças nas direções x e y é:

$$\sum F_x = 0 = F - f \cos \lambda - N \sin \lambda = F - \mu N \cos \lambda - N \sin \lambda \quad (3.4)$$

$$F = N(\mu \cos \lambda + \sin \lambda)$$

$$\sum F_y = 0 = N \cos \lambda - f \sin \lambda - P = N \cos \lambda - \mu N \sin \lambda - P \quad (3.5)$$

$$N = \frac{P}{(\cos \lambda - \mu \sin \lambda)}$$

Em que μ é o coeficiente de fricção entre o parafuso e a rosca (Tabela 5). A combinação da eq. (3.4) e eq. (3.5) gera duas novas equações que são expressas a seguir. Para a força F_s que eleva a carga:

$$F_s = P \frac{(\mu \cos \lambda + \sin \lambda)}{(\cos \lambda - \mu \sin \lambda)} \quad (3.6)$$

E, para descida F_d :

$$F_d = P \frac{(\mu \cos \lambda - \sin \lambda)}{(\cos \lambda + \mu \sin \lambda)} \quad (3.7)$$

O torque necessário para elevar a carga T_{su} é expresso pela eq. (3.8).

$$T_{su} = F_s \frac{d_m}{2} = \frac{Pd_m (\mu \cos \lambda + \sin \lambda)}{2 (\cos \lambda - \mu \sin \lambda)} \quad (3.8)$$

Porém algumas vezes, é mais vantajoso expressar esse torque como uma função do avanço em vez do ângulo de avanço. Portanto, dividindo o numerador e denominador da eq. (3.8) por $\cos \lambda$ tem-se a seguinte eq. (3.9).

$$T_{su} = \frac{Pd_m}{2} \left(\frac{\mu \pi d_m + L}{\pi d_m - \mu L} \right) \quad (3.9)$$

O torque requerido para abaixar a carga, a partir da eq. (3.7) é expresso por:

$$T_{ds} = \frac{Pd_m}{2} \left(\frac{\mu \pi d_m - L}{\pi d_m + \mu L} \right) \quad (3.10)$$

O colar também contribui para o torque de atrito e também deve ser adicionado. O torque requerido para girar o colar de empuxo é mostrado na eq. (3.11):

$$T_c = \mu_c P \frac{d_c}{2} \quad (3.11)$$

Em que d_c é o diâmetro médio do colar axial e μ_c é o coeficiente de fricção no rolamento axial, apresentado na Tabela 6. Na eq. (3.12) é expresso o torque total T_{total} . Vale destacar que o cálculo de torque total pode ser feito tanto considerando o torque de subida (T_{su}) quanto o torque de descida (T_{ds}) somado ao torque no colar (T_c). Para o torque de subida:

$$T_{total} = T_{su} + T_c = \frac{Pd_m}{2} \left(\frac{\mu \pi d_m + L}{\pi d_m - \mu L} \right) + \mu_c P \frac{d_c}{2} \quad (3.12)$$

O torque T_{total} , considerando o torque de descida (T_{ds}), é expresso pela eq. (3.13).

$$T_{\text{total}} = T_{\text{ds}} + T_c = \frac{Pd_m}{2} \left(\frac{\mu\pi d_m - L}{\pi d_m + \mu L} \right) + \mu_c P \frac{d_c}{2} \quad (3.13)$$

As equações 3.6 a 3.13 foram desenvolvidas para roscas quadradas, sendo que, as cargas de roscas normal são paralelas ao eixo do parafuso. Segundo Shigley *et al.* (2005), para o caso de roscas Acme, a carga de rosca normal está inclinada relativamente ao eixo, devido tanto ao ângulo de rosca quanto ao ângulo de avanço, como foi apresentado na Figura 11. Como observado na Tabela 3, os ângulos de avanço são pequenos e por conta disso essa inclinação é desprezada e, somente o efeito do ângulo de rosca é considerado. Uma dedução parecida com a feita para a rosca quadrada produz as seguintes expressões para os torques de subida e descida da carga, respectivamente.

$$T_{\text{su}} = \frac{Pd_m}{2} \left(\frac{\mu\pi d_m + L \cos \alpha}{\pi d_m \cos \alpha - \mu L} \right) \quad (3.14)$$

$$T_{\text{ds}} = \frac{Pd_m}{2} \left(\frac{\mu\pi d_m - L \cos \alpha}{\pi d_m \cos \alpha + \mu L} \right) \quad (3.15)$$

O torque total necessário no parafuso de potência de rosca Acme é descrito pela eq. (3.16):

$$T_{\text{total}} = T_{\text{su}} + T_c = \frac{Pd_m}{2} \left(\frac{\mu\pi d_m + L \cos \alpha}{\pi d_m \cos \alpha - \mu L} \right) + \mu_c P \frac{d_c}{2} \quad (3.16)$$

3.3 AUTO TRAVAMENTO DE PARAFUSOS DE POTÊNCIA

Segundo Norton (2013), o termo auto travamento se refere à condição na qual um parafuso não pode girar pela aplicação de uma força axial à porca, independente da sua magnitude. Em outras palavras, o parafuso autotravante suporta a carga no lugar sem aplicação de qualquer torque. A condição de auto travamento de um parafuso de potência é calculado se o coeficiente de fricção entre os pares roscados (parafuso-porca) for conhecido. A relação entre o coeficiente de fricção e o ângulo de rosca do parafuso determina a condição de auto travamento. A eq. (3.17) expressa essa condição:

$$\mu \geq \frac{L}{\pi d_m} \cos \alpha \text{ ou } \mu \geq \tan \lambda \cos \alpha \quad (3.17)$$

Se for uma rosca do tipo quadrada, $\cos \alpha = 1$, e esta expressão se reduz a eq. (3.18).

$$\mu \geq \frac{L}{\pi d_m} \text{ ou } \mu \geq \tan \lambda \quad (3.18)$$

É importante destacar que essas relações supõem uma condição estática de carregamento, qualquer vibração resultante de carregamento dinâmico ou outras fontes podem fazer com que o parafuso autotravante desça. Qualquer vibração que cause movimento entre o conjunto parafuso-porca pode causar o escorregamento para baixo no plano de rosca (NORTON, 2013).

3.4 EFICIÊNCIA DE PARAFUSOS

Segundo Galdino (2014), a eficiência de todo sistema é definida como uma relação entre trabalho de saída e o trabalho de entrada. O trabalho feito sobre um parafuso de potência é o produto do torque e do deslocamento angular (em radiano), como expresso pela eq. (3.19):

$$W_{\text{ent}} = 2\pi T_{\text{su}} \quad (3.19)$$

E o trabalho produzido em uma volta é o produto da força pelo avanço, como é observado pela eq. (3.20):

$$W_{\text{saída}} = P * L \quad (3.20)$$

A eficiência é, então, definida pela eq. (3.21):

$$e = \frac{W_{\text{saída}}}{W_{\text{ent}}} = \frac{P * L}{2\pi T_{\text{su}}} \quad (3.21)$$

3.5 CÁLCULOS REQUERIDOS PARA A SELEÇÃO DO MOTOREDUTOR

Segundo Galdino (2014), quando se deseja selecionar um motor para realizar uma atividade em que a transmissão é feita por um parafuso de potência, é necessário estimar o torque, a potência e a rotação de funcionamento para a realização do trabalho. Para isso, é importante conhecer qual o tipo de movimento, qual a massa do corpo que será deslocado, as dimensões do parafuso de potência e a velocidade de deslocamento desejada. Com o tipo de rosca já especificado para o trabalho, estimula-se a quantidade de entradas (N_e) e o passo adequado para transmissão em função do avanço (L) desejado. Essa escolha depende da análise feita para o projeto e do que é encontrado no mercado.

Sabendo o avanço (L) desejado e o espaço linear (Δs) que o sistema percorrerá, determina-se a quantidade de voltas que o parafuso deverá executar para percorrer essa distância. Portanto, a quantidade de voltas (N) pode ser determinada pela eq. (3.22).

$$N = \frac{\Delta s}{L} \quad (3.22)$$

Sendo que o avanço (L) é definido como o produto do passo (p) pelo número de entradas (N_e), dessa forma, obtém-se eq. (3.23):

$$N = \frac{\Delta s}{pN_e} \quad (3.23)$$

A partir do número de rotação que motor terá que desenvolver para percorrer o espaço desejado e determinado o tempo (Δt) que se deseja que esse movimento aconteça, pode-se calcular a frequência de rotação do parafuso (f), utilizando a eq. (3.24).

$$f = \frac{N}{\Delta t} \quad (3.24)$$

Com a frequência de rotação do parafuso de potência determinada, pode-se encontrar a rotação (n) de saída no parafuso, conforme a eq. (3.25).

$$n = 60f \quad (3.25)$$

Segundo Castro (2020), a relação de transmissão para a seleção de um redutor é determinada pela razão entre a rotação nominal do motor (n_{motor}), facilmente encontrada em catálogos de motoredutores, e a rotação de saída no parafuso de potência (n), como expresso pela eq. (3.26).

$$\text{redução} = \frac{n_{\text{motor}}}{n} \quad (3.26)$$

O torque requerido no motor (T_{motor}) para realizar a atividade de levantamento de carga é definido pela eq. (3.27):

$$T_{\text{motor}} = \frac{T_{\text{su}}}{\text{redução} * \eta} \quad (3.27)$$

Onde:

T_{su} = Torque total de levantamento [N.m];

redução = Redução do sistema;

η = Eficiência do sistema mecânico = 0,95.

E, a potência do motor é determinada pela eq. (3.28).

$$P_{\text{motor}} = \omega * T_{\text{motor}} = \frac{T_{\text{motor}} 2\pi n_{\text{motor}}}{60} \quad (3.28)$$

4 MÉTODOS DE ANÁLISE DE ESTRUTURAS

4.1 MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

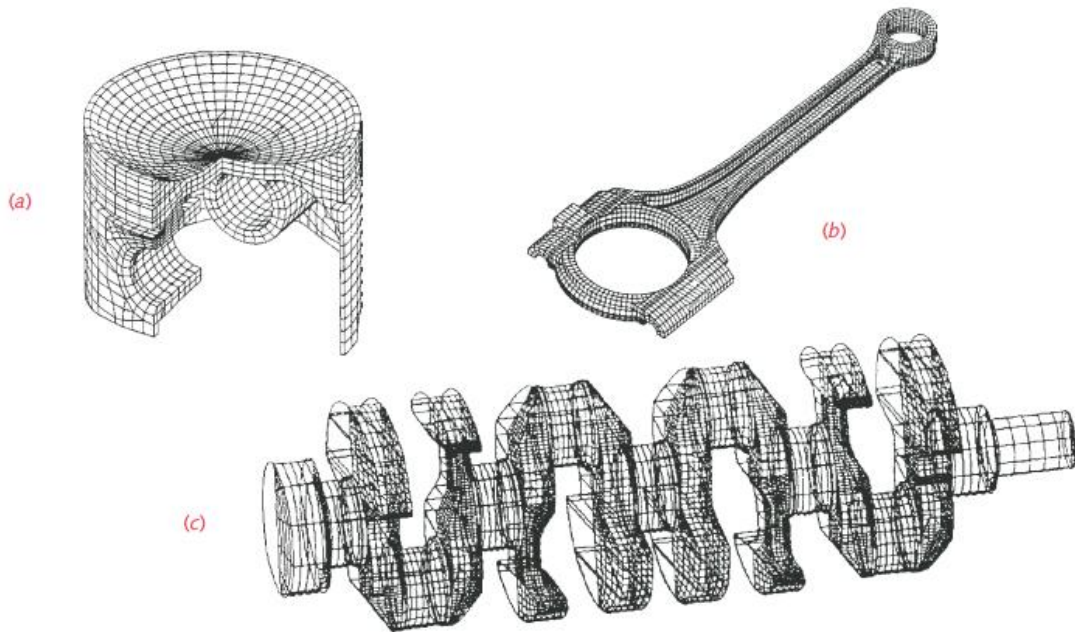
Segundo Silva (2009), com as mudanças de concepções estruturais e exigências de verificação mais precisa do comportamento das estruturas, houve uma procura por sistemas computacionais com recursos voltados para as análises estáticas e dinâmicas. Como as estruturas geralmente são formadas por vigas, treliças e placas, os engenheiros devem ter um sólido conhecimento sobre o comportamento desses elementos quando submetidos a carregamentos estáticos e dinâmicos. Em resposta, as formulações numéricas e computacionais desenvolvidas ganham cada vez mais espaço por se mostrarem eficiente na solução de problemas estruturais.

O mesmo autor ainda afirma que o objetivo da análise estrutural é determinar as respostas da estrutura sob determinadas condições iniciais e de carregamento e, através do projeto estrutural é possível definir membros estruturais, para um sistema, que apresentem uma maior estabilidade e resistência para atender às solicitações impostas a ele.

Segundo Azevedo (2020), existem três métodos de análise de estruturas, análise analítica, análise computacional e análise experimental. Para a análise analítica são assumidas diversas simplificações para viabilizar o cálculo, sendo esta uma técnica aplicada principalmente em componentes de geometria simples. A análise computacional ou numérica surge então da necessidade de análises mais detalhadas, por meio da implementação do Método dos Elementos Finitos (MEF). Esse método permite avaliar tensões e deflexões em componentes com formas geométricas mais complexas como em componentes de máquinas, como é possível observar na Figura 13.

O outro método é o de análise experimental, mais abrangente, que consiste em fabricar um modelo e testá-lo sob condições controladas para validar se ele atende ou não os requisitos do projeto. Todas as análises citadas anteriormente são empregadas em diferentes etapas do projeto, porém como existe uma grande disponibilidade de *softwares* comerciais de análises (CAE), muitos dos quais têm interface com diversos *software* de modelagem de desenho (CAD), somados com a capacidade computacional, os métodos de análise numérica são satisfatórios, principalmente em análises estruturais, mas é importante ressaltar que é necessário que se tenha um modelo matemático detalhado.

Figura 13. Modelos de elementos finitos para (a) pistão; (b) biela e (c) virabrequim de um motor.



Fonte: Norton (2013).

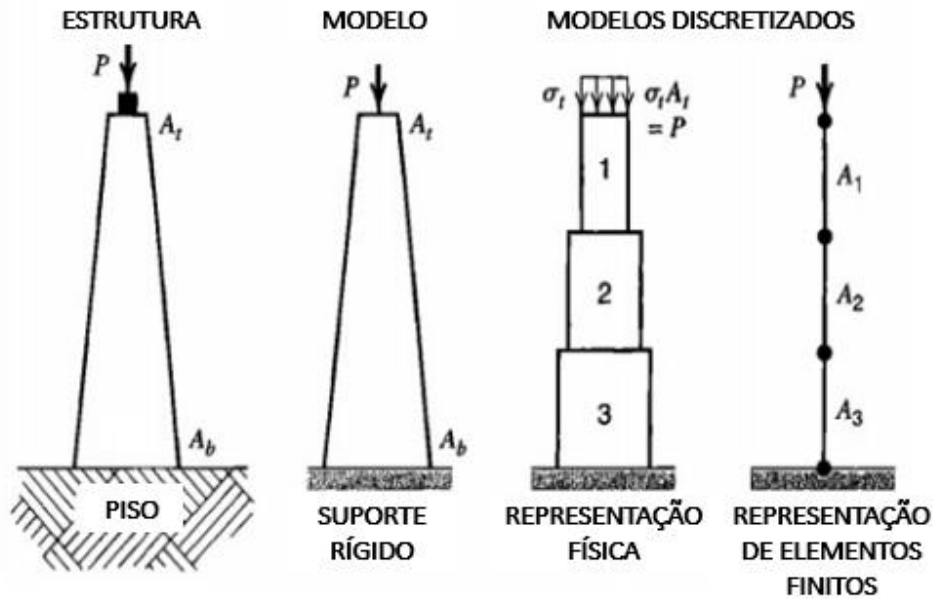
4.2 SISTEMAS CONTÍNUOS E SISTEMAS DISCRETOS

Norton (2013) diz que as tensões variam através do contínuo de qualquer componente, quando divide estes em um número finito de elementos discretos conectados pelos seus nós. A junção dos diversos elementos através dos nós dá origem a malha. Com a geração da malha, é possível obter uma solução aproximada para cada elemento que constitui o corpo contínuo.

Quando um problema é dito como sistema contínuo, tem-se uma resposta para cada ponto da estrutura sob solicitação de carregamento. Já um sistema discreto, segundo Azevedo (2020), não se pretende calcular as solicitações dos infinitos pontos de um corpo, como é feito no caso contínuo. Calcula-se apenas alguns pontos que sejam suficientes para representar todo o conjunto de maneira aproximada. A aproximação do estudo pode ser aprimorada quando se utiliza elementos de tamanho menor, ao custo do tempo de processamento.

Ainda segundo Azevedo (2020), um modelo matemático é discretizado quando este se divide em uma malha de elementos finitos. O elemento finito pode ser visto, de maneira simplificada, como uma linha com um ponto de início e um ponto final. Na Figura 14, apresentado um problema inicial que é a estrutura, em seguida tem-se o modelo físico estático contínuo, na sequência tem-se o modelo discretizado, mas ainda com a representação física, e por fim a representação por elementos finitos. Percebe-se que os elementos na figura são chamados de “A1”, “A2” e “A3”, neles são inseridas as informações de propriedade do material e geometria, de maneira a representar aquela parte do sistema contínuo.

Figura 14. Discretização de um problema com carregamento axial.



Fonte: Adaptado de Azevedo (2020).

Segundo Norton (2013), o MEF não é limitado à análise estrutural ele também é empregado para problemas de mecânica dos fluidos, transferência de calor, acústica, eletromagnetismo e outros problemas. É importante ressaltar que as análises podem ser tanto estáticas quanto dinâmicas, além de serem lineares e não lineares.

Na análise estática, uma estrutura é sujeita a um carregamento que não se modifica ao longo do tempo. Já na análise dinâmica, a estrutura é sujeita a mudança de carregamento no decorrer do tempo. Normalmente, as ações sobre uma estrutura são dinâmicas, sendo consideradas forças inerciais referentes às acelerações que cada componente é sujeito. Porém, em muitas vezes, a consideração de que as ações são aplicadas lentamente, de forma a tornar as forças inerciais desprezíveis, é aceitável (FARIA e ARAÚJO, 2019).

4.3 FORMULAÇÃO

O Método dos Elementos Finitos (MEF), é baseado na álgebra matricial e variacional, nos elementos unidimensionais (molas, treliças e vigas) a interação entre os elementos se deve somente nas juntas ou nós, ou seja, as forças entre si ocorrem somente nesses pontos e o deslocamento é expresso em deslocamentos nodais. Dessa maneira, a relação geral linear entre as forças externas e os deslocamentos nodais pode ser expresso através de notação matricial, como expresso pela eq. (4.1):

$$\{F\} = [K] \times \{U\} \quad (4.1)$$

Em que:

{F} = vetor com as cargas nodais;

[K] = matriz rigidez global;

{U} = vetor com deslocamentos nodais.

Segundo Azevedo (2020), um elemento finito tem uma matriz característica, que para estruturas de aço, por exemplo, tem a forma de matriz de rigidez para a análise de deformação em função da carga aplicada. O grau de liberdade (GDL) dos elementos está diretamente relacionado à matriz de rigidez correspondente, como é mostrado na Figura 15.

Figura 15. Matriz de rigidez de alguns elementos.

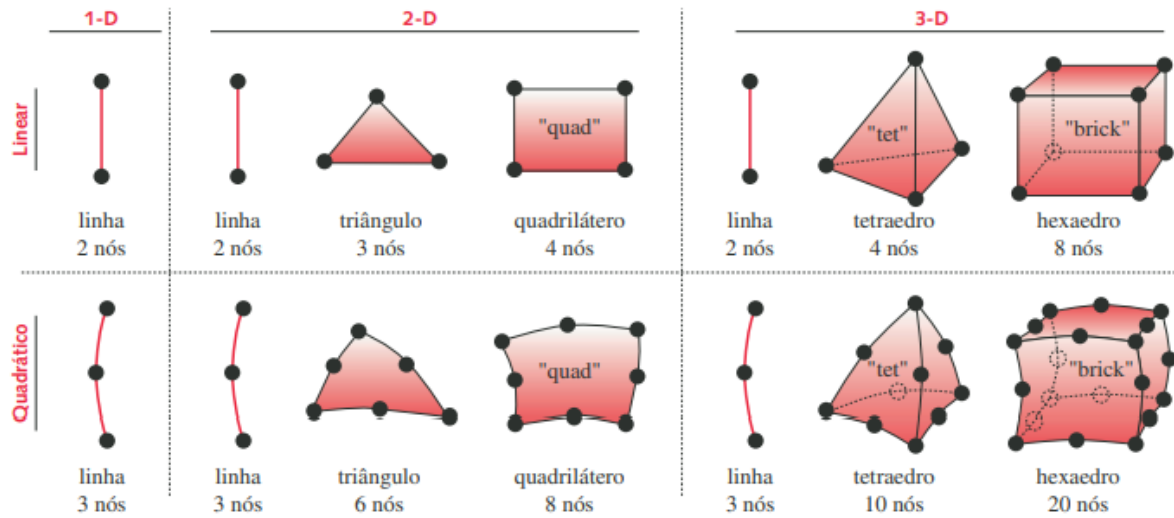
Tipo de Elemento	Grau de Liberdade	Matriz de Rigidez
Mola	2	$[k] = \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix}$
Barra	2	$[k] = \begin{bmatrix} \frac{AE}{l} & -\frac{AE}{l} \\ -\frac{AE}{l} & \frac{AE}{l} \end{bmatrix}$
Viga (plano)	4	$[k] = \begin{bmatrix} \frac{12EI}{l^3} & \frac{6EI}{l^2} & -\frac{12EI}{l^3} & \frac{6EI}{l^2} \\ \frac{6EI}{l^2} & \frac{4EI}{l} & -\frac{6EI}{l^2} & \frac{2EI}{l} \\ -\frac{12EI}{l^3} & -\frac{6EI}{l^2} & \frac{12EI}{l^3} & -\frac{6EI}{l^2} \\ \frac{6EI}{l^2} & \frac{2EI}{l} & -\frac{6EI}{l^2} & \frac{4EI}{l} \end{bmatrix}$
Pórtico (plano)	6	$[k] = \begin{bmatrix} a & 0 & 0 & -a & 0 & 0 \\ 0 & 12b & 6bl & 0 & -12b & 6bl \\ 0 & 6bl & 4bl^2 & 0 & -6bl & 2bl^2 \\ -a & 0 & 0 & a & 0 & 0 \\ 0 & -12b & -6bl & 0 & 12b & -6bl \\ 0 & 6bl & 2bl^2 & 0 & -6bl & 4bl^2 \end{bmatrix}$, onde: $a = \frac{EA}{l}$ $b = \frac{EJ}{l^3}$
Eixo	2	$[k] = \begin{bmatrix} \frac{GJ}{l} & \frac{GJ}{l} \\ \frac{GJ}{l} & \frac{GJ}{l} \end{bmatrix}$

Fonte: Faria e Araújo (2019).

4.4 TIPOS DE ELEMENTOS

Segundo Norton (2013), os elementos podem ser de uma, duas ou três dimensões, ou ainda, elementos de linha, área e volume, respectivamente. Na Figura 16, são apresentados alguns dos principais elementos, agrupados segundo sua dimensão e ordem. Dentre os elementos de linha têm-se os elementos de mola, treliça e viga. Entre os de área existem os elementos triangular linear e quadrático, e retangular linear e quadrático. Os elementos de volume são divididos em sólidos tetraédricos linear e quadrático, e hexaédricos linear e quadrático (FARIA e ARAÚJO, 2019).

Figura 16. Alguns dos elementos mais comuns.



Fonte: Norton (2013).

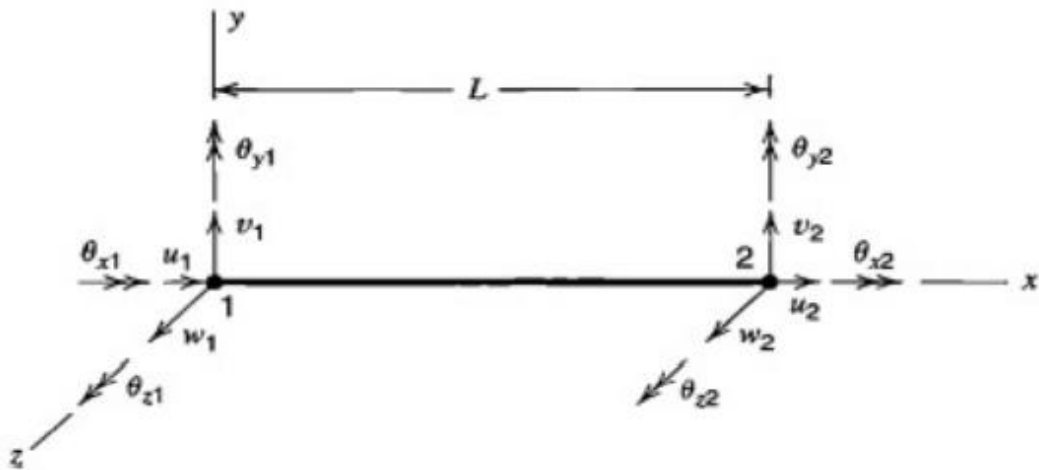
Os elementos são usados para representar as estruturas reais ou as suas simplificações. Como, por exemplo, os elementos de linha são empregados para modelar estruturas como treliças e vigas com áreas de seção transversal constante, onde cada nó pode conter um, dois, três ou seis graus de liberdade (GDL). Um elemento de linha unidimensional tem dois GDL, o que fisicamente representa um elemento de treliça conectados por pinos nas uniões vizinhas. Este pode transmitir apenas forças ao longo do seu componente. Um elemento de linha bidimensional tem três GDL por nó e pode representar um viga 2-D, com momentos e forças em duas direções. Um elemento de linha tridimensional possui seis GDL por nó representando um eixo-viga 3-D com momentos, torque e forças lineares nas três direções (NORTON, 2013).

4.5 ELEMENTO DE VIGA

Segundo Silva (2009), vigas são peças lineares tratadas como elemento unidimensional que tem um nó em cada ponta (Figura 17), que assumem a hipótese de que seu comprimento é maior que as dimensões da seção transversal. Nestes elementos são aplicados argumentos físicos para se obter as matrizes que representem o ambiente do elemento.

Em análises estruturais são utilizados dois tipos de elementos, são eles: os elementos de barra e os elementos de viga. Elementos de barras, são resistentes somente a cargas axiais, enquanto os elementos de viga resistem a carregamentos mais complexos como momentos fletores, torques e esforços de cisalhamento. Uma viga contínua ao longo de dois ou mais suportes pode ser modelada usando um elemento de viga entre cada par de suportes, de forma que o processo de discretização deste elemento é desnecessário (FARIA e ARAÚJO, 2019).

Figura 17. Elemento de viga tridimensional.



Fonte: Azevedo (2020).

A formulação matemática para o elemento de viga utilizada nos *softwares* de análise, é a formulação tridimensional, e é descrita em boa parte dos livros que abordam a teoria de elementos finitos. Portanto, o desenvolvimento matemático completo não será apresentado nesse trabalho, apenas a matriz de rigidez tridimensional de um elemento de viga, como apresenta a Figura 18.

Figura 18. Matriz de rigidez tridimensional de um elemento de viga.

$$[k] = \begin{bmatrix}
 X & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -X & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 & Y_1 & 0 & 0 & 0 & Y_2 & 0 & -Y_1 & 0 & 0 & 0 & Y_2 \\
 & & Z_1 & 0 & -Z_2 & 0 & 0 & 0 & -Z_1 & 0 & -Z_2 & 0 \\
 & & & S & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -S & 0 & 0 \\
 & & & & Z_3 & 0 & 0 & 0 & Z_2 & 0 & Z_4 & 0 \\
 & & & & & Y_3 & 0 & -Y_2 & 0 & 0 & 0 & Y_4 \\
 \hline
 & & & & & & X & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 & & & & & & & Y_1 & 0 & 0 & 0 & -Y_2 \\
 & & & & & & & & Z_1 & 0 & Z_2 & 0 \\
 & & & & & & & & & S & 0 & 0 \\
 & & & & & & & & & & Z_3 & 0 \\
 & & & & & & & & & & & Y_3
 \end{bmatrix} \begin{matrix}
 u_1 \\
 v_1 \\
 w_1 \\
 \theta_{x1} \\
 \theta_{y1} \\
 \theta_{z1} \\
 \hline
 u_2 \\
 v_2 \\
 w_2 \\
 \theta_{x2} \\
 \theta_{y2} \\
 \theta_{z2}
 \end{matrix}$$

Fonte: Azevedo (2020).

Percebe-se que a matriz tem 12 linhas, cuja a variável “u” é o deslocamento axial do nó, a variável “v” é o deslocamento no eixo y do nó, a variável “w” é o deslocamento no eixo z e também no nó. E as variáveis θ , são referentes as rotações em torno dos eixos x, y e z. Cada uma dessas possibilidades de deslocamento nodal, são chamadas de graus de liberdade. Dessa

forma, um elemento de viga apresenta seis graus de liberdade em cada nó, e como em um único elemento de viga existem dois nós, tem-se no total doze graus de liberdade.

Todo modelo estrutural do suporte da esteira transportadora foi feito a partir de elementos de viga. A malha foi gerada pelo *software* de engenharia CAE, bem como a solução da matriz de acordo com as condições de contorno e cargas aplicadas.

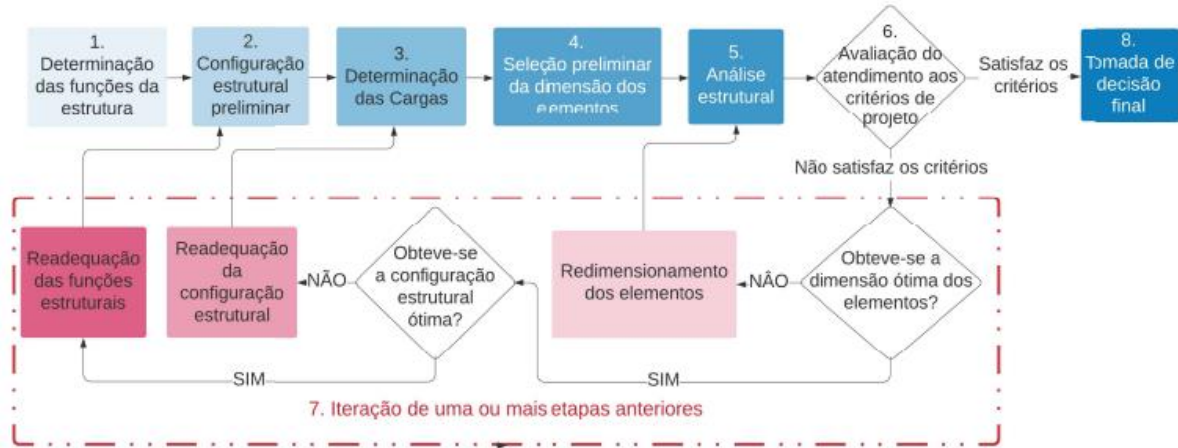
5 DETALHAMENTO DO PROJETO DE ELEVAÇÃO

Como foi mencionado durante o trabalho, o projeto do sistema de elevação para a esteira transportadora de comprimento ajustável surgiu da necessidade de um dispositivo compacto que possa ser empregado na indústria de mercadorias, em substituição do trabalho manual de carga e descarga de caminhões. Todos dimensionamentos dos componentes, tanto estruturais quanto do sistema de elevação, atenderam aos requisitos de seleção e especificação de elementos de máquinas, a fim de utilizar componentes disponíveis no mercado. Segundo Macalossi (2020), durante o desenvolvimento, o planejamento estrutural de um equipamento é necessário considerar oito etapas:

1. Estabelecer as funções da estrutura, com o objetivo de definir as premissas do projeto;
2. Definir a configuração estrutural preliminar, com a escolha da posição dos elementos que resistirão aos carregamentos impostos, de maneira que atenda os critérios de segurança;
3. Determinar as cargas que atuarão na estrutura;
4. Selecionar as dimensões preliminares dos elementos, incluindo as seções transversais das peças;
5. Realizar a análise estrutural com o objetivo de determinar os esforços internos e deformações, sendo importante adotar um modelo de análise que segue procedimentos permitidos por norma ou teorias físicas dos sistemas de *software*;
6. Avaliar os critérios de projeto, verificando se os objetivos foram atendidos de forma satisfatória;
7. Interação de uma ou mais etapas anteriores até que a avaliação se torne satisfatória;
8. Tomada de decisão final quando os critérios são atendidos.

Na Figura 19, é ilustrado um fluxograma de processo destas etapas, delimitando a etapa de interação.

Figura 19. Procedimento para o projeto estrutural de um equipamento.



Fonte: Macalossi (2020).

No desenvolvimento de um equipamento recomenda-se, para uma solução ótima da estrutura, considerar a segurança, menor custo, menor peso, maior eficiência na construção, utilização de componentes disponíveis no mercado, entre outras premissas. Segundo Wichrowski (2015), função, material, geometria e processo de fabricação interagem entre si. A função define características para a escolha da geometria e material. O processo é diretamente influenciado pelo material. A fabricação influencia a geometria, já que ela decide as dimensões, o formato e o custo.

5.1 PREMISSAS DO PROJETO

Como a aplicação desse projeto é voltada para mercadorias em geral, é necessário definir algumas informações acerca das dimensões da carga a ser transportada e da estrutura de apoio para a esteira, a fim de iniciar os cálculos e dimensionamentos. As especificações do projeto são listadas na Tabela 8 abaixo.

Tabela 8. Principais dados do projeto

Informações		
Comprimento da esteira fixa	C_{g1}	1,70 m
Comprimento da esteira móvel	C_{g2}	1,50 m
Massa da esteira fixa	P_{g1}	72 kg
Massa da esteira móvel	P_{g2}	70 kg
Massa dos sacos	M_s	50 kg
Quantidade de sacos que a esteira suporta	Q_t	3
Dimensão dos sacos	comprimento x largura	0,90x0,60 m

Informações		
Altura mínima	H_{\min}	0,82 m
Altura máxima	H_{\max}	2,10 m
Distância de trilho	D_{trilho}	0,16 m
Tempo para elevação	Δt	60 s

Fonte: Autoria própria.

Com o intuito de facilitar o dimensionamento dos componentes do sistema de elevação foram assumidas algumas hipóteses, como:

- O dimensionamento dos componentes será realizado considerando as cargas aplicadas estaticamente, devido ao carregamento ser realizado quando o sistema tiver parado;
- O máximo comprimento para as esteiras (3 m), é assumido por se tratar da situação mais crítica para a análise;
- Homogeneidade dos materiais utilizados;
- As dimensões não especificadas encontram-se em milímetros;
- As propriedades dos materiais tais como massa específica, tensão de escoamento e outras, serão determinadas de acordo com a biblioteca do *software* CAD 3D, salvo algumas exceções comentadas no texto;

O sistema de elevação funcionará com o transportador sem carga, apesar de ser considerado nos cálculos a capacidade máxima da esteira.

5.2 DETERMINAÇÃO DA CONFIGURAÇÃO ESTRUTURAL

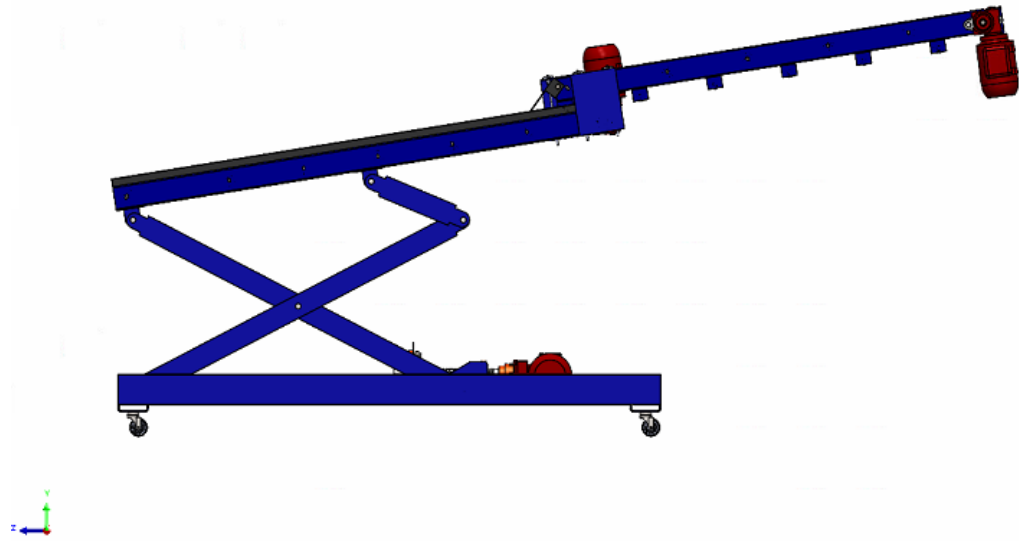
Antes de realizar a análise, dimensionamento e detalhamento final dos elementos estruturais que compõem um equipamento, é necessário definir as configurações que serão utilizadas no projeto. Muitos destes arranjos estruturais têm influência direta nos esforços obtidos.

Para o presente projeto foram considerados inicialmente três modelos de estrutura. No primeiro modelo de estrutura a elevação e a inclinação se dá por acionamento do parafuso de potência. No segundo modelo a elevação é mecânica e a inclinação manual e, para o terceiro modelo a elevação é por parafuso de potência e a inclinação se dá por barras intermediárias inclinadas.

Pensando na confecção do equipamento, para projetar uma estrutura ótima, considerando segurança, menor custo, menor peso, maior eficiência na construção e utilização de componentes disponíveis no mercado, foi definido que o modelo mais adequado para esse projeto é o da estrutura cuja elevação é mecânica acionada por parafuso de potência e a

inclinação feita pela própria estrutura, utilizando um arranjo de barras intermediárias inclinadas, como apresentado nas Figuras 20 e 21.

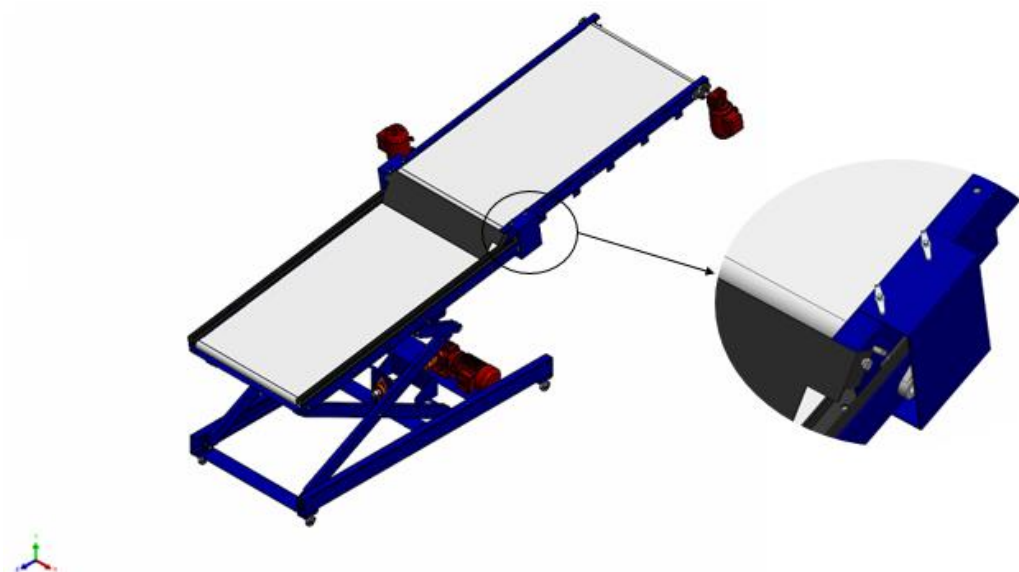
Figura 20. Modelo adotado da estrutura para o projeto da esteira transportadora de comprimento ajustável – vista lateral.



Fonte: Autoria própria.

Esse equipamento permite diferentes combinações de posições possíveis, sendo o equipamento de elevação totalmente abaixado ou totalmente suspenso e as esteiras totalmente abertas ou fechadas, através de uma chapa lateral que permite o posicionamento das esteiras. O funcionamento do sistema de elevação é como o de mesa elevatória do tipo tesoura, como é apresentado na Figura 21.

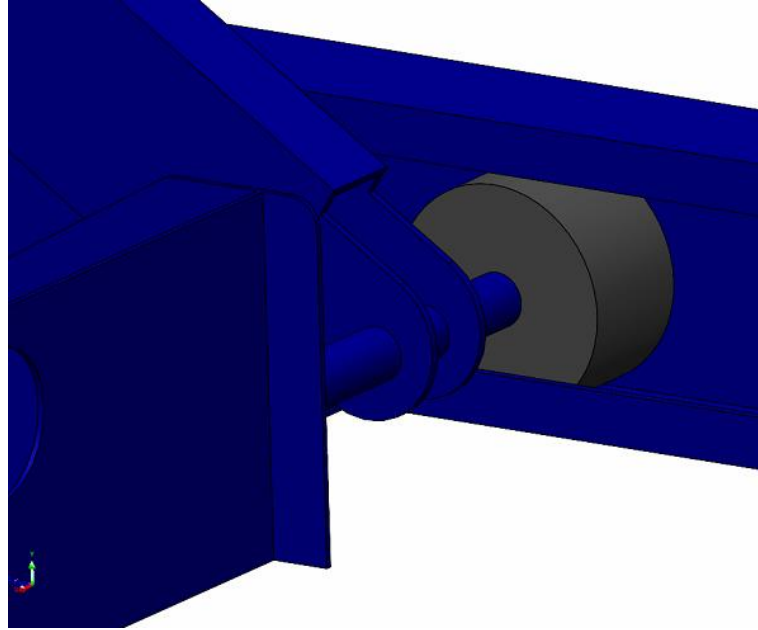
Figura 21. Aproximação no detalhe dos furos para alteração do comprimento da esteira transportadora.



Fonte: Autoria própria.

A estrutura apresenta perfis estruturais formados a frio e chapas finas cuja dimensões são mostradas nos Anexos A e B. Foram adotados os perfis UDC enrijecido e retangular, além de chapas finas com 3 mm de espessura, todos em Aço 1020. Um elemento necessário para movimentação do sistema de elevação é a roda de apoio como é apresentado em detalhe na Figura 22.

Figura 22. Detalhe da roda que movimenta as hastes ligada ao sistema de elevação.



Fonte: Autoria própria.

Segundo a fabricante SCHIOPPA, para escolha adequada das rodas e rodízios é necessário apresentar o cálculo de carga por roda, descrito pela eq. (5.1):

$$C = \frac{P_e + P_{mc}}{N} S \quad (5.1)$$

Em que:

C = Carga por roda ou rodízio (kg);

P_e = Peso do equipamento, carrinho ou estrutura (kg);

P_{mc} = Peso máximo da carga a ser transportada (kg);

N_r = Número de rodas ou rodízios;

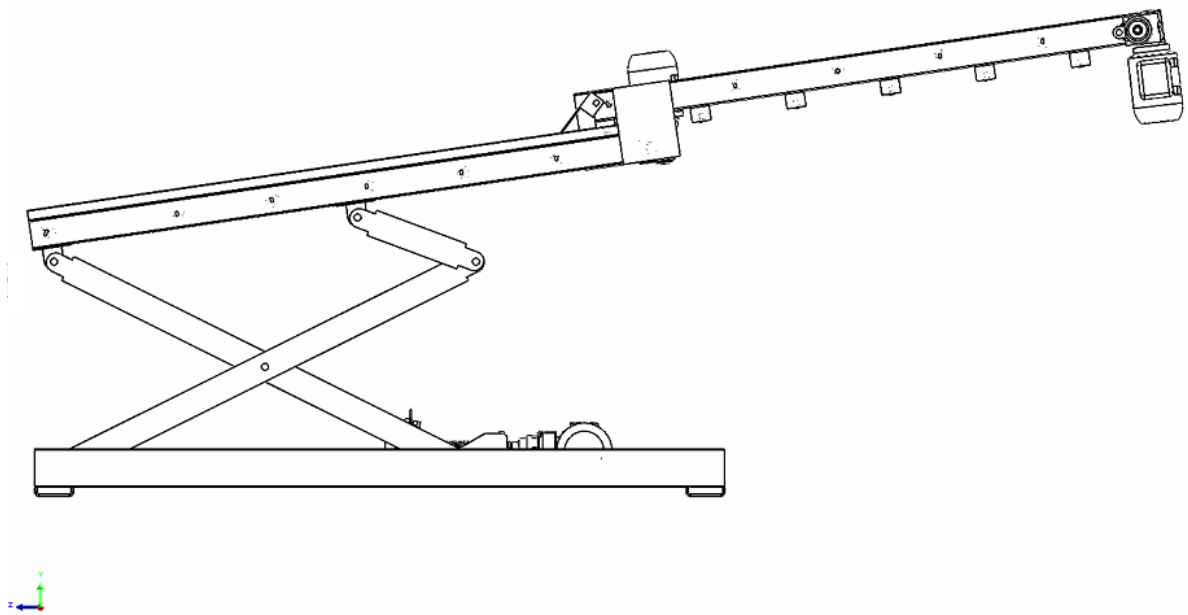
S = Coeficiente de segurança.

O detalhamento do cálculo e seleção da roda utilizada encontra-se no Anexo C.

5.3 DISTRIBUIÇÃO DE CARGA SOBRE O PARAFUSO DE POTÊNCIA E OS PINOS

As posições mais críticas do equipamento são: i) quando a esteira está totalmente aberta com inclinação de 8° e com carga e ii) quando está totalmente aberta com inclinação de 20° e com carga. Tendo em vista, que a situação que apresenta forças com maior magnitude é a i), os dimensionamentos e as análises a seguir serão baseadas nela, como é apresentado na Figura 23.

Figura 23. Esteira transportadora na posição totalmente aberta com inclinação de 8° .



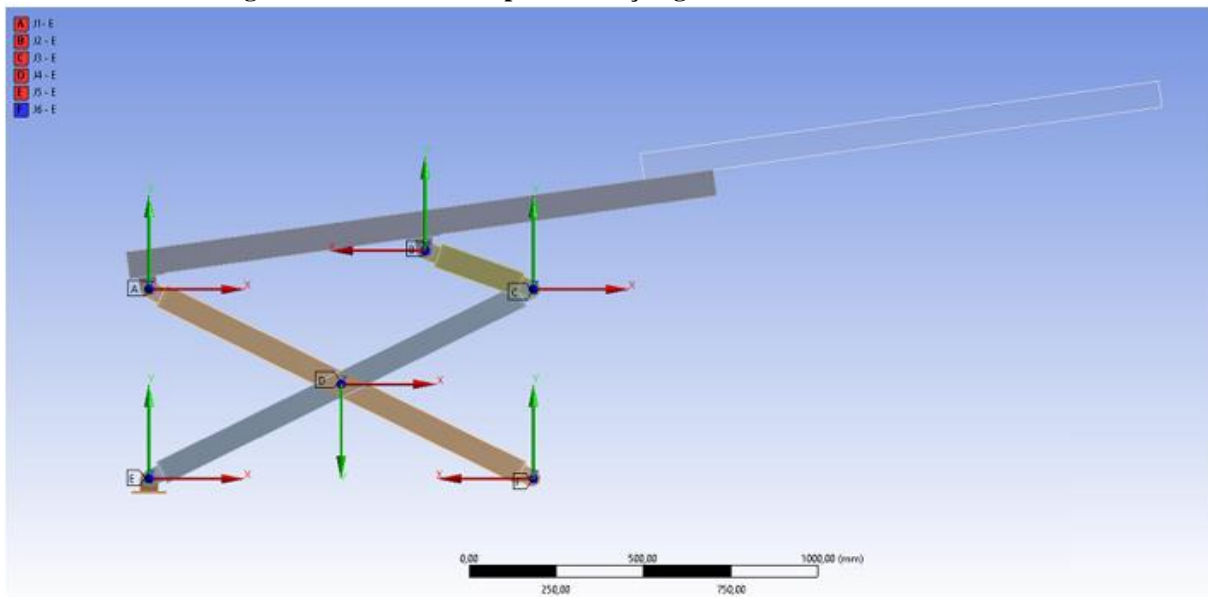
Fonte: Autoria própria.

A determinação das cargas que serão suportadas pelo parafuso de potência e pelos pinos foi realizada utilizando uma ferramenta de simulação computacional, em que se calculou apenas a resposta estática do equipamento contendo as montagens complexas das peças rígidas interconectadas que o compõe.

Nesta análise, todas as peças são consideradas rígidas (sem deformação), ou seja, a geometria sólida foi utilizada para definir o modelo e, por isso, a densidade foi a única propriedade necessária

Os corpos foram interligados por juntas do tipo articulação giratória, que atuam como pinos, permitindo rotação em torno do eixo z. Na Figura 24, são apresentados os pontos de conexão utilizando este tipo de junção.

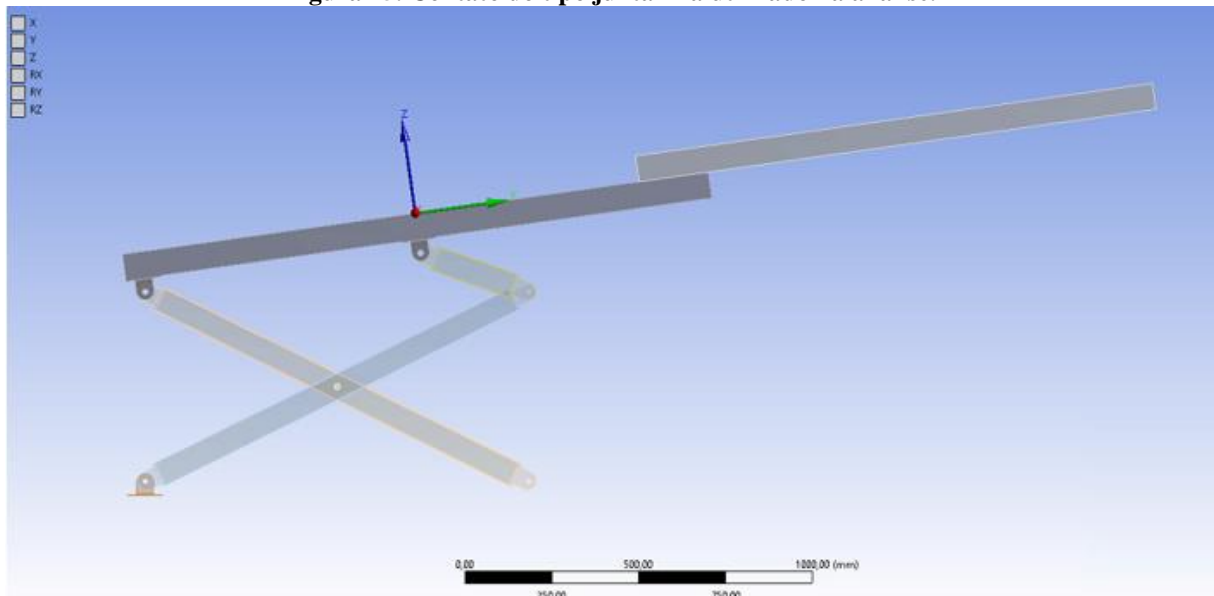
Figura 24. Contatos do tipo articulação giratória utilizados na análise.



Fonte: Autoria própria.

E, de forma a simplificar as análises, as esteiras (fixa e móvel) foram consideradas apenas como sólidos retangulares, exemplificando os perfis estruturais, as correias e os componentes motores. Nestas, foi utilizada uma junta do tipo fixa, como é ilustrado na Figura 25.

Figura 25. Contato do tipo junta fixa utilizado na análise.

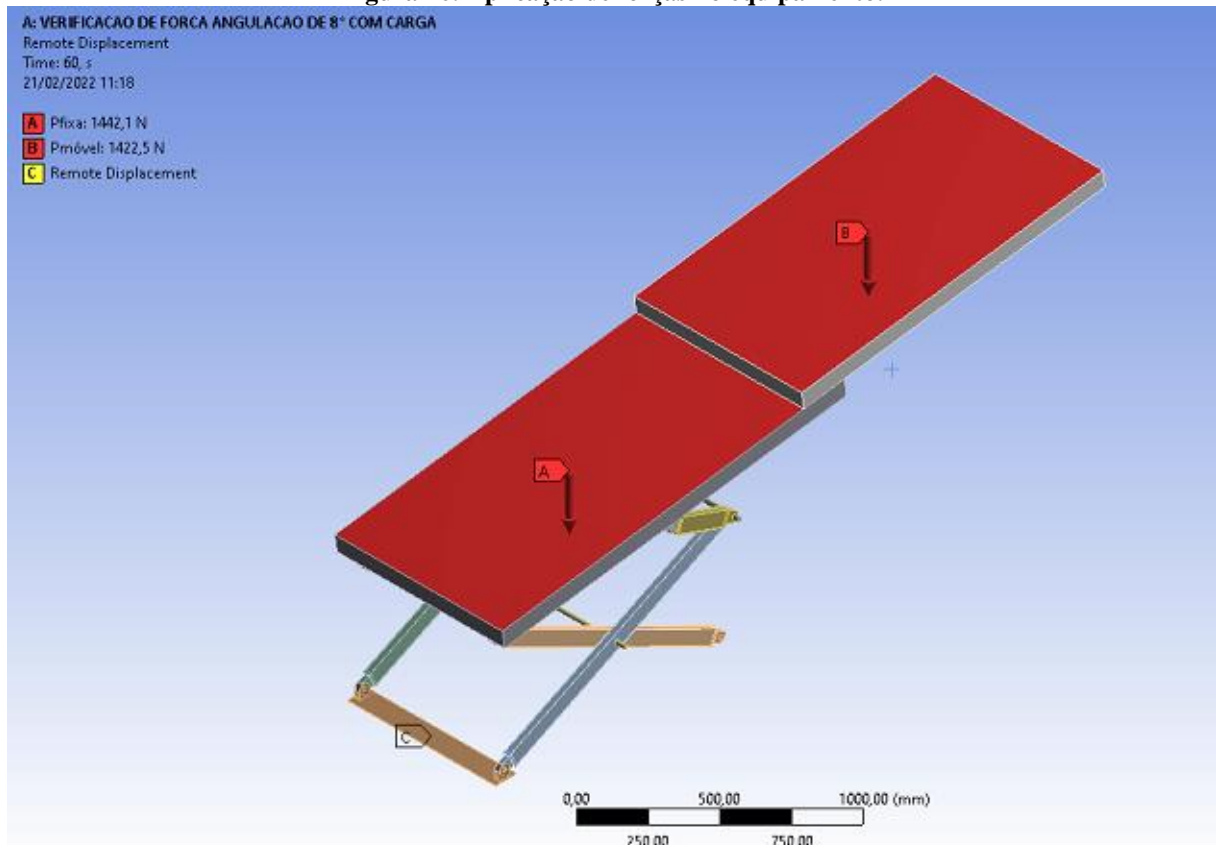


Fonte: Autoria própria.

De forma a simplificar a análise, a carga aplicada sobre as esteiras leva em conta o peso da própria estrutura somado ao peso de um saco e meio (1,5 sacos), permitindo assim a distribuição uniforme da carga sobre o equipamento. Portanto, a carga total aplicada na esteira

fixa devido seu próprio peso e ao peso dos sacos é de 1442,07 N, e para esteira móvel a carga total aplicada é de 1422,45 N. Os dados de carga foram aplicados ao modelo como forças, considerando a própria massa das esteiras, contendo todo o conjunto motor e a massa dos sacos como é apresentado na Figura 26.

Figura 26. Aplicação de forças no equipamento.

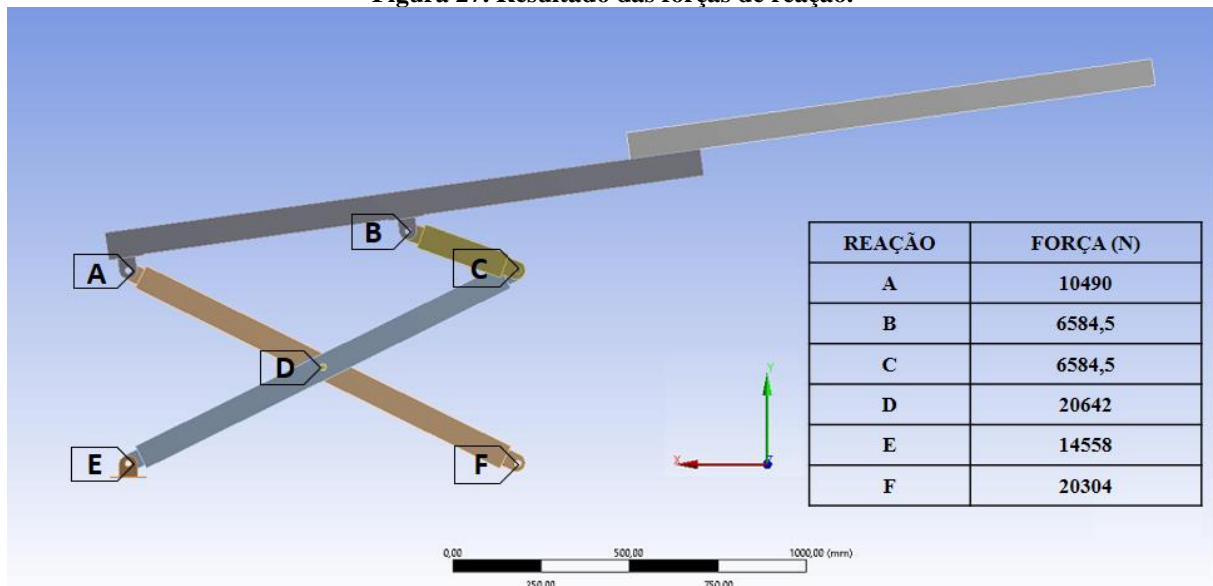


Fonte: Autoria própria.

O resultado obtido no modelo, para a carga de compressão axial que atua no parafuso de potência é de 20304 N (eixo x), sendo a soma das forças horizontais que atuam nos pinos localizados nos pontos F (lado esquerdo e lado direito do modelo), como é observado na Figura 27, em outras palavras, a soma das forças horizontais que atuam sobre esses pinos representa a carga total que atua axialmente ao parafuso.

E o resultado da carga máxima que atua nos pinos é de 20642 N, essa força é a resultante e fica localizada no ponto D, como é apresentado na Figura 27. Já as demais forças encontradas nessa análise são apresentadas no Apêndice B.

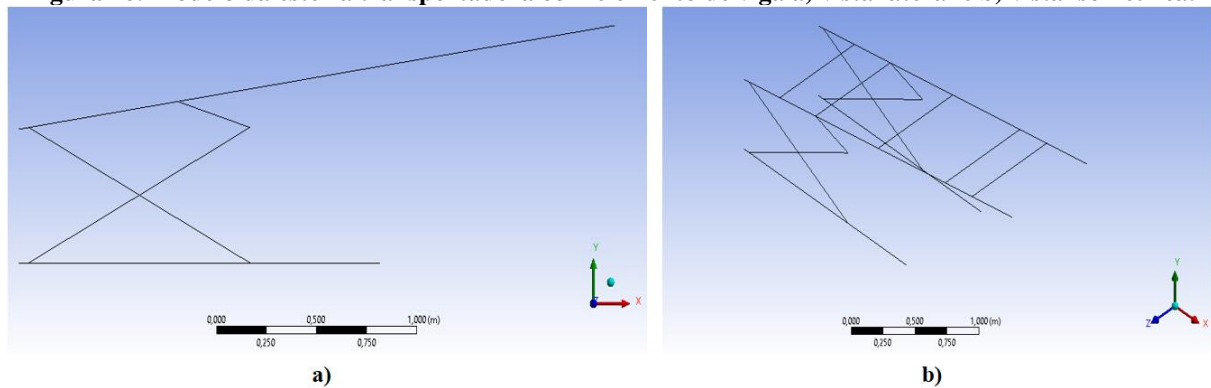
Figura 27. Resultado das forças de reação.



Fonte: Autoria própria.

O mesmo procedimento de análise foi feito utilizando elementos de viga, como é apresentado na Figura, para observar as forças atuantes no elemento de potência e nos elementos de união, de forma a comparar os resultados das cargas impostas aos componentes. Como forma de simplificar o estudo, foi assumido que as esteiras (fixa e móvel) são apenas uma única estrutura.

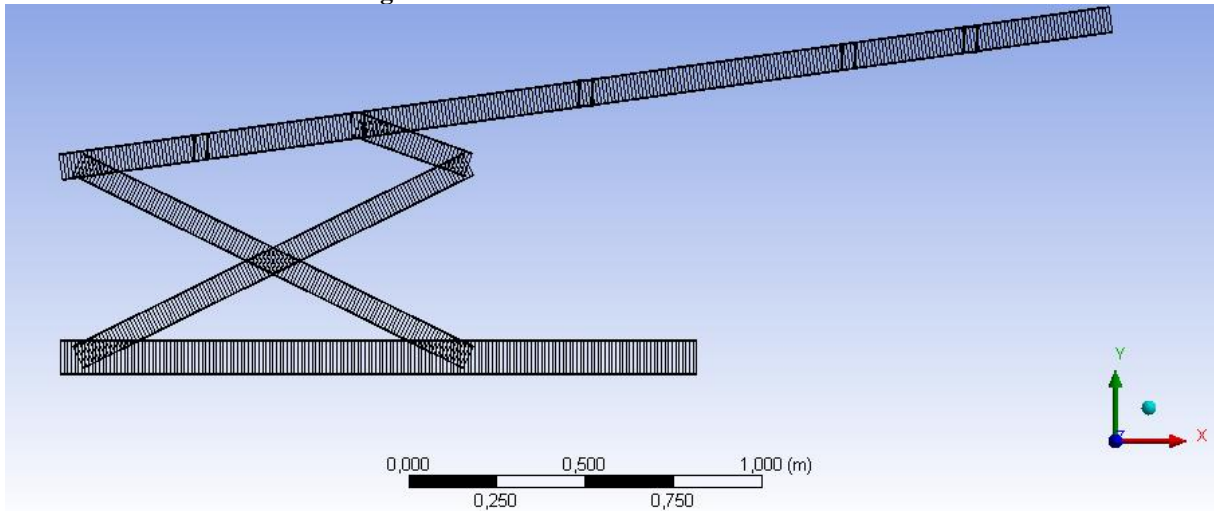
Figura 28. Modelo da esteira transportadora com elemento de viga a) vista lateral e b) vista isométrica.



Fonte: Autoria própria.

Na Figura 29, é possível observar a malha utilizada nesse estudo. Após uma análise preliminar de convergência de malha o tamanho máximo de elementos utilizado foi de 0,001 m, que permitiu uma solução de malha suficientemente densa e que não exigiu o uso excessivo de recurso computacional.

Figura 29. Modelo discretizado da estrutura.

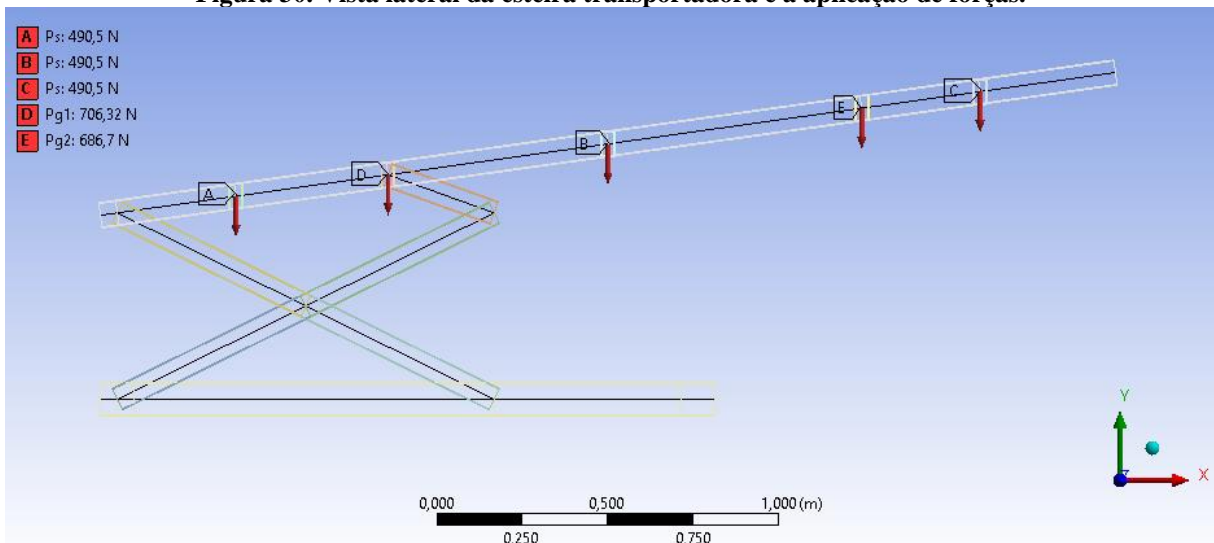


Fonte: Autoria própria.

Como o equipamento não está dividido igualmente, o cálculo feito considera que o peso das esteiras está concentrado no centro de cada uma, ou seja, para a esteira fixa está a 0,85 m da extremidade, pois tem comprimento de 1,70 m, e para a esteira móvel está a 0,75 m da extremidade, já que tem comprimento de 1,50 m. A força exercida pela massa sacos está distribuída ao longo de três pontos da esteira, uma vez que esse equipamento suporta até três sacos de 50 kg com dimensões de 0,90x0,50 m.

A força aplicada devido aos sacos é de 490,5 N, a força devido ao peso da esteira fixa é de 706,32 N e a força devido ao peso da esteira móvel é de 686,70 N. Na Figura 30, é possível observar a aplicação das cargas ao longo da estrutura.

Figura 30. Vista lateral da esteira transportadora e a aplicação de forças.



Fonte: Autoria própria.

Os resultados obtidos no modelo com elemento de viga apresentaram a carga axial no parafuso de potência no valor de 16329,20 N e a carga máxima resultante nos pinos no valor de 13637 N. Uma vez que no modelo rígido são assumidas menos considerações, já que os corpos não deformam as respostas desta primeira análise serão consideradas nas etapas de cálculo. Nos Apêndices B e C são apresentadas as análises com mais detalhes.

5.4 DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES DO PROJETO

Para a seleção dos pinos passantes que serão utilizados para conectar as partes estruturais do equipamento, adotou-se, como forma de padronizar as dimensões dos pinos para toda a estrutura, que será considerada a maior força entre todo conjunto de pinos sendo no valor de 20642 N, conforme obtido na análise rígida.

A tensão de cisalhamento (τ_c) para o projeto dos pinos foi estabelecida em 85 MPa. Através da eq. (3.2), foi calculada a resistência ao escoamento por cisalhamento (S_{ys}) para o Aço 1020 ($S_y = 350$ MPa), material que será utilizado para a fabricação dos pinos, obtendo-se o valor de 201,95 MPa.

O fator de segurança (FS) admitido é calculado a partir da eq. (5.2).

$$FS = \frac{S_{ys}}{\tau_c} \quad (5.2)$$

Substituindo o valor de (S_{ys}) na eq. (5.2) determinou-se um valor de FS de 2,4.

Para determinar o diâmetro do pino, baseado na carga aplicada e na tensão de cisalhamento admitida para o projeto a eq. (3.1) foi manipulada encontrando um valor de área de 0,243 m². Conhecendo a área transversal do pino é possível calcular o diâmetro utilizando a eq. (5.3).

$$A = \frac{\pi d^2}{4} \quad (5.3)$$

Portanto, o diâmetro do pino determinado pela eq. (5.3) foi de 17,58 mm, assim serão utilizados pinos de 18 mm comercial.

A escolha do tipo de parafuso de potência leva em conta sua aplicação e forma construtiva. Para esse projeto de elevação foi adotado o parafuso de rosca Acme que transmite movimento de forma suave e uniforme, além da forma construtiva menos complexa se comparado com as roscas do tipo quadrada e botaréu, como discutido nas seções anteriores. As

especificações do parafuso de rosca Acme são diâmetro nominal (d_n) de 40 mm, passo (p) de 7 mm e comprimento (c) de 380 mm, estes valores foram considerados mediante a capacidade máxima de carga axial no valor de 50 kN e o torque máximo no valor de 170 N.m que esse parafuso de potência suporta, segundo a fabricante. Alguns dados técnicos fundamentais foram apresentados nos Anexos D e E.

Após a seleção do parafuso de potência, é necessário determinar o torque e a potência do motor elétrico que será utilizado para acionar o sistema de elevação. Sendo assim, a primeira variável que se determina é a velocidade desejada para que a esteira se movimente na vertical. Essa velocidade (v) é calculada pela razão entre o deslocamento máximo (D_{trilho}) que os roletes terão que percorrer dentro dos trilho, para que a estrutura atinja a altura máxima, pelo tempo necessário para a elevação, conforme a eq. (5.4).

$$v = \frac{D_{\text{trilho}}}{\Delta t} \quad (5.4)$$

A partir das informações contidas na Tabela 8, foi possível determinar a velocidade de avanço do parafuso de potência de 0,16 m/min. Com base na Tabela 4, para essa velocidade, recomenda-se utilizar o Aço SAE 1045 como material para o parafuso de potência e o bronze para a porca. Como visto anteriormente, os materiais empregados para esse conjunto parafuso-porca são aços-liga de médio teor de carbono e bronze.

A próxima etapa é a determinação da rotação do fuso (n). A partir da eq. (3.23), foi calculada a quantidade de voltas que o parafuso deverá executar para percorrer a distância de $\Delta s = 0,16$ m, ao longo do trilho, já que se deseja uma redução de velocidade e transmissão autotravante a rosca terá única entrada ($N_e = 1$), e conhecendo o passo do parafuso foi encontrado um valor de 22,86 voltas.

Com a rotação do parafuso e o tempo desejado para a operação foi calculada a frequência, conforme a eq. (3.24). A frequência encontrada foi de 0,3810 Hz. Portanto, a rotação do parafuso de avanço segundo a eq. (3.25), é de 22,86 rpm.

Para o cálculo de torque total serão utilizados os valores dos coeficiente de fricção entre os pares rosqueados (μ) e coeficiente de fricção no colar (μ_c), propostos por Shigley et al. (2005), nas Tabelas 5 e 6, respectivamente. Sendo adotado para μ o valor de 0,15 a fim de garantir maior segurança na operação, e para μ_c o valor de 0,10. Os principais dados que serão utilizados nesse cálculo são mostrados na Tabela 9.

Tabela 9. Dados utilizados nos cálculos de torque

Dados necessários		
Diâmetro médio do parafuso (m)	d_m	0,0365
Diâmetro nominal do colar (m)	d_c	0,0410
Avanço (m)	L	0,007
Velocidade de deslocamento vertical (m/min)	v	0,16
Coefficiente de fricção do par rosqueado	μ	0,15
Coefficiente de fricção do colar	μ_c	0,10
Ângulo de rosca ($^\circ$)	α	14,5
Força axial atuante no parafuso (N)	P	20304

Fonte: Autoria própria.

Com base nas informações contidas na Tabela 9 e utilizando a eq. (3.14), foi encontrado um valor para o torque de levantamento de 80,80 N.m. Em seguida, calculou-se o torque no colar (T_c) utilizando a eq. (3.11), o valor calculado foi de 41,62 N.m. Portanto, o torque total (T_{total}) determinado pela soma entre o torque de levantamento e o torque no colar, conforme eq. (3.16), teve valor de 122 N.m.

A condição de auto travamento para parafusos de rosca Acme expressa pela eq. (3.17), considera o avanço, o diâmetro médio do parafuso e o ângulo de rosca. Nesse projeto a condição foi atendida uma vez que o coeficiente de fricção nos pares roscados (μ) é maior que o valor calculado para condição de auto travamento que é 0,0591.

A eficiência do sistema foi calculada pela eq. (3.21), que relaciona a carga axial aplicada no parafuso de potência, no valor de 20304 N, o avanço de 0,007 m e o torque de levantamento, no valor de 80,80 N.m. A eficiência (e) calculada foi de 0,28.

Utilizando um motoredutor com rotação nominal de 1080 rpm e sabendo a rotação do parafuso de potência, foi possível determinar a relação de transmissão para seleção do redutor através da eq. (3.26). A redução do sistema, portanto, é de 47,25:1.

Tendo determinado a relação de transmissão e o torque de levantamento, foi possível obter o torque requerido no motor (T_{motor}) como foi expresso pela eq. (3.27). O torque no motor é de 2,73 N.m.

Por fim, a potência do motor (P_{motor}), determinada conforme a eq. (3.28) é de 0,31 kW.

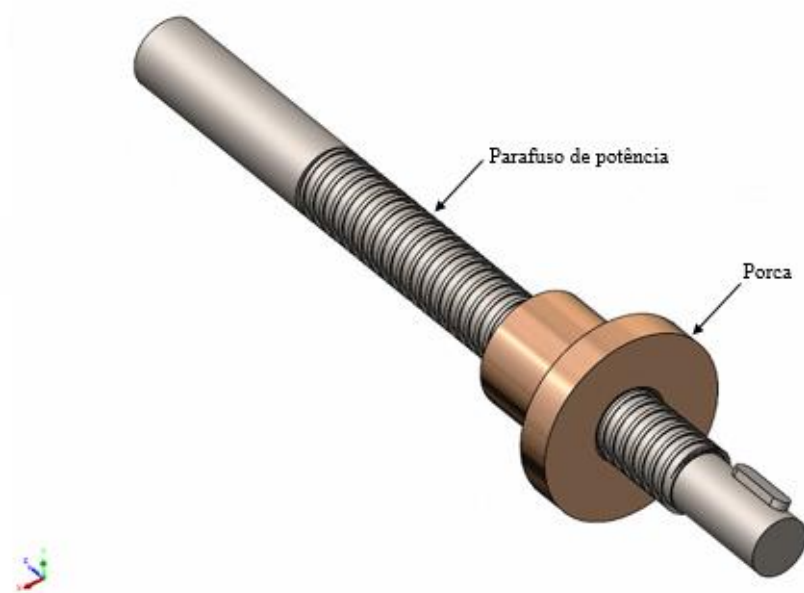
6 PROJETO E ESPECIFICAÇÃO

6.1 PARAFUSO DE POTÊNCIA E PORCA

O material selecionado para o parafuso de potência foi o Aço SAE 1045 que é comumente utilizado nestes componentes, devido à sua boa resistência mecânica aliada a facilidade de tratamento térmico. De acordo com Shigley et *al.* (2005), conforme mostrado na Tabela 4, recomenda-se o bronze para o material da porca devido a velocidade de trabalho ser muito baixa, esse material possui uma boa usinabilidade e relativo baixo custo no mercado.

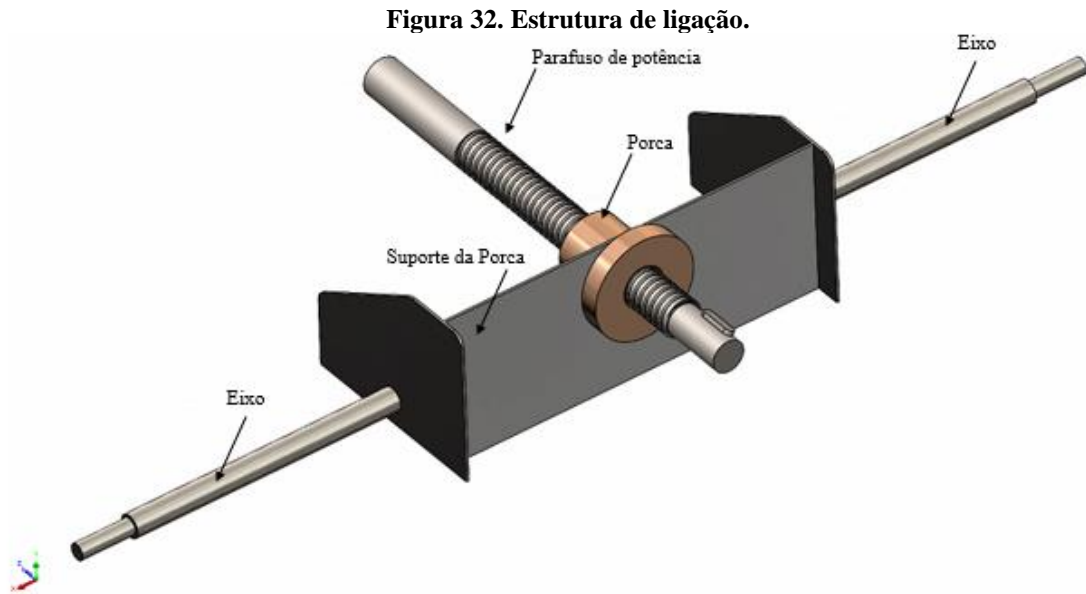
O conjunto parafuso-porca, conforme mostrado na Figura 31, é ligado as barras de sustentação através de uma estrutura que acomoda a porca.

Figura 31. Conjunto parafuso de potência e porca.



Fonte: Autoria própria.

A estrutura que acomoda a porca funcionará como sistema de ligação entre as barras de sustentação para que a elevação da esteira possa ocorrer por igual sem que haja desalinhamento, esse conjunto se trata apenas de um projeto conceitual, já que ele deverá ser analisado para avaliar as tensões e deformações, e como mencionado anteriormente nesse trabalho o objetivo principal foi o dimensionamento das barras de sustentação e as barras intermediárias, junto do projeto de elevação. A estrutura é apresentada na Figura 32.



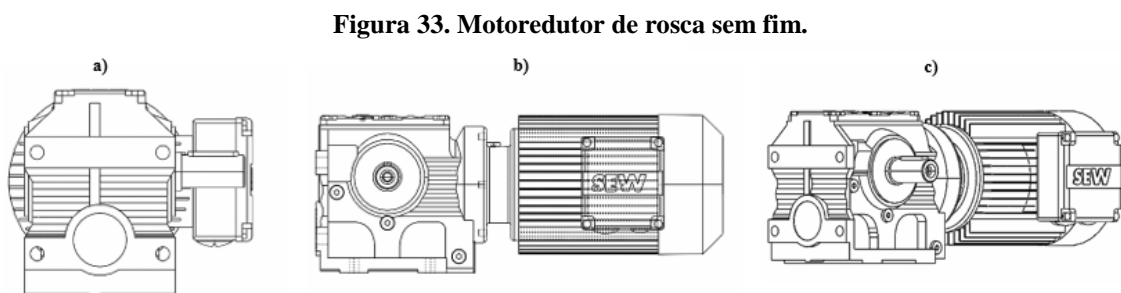
Fonte: Autoria própria.

6.2 MOTOREDUTOR

Para obter uma maior garantia de alinhamento entre o motor e o redutor optou-se por adquirir o conjunto motoredutor montado e alinhado por um fabricante. O desalinhamento pode gerar vibrações, perda de eficiência na transmissão e redução da vida útil das peças. Além de que, a seleção do conjunto é mais simples se comparado ao conjunto separado.

Segundo Castro (2020), para especificar um motor nos projetos é importante definir dois parâmetros, o primeiro é conhecer a rotação no eixo de saída, necessária para a aplicação, e o segundo é o torque que deve ser entregue para que o sistema funcione. Normalmente, essas informações são explícitas nos catálogos dos fabricantes.

Dessa forma, é possível especificar as características do redutor. Foi adotado um redutor em que se utiliza um parafuso sem fim acoplado a uma engrenagem para realizar a transmissão, conforme é apresentado na Figura 33. Esse tipo de redutor é muito utilizado no mercado para diversas aplicações, principalmente para acionamento de equipamentos de baixa velocidade além do custo de aquisição menor se comparado aos outros tipos de redutores.



Fonte: SEW-EURODRIVE (2022).

Para a especificação do motoredutor que atenda as especificações do projeto, faz-se necessário utilizar os valores de torque, potência e redução calculados nas seções anteriores, no qual obteve-se um torque de 2,73 N.m, a uma potência de 0,31 kW e uma redução de 47,25 para o redutor, sendo assim foi selecionado um motoredutor no modelo S57 DZ80N6, como é mostrado na Figura 34. O motor possui uma potência de 0,37 kW e um torque de 3,3 N.m, e o redutor tem uma redução de 47,32:1 e com torque de saída de 122 N.m conforme mostrado no Anexo F.

Figura 34. Conjunto do sistema de elevação.



Fonte: Autoria própria.

6.3 ACOPLAMENTO ELÁSTICO

Acoplamento é um conjunto mecânico, utilizado quando se deseja transmitir um torque de rotação de um eixo motor a outro elemento de máquina situado no eixo comum, atuando como uma conexão entre componentes. A principal função do acoplamento elástico é garantir um tempo de vida maior para os motoredutores. Portanto, para o projeto em questão, será utilizado um acoplamento elástico que suporta um torque de 160 N.m, valor superior ao torque de saída do eixo do redutor que tem valor de 122 N.m, conforme mostrado nas especificações no Anexo G. Na Figura 35 é apresentado o acoplamento utilizado no projeto.

Figura 35. Acoplamento elástico de garra.



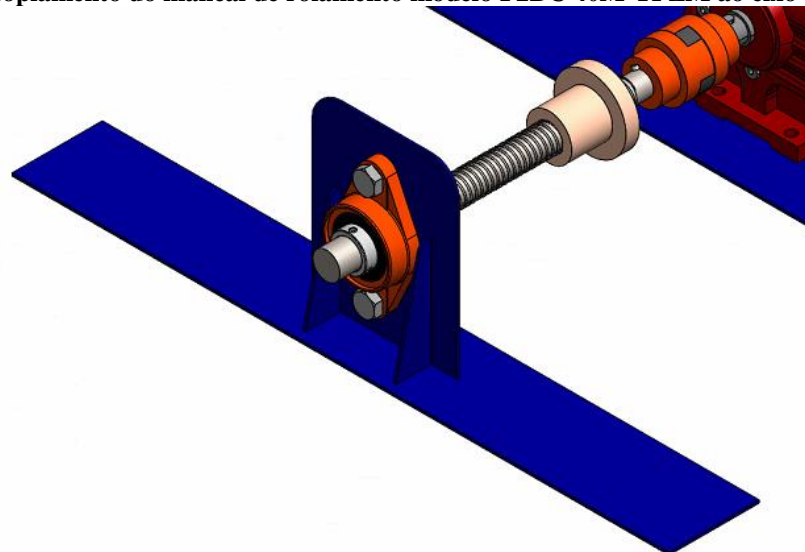
Fonte: Autoria própria.

6.4 MANCAL DE ROLAMENTO

No processo de seleção de rolamentos deseja-se obter o nível de desempenho do equipamento com o menor custo possível, além da robustez já que as condições em que o equipamento estará sujeito pode variar com o uso e ao longo do tempo.

Para o projeto, utilizou-se um mancal com rolamento de esferas, como mostrado no Anexo H, onde selecionou-se o mancal de modelo F2BC 40M-TPZM com diâmetro interno de 30 mm, conforme é mostrado na Figura 36. Esse modelo apresenta capacidades de carga básica acima das cargas que o projeto exige. Segundo o catálogo da fabricante SKF, a carga básica estática, quando assumido apenas a carga axial, será metade da carga axial que é aplicada no mancal, ou seja, a carga estática segura para o projeto é de metade da carga axial aplicada no parafuso (20304 N). Portanto, o mancal selecionado admite para a carga dinâmica um valor de 30 kN e para a carga estática um valor de 19 kN.

Figura 36. Acoplamento do mancal de rolamento modelo F2BC 40M-TPZM ao eixo do parafuso.

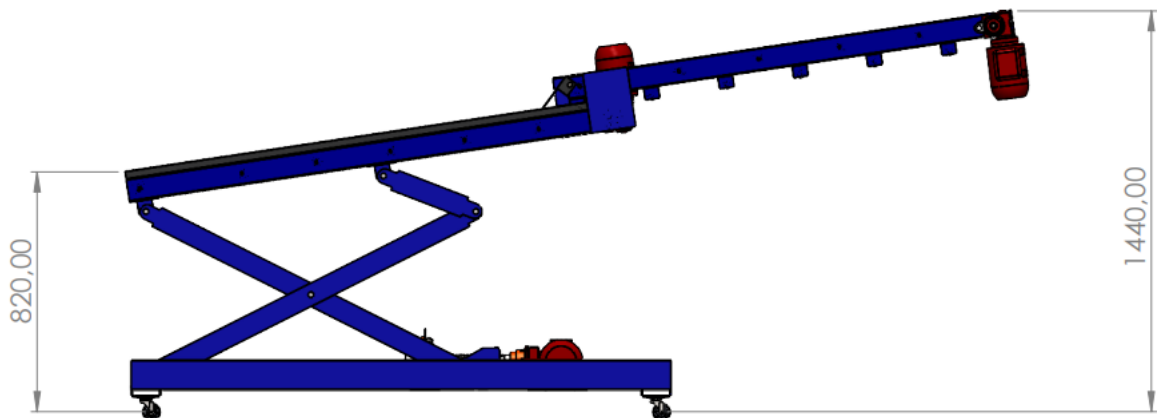


Fonte: Autoria própria.

6.5 APRESENTAÇÃO DO EQUIPAMENTO FINAL

Após o desenvolvimento dos cálculos e as especificações dos componentes, projetou-se o sistema de elevação da esteira transportadora de comprimento ajustável por meio de um *software* CAD 3D. A visão geral do projeto final, é apresentada na Figura 39 em que é indicada a configuração da esteira totalmente aberta com inclinação mínima (8°).

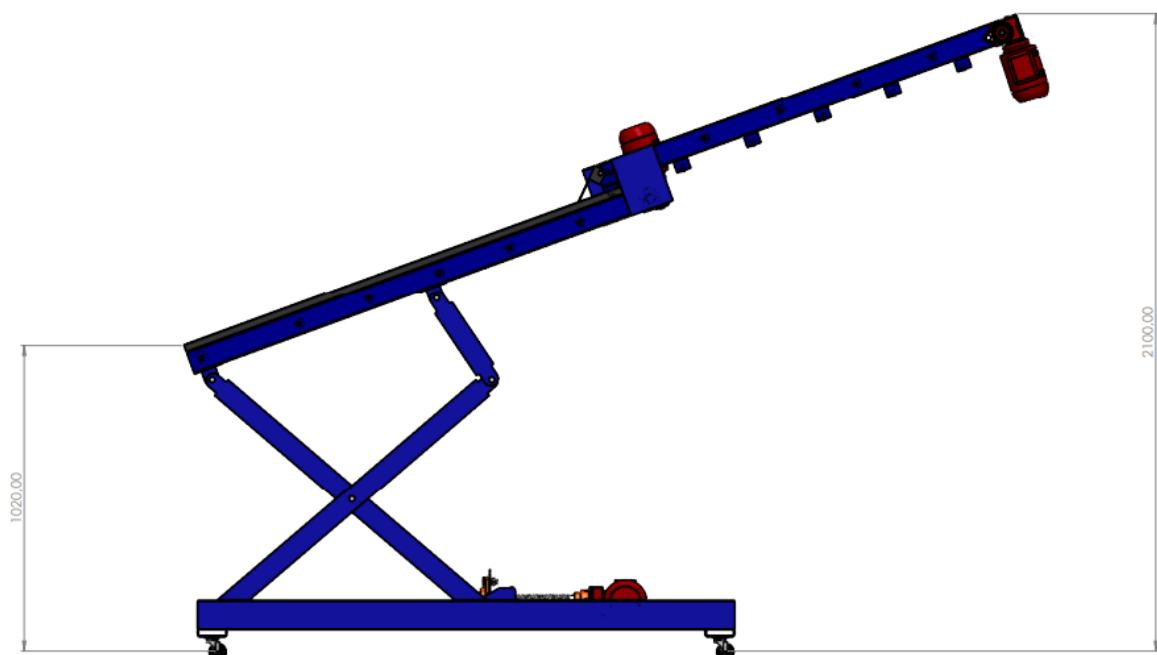
Figura 37. Esteira transportadora de comprimento ajustável totalmente aberta inclinação de 8° .



Fonte: Autoria própria.

E na Figura 38, onde é indicada a configuração da esteira totalmente aberta com inclinação máxima (20°). As demais configurações são apresentadas no Apêndice A.

Figura 38. Esteira transportadora de comprimento ajustável totalmente aberta inclinação de 20° .



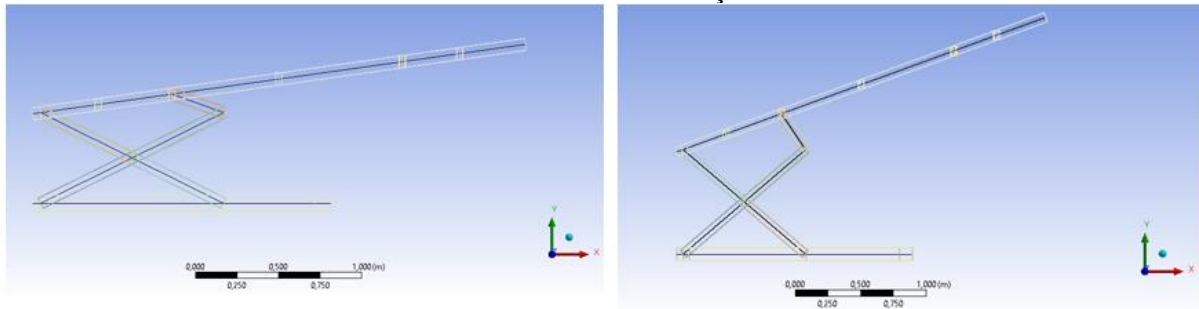
Fonte: Autoria própria.

6.6 ESPECIFICAÇÃO DOS PERFIS METÁLICOS E ANÁLISE DE TENSÃO

Os perfis adotados para o arranjo estrutural do equipamento foram dois: para a base foi utilizado o perfil UDC enrijecido, que tem dimensão de 100 mm x 50 mm x 17 mm, com espessura de 3 mm. Para as barras de sustentação foi utilizado o perfil retangular, com dimensão de 70 mm x 30 mm e espessura de 3 mm. O tipo de elemento utilizado na análise estrutural foi o de viga.

Não foram consideradas as posições intermediárias como, por exemplo, no meio da elevação, pois nas posições limites é que se encontram as tensões máximas, dessa forma, não sendo necessário o cálculo de esforços das posições entre elas. A atenção se deu apenas para duas posições: a) esteiras totalmente abertas e o sistema de elevação totalmente abaixado e b) esteiras totalmente abertas e sistema de elevação totalmente suspenso, como mostra a Figura 39.

Figura 39. Configuração adotada para a análise estrutural a) totalmente aberta com inclinação de 8° e b) totalmente aberta com inclinação de 20°.

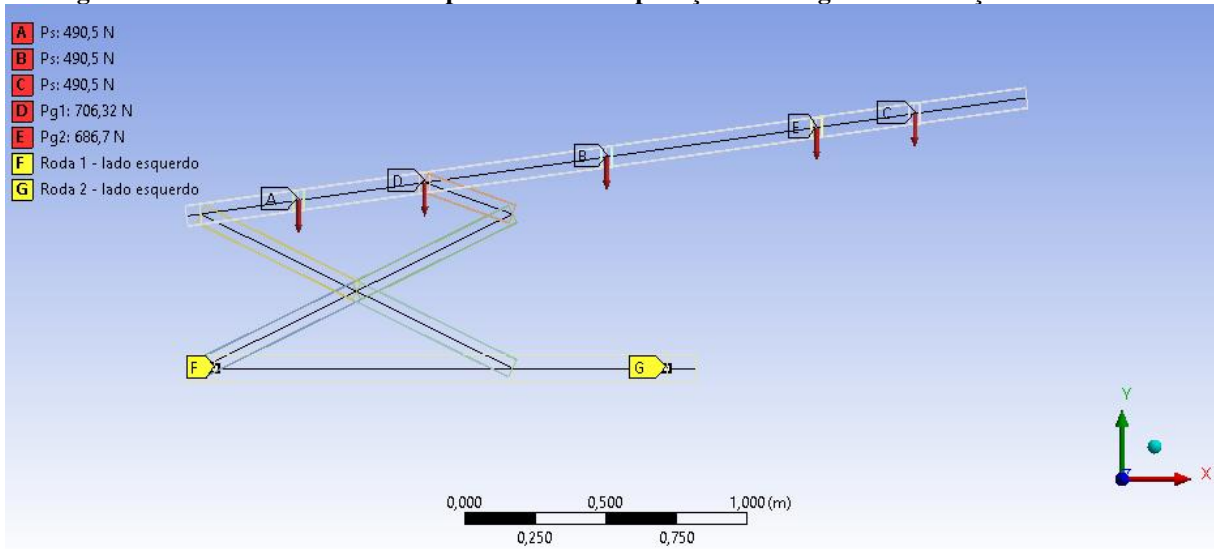


Fonte: Autoria própria.

Como discutido nas seções anteriores, a capacidade máxima do equipamento é de 150 kg, ou seja, a estrutura suporta até três sacos, que estão distribuídos ao longo das esteiras (fixa e móvel). A força então aplicada sobre a estrutura devido a massa de um saco é de 490,5 N.

Essa carga é aplicada sobre três pontos distintos, estimados de forma a facilitar a execução dos cálculos, como apresentado na Figura 40. Após determinada a força exercida pelos sacos, seguiu-se para o peso das esteiras, como foi apresentado na Tabela 8, o conjunto da esteira fixa pesa 72 kg e o conjunto da esteira móvel pesa 70 kg, sendo que as forças exercidas devido ao peso das esteiras fixa e móvel são 706,32 N e 686,70 N, respectivamente.

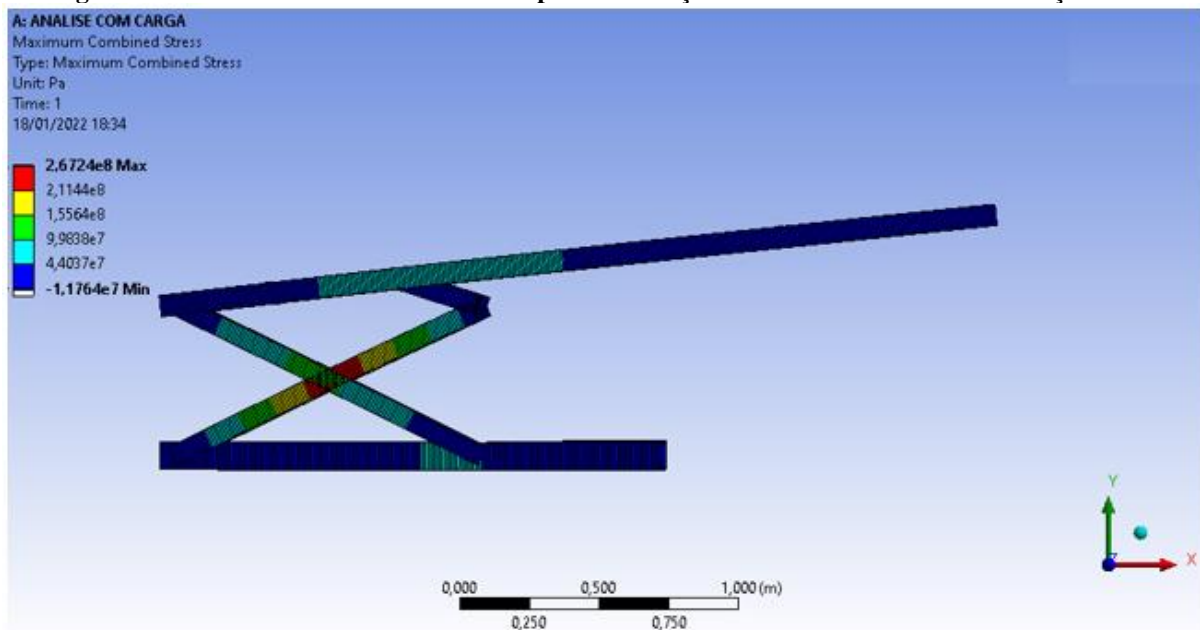
Figura 40. Modelo da esteira transportadora com aplicação das cargas e as condições de contorno.



Fonte: Autoria própria.

Na análise estrutural, com as cargas e as condições de contorno aplicadas para a posição (a) (Figura 41), foram geradas tensões em torno de 267 MPa. Como as barras são fabricadas em Aço SAE 1020, de acordo com o catálogo da GERDAU, o limite de escoamento mínimo é de 295 MPa. Pode-se, então, perceber que a tensão máxima calculada pelo *software* está abaixo da tensão limite do material, verificando-se que os requisitos de segurança são razoáveis para essa situação.

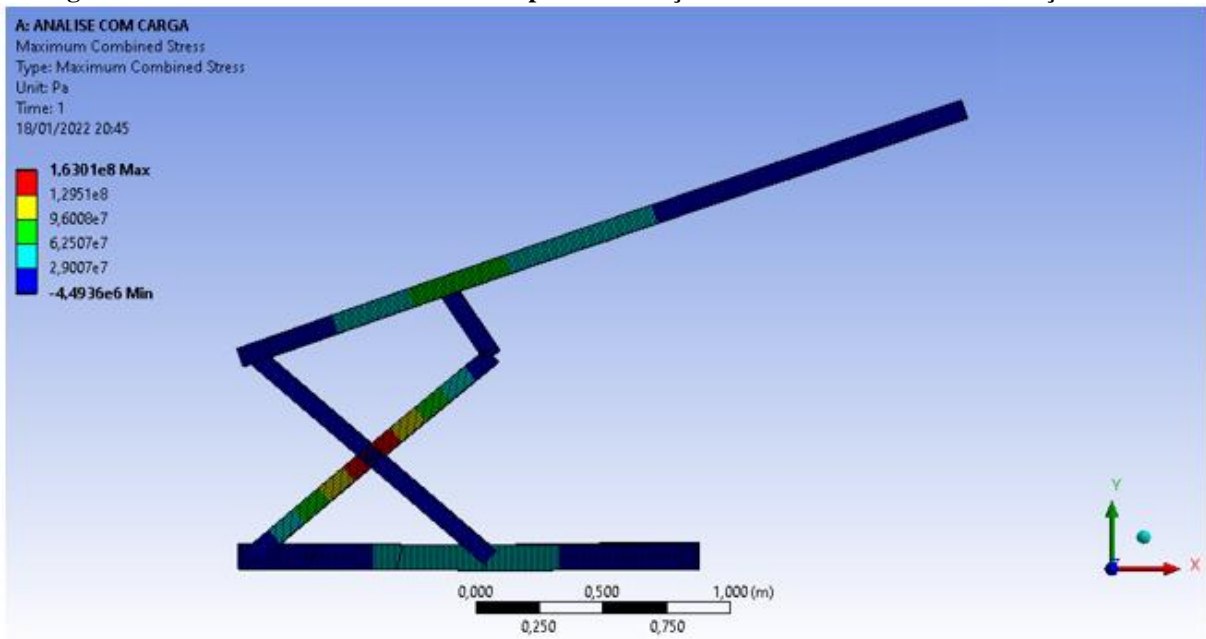
Figura 41. Resultado da análise estrutural para a condição da esteira aberta com inclinação de 8°.



Fonte: Autoria própria.

A tensão máxima gerada na estrutura para a posição (b), em que a esteira se encontra totalmente aberta e com inclinação de 20° , como apresentado na Figura 42, é de 163 MPa, que é menor do que na situação anterior. Essa tensão menor já era esperada, uma vez que nessa posição a barra intermediária se encontram mais inclinadas tendendo à um arranjo mais próximo da vertical que distribui melhor o carregamento para as outras barras.

Figura 42. Resultado da análise estrutural para a condição da esteira aberta com inclinação de 20° .



Fonte: Autoria própria.

7 CONCLUSÃO

Este trabalho teve por objetivo desenvolver um sistema de elevação para uma esteira transportadora de comprimento ajustável, afim de variar a altura e inclinação da mesma de forma que haja uma redução no esforço excessivo dos trabalhadores que exercem atividades de carga e descarga de sacos. Logo, foi possível desenvolver o projeto detalhado do sistema de elevação e validar a estrutura atendendo todas as necessidades do equipamento.

Durante o projeto, foram realizados cálculos da transmissão de potência para o sistema de elevação, com a finalidade de especificar criteriosamente os componentes principais para a elevação da esteira, como o motoredutor de 0,37 kW, 3,3 N.m e redução de 47,32:1 e, o parafuso de potência FUTR40x7. Os pinos passantes utilizados na estrutura foram dimensionados considerando a maior carga aplicada e mediante a tensão de cisalhamento estabelecida para o projeto, tendo como diâmetro padrão comercial 18 mm.

Foi necessário verificar as tensões que as barras de sustentação da esteira podem estar submetidas durante o trabalho, devido a massa dos sacos e ao próprio peso das esteiras contendo seus conjuntos motores. Por meio do *software* de elementos finitos foi verificado que a estrutura estaria submetida a uma tensão máxima de 267 MPa e, estando abaixo do limite de escoamento dos perfis metálicos usados que é de 295 MPa, já que o material dos mesmos corresponde a um aço SAE 1020.

Vale destacar que a estrutura de ligação entre as barras de sustentação e o conjunto parafuso-porca não foi analisada, cabendo uma análise estrutural e possível redimensionamento para atender a fabricação de um possível protótipo da esteira transportadora com o sistema de elevação.

Por fim, conclui-se que todos os objetivos propostos foram atingidos, sendo que com o estudo também foi possível colocar em prática muitos conceitos trabalhados na sala de aula durante a graduação. Importante ressaltar que este projeto abrangeu diversas áreas de estudo do curso de engenharia mecânica, como: elementos de máquinas, resistências dos materiais entre outras.

7.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Como sugestão para possíveis trabalhos futuros aplicados ao sistema de elevação recomenda-se:

- Realizar uma análise estrutural na estrutura de ligação das barras com o conjunto parafuso-porca;

- Adequar a esteira transportadora para a segurança dos operadores segundo as normas vigentes;
- Projetar o sistema de automação para o acionamento do sistema de elevação;
- Realizar um estudo sobre a aplicação de diversos perfis, o que possivelmente afetaria as condições de segurança, operação e custo do equipamento;
- Validar a análise numérica com uma análise analítica para verificar as forças e torques atuantes no parafuso de potência;
- Realizar uma análise dinâmica estrutural devido a vibração dos motores ligados ao equipamento.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AMERICAN NATIONAL STANDARDS INSTITUTE. **ANSI-B18.8.2 – Taper Pins, Dowel Pins, Straight Pins, Grooved Pins, and Spring Pins (Inch Series)**. 1978 R89 Edition. United States of America. 1989.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 8400-1: Equipamentos de elevação e movimentação de carga – Regras para projeto – Parte 1: Classificação e cargas sobre as estruturas e mecanismos**. Rio de Janeiro, f. 66. 2019.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 8400-2: Equipamentos de elevação e movimentação de carga – Regras para projeto – Parte 2: Verificação das estruturas ao escoamento, fadiga e estabilidade**. Rio de Janeiro, f. 83. 2019.

AZEVEDO, G. V. **Análise de Rigidez Torcional pelo Método dos Elementos Finitos de Chassi Tubular Modelo Baja SAE**. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Automotiva) – Universidade Federal de Santa Catarina – Centro Tecnológico de Joinville. Joinville. f. 81. 2020.

CASTRO, M. M. **Projeto do sistema de elevação para uma bancada de transportadores de correia para minério**. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Pará – Faculdade de Engenharia Mecânica. Tucuruí. f. 88. 2020.

COMERCIAL GERDAU. **Catálogo de Produtos**. Disponível em: <<https://www.mesaninos.com.br/images/a/catalogo-produtos-cg.pdf>>. Acesso em 16 nov. 2021.

CONCEIÇÃO, J. M. **Dimensionamento de uma esteira transportadora compacta e ajustável para transporte de mercadoria**. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Pará – Faculdade de Engenharia Mecânica. Tucuruí. f. 79. 2022.

CORDEIRO, V. C. N. **Projeto de conjunto redutor de velocidade utilizando engrenagem sem-fim**. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade Estadual Paulista – Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Guaratinguetá. f. 69. 2012.

FARIA, B. S. A e ARAÚJO, H. S. **Análise estrutural de um pórtico metálico através do Método dos Elementos Finitos**. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba. f. 70. 2019.

GALDINO, L. Cálculo da rotação, do torque e da potência de motores elétricos para transmissão por parafusos de potência. **Augusto Guzzo Revista Acadêmica**, São Paulo, n. 14, f. 215-227, dez. 2014.

GALINDO, M. D. G. **Análise ergonômica em indústria alimentícia: avaliação da postura corporal dos trabalhadores no setor de preparo e embalagem de lanches**. Monografia (Especialização em Engenharia de Segurança do Trabalho) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná – Programa de Pós-Graduação em Segurança do Trabalho, Curitiba. f. 52. 2019.

HAEFFNER, R; SARQUIS, L. M. M; HASS, G. F. S; HECK, R. M; JARDIM, V. M. R. Prevalência de lombalgia e fatores associados em trabalhadores de uma empresa agropecuária do sul do Brasil. **Revista Brasileira de Medicina do Trabalho**. Paraná, v. 13, n 1 f. 35-42, ago. 2014.

JUVINALL, R. C e MARSHEK, K. M. **Fundamentos do projeto de componentes de máquinas**. 4. ed. Rio de Janeiro: LTC. f. 518. 2008.

MACALOSSI, P. R. **Análise e dimensionamento de um edifício em estrutura metálica**. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Civil) – Universidade Federal de Santa Catarina – Centro Tecnológico. Florianópolis. f. 141. 2020.

NORTON, R. L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. 4. ed. Porto Alegre: Bookman. f. 1055. 2013.

ROTEX. **Catálogo de Acoplamento Elástico**. 2007. Disponível em: <https://www.acoplastbrasil.com.br/wp-content/uploads/2018/07/Catalogo_PT_Rotex-ilovepdf-compressed.pdf>. Acesso em 18 jan. 2022.

SARTOR, L. A. **Projeto do produto de uma esteira rolante metodologicamente dimensionado e adequado ao uso e ao mercado**. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade Horizontina, Horizontina. f. 64. 2016.

SCHIOPPA. **Catálogo de Rodas e Rodízios**. Disponível em: <

http://www.rottas.com.br/pdf/schioppa_catalogo.pdf>. Acesso em 02 dez. 2021.

SEW-EURODRIVER. **Catálogo de Motoredutores**. Edição 08/2007. Disponível em: <

<https://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/10541780.pdf>>. Acesso em 18 dez. 2020.

SHIGLEY, J. E; MISCHKE, C. R; BUDYNAS, R. G. **Projeto de engenharia mecânica**. 7.

ed. Porto Alegre: Bookman. f. 960. 2005.

SILVA, A. F. **Redutor de velocidade com solução *anti-backlash***. Dissertação (Mestrado em Mecatrônica) – Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Santa Catarina, Florianópolis. f. 72. 2019.

SILVA, A. R. D. **Sistema Computacional para Análise Avançada Estática e Dinâmica de Estruturas Metálicas**. Tese (Doutorado em Engenharia Civil) – Universidade Federal de Ouro Preto – Escola de Minas. Ouro Preto. f. 314. 2009.

SILVEIRA, Z. C; SASAKI, K. S; RIBEIRO, G. S. **Seleção e pré-dimensionamento de juntas mecânicas**. São Paulo, 2013. (Apostila).

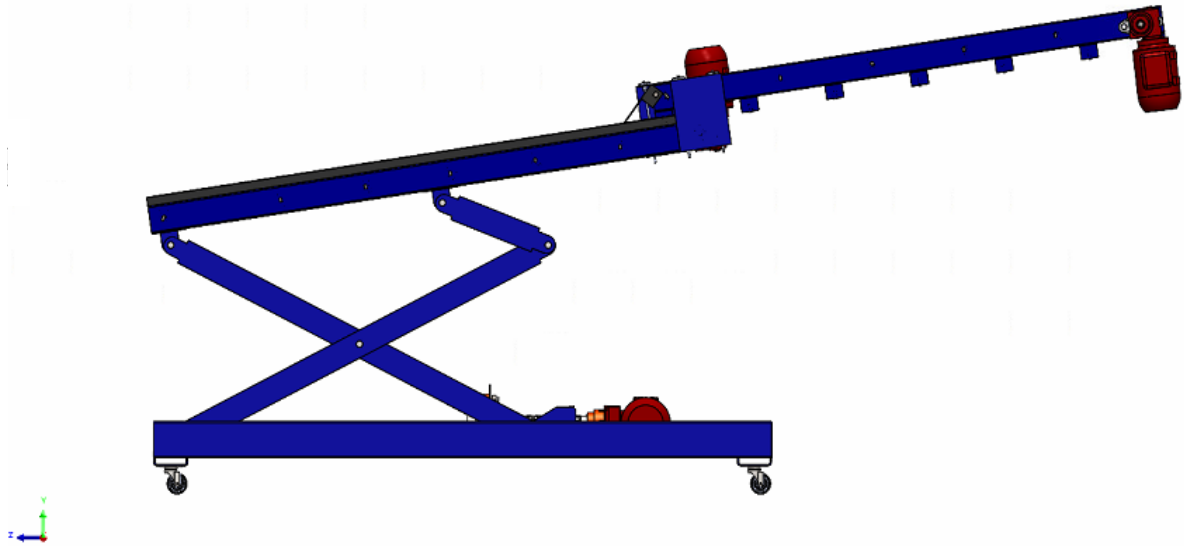
SKF. **Catálogo – Unidades de rolamento de esfera SKF Food Line**. 2019. Disponível em: < https://www.skf.com/binaries/pub45/Images/0901d196809760e5-Food-line-catalogue---18157_2-PT_tcm_45-470954.pdf >. Acesso em 12 fev. 2022.

THOMAZ, D. A. **Estudos ergonômicos em unidades armazenadoras**. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Agrícola e Ambiental) – Universidade Federal Fluminense, Escola de Engenharia, Niterói. f. 52. 2019.

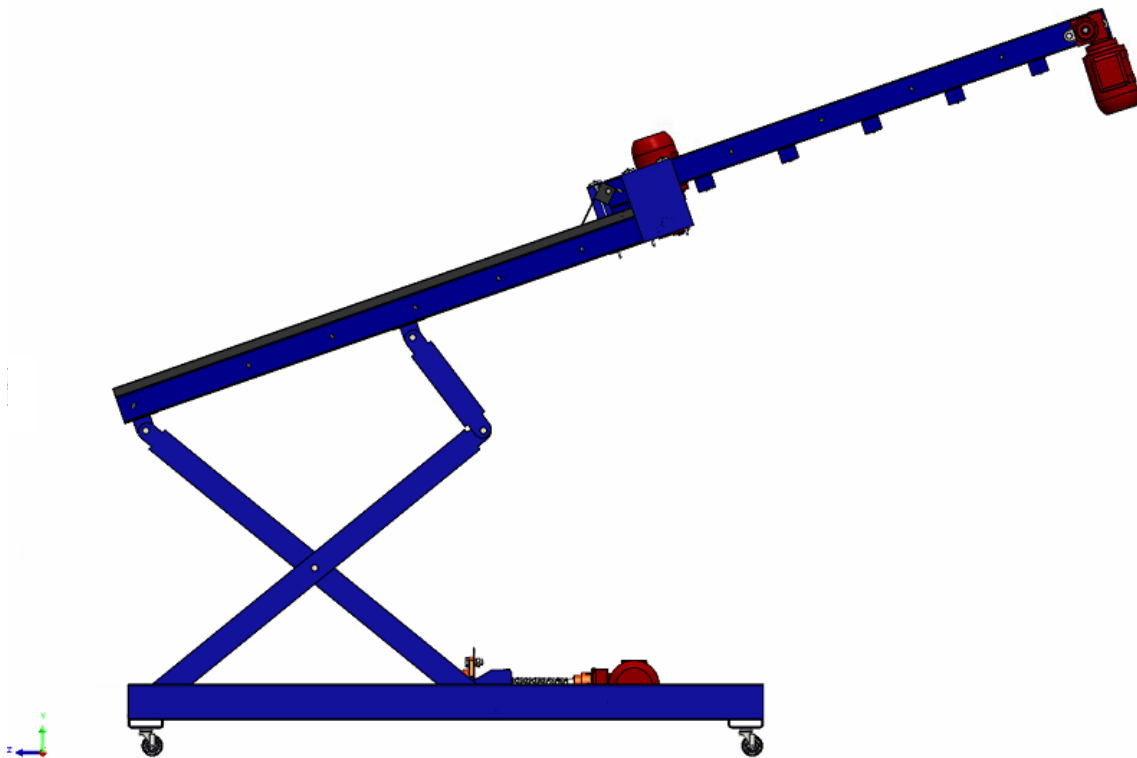
WICHROWSKI, C. C. **Projeto de um dispositivo para levantamento e posicionamento de bobinas de cabos condutores**. Projeto de Graduação (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade de Brasília, Faculdade de Tecnologia, Brasília. f. 135. 2015.

APÊNDICE A – Configurações possíveis do projeto final de elevação

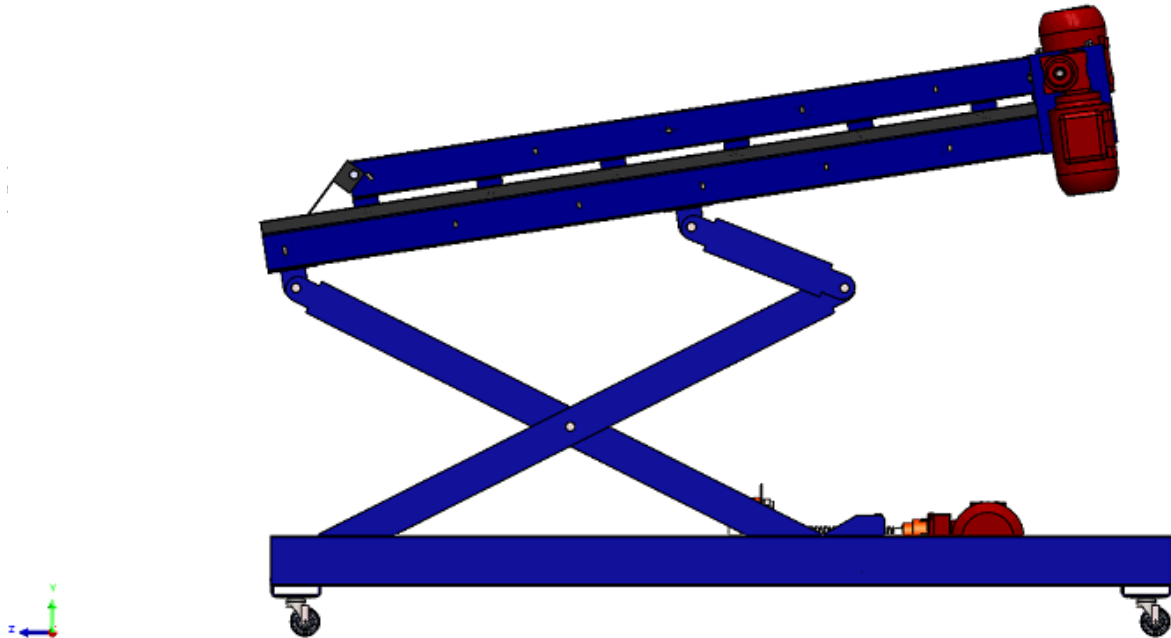
CONFIGURAÇÃO: Esteira totalmente aberta tendo um comprimento de 3,00 m com inclinação de 8° - lado esquerdo a 0,82 m do solo e lado direito 1,44 m do solo.



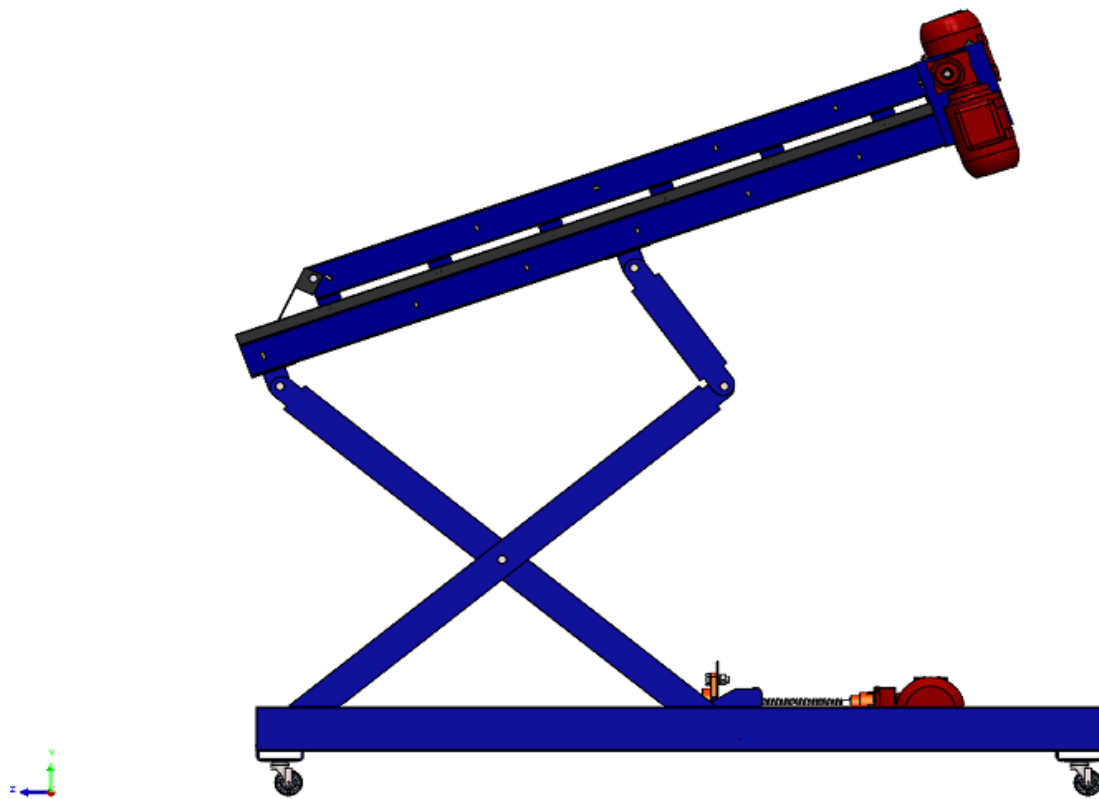
CONFIGURAÇÃO: Esteira totalmente aberta tendo um comprimento de 3,00 m com inclinação de 20° - lado esquerdo a 1,02 m do solo e lado direito a 2,10 m do solo.



CONFIGURAÇÃO: Esteira totalmente fechada tendo um comprimento de 1,71 m com inclinação de 8° - lado esquerdo a 0,82 m do solo e lado direito 1,20 m do solo.

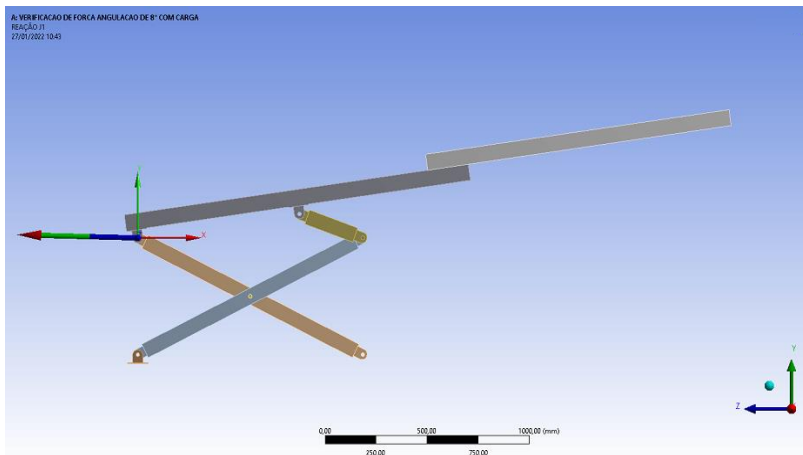


CONFIGURAÇÃO: Esteira totalmente fechada tendo um comprimento de 1,71 m com inclinação de 20° - lado esquerdo a 1,02 m do solo e lado direito a 1,71 m do solo.



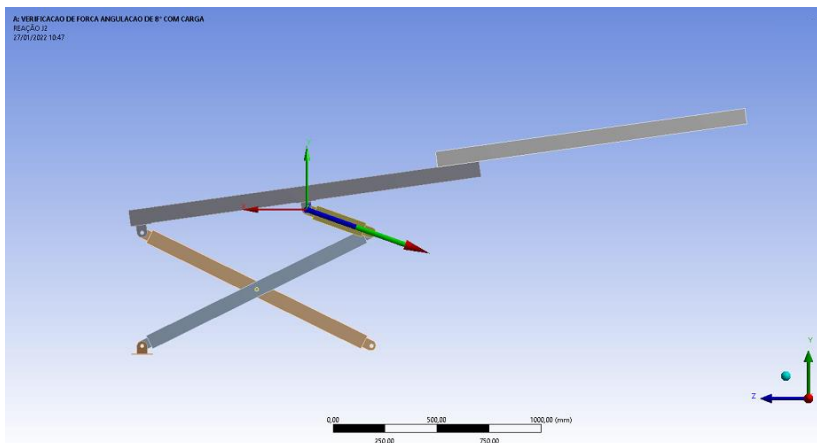
APÊNDICE B – Verificação das forças atuantes nos pinos

Esteira Totalmente Aberta com Inclinação de 8°



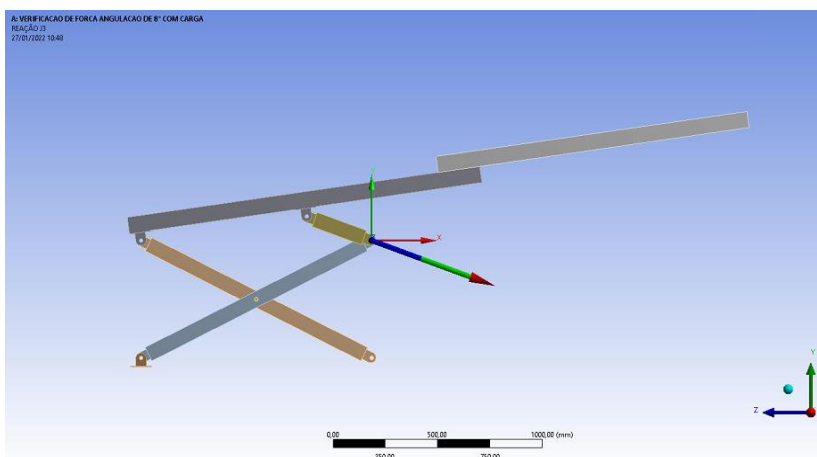
Details of "REAÇÃO J1"

Definition	
Type	Joint Probe
Boundary Condition	J1 - E
Orientation Method	Joint Reference System
Suppressed	No
Options	
Result Type	Constraint Force
Result Selection	All
Display Time	End Time
Results	
Maximum Value Over Time	
X Axis	-10487 N
Y Axis	265,42 N
Z Axis	2,1203e-012 N
Total	10490 N



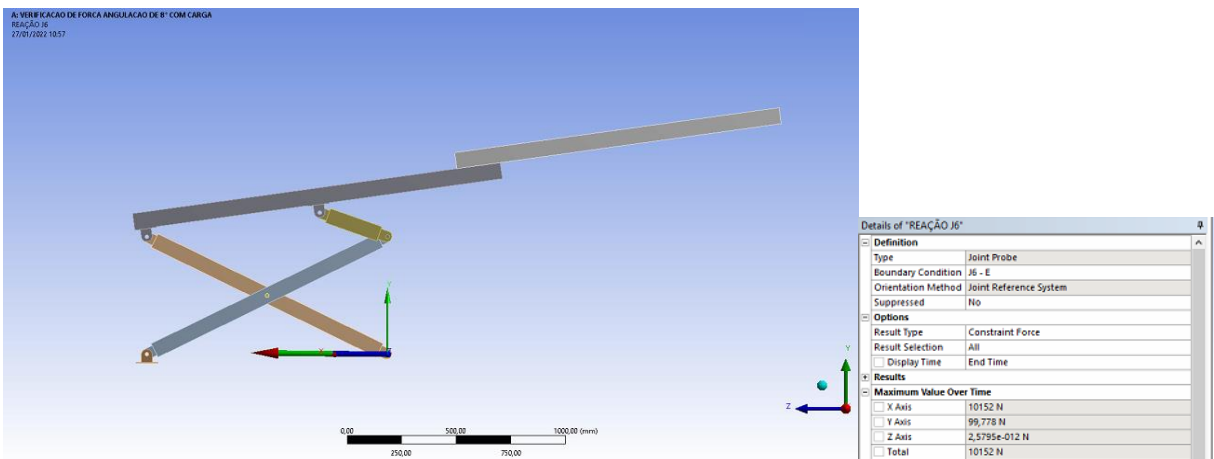
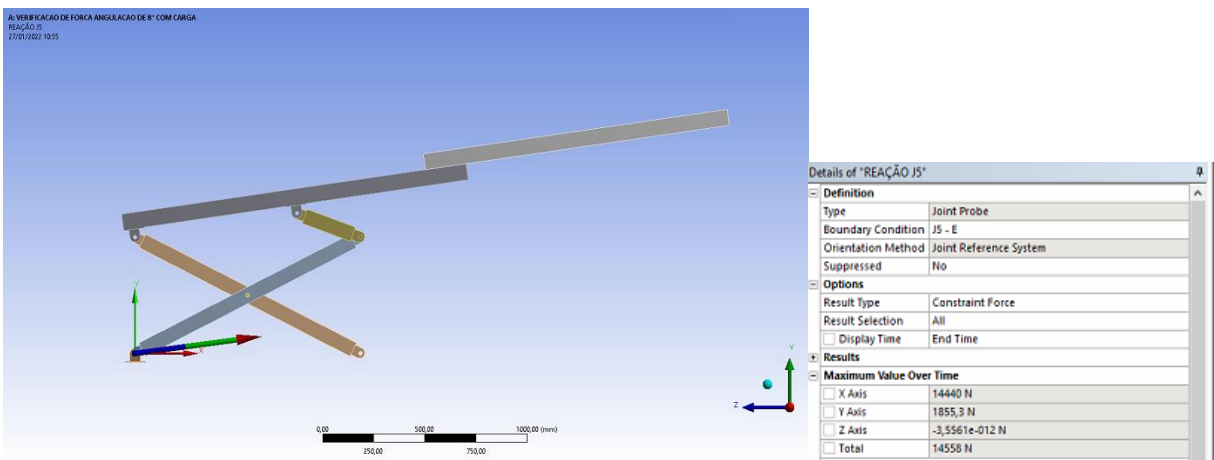
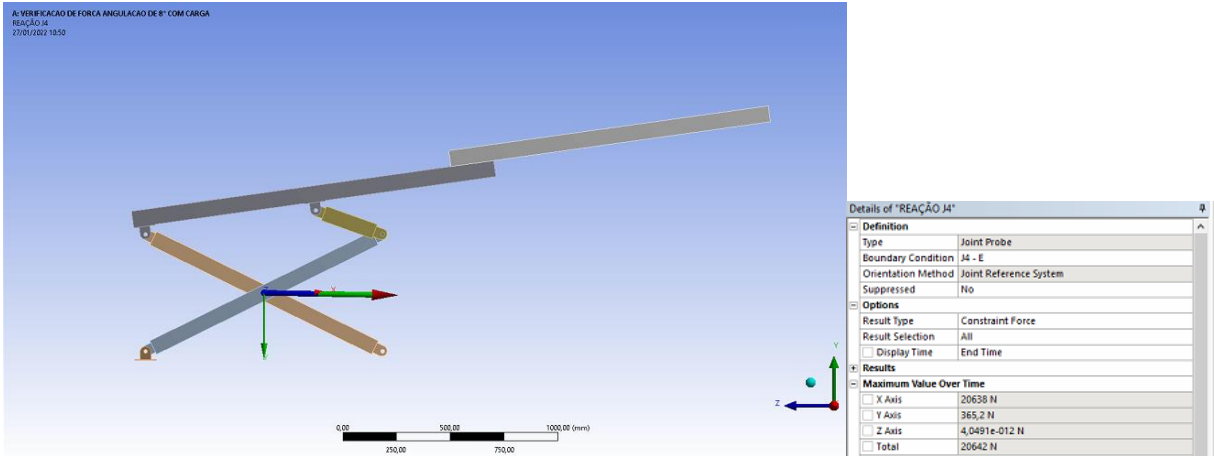
Details of "REAÇÃO J2"

Definition	
Type	Joint Probe
Boundary Condition	J2 - E
Orientation Method	Joint Reference System
Suppressed	No
Options	
Result Type	Constraint Force
Result Selection	All
Display Time	End Time
Results	
Maximum Value Over Time	
X Axis	-6198,8 N
Y Axis	-2220,5 N
Z Axis	2,4012e-025 N
Total	6584,5 N

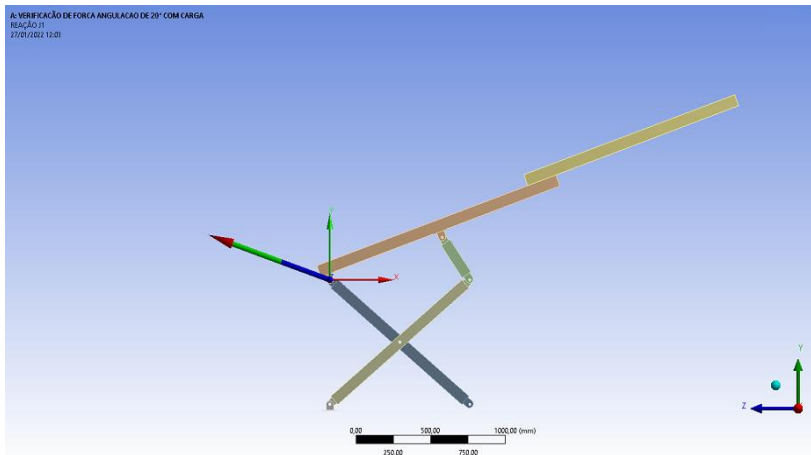


Details of "REAÇÃO J3"

Definition	
Type	Joint Probe
Boundary Condition	J3 - E
Orientation Method	Joint Reference System
Suppressed	No
Options	
Result Type	Constraint Force
Result Selection	All
Display Time	End Time
Results	
Maximum Value Over Time	
X Axis	6198,8 N
Y Axis	-2220,5 N
Z Axis	7,3959e-013 N
Total	6584,5 N

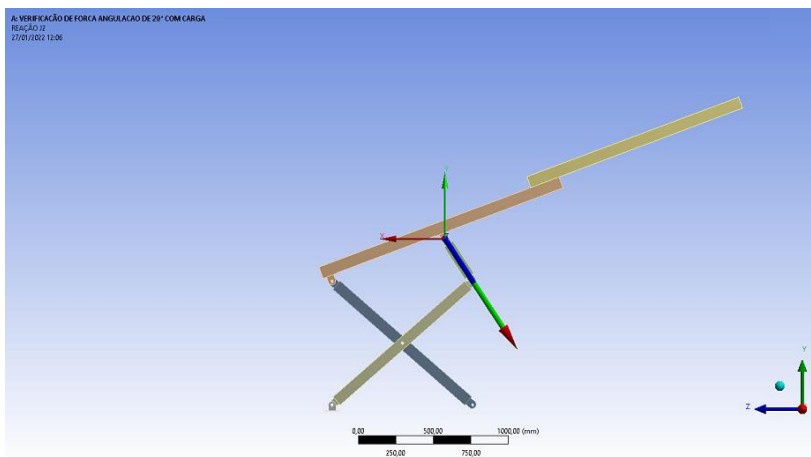


Esteira Totalmente Aberta com Inclinação de 20°



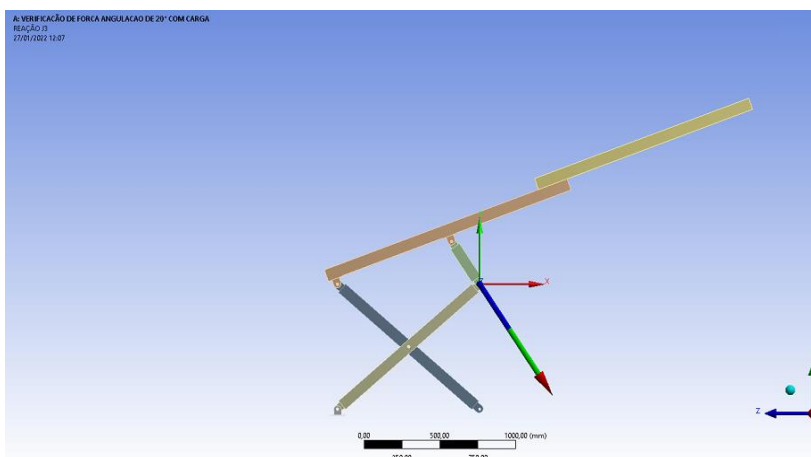
Details of "REAÇÃO J1"

Definition	
Type	Joint Probe
Boundary Condition	J1 - E
Orientation Method	Joint Reference System
Suppressed	No
Options	
Result Type	Constraint Force
Result Selection	All
<input type="checkbox"/> Display Time	End Time
Results	
Maximum Value Over Time	
<input type="checkbox"/> X Axis	-2978,5 N
<input type="checkbox"/> Y Axis	1060,4 N
<input type="checkbox"/> Z Axis	2,1606e-012 N
<input type="checkbox"/> Total	3161,6 N



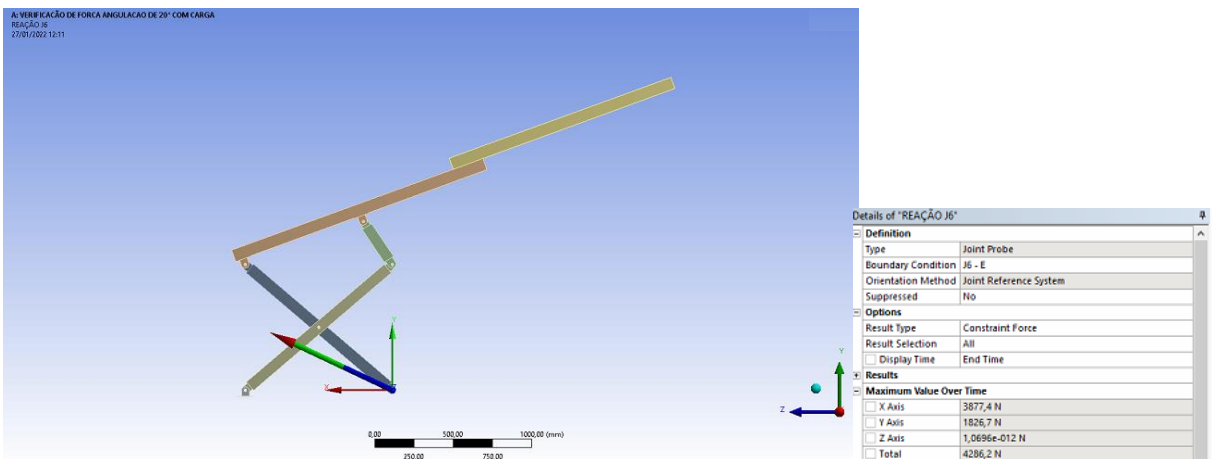
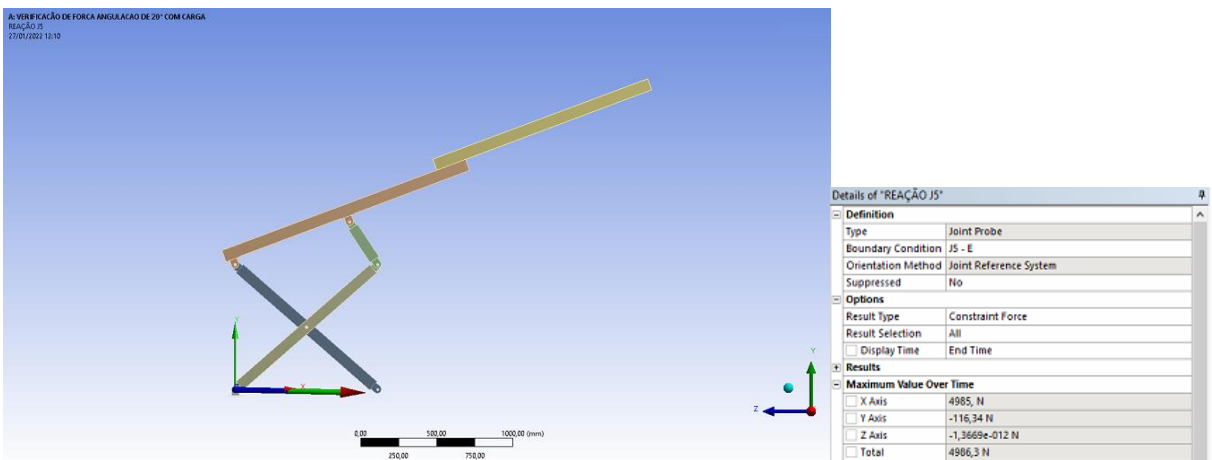
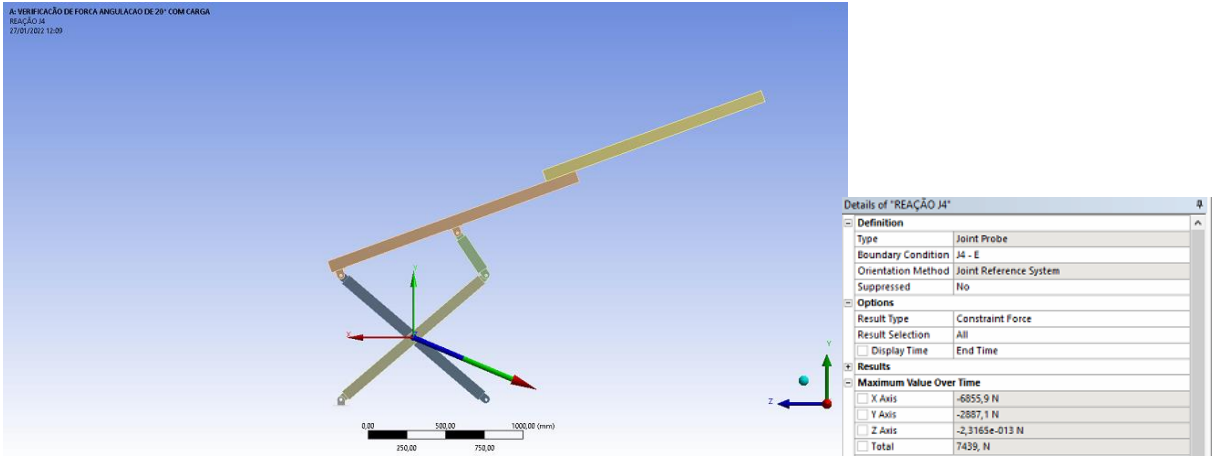
Details of "REAÇÃO J2"

Definition	
Type	Joint Probe
Boundary Condition	J2 - E
Orientation Method	Joint Reference System
Suppressed	No
Options	
Result Type	Constraint Force
Result Selection	All
<input type="checkbox"/> Display Time	End Time
Results	
Maximum Value Over Time	
<input type="checkbox"/> X Axis	-1870,9 N
<input type="checkbox"/> Y Axis	-2770,8 N
<input type="checkbox"/> Z Axis	2,0821e-025 N
<input type="checkbox"/> Total	3343,3 N



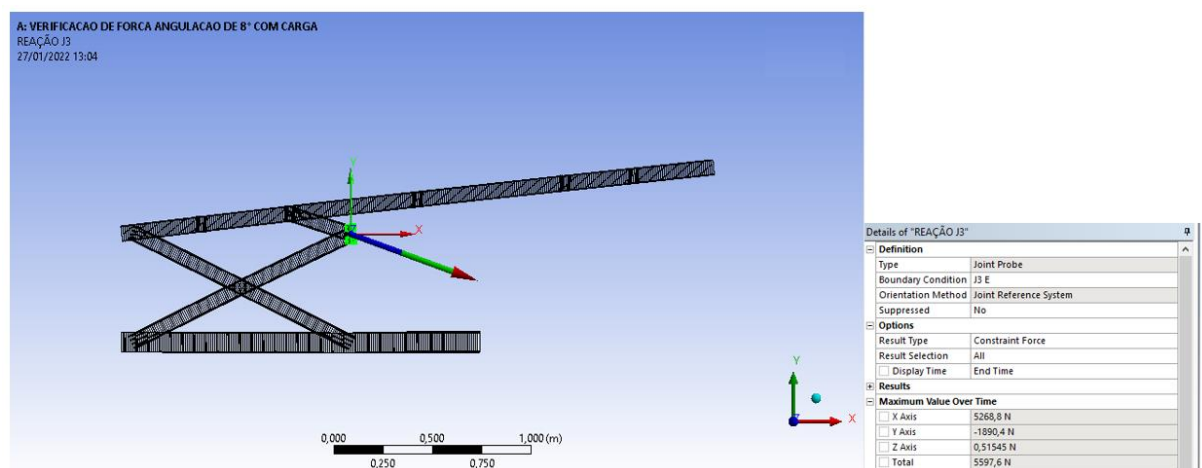
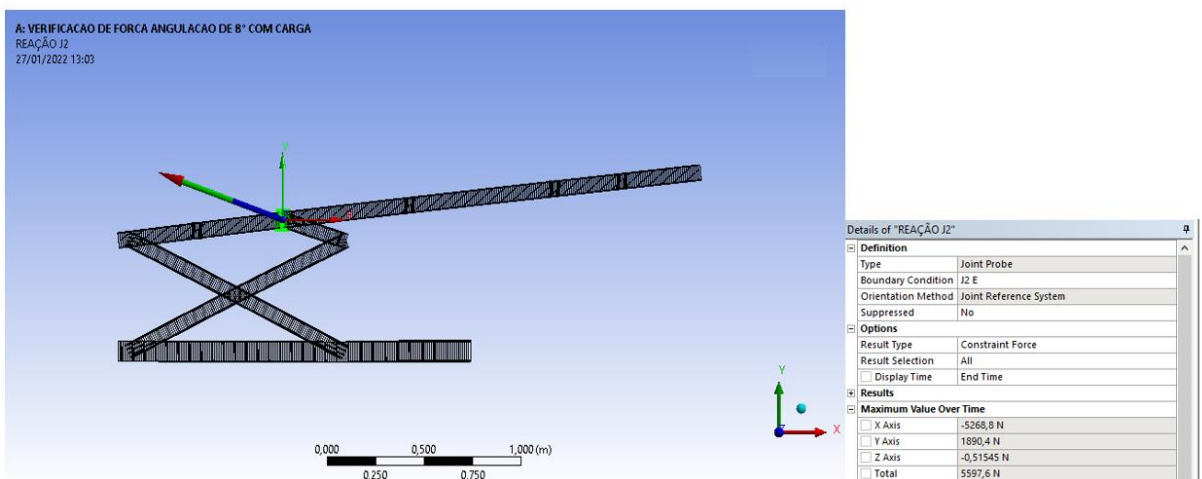
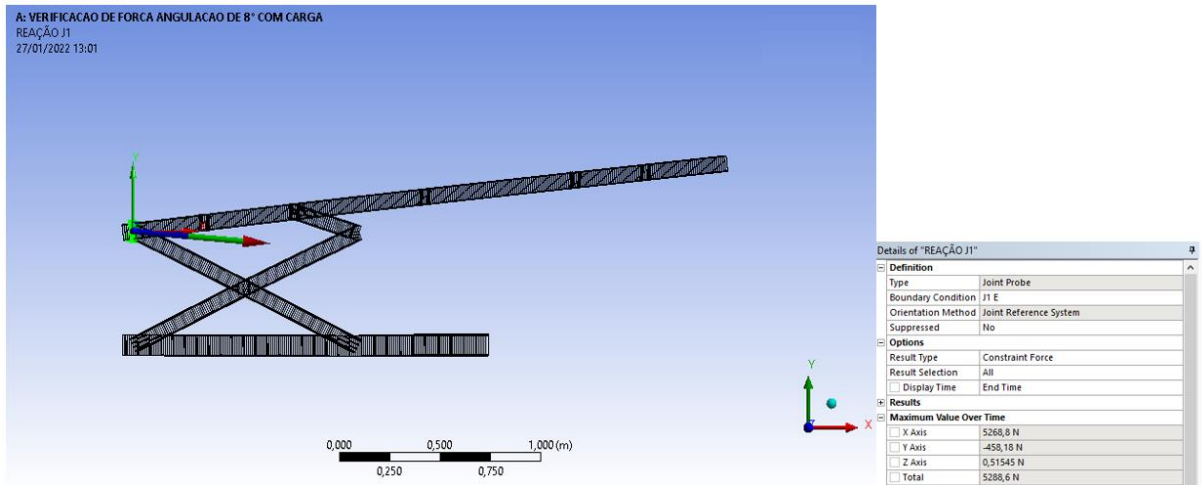
Details of "REAÇÃO J3"

Definition	
Type	Joint Probe
Boundary Condition	J3 - E
Orientation Method	Joint Reference System
Suppressed	No
Options	
Result Type	Constraint Force
Result Selection	All
<input type="checkbox"/> Display Time	End Time
Results	
Maximum Value Over Time	
<input type="checkbox"/> X Axis	1870,9 N
<input type="checkbox"/> Y Axis	-2770,8 N
<input type="checkbox"/> Z Axis	9,1997e-014 N
<input type="checkbox"/> Total	3343,3 N

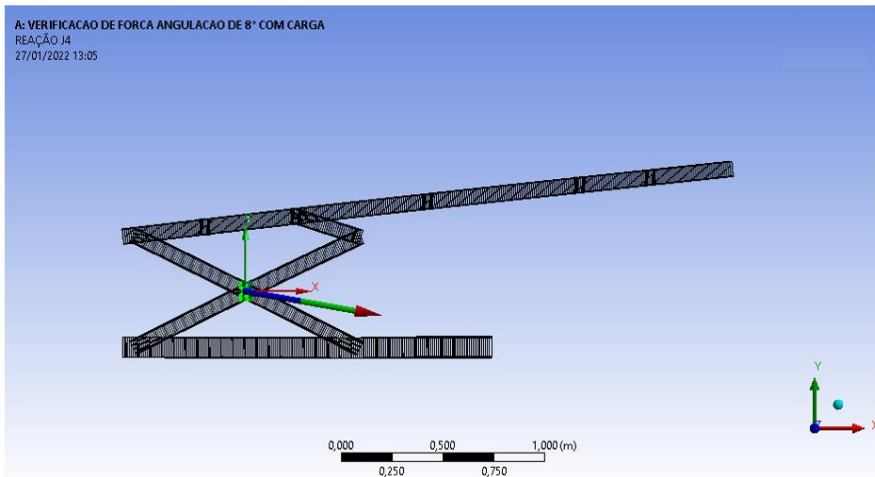


APÊNDICE C - Verificação das forças atuantes nos pinos usando modelo de elemento de viga

Esteira Totalmente Aberta com Inclinação de 8°



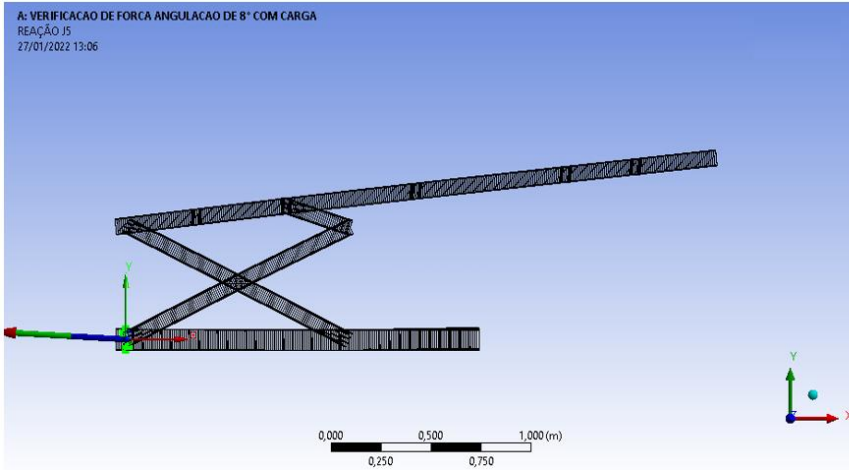
A: VERIFICACAO DE FORCA ANGULACAO DE 8° COM CARGA
 REAÇÃO J4
 27/01/2022 13:05



Details of "REAÇÃO J4"

Definition	
Type	Joint Probe
Boundary Condition	J4 E
Orientation Method	Joint Reference System
Suppressed	No
Options	
Result Type	Constraint Force
Result Selection	All
<input type="checkbox"/> Display Time	End Time
Results	
Maximum Value Over Time	
<input type="checkbox"/> X Axis	13433 N
<input type="checkbox"/> Y Axis	-2340,6 N
<input type="checkbox"/> Z Axis	14,493 N
<input type="checkbox"/> Total	13637 N

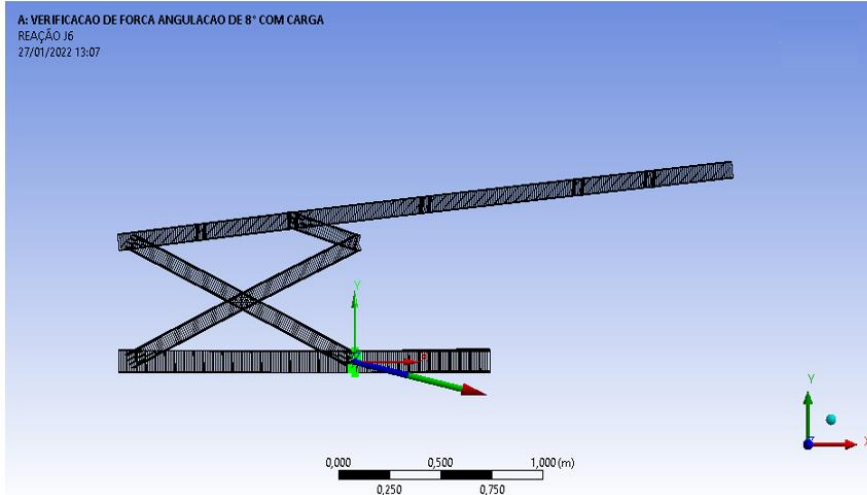
A: VERIFICACAO DE FORCA ANGULACAO DE 8° COM CARGA
 REAÇÃO J5
 27/01/2022 13:06



Details of "REAÇÃO J5"

Definition	
Type	Joint Probe
Boundary Condition	J5 E
Orientation Method	Joint Reference System
Suppressed	No
Options	
Result Type	Constraint Force
Result Selection	All
<input type="checkbox"/> Display Time	End Time
Results	
Maximum Value Over Time	
<input type="checkbox"/> X Axis	-8164,6 N
<input type="checkbox"/> Y Axis	458,18 N
<input type="checkbox"/> Z Axis	-13,978 N
<input type="checkbox"/> Total	8177,4 N

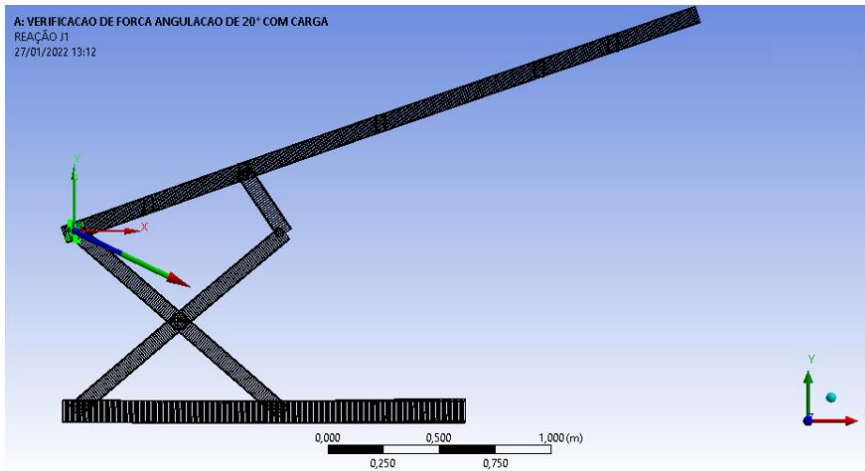
A: VERIFICACAO DE FORCA ANGULACAO DE 8° COM CARGA
 REAÇÃO J6
 27/01/2022 13:07



Details of "REAÇÃO J6"

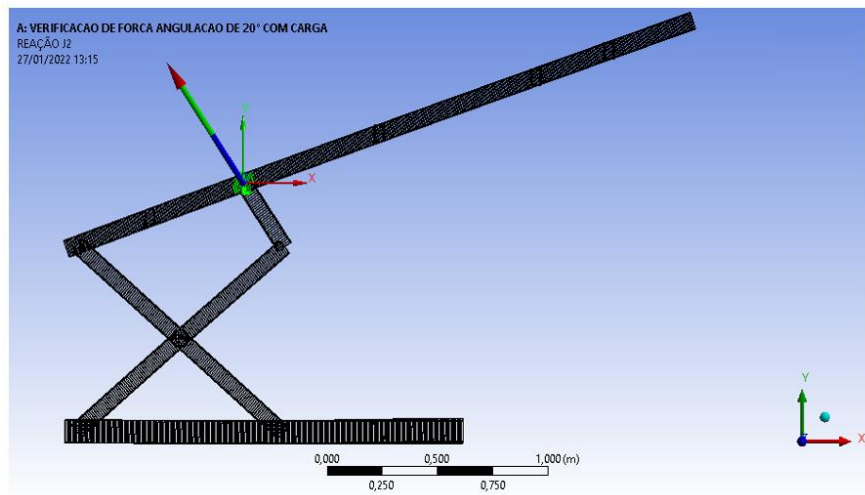
Definition	
Type	Joint Probe
Boundary Condition	J6 E
Orientation Method	Joint Reference System
Suppressed	No
Options	
Result Type	Constraint Force
Result Selection	All
<input type="checkbox"/> Display Time	End Time
Results	
Maximum Value Over Time	
<input type="checkbox"/> X Axis	8164,6 N
<input type="checkbox"/> Y Axis	-1890,4 N
<input type="checkbox"/> Z Axis	13,978 N
<input type="checkbox"/> Total	8380,6 N

Esteira Totalmente Aberta com Inclinação de 20°



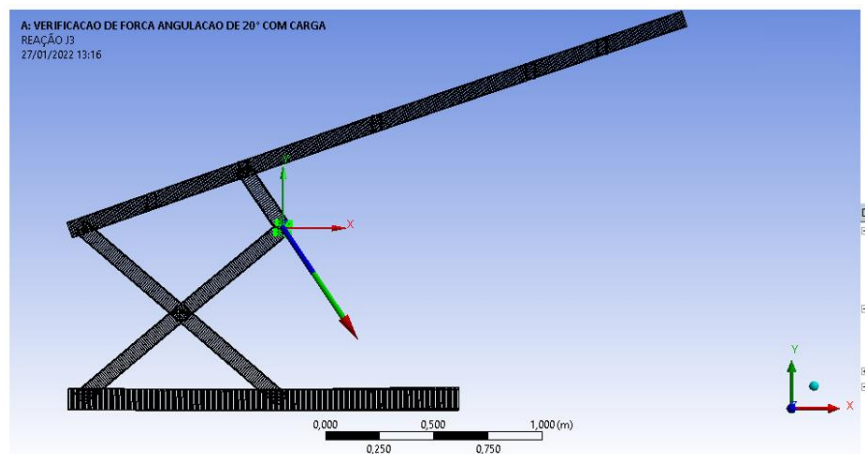
Details of "REAÇÃO J1"

Definition	
Type	Joint Probe
Boundary Condition	J1 E
Orientation Method	Joint Reference System
Suppressed	No
Options	
Result Type	Constraint Force
Result Selection	All
<input type="checkbox"/> Display Time	End Time
Results	
Maximum Value Over Time	
<input type="checkbox"/> X Axis	1423,4 N
<input type="checkbox"/> Y Axis	-680,6 N
<input type="checkbox"/> Z Axis	1,1424 N
<input type="checkbox"/> Total	1577,7 N



Details of "REAÇÃO J2"

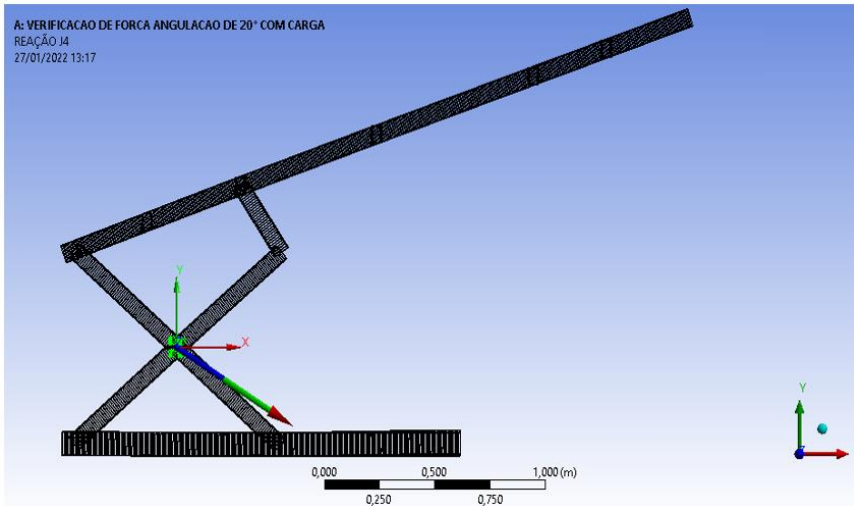
Definition	
Type	Joint Probe
Boundary Condition	J2 E
Orientation Method	Joint Reference System
Suppressed	No
Options	
Result Type	Constraint Force
Result Selection	All
<input type="checkbox"/> Display Time	End Time
Results	
Maximum Value Over Time	
<input type="checkbox"/> X Axis	-1423,4 N
<input type="checkbox"/> Y Axis	2112,9 N
<input type="checkbox"/> Z Axis	-1,1424 N
<input type="checkbox"/> Total	2547,6 N



Details of "REAÇÃO J3"

Definition	
Type	Joint Probe
Boundary Condition	J3 E
Orientation Method	Joint Reference System
Suppressed	No
Options	
Result Type	Constraint Force
Result Selection	All
<input type="checkbox"/> Display Time	End Time
Results	
Maximum Value Over Time	
<input type="checkbox"/> X Axis	1423,4 N
<input type="checkbox"/> Y Axis	-2112,9 N
<input type="checkbox"/> Z Axis	1,1424 N
<input type="checkbox"/> Total	2547,6 N

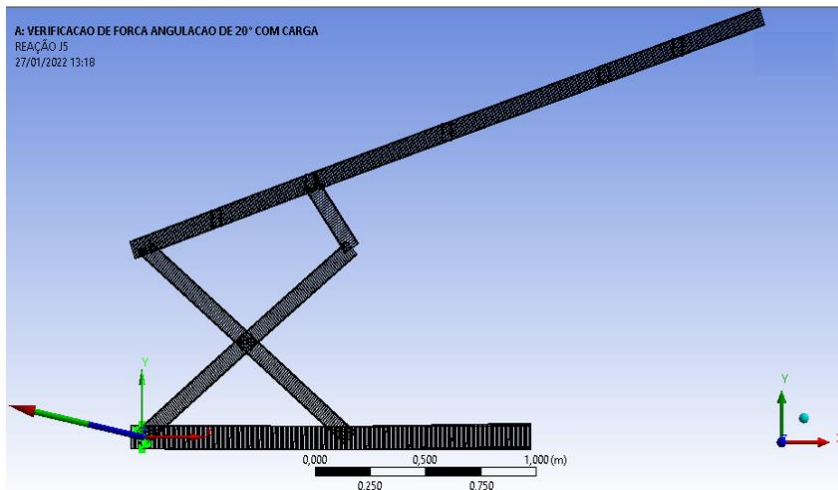
A: VERIFICACAO DE FORCA ANGULACAO DE 20° COM CARGA
REAÇÃO J4
27/01/2022 13:17



Details of "REAÇÃO J4"

Definition	
Type	Joint Probe
Boundary Condition	J4 E
Orientation Method	Joint Reference System
Suppressed	No
Options	
Result Type	Constraint Force
Result Selection	All
<input type="checkbox"/> Display Time	End Time
Results	
Maximum Value Over Time	
<input type="checkbox"/> X Axis	4527, N
<input type="checkbox"/> Y Axis	-2793,5 N
<input type="checkbox"/> Z Axis	34,749 N
<input type="checkbox"/> Total	5319,6 N

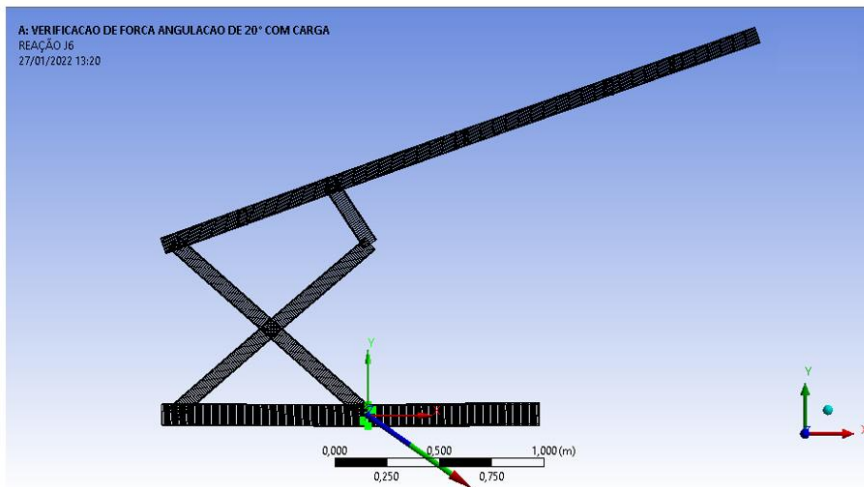
A: VERIFICACAO DE FORCA ANGULACAO DE 20° COM CARGA
REAÇÃO J5
27/01/2022 13:18



Details of "REAÇÃO J5"

Definition	
Type	Joint Probe
Boundary Condition	J5 E
Orientation Method	Joint Reference System
Suppressed	No
Options	
Result Type	Constraint Force
Result Selection	All
<input type="checkbox"/> Display Time	End Time
Results	
Maximum Value Over Time	
<input type="checkbox"/> X Axis	-3103,7 N
<input type="checkbox"/> Y Axis	680,6 N
<input type="checkbox"/> Z Axis	-33,607 N
<input type="checkbox"/> Total	3177,6 N

A: VERIFICACAO DE FORCA ANGULACAO DE 20° COM CARGA
REAÇÃO J6
27/01/2022 13:20



Details of "REAÇÃO J6"

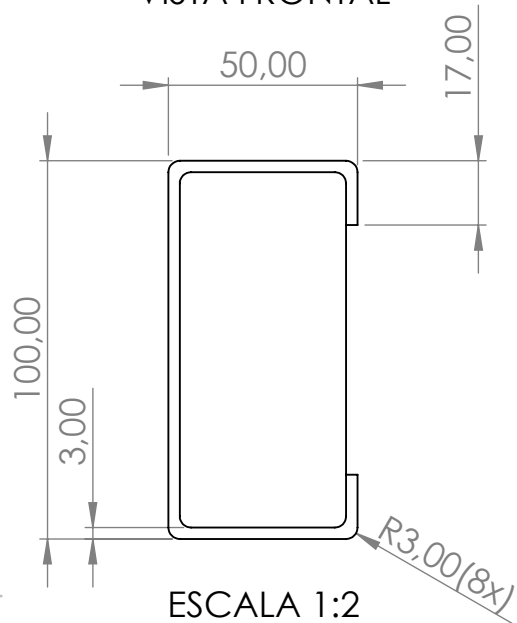
Definition	
Type	Joint Probe
Boundary Condition	J6 E
Orientation Method	Joint Reference System
Suppressed	No
Options	
Result Type	Constraint Force
Result Selection	All
<input type="checkbox"/> Display Time	End Time
Results	
Maximum Value Over Time	
<input type="checkbox"/> X Axis	3103,7 N
<input type="checkbox"/> Y Axis	-2112,9 N
<input type="checkbox"/> Z Axis	33,607 N
<input type="checkbox"/> Total	3754,7 N

APÊNDICE D – Desenho técnico mecânico dos componentes a serem fabricados

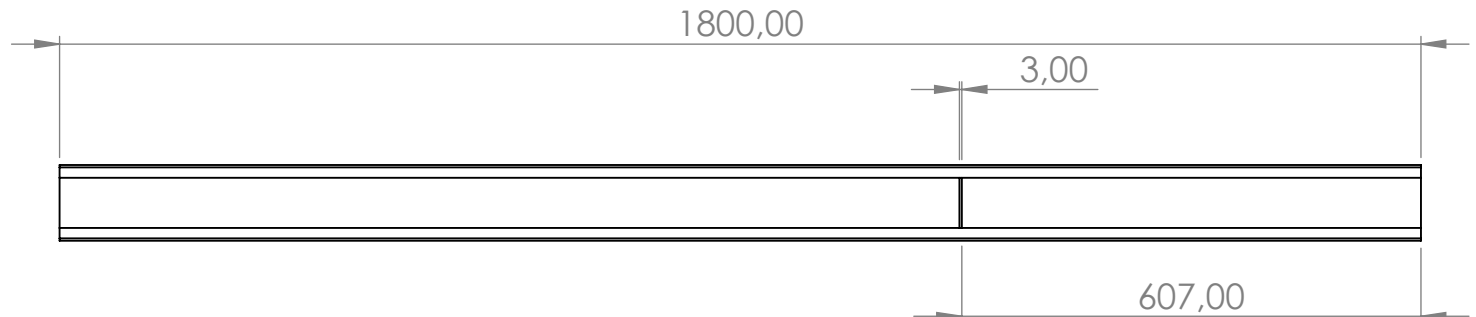
Neste apêndice são apresentados os desenhos técnicos de fabricação do sistema de elevação. Os desenhos foram desenvolvidos no Programa SOLIDWORKS Student Edition, sendo que as seguintes normas foram utilizadas como referência:

- NBR 10067 – Princípios Gerais de Representação em Desenho Técnico
- NBR 10126 – Cotagem de Desenho Técnico
- NBR 10068 – Folha de Desenho – Layout e dimensões
- NBR 8403 – Aplicação de Linhas em Desenhos – Tipos de Linhas – Largura das Linhas
- NBR 8402 – Execução de Caractere para Escrita em Desenho Técnico

VISTA FRONTAL

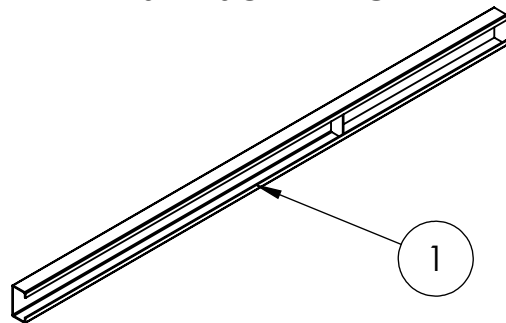


VISTA DIREITA



ESCALA 1:10

VISTA ISOMÉTRICA



CÓDIGO DA PEÇA / PART CODE

TCC 0001-001-03

NOME DA PEÇA / PART NAME

Base UDC enrijecida

PROJETISTA / DESIGNER

Thais Cristina Barbosa Souza

NOME DO PROJETO / PROJECT NAME

Esteira transportadora de comprimento ajustável

MASSA / MASS

0,9533

DESENHISTA / DRAWER

Thais Cristina Barbosa Souza

MATERIAL / MATERIAL

AISI 1020

CÓDIGO DO PROJETO / PROJECT CODE

TCC 0001

QUANTID. / QUANTITY

2

DETALHAMENTO / DETAIL

Thais Cristina Barbosa Souza

CLIENTE / CUSTOMER

UFPA

ELIMINAR CANTOS VIVOS E ARESTAS CORTANTES
BREAK SHARP EDGES

FORMATO DA FOLHA

A4

UNIDADES / UNITS

mm - kg - s

ESCALA DA FOLHA

1:20

DIEDRO / PROJOTION

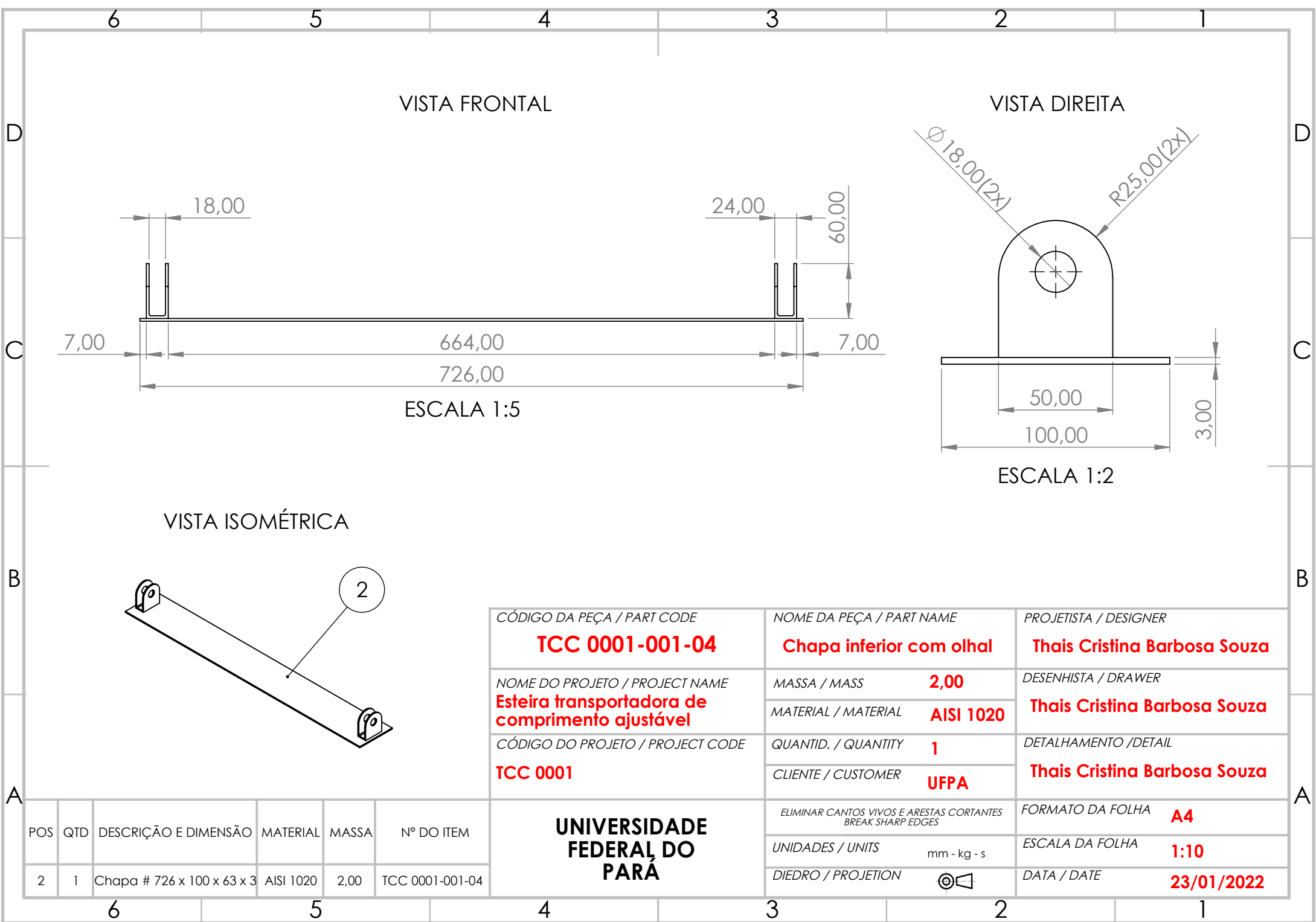


DATA / DATE

23/01/2022

POS	QTD	DESCRIÇÃO E DIMENSÃO	MATERIAL	MASSA	Nº DO ITEM
1	2	Perfil UDC enrijecido 1800 x 100 x 50 x 3	AISI 1020	0,9533	TCC 0001-001-03

**UNIVERSIDADE
FEDERAL DO
PARÁ**



VISTA FRONTAL

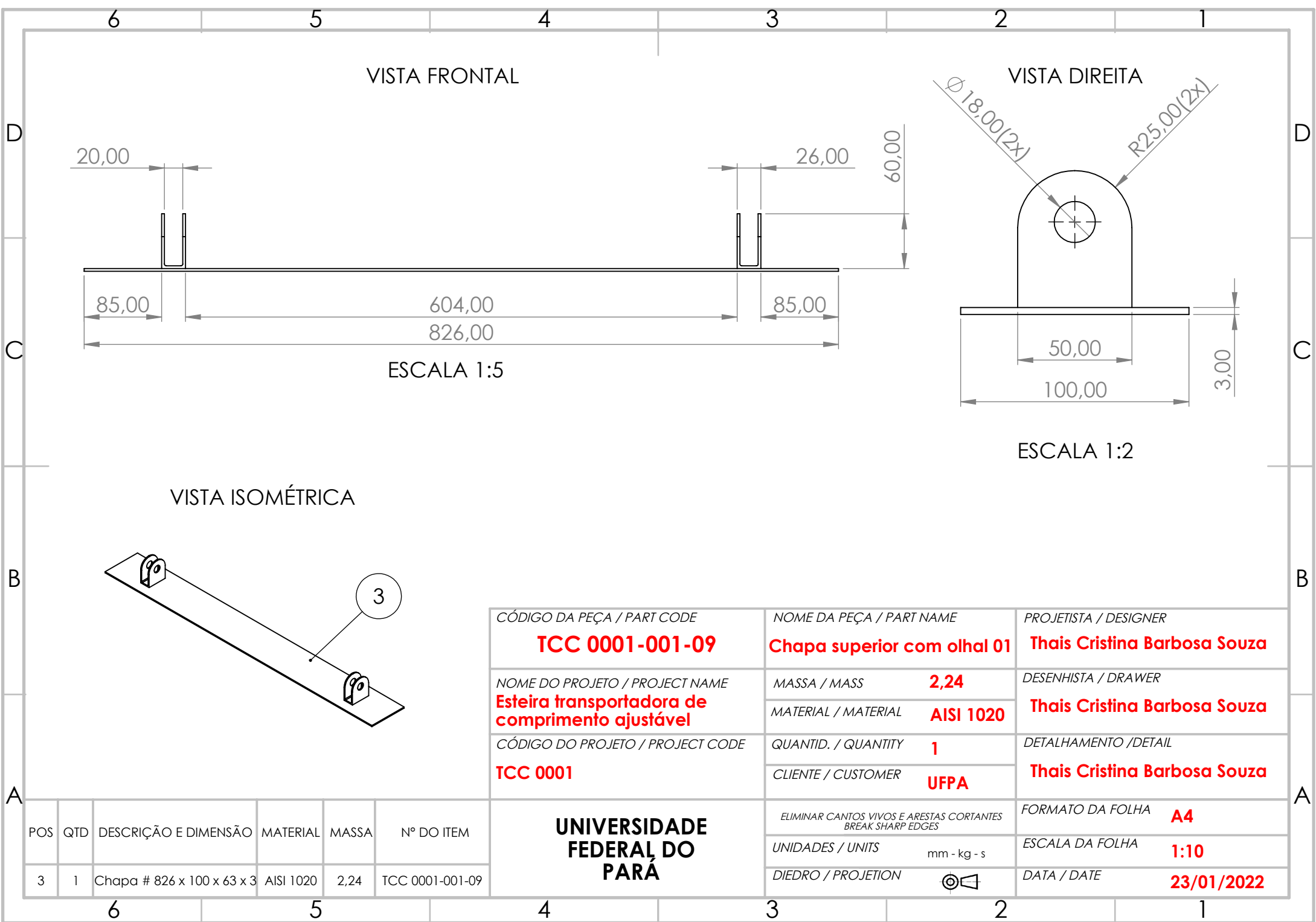
VISTA DIREITA

VISTA ISOMÉTRICA

ESCALA 1:5

ESCALA 1:2

CÓDIGO DA PEÇA / PART CODE		NOME DA PEÇA / PART NAME		PROJETISTA / DESIGNER	
TCC 0001-001-04		Chapa inferior com olhal		Thais Cristina Barbosa Souza	
NOME DO PROJETO / PROJECT NAME		MASSA / MASS	2,00	DESENHISTA / DRAWER	
Esteira transportadora de comprimento ajustável		MATERIAL / MATERIAL	AISI 1020	Thais Cristina Barbosa Souza	
CÓDIGO DO PROJETO / PROJECT CODE		QUANTID. / QUANTITY	1	DETALHAMENTO / DETAIL	
TCC 0001		CLIENTE / CUSTOMER	UFPA	Thais Cristina Barbosa Souza	
UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ		ELIMINAR CANTOS VIVOS E ARESTAS CORTANTES BREAK SHARP EDGES		FORMATO DA FOLHA A4	
		UNIDADES / UNITS mm - kg - s		ESCALA DA FOLHA 1:10	
		DIEDRO / PROJOTION		DATA / DATE 23/01/2022	
POS	QTD	DESCRIÇÃO E DIMENSÃO	MATERIAL	MASSA	Nº DO ITEM
2	1	Chapa # 726 x 100 x 63 x 3	AISI 1020	2,00	TCC 0001-001-04



VISTA FRONTAL

VISTA DIREITA

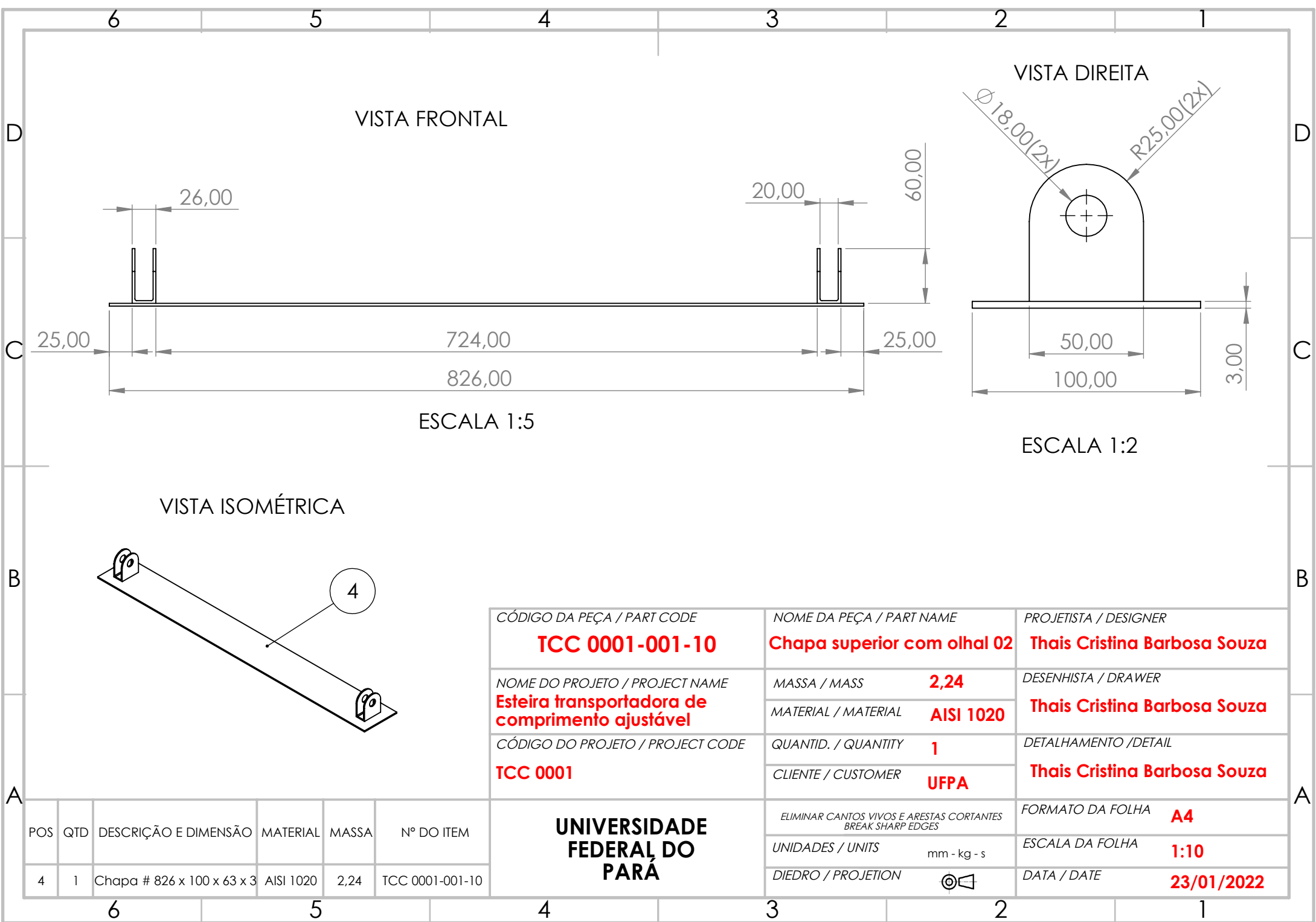
VISTA ISOMÉTRICA

ESCALA 1:5

ESCALA 1:2

CÓDIGO DA PEÇA / PART CODE		NOME DA PEÇA / PART NAME		PROJETISTA / DESIGNER	
TCC 0001-001-09		Chapa superior com olhal 01		Thais Cristina Barbosa Souza	
NOME DO PROJETO / PROJECT NAME		MASSA / MASS	2,24	DESENHISTA / DRAWER	
Esteira transportadora de comprimento ajustável		MATERIAL / MATERIAL	AISI 1020	Thais Cristina Barbosa Souza	
CÓDIGO DO PROJETO / PROJECT CODE		QUANTID. / QUANTITY	1	DETALHAMENTO / DETAIL	
TCC 0001		CLIENTE / CUSTOMER	UFPA	Thais Cristina Barbosa Souza	
UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ		ELIMINAR CANTOS VIVOS E ARESTAS CORTANTES BREAK SHARP EDGES		FORMATO DA FOLHA A4	
		UNIDADES / UNITS mm - kg - s		ESCALA DA FOLHA 1:10	
		DIEDRO / PROJOTION		DATA / DATE 23/01/2022	

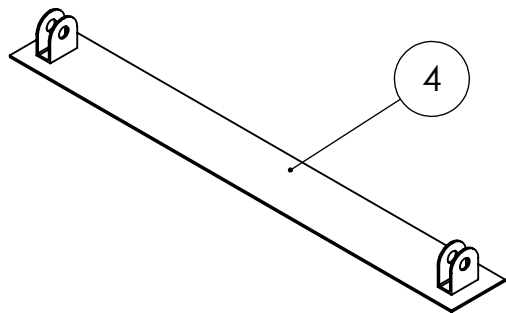
POS	QTD	DESCRIÇÃO E DIMENSÃO	MATERIAL	MASSA	Nº DO ITEM
3	1	Chapa # 826 x 100 x 63 x 3	AISI 1020	2,24	TCC 0001-001-09



ESCALA 1:5

ESCALA 1:2

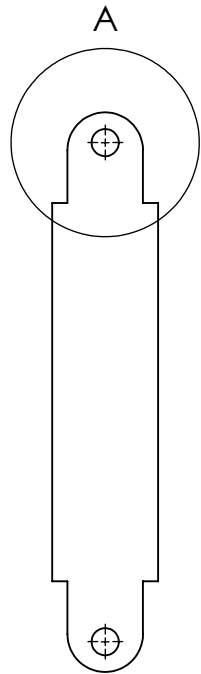
VISTA ISOMÉTRICA



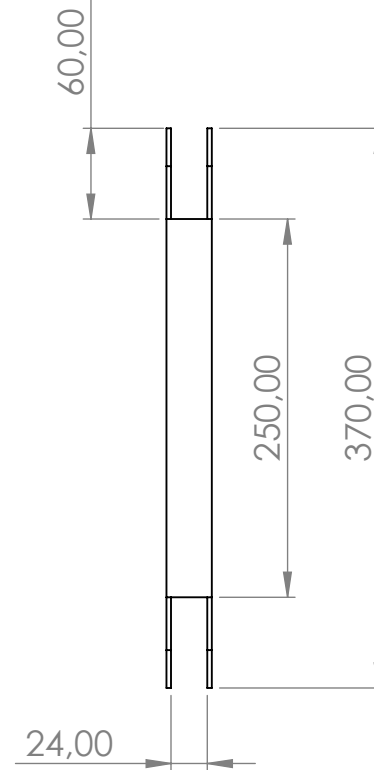
CÓDIGO DA PEÇA / PART CODE		NOME DA PEÇA / PART NAME	PROJETISTA / DESIGNER
TCC 0001-001-10		Chapa superior com olhal 02	Thais Cristina Barbosa Souza
NOME DO PROJETO / PROJECT NAME		MASSA / MASS	DESENHISTA / DRAWER
Esteira transportadora de comprimento ajustável		2,24	Thais Cristina Barbosa Souza
CÓDIGO DO PROJETO / PROJECT CODE		QUANTID. / QUANTITY	DETALHAMENTO / DETAIL
TCC 0001		1	Thais Cristina Barbosa Souza
UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ		CLIENTE / CUSTOMER	FORMATO DA FOLHA
		UFPA	A4
		ELIMINAR CANTOS VIVOS E ARESTAS CORTANTES BREAK SHARP EDGES	ESCALA DA FOLHA
		mm - kg - s	1:10
		UNIDADES / UNITS	DATA / DATE
		mm - kg - s	23/01/2022
		DIEDRO / PROJOTION	

POS	QTD	DESCRIÇÃO E DIMENSÃO	MATERIAL	MASSA	Nº DO ITEM
4	1	Chapa # 826 x 100 x 63 x 3	AISI 1020	2,24	TCC 0001-001-10

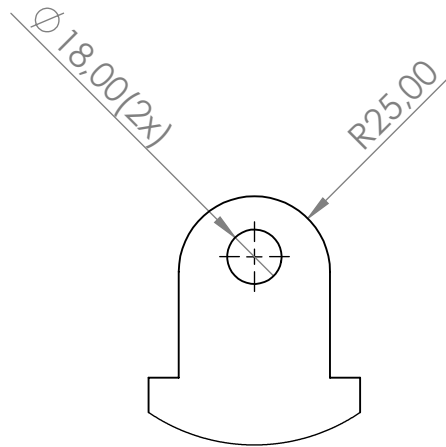
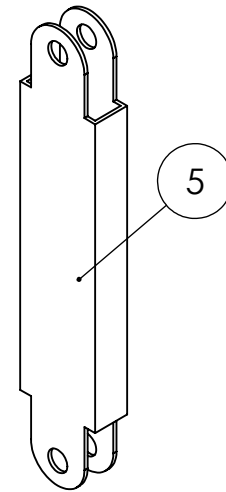
VISTA FRONTAL



VISTA DIREITA

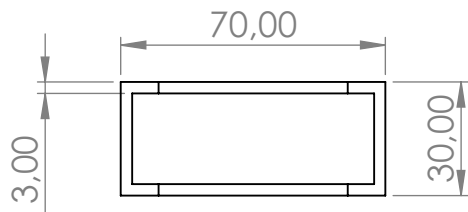


VISTA ISOMÉTRICA



DETALHE A
ESCALA 2 : 5

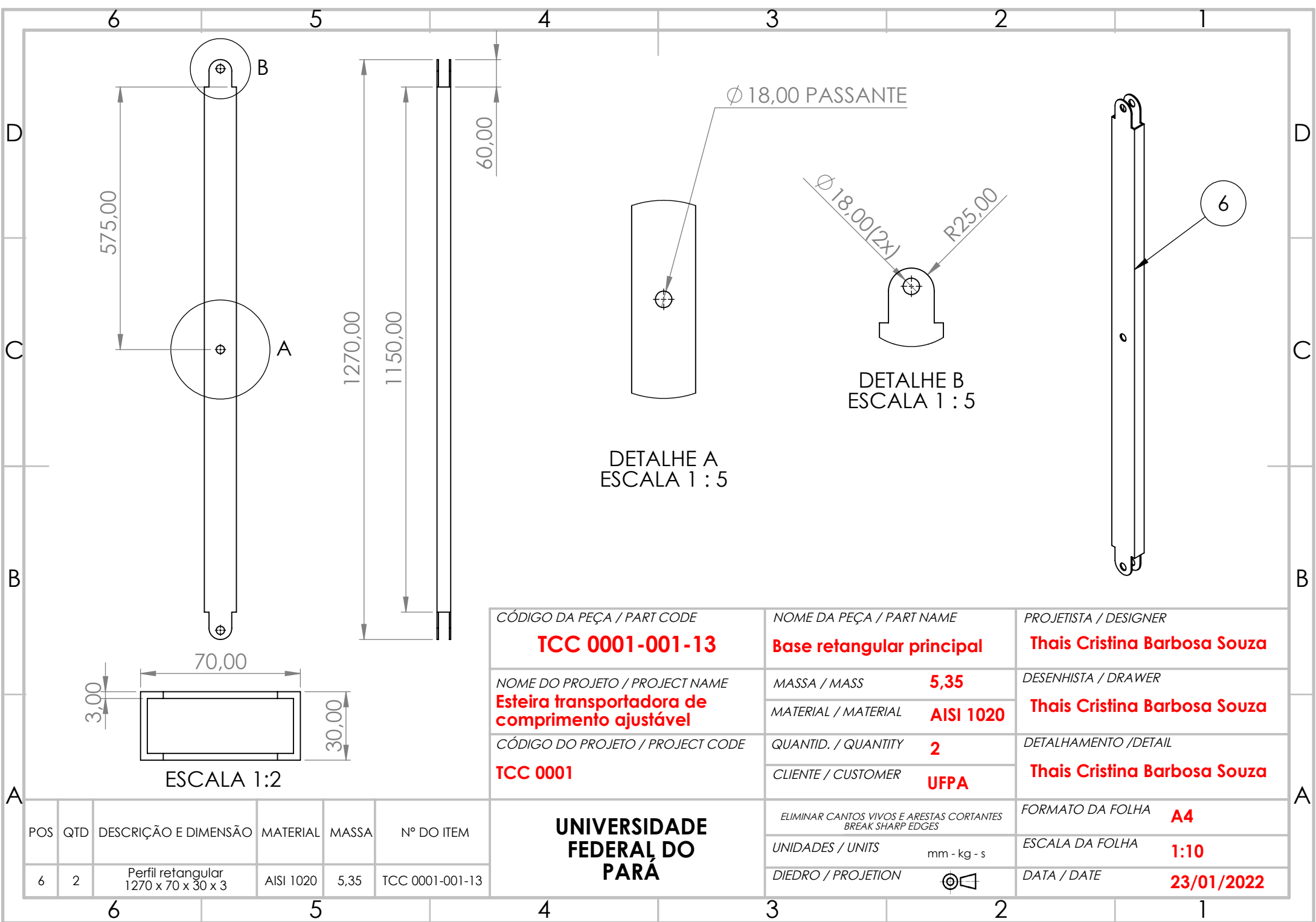
VISTA INFERIOR



ESCALA 1:2

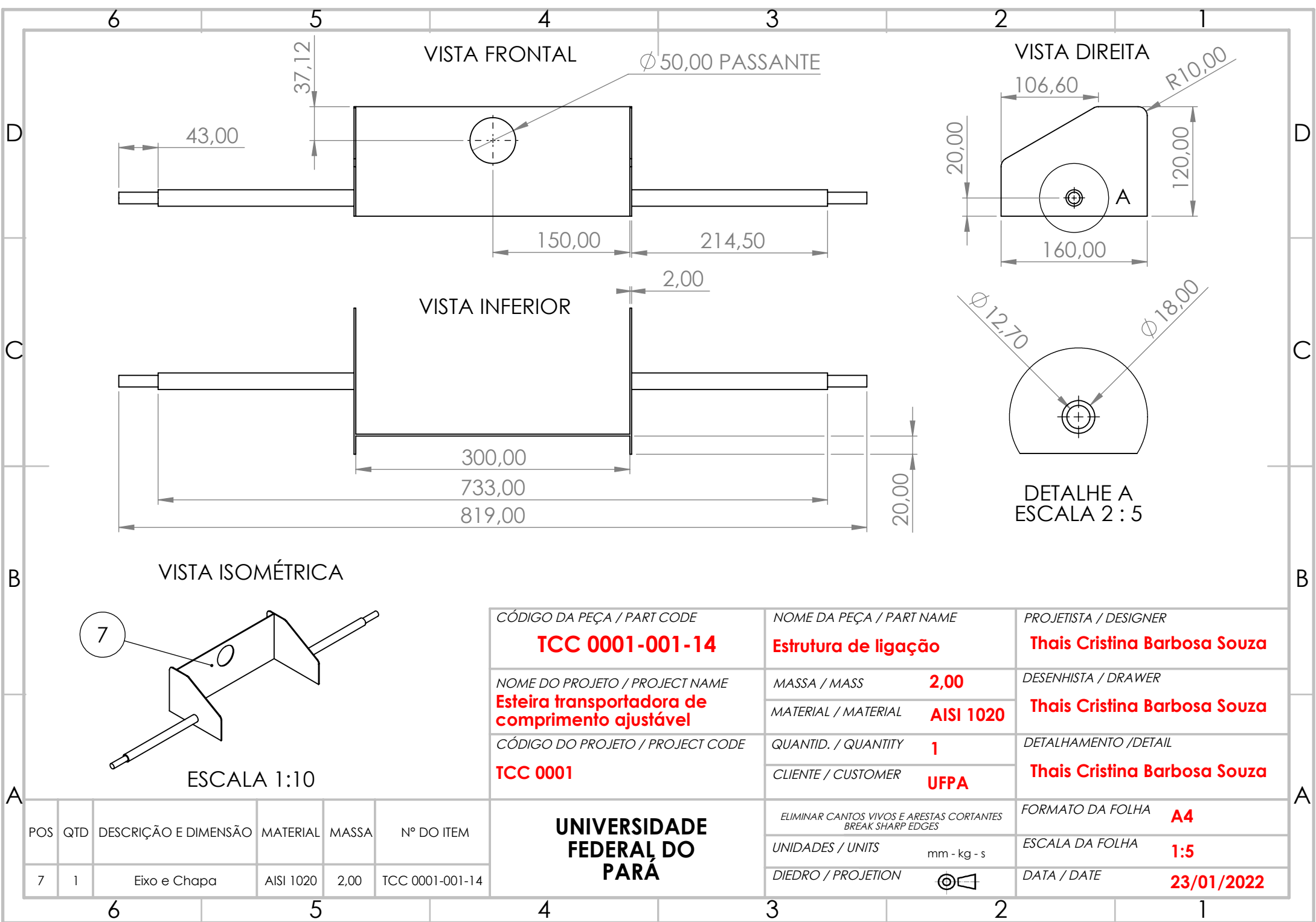
CÓDIGO DA PEÇA / PART CODE TCC 001-001-12	NOME DA PEÇA / PART NAME Barra retangular intermediária	PROJETISTA / DESIGNER Thais Cristina Barbosa Souza
NOME DO PROJETO / PROJECT NAME Esteira transportadora de comprimento ajustável	MASSA / MASS 1,35	DESENHISTA / DRAWER Thais Cristina Barbosa Souza
	MATERIAL / MATERIAL AISI 1020	
CÓDIGO DO PROJETO / PROJECT CODE TCC 0001	QUANTID. / QUANTITY 2	DETALHAMENTO / DETAIL Thais Cristina Barbosa Souza
	CLIENTE / CUSTOMER UFPA	
UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ	ELIMINAR CANTOS VIVOS E ARESTAS CORTANTES BREAK SHARP EDGES	FORMATO DA FOLHA A4
	UNIDADES / UNITS mm - kg - s	ESCALA DA FOLHA 1:5
	DIEDRO / PROJOTION 	DATA / DATE 23/01/2022

POS	QTD	DESCRIÇÃO E DIMENSÃO	MATERIAL	MASSA	Nº DO ITEM
5	2	Perfil retangular 370 x 70 x 30 x 3	AISI 1020	1,35	TCC 0001-001-12

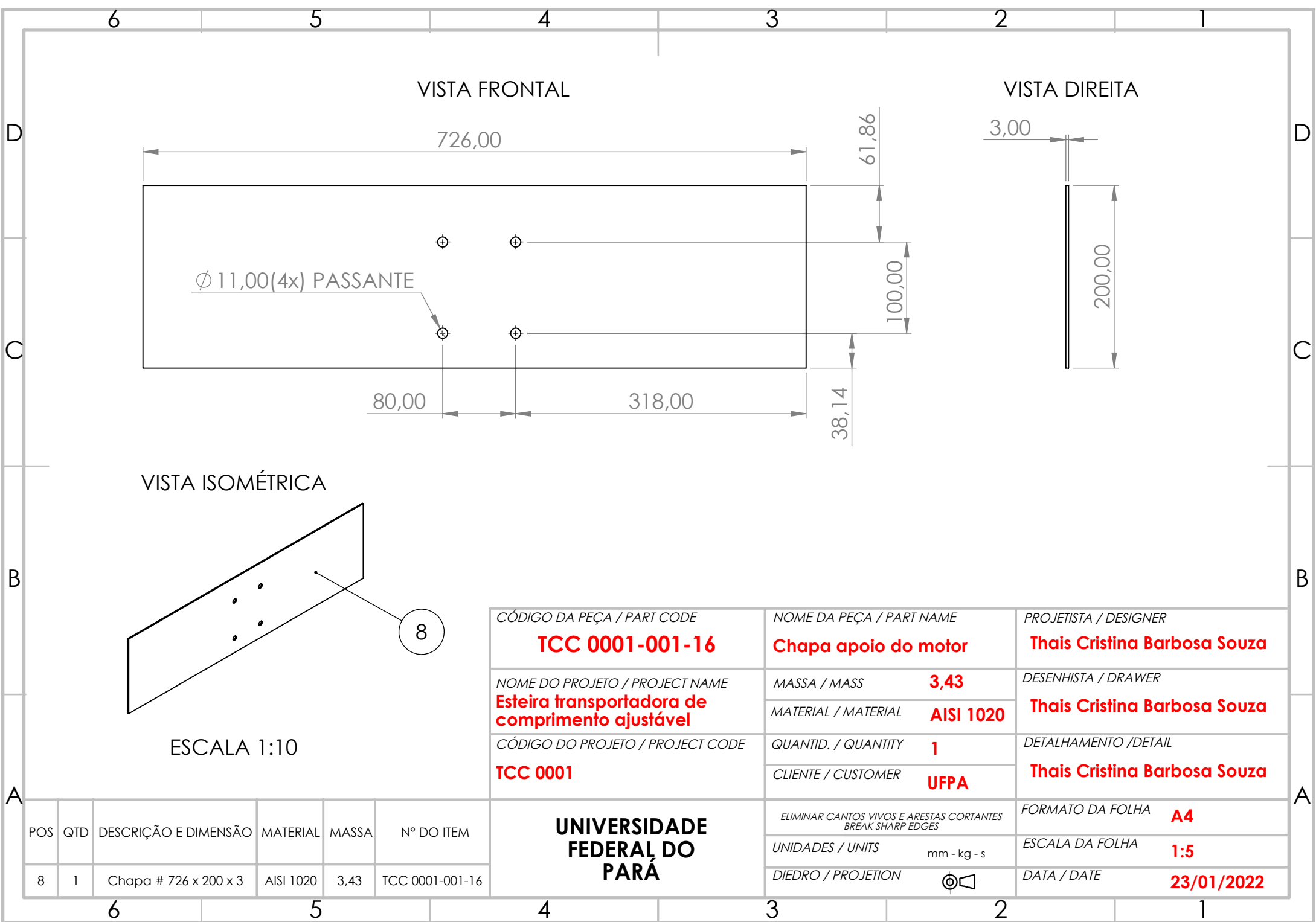


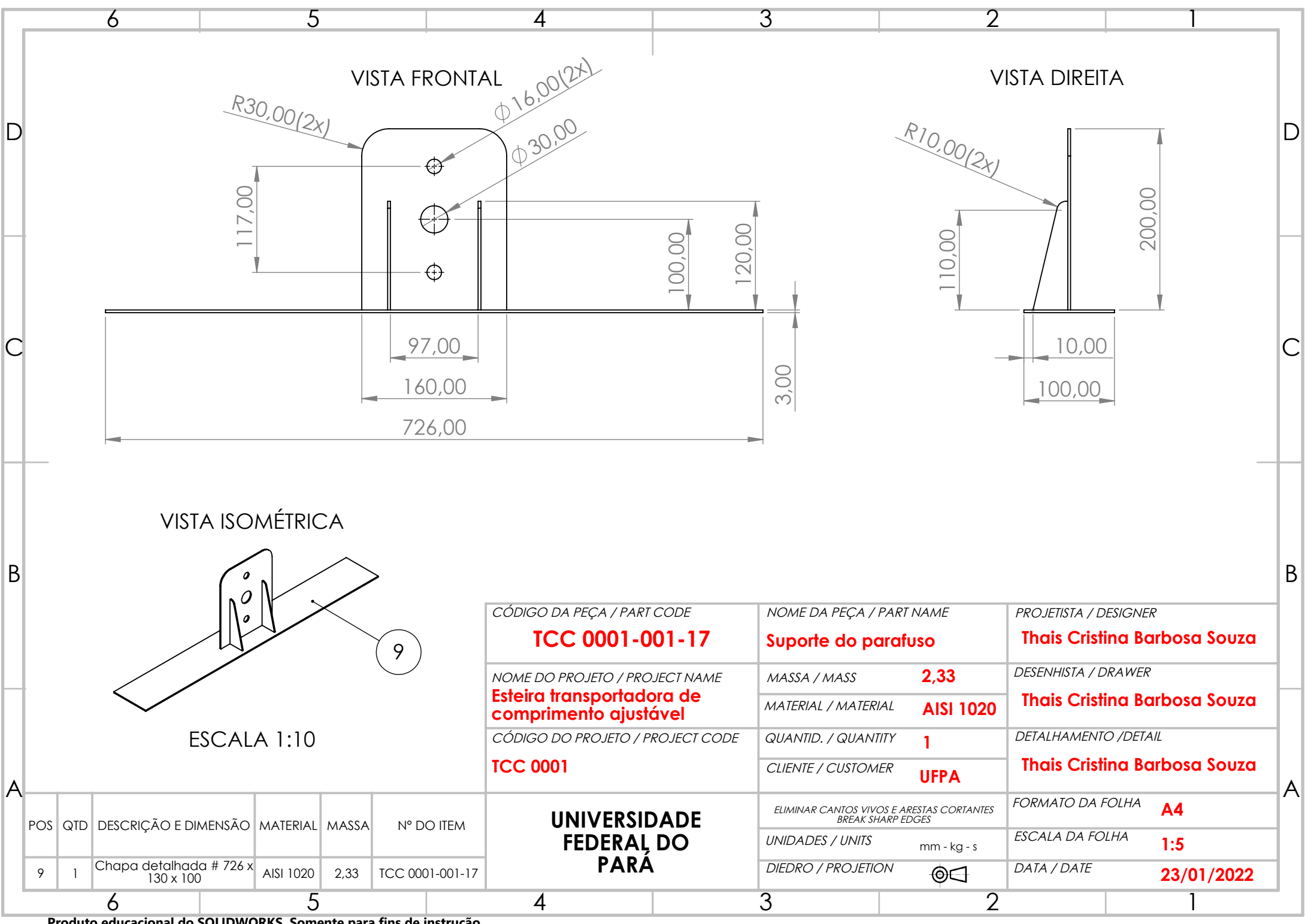
CÓDIGO DA PEÇA / PART CODE	NOME DA PEÇA / PART NAME	PROJETISTA / DESIGNER
TCC 0001-001-13	Base retangular principal	Thais Cristina Barbosa Souza
NOME DO PROJETO / PROJECT NAME	MASSA / MASS	DESENHISTA / DRAWER
Esteira transportadora de comprimento ajustável	5,35	Thais Cristina Barbosa Souza
CÓDIGO DO PROJETO / PROJECT CODE	QUANTID. / QUANTITY	DETALHAMENTO / DETAIL
TCC 0001	2	Thais Cristina Barbosa Souza
	CLIENTE / CUSTOMER	
	UFPA	
UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ	ELIMINAR CANTOS VIVOS E ARESTAS CORTANTES BREAK SHARP EDGES	FORMATO DA FOLHA A4
	UNIDADES / UNITS mm - kg - s	ESCALA DA FOLHA 1:10
	DIEDRO / PROJOTION	DATA / DATE 23/01/2022

POS	QTD	DESCRIÇÃO E DIMENSÃO	MATERIAL	MASSA	Nº DO ITEM
6	2	Perfil retangular 1270 x 70 x 30 x 3	AISI 1020	5,35	TCC 0001-001-13

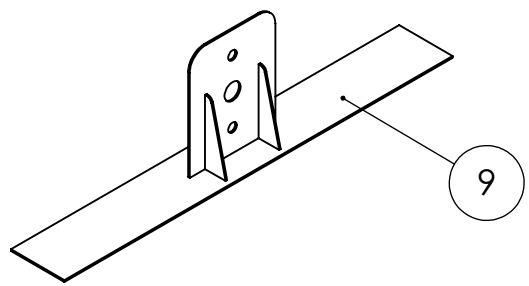


CÓDIGO DA PEÇA / PART CODE TCC 0001-001-14		NOME DA PEÇA / PART NAME Estrutura de ligação	PROJETISTA / DESIGNER Thais Cristina Barbosa Souza				
NOME DO PROJETO / PROJECT NAME Esteira transportadora de comprimento ajustável		MASSA / MASS 2,00	DESENHISTA / DRAWER Thais Cristina Barbosa Souza				
CÓDIGO DO PROJETO / PROJECT CODE TCC 0001		QUANTID. / QUANTITY 1	DETALHAMENTO / DETAIL Thais Cristina Barbosa Souza				
UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ		CLIENTE / CUSTOMER UFPA	FORMATO DA FOLHA A4				
		ELIMINAR CANTOS VIVOS E ARESTAS CORTANTES BREAK SHARP EDGES	ESCALA DA FOLHA 1:5				
		UNIDADES / UNITS mm - kg - s	DATA / DATE 23/01/2022				
POS	QTD	DESCRIÇÃO E DIMENSÃO	MATERIAL	MASSA	Nº DO ITEM		
7	1	Eixo e Chapa	AISI 1020	2,00	TCC 0001-001-14		





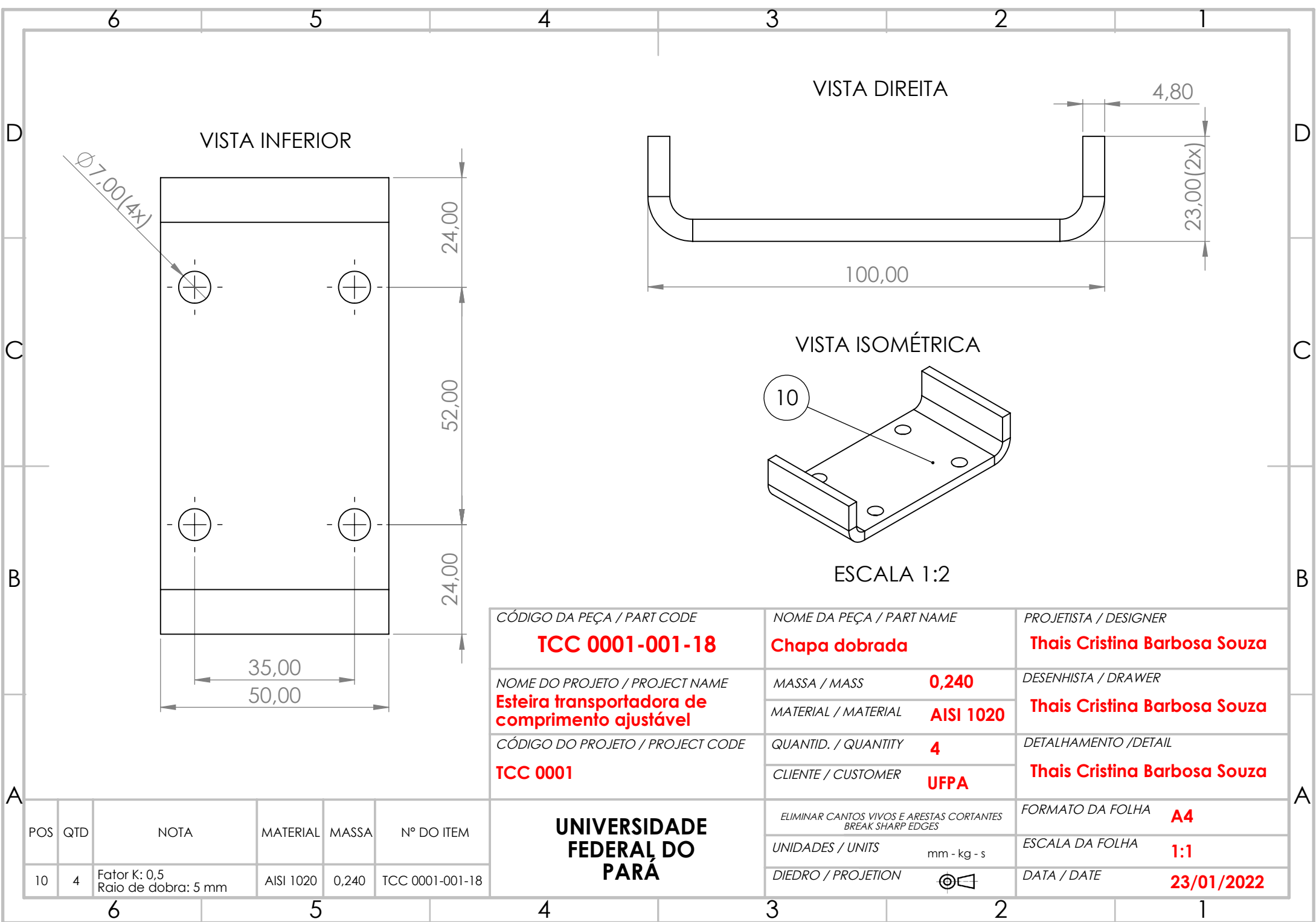
VISTA ISOMÉTRICA



ESCALA 1:10

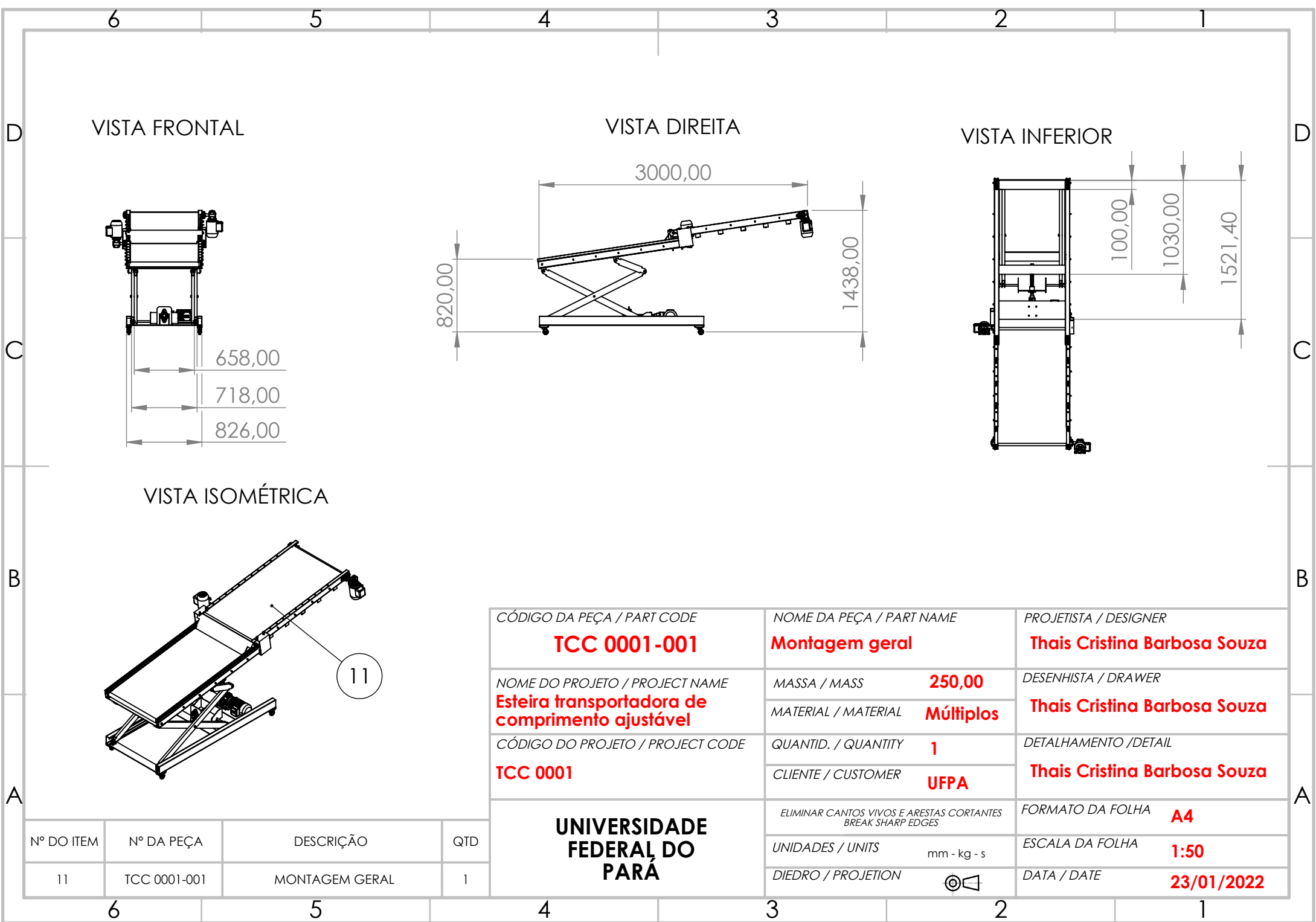
CÓDIGO DA PEÇA / PART CODE	NOME DA PEÇA / PART NAME	PROJETISTA / DESIGNER
TCC 0001-001-17	Suporte do parafuso	Thais Cristina Barbosa Souza
NOME DO PROJETO / PROJECT NAME	MASSA / MASS	DESENHISTA / DRAWER
Esteira transportadora de comprimento ajustável	2,33	Thais Cristina Barbosa Souza
CÓDIGO DO PROJETO / PROJECT CODE	QUANTID. / QUANTITY	DETALHAMENTO / DETAIL
TCC 0001	1	Thais Cristina Barbosa Souza
UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ	CLIENTE / CUSTOMER	FORMATO DA FOLHA
	UFPA	A4
	ELIMINAR CANTOS VIVOS E ARESTAS CORTANTES BREAK SHARP EDGES	ESCALA DA FOLHA
	mm - kg - s	1:5
	UNIDADES / UNITS	DATA / DATE
	mm - kg - s	23/01/2022
	DIEDRO / PROJECTION	

POS	QTD	DESCRIÇÃO E DIMENSÃO	MATERIAL	MASSA	Nº DO ITEM
9	1	Chapa detalhada # 726 x 130 x 100	AISI 1020	2,33	TCC 0001-001-17



CÓDIGO DA PEÇA / PART CODE	NOME DA PEÇA / PART NAME	PROJETISTA / DESIGNER
TCC 0001-001-18	Chapa dobrada	Thais Cristina Barbosa Souza
NOME DO PROJETO / PROJECT NAME	MASSA / MASS	DESENHISTA / DRAWER
	Esteira transportadora de comprimento ajustável	0,240
CÓDIGO DO PROJETO / PROJECT CODE	MATERIAL / MATERIAL	Thais Cristina Barbosa Souza
	TCC 0001	AISI 1020
UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ	QUANTID. / QUANTITY	DETALHAMENTO / DETAIL
	4	Thais Cristina Barbosa Souza
UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ	CLIENTE / CUSTOMER	FORMATO DA FOLHA
	UFPA	A4
	ELIMINAR CANTOS VIVOS E ARESTAS CORTANTES BREAK SHARP EDGES	ESCALA DA FOLHA
UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ	UNIDADES / UNITS	1:1
	mm - kg - s	DATA / DATE
UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ	DIEDRO / PROJOTION	23/01/2022

POS	QTD	NOTA	MATERIAL	MASSA	Nº DO ITEM
10	4	Fator K: 0,5 Raio de dobra: 5 mm	AISI 1020	0,240	TCC 0001-001-18



<i>CÓDIGO DA PEÇA / PART CODE</i> TCC 0001-001	<i>NOME DA PEÇA / PART NAME</i> Montagem geral	<i>PROJETISTA / DESIGNER</i> Thais Cristina Barbosa Souza
<i>NOME DO PROJETO / PROJECT NAME</i> Esteira transportadora de comprimento ajustável	<i>MASSA / MASS</i> 250,00	<i>DESENHISTA / DRAWER</i> Thais Cristina Barbosa Souza
	<i>MATERIAL / MATERIAL</i> Múltiplos	
<i>CÓDIGO DO PROJETO / PROJECT CODE</i> TCC 0001	<i>QUANTID. / QUANTITY</i> 1	<i>DETALHAMENTO / DETAIL</i> Thais Cristina Barbosa Souza
	<i>CLIENTE / CUSTOMER</i> UFPA	
UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ	<i>ELIMINAR CANTOS VIVOS E ARESTAS CORTANTES BREAK SHARP EDGES</i>	<i>FORMATO DA FOLHA</i> A4
	<i>UNIDADES / UNITS</i> mm - kg - s	<i>ESCALA DA FOLHA</i> 1:50
	<i>DIEDRO / PROJOTION</i>	<i>DATA / DATE</i> 23/01/2022

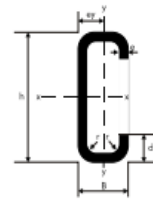
Nº DO ITEM	Nº DA PEÇA	DESCRIÇÃO	QTD
11	TCC 0001-001	MONTAGEM GERAL	1

ANEXO A – Dados do perfil UDC enrijecido (Catálogo de Produtos GERDAU)

UDC enrijecidos

Dobrado de chapa

Dimensões				S	P	J _x	W _x	i _x	e _y	J _y	W _y	i _y
h	B	d	e = r	cm ²	kg/m	cm ⁴	cm ³	cm	cm	cm ⁴	cm ³	cm
mm	mm	mm	mm									
50	25	10	2,00	2,00	1,57	7,40	2,96	1,92	0,92	1,68	1,06	0,92
			2,25	2,33	1,83	8,40	3,36	1,90	0,92	1,87	1,18	0,90
			2,65	2,64	2,07	9,28	3,71	1,88	0,91	2,02	1,28	0,88
			3,00	2,92	2,30	10,04	4,01	1,85	0,91	2,15	1,35	0,86
75	40	15	2,00	3,23	2,54	28,46	7,59	2,97	1,50	7,43	2,97	1,52
			2,25	3,81	2,99	33,01	8,80	2,94	1,49	8,52	3,40	1,50
			2,65	4,37	3,43	37,25	9,93	2,92	1,49	9,50	3,78	1,48
			3,00	4,90	3,85	41,18	10,98	2,90	1,48	10,38	4,13	1,46
100	50	17	2,00	4,16	3,27	66,05	13,20	3,98	1,78	14,87	4,61	1,89
			2,25	4,93	3,87	77,21	15,44	3,96	1,77	17,21	5,33	1,87
			2,65	5,67	4,45	87,80	17,56	3,94	1,77	19,36	5,99	1,85
			3,00	6,39	5,02	97,83	19,57	3,91	1,76	21,35	6,59	1,83



S = área de seção
P = peso estimado por metro
J_x = momento da inércia do eixo x
W_x = módulo de resistência do eixo x
i_x = raio de giro do eixo x
e_y = distância da linha neutra
J_y = momento da inércia do eixo y
W_y = módulo de resistência do eixo y
i_y = raio de giro do eixo y







ANEXO B – Dados do perfil retangular (Catálogo de Produtos da GERDAU)

Tubos quadrados/retangulares

Tabela dimensional e pesos teóricos (kg/m)

Tubos		Espessuras											
		(POL)											
		(BG)	22		21	20		14		13			
		mm	0.75	0.79	0.85	0.90	1.00	1.90	1.99	2.00	2.24	2.25	2.65
Perfil		0.75	0.75	0.85	0.90	1.06	1.90	2.00	2.00	2.25	2.25	2.65	3.00
Quadrados	Retangulares	Dím. eqív.											
16 x 16		20.70	0.369	0.369	0.416	0.439	0.513	0.881	0.992	0.922	1.024	1.024	1.180
20 x 20	(30 x 16 oval)	25.40	0.456	0.515	0.544	0.636	0.636	1.154	1.154	1.154	1.285	1.285	1.487
	(36 x 14 oval)	28.60					0.720	1.251	1.312	1.312	1.462	1.462	1.696
25 x 25	30x20 32x19 35x15	31.75	0.573	0.573	0.648	0.685	0.802	1.399	1.467	1.467	1.637	1.637	1.902
	30x25 35x20 40x15	34.92				0.755	0.885	1.547	1.642	1.624	1.813	1.813	2.109
30 x 30	35x25 40x20	38.10				0.826	0.968	1.696	1.781	1.781	1.989	1.989	2.317
35 x 35	40x30 45x25 50x20	44.45					1.134	1.994	2.094	2.094	2.342	2.342	2.732
38 x 38	40x35 45x30 50x25	48.30						2.174	2.284	2.284	2.555	2.555	2.983
40 x 40	50x30 55x25	50.80					1.300	2.291	2.407	2.407	2.694	2.694	3.147
	50x40 55x35 60x30	57.15					1.466	2.589	2.720	2.720	3.046	3.046	3.562
	55x40 60x35 70x25	60.30						2.736	2.876	2.876	3.221	3.221	3.768
50 x 50	60x40 70x30	63.50						2.886	3.033	3.033	3.399	3.399	3.977

ANEXO C – Detalhamento das rodas utilizadas (Catálogo de Rodas e Rodízios SCHIOPPA)

Rodízio Giratório	Rodízio Fixo	Roda	 (mm)	 (mm)	 (pol)	Tipo de Rolamento	 KG	 (mm)	 (mm)
GMW 316 PE	FMW 316 PE	R 316 PE	75	43	1/2"	Rol. Esferas	500	102	61
GMW 316 NTN	FMW 316 NTN	R 316 NTN				Bucha de Nylon			
GMW 316 NTE	FMW 316 NTE	R 316 NTE				Rol. Esferas			
GMW 316 NPN	FMW 316 NPN	R 316 NPN				Bucha de Nylon	250		
GMW 316 NPE	FMW 316 NPE	R 316 NPE				Rol. Esferas			

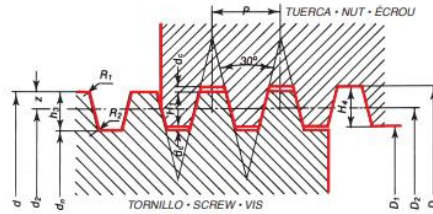
ANEXO D – Dimensões do parafuso de potência conforme a norma DIN 103



PROFIL THÉORIQUE
THEORETICAL PROFILE
PERFIL TEORICO

DIN 103

TRAPEZIAL THREAD
METRAIC - ISO
FILET TRAPÉZOÏDAL
MÉTRIQUE - ISO
ROSCA TRAPEZOIDAL
METRICA - ISO



$$D_1 \times d - 2 H_1 = d - P$$

$$H_1 = 0,5 P$$

$$H_2 = H_1 + a_c = 0,5 P + a_c$$

$$H_3 = H_1 + a_c = 0,5 P + a_c$$

$$z = 0,25 P = \frac{H_1}{2}$$

$$D = d + 2 a_c$$

$$d_1 = d - 2 h_3$$

$$d_2 = D_2 = d - 2z = d - 0,5 P$$

$$R_1 = \max. 0,5 a_c$$

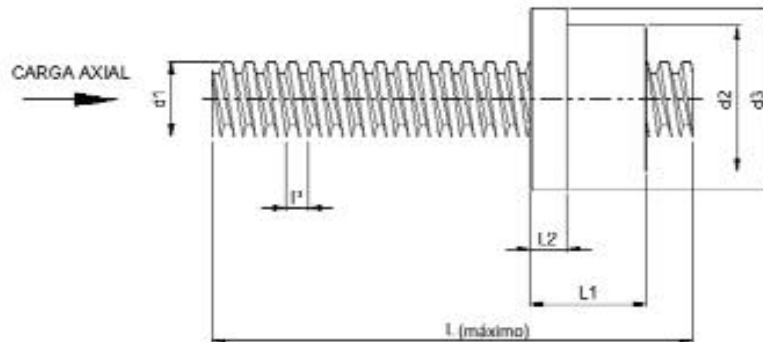
P	1,5	2 ≤ 5	6 ≤ 12	14 ≤ 20
a _c	0,15	0,25	0,5	1

Ø Nominal Ø Nominal Ø Nominal		Paso Pitch Pass	Ø Medio Pitch Ø Ø Moyen d ₂ = D ₂	Ø Exterior Outside Ø Ø Extérieur D	Ø Núcleo Core Ø Ø Noyau d ₁ D ₁		Ø Nominal Ø Nominal Ø Nominal		Paso Pitch Pass	Ø Medio Pitch Ø Ø Moyen d ₂ = D ₂	Ø Exterior Outside Ø Ø Extérieur D	Ø Núcleo Core Ø Ø Noyau d ₁ D ₁	
Serie 1	Serie 2	P	d ₂ = D ₂	D	d ₁	D ₁	Serie 1	Serie 2	P	d ₂ = D ₂	D	d ₁	D ₁
Tr 8		1,5	7,250	8,300	6,200	6,500			3	40,500	42,500	38,500	39,000
	Tr 9	1,5	8,250	9,300	7,200	7,500		Tr 42	7	38,500	43,000	34,000	35,000
		2	8,000	9,500	6,500	7,000			10	37,000	43,000	31,000	32,000
Tr 10		1,5	9,250	10,300	8,200	8,500		Tr 44	3	42,500	44,500	40,500	41,000
		2	9,000	10,500	7,500	8,000			7	40,500	45,000	36,000	37,000
		3	26,500	28,500	24,500	25,000		Tr 44	12	38,000	45,000	31,000	32,000
Tr 28		3	26,500	28,500	24,500	25,000		Tr 70	4	68,000	70,500	65,500	66,000
		5	25,500	28,500	22,500	23,000			10	65,000	71,000	59,000	60,000
		8	24,000	29,000	19,000	20,000			16	62,000	72,000	52,000	54,000
	Tr 30	3	28,500	30,500	26,500	27,000			4	73,000	75,500	70,500	71,000
		6	27,000	31,000	23,000	24,000		Tr 75	10	70,000	76,000	64,000	65,000
		10	25,000	31,000	19,000	20,000			16	67,000	77,000	57,000	59,000
Tr 32		3	30,500	32,500	28,500	29,000			4	78,000	80,500	75,500	76,000
		6	29,000	33,000	25,000	26,000		Tr 80	10	75,000	81,000	69,000	70,000
		10	27,000	33,000	21,000	22,000			16	72,000	82,000	62,000	64,000
	Tr 34	3	32,500	34,500	30,500	31,000			4	83,000	85,500	80,500	81,000
		6	31,000	35,000	27,000	28,000		Tr 85	12	79,000	86,000	72,000	73,000
		10	29,000	35,000	23,000	24,000			18	76,000	87,000	65,000	67,000
Tr 36		3	34,500	36,500	32,500	33,000			4	88,000	90,500	85,500	86,000
		6	33,000	37,000	29,000	30,000		Tr 90	12	84,000	91,000	77,000	78,000
		10	31,000	37,000	25,000	26,000			18	81,000	92,000	70,000	72,000
	Tr 38	3	36,500	38,500	34,500	35,000			4	93,000	95,500	90,500	91,000
		7	34,500	39,000	30,000	31,000		Tr 95	12	89,000	96,000	82,000	83,000
		10	33,000	39,000	27,000	28,000			18	86,000	97,000	75,000	77,000
Tr 40		3	38,500	40,500	36,500	37,000		Tr 100	4	98,000	100,500	95,500	96,000
		7	36,500	41,000	32,000	33,000			12	94,000	101,000	87,000	88,000
		10	35,000	41,000	29,000	30,000			20	90,000	102,000	78,000	80,000

ANEXO E – Dimensões do parafuso de potência (Catálogo LK Linear Kinici)


LK LINEAR KINICI

INDÚSTRIA MECÂNICA LTDA.

FUSO TRAPEZOIDAL


MODELO	FUSO			PORCA				CARGA AXIAL MÁXIMA	TORQUE MÁXIMO
	d1	P	L (máximo)	d2	d3	L1	L2		
FUTR21.6	21	6	1500	40	50	32	10	5	17
FUTR26.6	26	6	1500	45	65	40	12	15	25
FUTR30.6	30	6	3000	50	80	45	15	25	80
FUTR40.7	40	7	3000	70	87	60	18	50	170
FUTR58.12	58	12	6000	110	90	75	25	150	750
FUTR65.12	65	12	6000	120	90	100	30	200	1725
FUTR90.16	90	16	6000	155	130	120	35	300	2635
FUTR100.16	100	16	6000	190	150	145	35	350	3880
FUTR120.16	120	16	6000	225	160	155	50	500	6250
FUTR160.20	160	20	6000	260	200	200	80	1000	17280




- DIMENSÕES EM MILÍMETROS (mm)
- CARGA AXIAL MÁXIMA EM NEWTONS (kN)
- TORQUE MÁXIMO EM NEWTONS METRO (Nm)
- TODOS OS MODELOS SÃO LAMINADOS

ANEXO F – Dados técnicos e dimensionais do motoredutor (Catálogo SEW-EURODRIVER)

1200 rpm

Tipo do motor	P _N [kW]	C _N [Nm]	n _N [rpm]	Regime de trabalho	I _N 380 V [A]	cos φ	I _p /I _N	C _P /C _N	C _H /C _N	J _{mot}		Z ₀		M _{Bmáx} [Nm]	m		t _E s	f _s
										1	2	BG ³	BGE ⁴		1)	2)		
DZ71D6	0,18	1,6	1080	S1	0,95	0,56	2,5	1,4	1,6	4,37	5,27	8500	18000	5	7	9,9	30	1,2
DZ80K6	0,28	2,5	1080		1,45	0,53	2,8	2,0	1,9	6,55	7,45	5800	16000	10	9,9	12,7	28	1,2
DZ80N6	0,37	3,3	1080		1,9	0,52	2,8	2,3	2,1	8,7	9,6	7500	18000	10	11,5	14,3	26	1,2
DZ90S6	0,55	4,57	1150		1,55	0,68	4,5	2,2	2,1	25	30,4	4000	10000	20	16	26	24	1,25
	0,75	6,28	1140		2,45	0,63		2,5	2,1								22	
DZ90L6	1,1	9,4	1130		3,6	0,63	4,5	2,5	2,6	34	39,4	3500	8500	20	18	28	20	1,2
DZ100L6	1,5	12,5	1150		4,45	0,68	5,4	2,8	2,7	53	58,4	2400	7200	40	27	37	19	1,2
DX112M6	2,2	18,4	1140		5,8	0,73	5	2	2,2	98	110,2	-	4500	55	38	50	18	1,2
DX132S6	3	25,1	1140		8,2	0,64	4,6	2	2,3	175	187,2	-	3600	75	48	60	16	1,2
DX132M6	4	32,9	1160		10	0,7	6,0	2,2	2,4	280	323,7	-	2900	100	66	90	8	1,0
DX132ML6	5,5	45,7	1150	13,3	0,74	5	1,8	1,6	330	373,7	-	2700	150	75	10	7	1,0	
DX160M6	7,5	61,2	1170	21	0,67	5,2	2	2,4	398	441,7	-	1800	150	84	109	6	1,0	
DX160L6	11	90,6	1160	S9	33,5	0,6	5,2	3,5	2,3	925	1031	-	1500	200	130	172	6	1,0
DX180L6	15	123,5	1160		40	0,64	3,8	2,6	1,7	1290	1396	-	1200	300	172	216	5	1,0
DV200LS6	18,5	151,0	1170		38,5	0,8	5,0	2,2	1,7	2990	3125 5)3220	-	900	300 5)600	164	205 5)209	-	-
DV200L6	22	180,0	1170		46	0,8	5,2	2,2	1,7	3490	3625 5)3720	-	700	300 5)600	220	271 5)275	-	-
DV250M6	37	299,0	1180		87	0,71	5,1	2,4	1,6	6300	6600 5)6730	-	240	600 5)1200	448	528 5)538	-	-
DV280S6	45	363,0	1185		108	0,68	5,1	2,6	1,8	8925	9225 5)9355	-	180	600 5)1200	520	600 5)610	-	-

- 1 Sem freio
- 2 Com freio
- 3 Operação com sistema de controle do freio BG
- 4 Operação com sistema de controle do freio BGE
- 5 Freio a disco duplo

P _m [kW]	n _a [rpm]	M _a [Nm]	i	F _{Ra} ¹⁾ [N]	SEW f _B		m [kg]	
0,37	0,54	4860	3108	20400	0,85		170	620
	0,63	4100	2654	32700	1,00			
	0,72	3610	2329	33900	1,15			
	0,81	3140	2081	34700	1,35			
	0,90	2810	1860	35200	1,50			
	1,1	2370	1574	35800	1,75			
	1,2	2200	1394	36000	1,90			
	1,4	1920	1223	36200	2,2			
	1,6	1690	1070	36400	2,5			
	6,8	305	158,12	7030	0,95			
7,9	270	137,05	7340	1,10				
9,8	225	110,73	7660	1,30				
13	176	84,00*	7920	1,70				
16	144	67,20*	8050	2,1				
23	122	47,32	8130	2,2				
8,4	255	201,00*	7440	1,15				
9,1	240	184,80*	7570	1,25				
11	210	158,12	7750	1,40				
12	183	137,05	7880	1,60				
13	172	128,10*	7930	1,70	S	20	595	
15	151	110,73	8020	1,95				
18	131	94,08*	8100	2,3				
20	118	84,00*	8140	2,4				
24	115	69,39	8150	2,1				
26	107	63,80*	8170	2,3				
SF	57	DZ	71D4	24				596
SA	57	DZ	71D4	20				597
SAF	57	DZ	71D4	22	596			

ANEXO G – Dados técnicos do acoplamento elástico (Catálogo ROTEX)

ROTEX®
Acoplamento Elástico

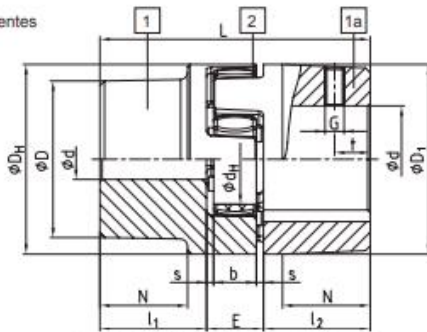


Tipo 001 - Fundição

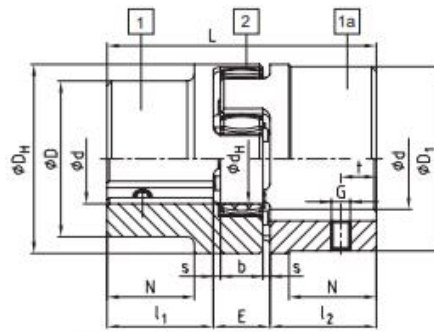


- Acoplamento torcionalmente flexível, sem necessidade de manutenção periódica.
- Excelente amortecimento de vibrações com 3 durezas de elastômeros (92, 98 ShA e 64 ShD)
- Segurança de conexão em caso de falha do elastômero
- Montagem axial sem ferramentas e de fácil inspeção visual
- Estilo compacto com baixo efeito rotacional e alto torque devido à geometria das garras côncavas
- Instrução de montagem está disponível no site www.ktr.com

Componentes



Cubos em alumínio (rosca oposto da chave)ta

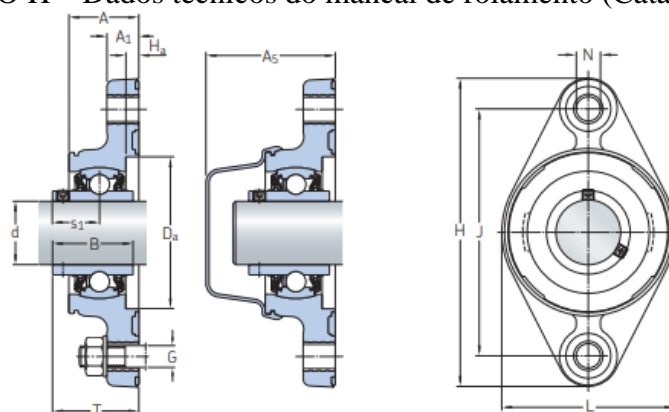


Cubos em GG25/GG40 (rosca sobre a chave)ta

Cubos ROTEX® Alumínio Injetado (Al-D)																						
Tamanho	Compo- nente	Elastômero (parte 2) ¹⁾			Rotação máx. [rpm]	Desalinhamento			Furação d máxima	Dimensões [mm]												
		92 ShA	98 ShA	64 ShD		ΔK_a axial [mm]	ΔK_r radial [mm]	ΔK_w angular [graus]/[mm]		Geral												
										L	l_1	l_2	E	b	s	D_H	D_Z	d_H	D: D_1	N	G ²⁾	t
19	1	10	17	-	19000	-0,5 / +1,2	0,20	1,20 / 0,82	19	66	25	16	12	2	41	-	18	32	20	M5	10	
	19 - 24								41													
24	1	35	60	-	13800	-0,5 / +1,4	0,22	0,90 / 0,85	24	78	30	18	14	2	56	-	27	40	24	M5	10	
	22 - 28								56													
28	1	95	160	-	11500	-0,7 / +1,5	0,25	0,90 / 1,05	28	90	35	20	15	2,5	66	-	30	48	28	M8	15	
	28 - 38								66													
Cubos ROTEX® Ferro Fundido (GG25)																						
38	1	190	325	405	8300	-0,7 / +1,8	0,28	1,00 / 1,35	40	114	45	24	18	3	80	-	38	66	37	M8	15	
	48								78													
42	1a	265	450	560	7000	-1,0 / +2,0	0,32	1,00 / 1,70	48	164	70	26	20	3	95	-	46	75	40	M8	20	
	45								62													
48	1	310	525	655	6350	-1,0 / +2,1	0,36	1,10 / 2,00	55	126	50	26	20	3	95	-	46	75	40	M8	20	
	52								62													
55	1a	410	685	825	5550	-1,0 / +2,2	0,38	1,10 / 2,30	55	176	75	30	22	4	120	-	60	85	52	M10	20	
	60								94													
65	1	625	940	1175	4950	-1,0 / +2,6	0,42	1,20 / 2,70	62	140	56	28	21	3,5	105	-	51	98	61	M10	20	
	62								104													
75	1	1280	1920	2400	4150	-1,5 / +3,0	0,48	1,20 / 3,30	62	188	80	30	22	4	120	-	60	118	69	M10	25	
	74								120													
90	1	2400	3600	4500	3300	-1,5 / +3,4	0,50	1,20 / 4,30	74	160	65	30	22	4	120	-	60	120	81	M12	30	
	74								210													
100	1	3300	4950	6185	2950	-1,5 / +3,8	0,52	1,20 / 4,80	74	210	90	30	22	4	120	-	60	120	89	M12	30	
	74								210													
110	1	4800	7200	9000	2600	-2,0 / +4,2	0,55	1,30 / 5,60	74	210	90	30	22	4	120	-	60	120	96	M16	35	
	74								210													
125	1	6650	10000	12500	2300	-2,0 / +4,6	0,60	1,30 / 6,50	74	210	90	30	22	4	120	-	60	120	112	M16	40	
	74								210													
140	1	8550	12800	16000	2050	-2,0 / +5,0	0,62	1,20 / 6,60	74	210	90	30	22	4	120	-	60	120	124	M20	45	
	74								210													
160	1	12800	19200	24000	1800	-2,5 / +5,7	0,64	1,20 / 7,60	74	210	90	30	22	4	120	-	60	120	140	M20	50	
	74								210													
180	1	18650	28000	35000	1550	-3,0 / +6,4	0,68	1,20 / 9,00	74	210	90	30	22	4	120	-	60	120	156	M20	50	
	74								210													

1) Torque máximo do acoplamento T_{Kmax} = torque nominal do acoplamento T_{KN} x 2

ANEXO H – Dados técnicos do mancal de rolamento (Catálogo SKF)



F2BC (caixa de mancal de compósito)

Dimensões principais		Capacidades de carga básica		Limite de carga de fadiga P_u	Velocidade-limite com tolerância do eixo h6	Massa	Designações	
d	J	C	C_0				Unidade de rolamento	Tampa de fechamento associada
mm		kN		kN	rpm	kg	–	
20	90	10,8	6,55	0,28	5 000	0,23	F2BC 20M-TPSS	ECB 504
	90	12,7	6,55	0,28	5 000	0,23	F2BC 20M-TPZM	ECB 504
	89,7	10,8	6,55	0,28	5 000	0,47	F2BSS 20M-YTPSS	ECW 204
25	99	11,9	7,8	0,335	4 300	0,29	F2BC 25M-TPSS	ECB 505
	99	14	7,8	0,335	4 300	0,3	F2BC 25M-TPZM	ECB 505
	98,8	11,9	7,8	0,335	4 300	0,72	F2BSS 25M-YTPSS	ECW 205
30	117	16,3	11,2	0,475	3 800	0,44	F2BC 30M-TPSS	ECB 506
	117	19,5	11,2	0,475	3 800	0,44	F2BC 30M-TPZM	ECB 506
	116,7	16,3	11,2	0,475	3 800	0,97	F2BSS 30M-YTPSS	ECW 206
35	130	21,6	15,3	0,655	3 200	0,63	F2BC 35M-TPSS	ECB 507
	130	25,5	15,3	0,655	3 200	0,63	F2BC 35M-TPZM	ECB 507
	130,2	21,6	15,3	0,655	3 200	1,35	F2BSS 35M-YTPSS	ECW 207
40	144	24,7	19	0,8	2 800	0,8	F2BC 40M-TPSS	ECB 508
	144	30,7	19	0,8	2 800	0,8	F2BC 40M-TPZM	ECB 508
	143,7	24,7	19	0,8	2 800	1,75	F2BSS 40M-YTPSS	ECW 208
50	157	29,6	23,2	0,98	2 200	1	F2BC 50M-TPSS	ECB 510
	157	35,1	23,2	0,98	2 200	1	F2BC 50M-TPZM	ECB 510