



**Alison Augusto Olbermann Bach
Junior Alencar Guth Ruppenthal**

**PROJETO DE UM DISPOSITIVO PARA MOVIMENTAÇÃO E ELEVAÇÃO DE
SUÍNOS NO PROCESSO DE CARREGAMENTO**

Horizontina - RS

2019

Alison Augusto Olbermann Bach
Junior Alencar Guth Ruppenthal

**PROJETO DE UM DISPOSITIVO PARA MOVIMENTAÇÃO E ELEVAÇÃO DE
SUÍNOS NO PROCESSO DE CARREGAMENTO**

Trabalho Final de Curso apresentado como requisito parcial para a obtenção do título de bacharel em engenharia mecânica na Faculdade Horizontina, sob a orientação do Prof. Luis Carlos Wachholz, Me.

Horizontina - RS

2019

FAHOR - FACULDADE HORIZONTINA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

A Comissão Examinadora, abaixo assinada, aprova o trabalho final de curso

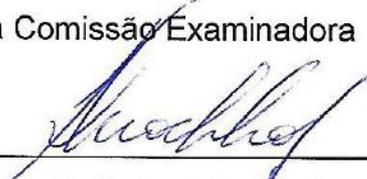
“PROJETO DE UM DISPOSITIVO PARA MOVIMENTAÇÃO E ELEVAÇÃO DE SUÍNOS
NO PROCESSO DE CARREGAMENTO”

Elaborada por:

Alison Augusto Olbermann Bach, Junior Alencar Guth Ruppenthal

Como requisito parcial para a obtenção do grau de Bacharel em
Engenharia Mecânica

Aprovado em: 28/11/2019
Pela Comissão Examinadora

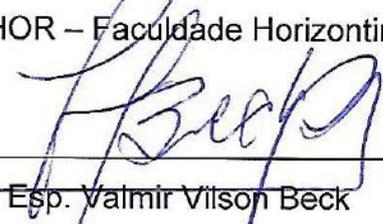


Me. Luis Carlos Wachholz

Presidente da Comissão Examinadora - Orientador



Me. Francisco Antonio Kraemer
FAHOR – Faculdade Horizontina



Esp. Valmir Vilson Beck
FAHOR – Faculdade Horizontina

Horizontina - RS

2019

À nossas famílias por sempre estarem conosco nessa longa caminhada; por sempre acreditarem em nossa capacidade. Dedicamos também a todos que de uma forma ou outra, fizeram parte da nossa formação.

AGRADECIMENTO

Primeiramente agradecemos a Deus por nos guiar e dar forças pra continuar.

Aos nosso pais, por estarem conosco sempre nos apoiando e ajudando em tudo que for preciso, vocês foram imprescindíveis para que chegássemos até aqui.

As namoradas Luciane e Jéssica, por sempre nos apoiarem e incentivarem a enfrentar os desafios, e por compreender as ausências, e por todo amor.

Aos nossos amigos, pela compreensão da ausência, mas que sempre nos apoiaram.

Ao nosso orientador por todo empenho e dedicação prestados, nosso agradecimento.

A todos que direta e indiretamente fizeram parte dessa caminhada, nosso muito obrigado.

“Talvez não tenha conseguido fazer o melhor, mas lutei para que o melhor fosse feito. Não sou o que deveria ser, mas Graças a Deus, não sou o que era antes”. (Marthin Luther King)”.

RESUMO

A suinocultura brasileira e mundial representa uma importante atividade econômica, e essa vem passando por diversas mudanças, desde a genética aos mecanismos de trabalho aonde estes vem para melhorar e aperfeiçoar a produção. Apesar de inúmeros avanços o carregamento dos suínos ainda é realizado de uma forma rudimentar o que dificulta a praticidade do processo. Com isso o referente estudo vem em busca de um equipamento que tem a função de facilitar e otimizar o tempo de carregamento dos suínos, além de prevenir lesões que os suínos sofrem com o manejo atual, oferecendo condições automatizadas e de forma segura. Com base na metodologia de Munari para projeto de produto, sendo assim desenvolveu-se uma plataforma de elevação, na qual foram dimensionadas as principais estruturas do mecanismo para assim utilizar os produtos adequados garantindo segurança e qualidade ao produto, os cálculos dos dimensionamentos foram desenvolvidos através de cálculos analíticos clássicos e posteriormente desenvolvidos em CAD Solidworks.

Palavras-chave: Suinocultura. Dimensionamento. Sistema de elevação e Movimentação.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Gráfico da produção mundial de carne suína.....	15
Figura 2 – Gráfico de produção suína do Brasil	16
Figura 3 – Gráfico de Exportação de carne suína no Brasil	17
Figura 4 – Mecanismo atual de carregamento	19
Figura 5 – Embarcador movimentação vertical	20
Figura 6 – Embarcador SCHEMAQ.....	20
Figura 7 – Exemplo de plataforma Pantográfica	22
Figura 8 – Fuso de rosca trapezoidal	24
Figura 9 - Comprimento Efetivo.....	26
Figura 10 – Metodologia Projetual de Munari.....	27
Figura 11 – Desenho do projeto final	31
Figura 12 – Desenho do mecanismo.....	32
Figura 13 – Diagrama de corpo livre.	34
Figura 14 – Sentido as forças atuantes na haste.	35
Figura 15 – Forças atuantes no mecanismo.	36
Figura 16 – Gráfico da força horizontal em função do ângulo.....	37
Figura 17 – Perfil Viga U enrijecida.	39
Figura 18 – Estrutura superior vigas U enrijecidas.....	39
Figura 19 – Diagrama referente a carga nas vigas 1	40
Figura 20 – Diagrama referente a carga nas vigas 2	40
Figura 21 – Diagrama Momento Fletor na viga 1	41
Figura 22 – Diagrama Momento Fletor na viga 2	41
Figura 23 – Diagrama referente a carga nas chapas	43
Figura 24 – Diagrama Momento Fletor nas chapas	44
Figura 25 – Perfil da haste escolhido	45
Figura 26 – Desenho do eixo C.....	47
Figura 27 – Forças no eixo C	47
Figura 28 - Articulação no ponto A	49
Figura 29- Mancal no ponto A	50
Figura 30- Articulação em B.....	51
Figura 31 - Representação suporte de fixação em B	52
Figura 32 - Montagem parafuso roscado.	53

Figura 33 – Motor escolhido.....	58
Figura 34 - Montagem Estrutura inferior.....	59
Figura 35 - Rolamento axial de esfera de escora dupla.....	61
Figura 36 - Rolamento fixo de carreira de esferas.	62

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 – Método proposto por Munari:	28
Quadro 2 – Parâmetros iniciais do projeto.	30
Quadro 3 – Características técnicas.	33
Quadro 4 – Resultados das Reações nos pontos e no parafuso.	35
Quadro 5 – Propriedades dos materiais utilizados.	38
Quadro 6 – Propriedades vigas U escolhidas.	42
Quadro 7 – Especificações das chapas de compensado	44
Quadro 8 – Propriedades da barra escolhida.....	46
Quadro 9- Dados Articulação B.....	51
Quadro 10 - Dados da plataforma	54
Quadro 11 - Dados Parafuso de potência	54
Quadro 12 - Dados do Motor.....	57
Quadro 13 - Dados dos rolamentos	60
Quadro 14 - Dimensões rolamento inferior	60
Quadro 15 - Dimensões rolamento superior	61
Quadro 16 - Resultados dos cálculos.....	62
Quadro 17 - Ordem detalhamento.....	68

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	12
1.1 TEMA	12
1.2 DELIMITAÇÃO DO TEMA.....	12
1.3 PROBLEMA DE PESQUISA	13
1.4 HIPÓTESES.....	13
1.5 JUSTIFICATIVA	13
1.6 OBJETIVOS	14
1.6.1 Objetivo Geral	14
1.6.2 Objetivos Específicos	14
2 REVISÃO DA LITERATURA	15
2.1 HISTÓRIA DA SUINOCULTURA	15
2.2 SISTEMA DE CRIAÇÃO	17
2.3 EMBARQUE.....	18
2.3.1 Dimensionamento das instalações	19
2.3.2 Soluções disponíveis para o carregamento dos suínos	19
2.4 NORMAS DE SEGURANÇA	21
2.4.1 NR11 - Transporte, Movimentação, Armazenagem e Manuseio de Materiais	21
2.4.2 NR12- Segurança no Trabalho em Máquinas e Equipamentos	21
2.5 ELEVADOR PANTOGRÁFICO	22
2.6 MOTOR ELÉTRICO	23
2.7 PARAFUSO DE POTÊNCIA	23
2.8 RESISTENCIA DOS MATERIAIS	24
2.8.1 Força peso	24
2.8.2 Tensão Admissível	24
2.8.3 Momento fletor e força cortante	25
2.8.4 Flexão	25
2.8.5 Flambagem	26
3 METODOLOGIA	27
3.1 PROJETO DETALHADO.....	29
4 APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS	30
4.1 DIMENSIONAMENTO DA ESTRUTURA DO EQUIPAMENTO	30
4.1.1 Determinação da força dinâmica de elevação	31
4.1.2 Cálculo das reações de apoio do mecanismo	32
4.2 ESCOLHA DO MATERIAL	37
4.3 PLATAFORMA SUPERIOR	38
4.3.1 Cálculo da tensão máxima devido à carga	39
4.3.2 Deflexão total (δ_{total})	43
4.4 DIMENSIONAMENTO DA CHAPA DE COMPENSADO.....	43
4.5 ANÁLISE DAS HASTES.....	44
4.6 DIMENSIONAMENTO NA ARTICULAÇÃO EM C	47
4.6.1 Dimensionamento do eixo em C	47
4.6.2 Dimensionamento da bucha em C	48
4.6.3 Dimensionamento mancal em C	48
4.7 DIMENSIONAMENTO DA ARTICULAÇÃO EM A.....	49
4.7.1 Dimensionamento do eixo em A	49
4.7.2 Dimensionamento da bucha em A	49
4.7.3 Dimensionamento do mancal em A	50

4.8 DIMENSIONAMENTO DA ARTICULAÇÃO B	51
4.9 DIMENSIONAMENTO DA ARTICULAÇÃO E	52
4.10 DIMENSIONAMENTO DA ARTICULAÇÃO EM D	53
4.11 DIMENSIONAMENTO DO PARAFUSO DE POTÊNCIA.....	53
4.11.1 Ângulo de atrito da rosca	54
4.11.2 Torque de subida.....	55
4.11.3 Momentos de inércia.....	55
4.11.4 Tensão de cisalhamento por torção	55
4.11.5 Tensão axial normal mínima	56
4.11.6 Flambagem	56
4.11.7 Ângulo de torção.....	57
4.12 DIMENSIONAMENTO DO MOTOR ELÉTRICO	57
4.12.1 Velocidade de subida direta	57
4.12.2 Rotação no eixo 2.....	58
4.12.3 Velocidade angular.....	58
4.12.4 Potência	58
4.12.5 Torque de descida.....	59
4.12.6 Velocidade de descida	59
4.13 DIMENSIONAMENTO DOS ROLAMENTOS	59
4.14 RESULTADOS OBTIDOS NOS CÁLCULOS	62
CONCLUSÃO	64
REFERÊNCIAS.....	65
APÊNDICE A – DETALHAMENTO DO PROJETO.....	68
ANEXO A – ROLAMENTO AXIAL DE ESFERAS DE ESCOLA DUPLA	92
ANEXO B – ROLAMENTOS DE ROLOS CILÍNDRICOS.....	93
ANEXO C – PROPRIEDADES VIGA U ENRIJECIDA	94
ANEXO D – ESPECIFICAÇÕES CHAPAS DE COMPENSADO	95
ANEXO E – MANCAIS CILINDROS GGB-BP25 Á BASE DE BRONZE	96
ANEXO F – TABELA FORÇAS RESULTANTES EM FUNÇÃO DO ÂNGULO	98
ANEXO G – PROPRIEDADES SEÇÃO TUBULAR RETANGULAR (TR)	99
ANEXO H – ANEL ELÁSTICO	100
ANEXO I – PARAFUSO DE POTÊNCIA	101
ANEXO J – TUBOS INDUSTRIAIS REDONDO	102

1 INTRODUÇÃO

A suinocultura brasileira e mundial representa uma importante atividade econômica, e essa, como outras muitas vêm passando por diversas mudanças, em aspectos técnicos e na sua forma de estruturação, no intuito de cada vez melhorar e aperfeiçoar a produção e os produtos que estão geneticamente em uma evolução crescente garantindo melhorias de qualidade.

O Brasil é o quarto maior produtor e exportador de carne suína do mundo, sendo que em 2018 o Brasil produziu cerca de 3,763 milhões de toneladas e exportou 730 mil de toneladas (EMBRAPA 2018).

Com essa crescente demanda faz-se necessária a utilização e desenvolvimento de novas tecnologias que possibilite o melhoramento da produção e a consequente rentabilidade.

A tecnologia do carregamento na região noroeste do estado do Rio Grande do Sul carece em grande parte das propriedades na produção dos suínos, e é feita de uma maneira rudimentar, esse processo atualmente é feito através de uma rampa de madeira que é colocada entre a Unidade de Terminação e o veículo de transporte, esse mecanismo é elevado se tornando uma rampa, o que dificulta e não favorece a subida dos suínos. Com isso, deu-se início ao dimensionamento de um equipamento que tem como função facilitar e otimizar o tempo de carregamento dos suínos, oferecendo condições automatizadas para a realização do processo.

1.1 TEMA

Dimensionamento de um sistema de movimentação e elevação de suínos, para otimizar o processo de transporte destes, das unidades de terminação ao caminhão, realizando o desenvolvimento de toda a estrutura metálica e o sistema de elevação.

1.2 DELIMITAÇÃO DO TEMA

Corresponde ao dimensionamento de um mecanismo de elevação para fazer o carregamento dos suínos da propriedade para o veículo de transporte. Este mecanismo deverá ser operado de forma segura para os suínos e para os trabalhadores. O projeto foi desenvolvido para o carregamento dos suínos na fase de terminação, mas pode ser utilizado para várias outras situações de carregamento, tanto de outros suínos, como objetos.

1.3 PROBLEMA DE PESQUISA

Atualmente, o carregamento de suínos em propriedades é feito manualmente e através de demanda elevado esforço físico dos envolvidos. Além disso, este processo de carga causa estresse e ferimentos nos suínos, além de demandar de muito tempo para a execução da tarefa.

Tem-se como problema da pesquisa, o difícil carregamento de suínos para os caminhões que, no momento presente, ocorre através de rampa que faz a ligação entre a unidade de terminação e o veículo de transporte.

Inicialmente é necessário saber qual a demanda de suínos que as propriedades criam e a capacidade máxima que o veículo de transporte suporta. Alguns mecanismos para esse fim já estão sendo introduzidos nas propriedades, mas, os mesmos, são de uma forma simples. Com o desenvolvimento deste projeto busca-se a melhor utilização e otimização no desenvolvimento do sistema de carregamento.

Com base no problema exposto, elabora-se a seguinte pergunta: qual o mecanismo de movimentação que proporcionará o deslocamento de suínos da Unidade de Terminação aos caminhões com mais facilidade, sem que, os trabalhadores façam grande esforço físico e em menos tempo possível?

1.4 HIPÓTESES

Com base em pesquisas e discussões provenientes do problema levantado, foi elencada a seguinte hipótese:

- Hipótese: Dimensionamento de um sistema de elevação através de parafuso roscado, e desenvolvimento de estrutura pantográfica para elevação, sendo toda a estrutura movimentada através de rodas.

1.5 JUSTIFICATIVA

Este projeto de TFC (trabalho final de curso) justifica-se pela necessidade da inserção de tecnologia na suinocultura, em um dos processos a serem melhorados e estudados que é o carregamento e o transporte de suínos.

Nas propriedades que tem como princípio a criação ou engorda de suínos, percebe-se que a produção de suínos é cada vez maior, partindo do amplo crescimento do mercado consumidor. Para suprir a demanda faz-se necessário a

diminuição do tempo e o aumento da qualidade no manejo dos suínos, a fim de eliminar ou, pelo menos, minimizar as lesões dos suínos principalmente nos cascos, oriundos de um deslocamento em mecanismo impróprio, garantindo melhor qualidade ao produto final.

Desta forma, este projeto contribuirá com todos os produtores de suínos, pois se efetivará na facilitação e na agilização do carregamento de suínos. Desta forma, surge à oportunidade da aplicação do sistema mecânico que será dimensionado neste estudo.

1.6 OBJETIVOS

1.6.1 **Objetivo Geral**

O objetivo geral do projeto é criar um mecanismo para auxiliar os produtores no carregamento de suínos para os caminhões. Partindo disto, tem-se como propósito substituir o sistema de rampa utilizado atualmente, e inserir um sistema mecânico, modernizando o processo de carregamento de suínos. Busca-se desenvolver este projeto com a melhor qualidade possível para um grupo de produtores e gerar maior facilidade de deslocamento para que se utilize em mais de uma propriedade.

1.6.2 **Objetivos Específicos**

Alinhado ao objetivo geral, os objetivos específicos deste trabalho são:

- a) Dimensionar um sistema mecânico que possa substituir a rampa atualmente usada no carregamento de suínos;
- b) O mecanismo proposto no projeto possuir um sistema que lhe permita ser transportado para utilização em um conjunto de propriedades;
- c) Ser um sistema altamente seguro para as pessoas que executarão o processo de carregamento, bem como, para os suínos;
- d) Promover carregamento ágil otimizando tempo e garantindo um menor desgaste físico dos produtores e demais envolvidos neste processo.
- e) Em vistas dos suínos, oportunizando um carregamento de menor estresse e danos físicos, garantindo uma qualidade superior da carne.

2 REVISÃO DA LITERATURA

2.1 HISTÓRIA DA SUINOCULTURA

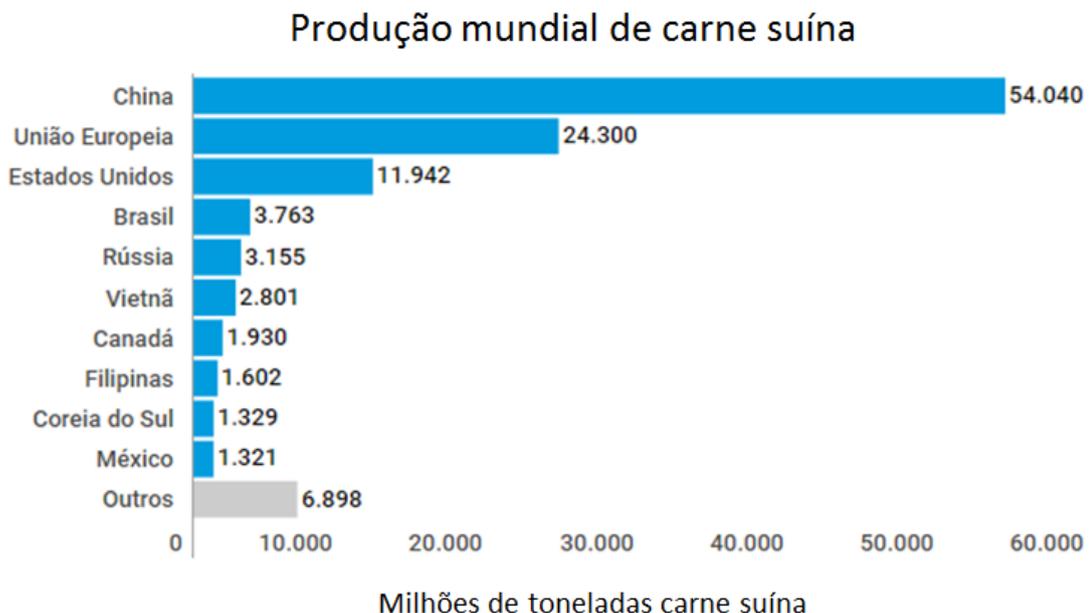
Há pesquisas que demonstram que o consumo da carne suína é uma das formas de alimentação mais antigas, tendo sido introduzida cerca de 5000 a.c. Estudos apontam que os suínos tenham sido domesticados tanto no Oriente Médio como na China. A natureza adaptável e sua dieta vasta permitiram que os homens primitivos o domesticassem, antes de qualquer outro animal (ABPA, 2014).

Os primeiros suínos a chegar ao Brasil, foram trazidos pelo navegador Martim Afonso de Souza no ano de 1532 no litoral paulista. Anos após esse acontecimento chegaram alguns navios no estado da Bahia com suínos domesticados. No estado do Rio Grande do Sul os suínos chegaram por volta do século XIX (SEBRAE, 2008).

A carne suína é a fonte de proteína animal mais consumida no mundo, sendo praticamente o dobro da carne bovina. Segundo EMBRAPA, (2018) foram consumidas cerca de 112,5 milhões de toneladas de carne suína no mundo no ano de 2018, sendo que a China é responsável pelo consumo de 49,25% desse montante.

A Figura 1 indica os principais produtores de carne suína no mundo no ano de 2018 sendo o Brasil o quarto maior produtor, atrás somente da China, União Europeia e os Estados Unidos.

Figura 1 – Gráfico da produção mundial de carne suína



Fonte: EMBRAPA (2018).

Segundo Ferreira (2014) nos últimos 32 anos o Brasil tem evoluído muito em relação ao resto do mundo, a produção brasileira cresceu cerca de 220% enquanto a produção mundial 110%.

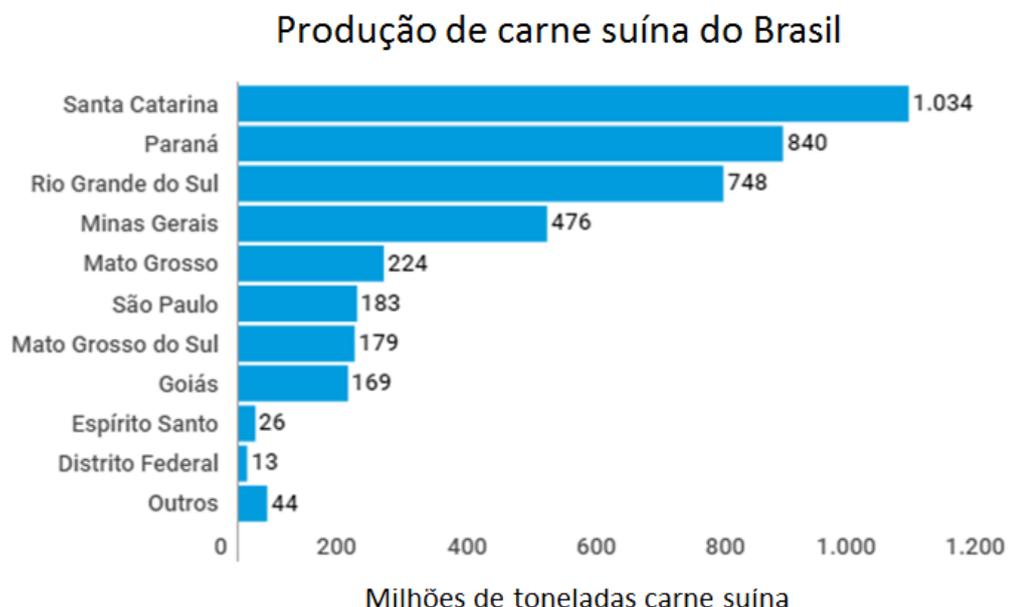
Para garantir e se consolidar ainda mais na quarta posição de produção mundial de carne suína, o país vem se destacando como uns dos principais produtores e exportadores. Segundo o ABRA, (2018) graças aos estudos e investimentos na evolução genética da espécie, foi reduzido o teor de gordura, colesterol e calorias deixando a carne suína brasileira mais magra e nutritiva.

O Brasil no ano de 2015 possuía 1.720.255 matrizes alojadas no território nacional, distribuídas em 3,1 mil granjas de produção e 15 mil granjas de engorda. Santa Catarina lidera o ranking com 24,4% das matrizes, na sequência vem o Rio Grande do Sul com 19,8% das matrizes e o Paraná com 15,4%, sendo assim a região sul é o maior produtor com cerca de 59,6% de todas as matrizes de suínos no Brasil (NEVES, 2016).

Segundo a EMBRAPA em 2018 o número de matrizes distribuídas pelo território nacional aumentou significativamente chegando a ser de 2.039.356 matrizes alojadas.

Na Figura 2 constam que os principais produtores de suínos no território brasileiro estão localizados na região sul do país, produzindo cerca de 66,6% da produção nacional, estando o Rio Grande do Sul na terceira colocação.

Figura 2 – Gráfico de produção suína do Brasil



Fonte: EMBRAPA (2018).

Na Figura 3 mostra-se que a região sul é responsável por cerca de 91,32% da exportação brasileira.

Figura 3 – Gráfico de Exportação de carne suína no Brasil



Fonte: EMBRAPA (2018)

2.2 SISTEMA DE CRIAÇÃO

As instalações bem planejadas e bem dimensionadas fazem com que os suínos tenham um manejo adequado, poupando esforço físico e não ficando expostas as variações climáticas, potencializando o bem-estar animal, atingindo alta produtividade (CARVALHO, 2009).

Dentre os inúmeros fatores que contribuem para o aumento da produtividade destacam-se que o manejo ligado às instalações bem executadas reduz os custos, devido a maior eficiência da mão de obra, conforto, salubridade e produtividade dos suínos e maior satisfação do criador (SARTOR, 2004).

Conforme Sartor; Souza; Tinoco (2004), no decorrer dos anos, os criadores vem melhorando e intensificando as técnicas de manejo, mudando-as gradualmente dos sistemas de criação extensivo para o intensivo, procurando melhor controle sanitário, eficiência de mão-de-obra e desempenho dos suínos, nesse sentido as instalações apresentam um papel fundamental no desempenho dos suínos.

- a. Extensivo: os suínos são criados à solta, basicamente sem práticas de higiene ou uso de instalações. A alimentação é simples.

- b. Semi-intensivo: já existe um certo controle na alimentação e higiene. Existem instalações principalmente para as fêmeas durante a fase de gestação e amamentação. As instalações são ligadas a piquetes gramados.
- c. Intensivo: os suínos são mantidos em confinamento, porém em algumas fases da vida podem ter acesso a piquetes com gramíneas e leguminosas. Recebem ração balanceada, práticas sanitárias e instalações apropriadas. Há também, neste sistema, a possibilidade de controle da ventilação, da temperatura e da umidade do ar (CARVALHO, 2009, p.08).

De acordo com SEBRAE (2008) o produtor pode optar por uma produção que englobe todo ciclo de produção ou por apenas uma fase ou outra deste ciclo:

- Ciclo de reprodução, onde são obtidos os leitões;
- O ciclo de leitões envolve a fase de reprodução e tem por produto final os leitões-desmamados ou para terminação;
- O ciclo da produção de terminados envolve somente a fase de terminação e tem por produto final o suíno pronto para o abate;
- A produção de reprodutores visa obter futuros reprodutores — machos e fêmeas.

2.3 EMBARQUE

No manejo pré-abate, os procedimentos de retiradas dos suínos, ou seja, a condução dos suínos até o interior do caminhão, o transporte e o desembarque são as causas de estresse, que podem comprometer a qualidade da carne e o bem estar dos suínos (COSTA, et al. 2016).

O planejamento do embarque se inicia quando são definidos o dia e a quantidade de suínos que serão transportados. A partir desses dados, é necessária a organização da documentação necessária para a movimentação dos suínos, e fazem-se os cálculos de quantos veículos é preciso para o transporte. Muitas instalações não estão adequadas para o manejo dos suínos, tornando o embarque cansativo e estressante para os suínos e manejadores. (COSTA, et al. 2016).

2.3.1 Dimensionamento das instalações

O mecanismo de embarque (embarcadouro) deve ser constituído de uma estrutura rígida, que não vibre durante o embarque dos suínos. Sendo assim os suínos não se sentirão com medo ao se deslocarem ao longo do embarcador. A largura interna deve ser de 1,00 a 1,10 m, permitindo a passagem de pelo menos dois suínos ao mesmo tempo, evitando que percam o contato visual com outros suínos, facilitando o embarque reduzindo o número de paradas, retornos e contato entre suínos e manejador. (COSTA, et al. 2016).

As paredes laterais deve ter uma altura mínima de 1,00 m para assim evitar que os suínos saltem para fora de embarcador, ocasionando lesões, hematomas e fraturas ou até a morte. Devem ser sólidas, reduzindo a interação do animal com o ambiente externo, não provocando distrações que geram paradas e atrasos no deslocamento dos suínos. (COSTA, et al. 2016).

Segundo a ABCS (2016), o piso deve ser antiderrapante, limpo e estar seco para que os suínos e as pessoas não sofram quedas, o ambiente deve estar bem iluminado desde que não ofusque a visão dos suínos. Outra recomendação é que entre o caminhão e o equipamento não tenha um vão para que os suínos possam cair ou ficarem presos.

2.3.2 Soluções disponíveis para o carregamento dos suínos

Atualmente, por não existir muitas alternativas mais viáveis, o carregamento é feito manualmente e através de uma rampa, e com isso se tem inúmeras dificuldades. A Figura 4 mostra um tipo de mecanismo utilizado.

Figura 4 – Mecanismo atual de carregamento



Fonte: ABCS (2016).

Uma alternativa existente é representada na Figura 5, sendo esta, uma estrutura metálica, com movimentação vertical através de cabos de aço, possibilitando a automatização do processo, não sendo necessário tanto esforço físico dos manejadores.

Figura 5 – Embarcador movimentação vertical



Fonte: ABCS (2016).

Seguindo a mesma linha do mecanismo de carregamento da Figura 4, o sistema da SCHEMAQ tem uma melhoria no seu sistema de elevação, pois possui em suas laterais dois pistões para fazer a elevação e a inclinação da rampa, conforme a Figura 6.

Figura 6 – Embarcador SCHEMAQ



Fonte: Allbiz (2019).

2.4 NORMAS DE SEGURANÇA

Algumas normas de segurança devem ser seguidas para que o equipamento esteja completamente seguro, tanto para os suínos quanto para as pessoas que utilizarem o mesmo.

2.4.1 NR11 - Transporte, Movimentação, Armazenagem e Manuseio de Materiais.

O objetivo da NR 11 é garantir o maior nível possível de resistência dos materiais e de segurança nas atividades, de modo a evitar acidentes, quedas e atropelamentos. Para isso, a norma estipula diversas especificações e práticas importantes para a produção e o funcionamento de máquinas como plataformas elevatórias.

A norma determina que o operador da plataforma tenha recebido treinamento e que esteja apto para a operação da máquina.

Outros procedimentos devem ser levados em prática para que garantam e minimizem os riscos, que consiste em sempre verificar os itens de segurança tanto da máquina quanto do operador, o sistema elétrico e todos os outros itens especificados. Caso seja constatado alguma anormalidade deve-se reparar o equipamento.

2.4.2 NR12- Segurança no Trabalho em Máquinas e Equipamentos

Os principais pontos a serem seguidos conforme a NR12 são:

- Seguindo o item 12.67 da norma que diz o seguinte:
 - a) As plataformas móveis devem ser estáveis, de modo a não permitir sua movimentação ou tombamento durante a realização do trabalho.
(Portaria MTb n.º 1.083, de 18 de dezembro de 2018)
- Seguindo o item 12.70 da norma NR12 que diz o seguinte:
 - b) Os meios de acesso, exceto escada fixa do tipo marinho e elevador, devem possuir sistema de proteção contra quedas com as seguintes características:
 - c) Ser dimensionados, construídos e fixados de modo seguro e resistente, de forma a suportar os esforços solicitantes;
 - d) Ser constituídos de material resistente a intempéries e corrosão;

- e) Possuir travessão superior de 1,10 m (um metro e dez centímetros) a 1,20 m (um metro e vinte centímetros) de altura em relação ao piso ao longo de toda a extensão, em ambos os lados;
 - f) O travessão superior não deve possuir superfície plana, a fim de evitar a colocação de objetos;
 - g) Possuir rodapé de, no mínimo, 0,20 m (vinte centímetros) de altura e travessão intermediário a 0,70 m (setenta centímetros) de altura em relação ao piso, localizado entre o rodapé e o travessão superior.
- (Portaria MTb n.º 1.083, de 18 de dezembro de 2018)

2.5 ELEVADOR PANTOGRÁFICO

O elevador do tipo pantográfico é um tipo de plataforma que geralmente só pode se mover na direção vertical. O dispositivo consiste em hastes dobráveis e interligadas em um padrão cruzado estilo 'X', chamado de pantógrafo (ou tesoura). O movimento para cima é conseguido através da pressão aplicada em uma de suas barras transversais, alongando o padrão, e impulsionando as hastes verticalmente (COSTA et al, 2016).

O trabalho do mecanismo de tesoura pode ser hidráulico, pneumático ou mecânico. Dependendo do sistema utilizado pode não ser necessário nenhum esforço para descer a plataforma, sendo apenas feita a liberação da pressão hidráulica ou pneumática (COSTA et al, 2016).

Figura 7 – Exemplo de plataforma Pantográfica



Fonte: <https://www.jlg.com/pt-pt>

2.6 MOTOR ELÉTRICO

Motor elétrico é um equipamento que transforma energia elétrica em energia mecânica, geralmente, energia cinética, em um motor com a presença de corrente elétrica, alternada ou contínua, garantirá movimento em um eixo, que pode ser aproveitado de inúmeras maneiras (FRANCHI, 2008).

Segundo Franchi (2008), o acionamento de equipamentos por motores elétricos é um assunto de muita importância econômica, estima-se que de 70% a 80% de energia elétrica consumida nas indústrias pelo mundo é transformada em energia mecânica por motores elétricos.

2.7 PARAFUSO DE POTÊNCIA

O parafuso de potência ou parafuso de transmissão é um dispositivo usado em mecanismos com a função de transformar movimento angular em movimento linear para transmitir potência e grandes esforços de movimentação. Prensas e macacos são exemplos de mecanismos que utilizam esse sistema de movimentação e potência (MONTEIRO, 2014).

Segundo a empresa A.T.I Brasil, fuso trapezoidal é uma barra formada por rosca e passos com um ângulo de 30°. Utilizado em mecanismos e aplicações que necessitam de movimento linear na vertical ou horizontal.

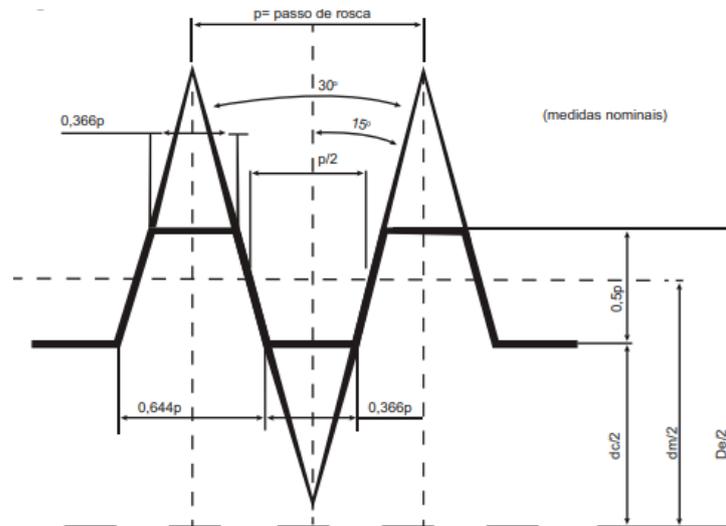
O fuso trapezoidal exerce alta força de tração ou compressão, e pode transmitir um alto torque (A.T.I do Brasil, 2019).

Vantagens de se utilizar fuso de rosca trapezoidal segundo a A.T.I Brasil:

- Grande quantidade de acessórios;
- Montagem simples e fácil manutenção;
- Vários tamanhos e capacidade de carga;
- Travamento automático;
- Acionamento possível por vários meios: motor elétrico, hidráulicos, pneumáticos ou manualmente.

Na Figura 8 está representado o parafuso ou fuso trapezoidal a fim de exemplificar a sua forma.

Figura 8 – Fuso de rosca trapezoidal



Fonte: (A.T.I do BRASIL s.d.).

2.8 RESISTENCIA DOS MATERIAIS

2.8.1 Força peso

Conforme qualquer outra forma, o peso de um corpo em Kg pode ser representado em Newtons, como um corpo ganha aceleração g , denominada aceleração gravitacional com valor igual a $9,81\text{m/s}^2$, conforme a Equação 1. (BEER et al, 2008)

$$F = m \times g \quad (1)$$

Sendo **F** a força dinâmica e **m** a massa em Kg.

2.8.2 Tensão Admissível

A tensão admissível do material é a capacidade que o mesmo pode suportar com um coeficiente de segurança, conforme a Equação 2 tem-se a tensão normal e pela Equação 3 a tensão de cisalhamento (WEHRMANN, 2012).

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_e}{Sg} \quad (2)$$

$$\tau_{adm} = \frac{\sigma_e}{Sg} \quad (3)$$

O Sg é o coeficiente de segurança para que garanta que o material utilizado seja adequado e suportará os esforços aplicados, além de garantir uma vida mais longa ao equipamento.

2.8.3 Momento fletor e força cortante

O momento fletor aplica tensões normais enquanto o esforço cortante provoca tensões de cisalhamento na seção. Como as distribuições das tensões normais dependem apenas do valor do momento fletor (HIBBELER, 2009).

Conforme o Hibbeler (2009) a força cortante em algum ponto em uma viga é positiva quando as forças externas atuantes na estrutura tendem a cisalhar (cortar) no ponto que a força é aplicada. Já o momento fletor é positivo quando as forças externas que atuam na estrutura tendem a flexionar.

Para a uma carga distribuída a Equação para momento fletor máximo é dada pela Equação 4.

$$M = \frac{q \times l^2}{8} \quad (4)$$

2.8.4 Flexão

A flexão é usada para determinar a tensão normal de um elemento reto e seção transversal simétrica em relação ao eixo e momento perpendicular ao mesmo eixo. Com isso tem-se a seguinte Equação 5 para a flexão (HIBBELER, 2009).

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M}{I} \quad (5)$$

2.8.5 Tensão

Tensão é uma força por unidade de área, ou intensidade de forças em certa seção, e é representada pela letra grega σ (sigma). A tensão em um componente de seção transversal A, aplicado uma carga axial F, dividindo-se tem a tensão conforme Equação 6 (BEER, 2008).

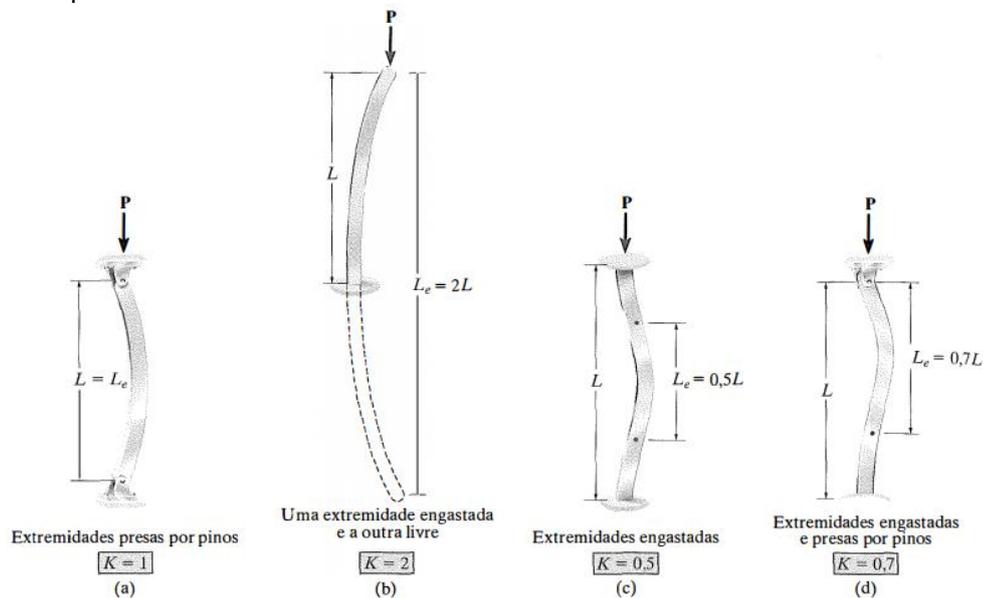
$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (6)$$

2.8.6 Flambagem

Sempre que se projeta é necessário que a peça atenda os requisitos necessários de resistência, flexão e estabilidade. Alguns elementos podem estar sujeitos a cargas onde que estas podem causar deflexão ou oscilação lateral, chamadas habitualmente de flambagem (BEER, 2008)

Inicialmente é necessário o calculo do comprimento efetivo, conforme a Figura 9, onde L é o comprimento total da peça e L_e o comprimento efetivo.

Figura 9 - Comprimento Efetivo



Fonte: (HIBBELER, 2009) pag. 485

Após análise do comprimento efetivo, podemos expressar a formula de Euler como, Equação 7.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \times E \times I}{(K \times L)^2} \quad (7)$$

3 METODOLOGIA

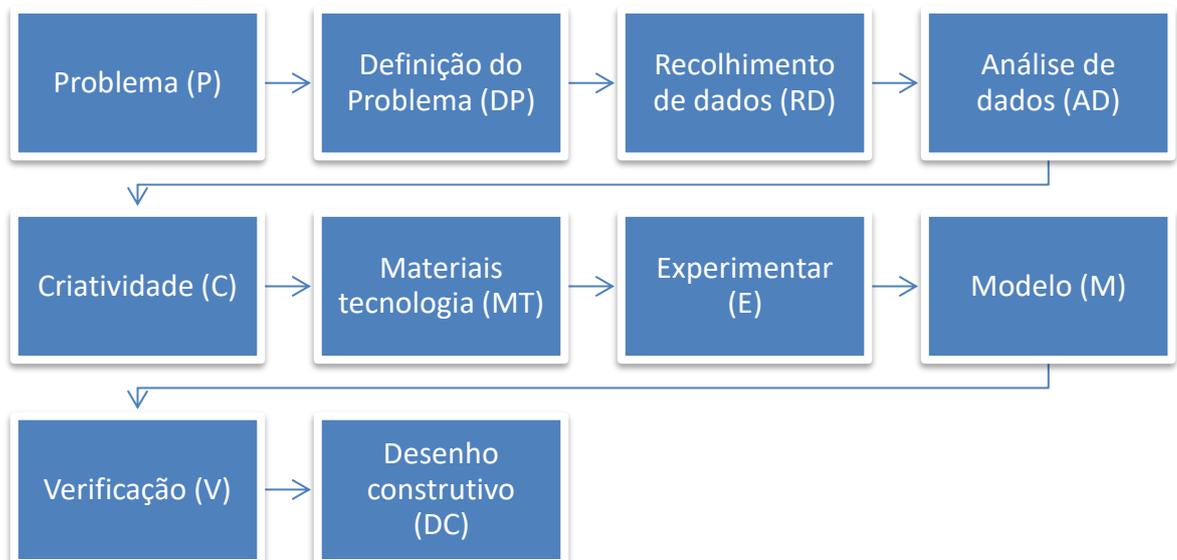
Nessa etapa estão apresentados os métodos e técnicas estudadas e executadas para o dimensionamento de sistema de elevação e movimentação de suínos, bem como para a elaboração deste trabalho.

Para a elaboração do projeto foi utilizado uma metodologia de projeto do produto, onde tudo é definido com métodos e técnicas de acordo com o desenvolvimento do projeto. Um dos métodos destacados é o exploratório que segundo Gil (2002) tem como objetivo principal se familiarizar com o problema em questão, a fim de torná-lo mais evidente ou a justificar hipóteses.

A metodologia do desenvolvimento do produto aplicada neste estudo optou por seguir a metodologia de Bruno Munari.

O método de Munari é essencial para que a solução desejada seja alcançada adequadamente. As etapas da metodologia devem ser utilizadas em sequência, mesmo que não aplicadas por completo. Pelo menos parte delas servem para fornecer subsídios para a criação e o desenvolvimento de novas e melhores ideias ou produtos.

Figura 10 – Metodologia Projetual de Munari



Fonte: Adaptado de Munari (1998, p. 66).

No esquema da Figura 10 apresentado por Munari (1998), o entendimento do consumidor está relacionado às etapas de recolhimento e análise dos dados. As etapas de experimentação, modelo e verificação estão ligadas e podem atingir

diretamente no diálogo com os requisitos do consumidor. Todas as etapas estão sujeitas a alterações devido as modificações feitas nas etapas anteriores, onde detalhes surgem e são desenvolvidos. O conceito de projeto tende a ficar cada vez mais claro a cada ciclo avançado. Com todas as alterações feitas, o projetista percebe e analisa novas oportunidades e problemas que vão sendo anexados ao projeto, evitando problemas na fase de lançamento do produto. (GONÇALVEZ; MEDEIROS 2013 apud MUNARI, 1998). No Quadro 1 está descrito os passos, segundo a metodologia de Bruno Munari, adaptado para o desenvolvimento do projeto de um dispositivo para movimentação e elevação.

Quadro 1 – Método proposto por Munari:

Problema	Dificuldade no deslocamento dos suínos da Unidade de Terminação ao veículo de transporte.
Definição do Problema	O Problema pode ser resumido ao alto nível de esforço físico para o carregamento dos suínos e o tempo utilizado.
Componentes do Problema	A falta de ergonomia no transporte e carregamento dos suínos, tempo utilizado para a condução dos suínos até o veículo transportador.
Recolhimento de dados	Estudos de pesquisas de equipamentos já ofertados no mercado para solucionar o problema, levando em conta o público alvo são as médias e grandes propriedades rurais.
Criatividade	Através de comparações e estudos dos equipamentos existentes surgiu a oportunidade de desenvolver um dispositivo de elevação dos suínos, com sistema de elevação pantográfico, além de poder ser movimentado para outras propriedades.
Materiais e metodologias	Para o projeto será utilizado chapas e vigas metálicas, entre outros componentes com o menor custo e facilidade na fabricação, mas que atendam todos os requisitos desejados.
Experimentação	Por se tratar somente o dimensionamento e o projeto, não será feita a fabricação e por isso não haverá testes.
Modelo	O modelo será desenvolvido em software CAD, com as matérias primas escolhidas e dimensionadas adequadamente.
Verificação	Utiliza-se o modelo desenvolvido para a verificação de possíveis problemas que poderão vir a ocorrer, colocando o mesmo em adversas situações.
Desenho construtivo	Com o projeto pronto, nessa fase são fornecidos os desenhos técnicos com as especificações, para o início da produção.
Solução	Produto finalizado, elevador de carregamento de suínos, agora o agricultor poderá fazer o carregamento dos suínos com mais facilidade, rapidez e segurança, podendo deslocar o mesmo pela propriedade ou até mesmo para outras.

Fonte: Autores 2019. Adaptado de método Munari.

3.1 PROJETO DETALHADO

Durante essa fase do projeto detalhado os projetistas têm como objetivo desenvolver e finalizar todos os requisitos e especificações do produto, para serem encaminhadas para a manufatura e outras fases do desenvolvimento (AMARAL, et al. 2006).

Durante o detalhamento do projeto, diferentemente da fase de projeto conceitual, não é preciso aplicar métodos específicos para cada passo individualmente. É recomendado proceder do qualitativo ao quantitativo, do abstrato ao concreto, do desenho de conjunto para o detalhamento e prever verificações necessárias para fazer correções (BOLGENHAGEN, 2003 apud PAHL & BEITZ, 1996).

A modelagem das peças, montagem e detalhamento do produto foram realizados através da utilização de Software Solidworks 2016. SolidWorks é um aplicativo de automação de projetos mecânicos que permite aos projetistas esboçar ideias rapidamente, experimentar recursos e dimensões e produzir modelos e desenhos detalhados, utilizado por projetistas e engenheiros de diversas áreas (FIALHO 2012).

4 APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS

4.1 DIMENSIONAMENTO DA ESTRUTURA DO EQUIPAMENTO

O primeiro passo a seguir em um projeto de um novo equipamento é o correto dimensionamento e estudo de seus componentes constituintes, para provar matematicamente que a estrutura suportará os esforços e será capaz de executar a sua função prevista de maneira adequada e segura.

Alguns parâmetros de projeto são definidos para que se inicie o dimensionamento do mecanismo conforme Quadro 2.

Quadro 2 – Parâmetros iniciais do projeto.

Dados	Valores
Número mínimo de suínos a carregar	11
Altura de elevação	1 m
Largura da plataforma	2,2 m
Altura da plataforma	1,2 m
Comprimento da plataforma	3,2 m

Fonte: Autores (2019)

No projeto desenvolvido foram dimensionadas apenas algumas estruturas do mecanismo, são elas:

- Plataforma superior (Vigas U enrijecidas, chapas de compensado);
- Estrutura Pantográfica;
- Buchas;
- Pinos;
- Mancais;
- Rolamentos;
- Parafuso de potência;
- Motor.

Não foram dimensionadas as seguintes estruturas, sendo que as mesmas serra apenas ilustradas no projeto.

- Chassi;
- Barras guias;
- Vigas suporte do motor;
- Parte elétrica.

Todos os desenvolvimentos a seguir resultaram no projeto final conforme a Figura 11.

Figura 11 – Desenho do projeto final



Fonte: Autores (2019)

4.1.1 Determinação da força dinâmica de elevação

Para definir a capacidade de elevação de massa do dispositivo usa-se como base a quantidade máxima de suínos que poderão ser carregados que é de 11 suínos. Em média os suínos têm 120 Kg então a massa resultante será de 1.320 kg

mais a massa da plataforma na qual os suínos irão estar que terá a massa de 850 Kg, resultando em uma massa total de 2.170 Kg e devemos usar um fator que multiplicado pela massa a ser elevada, resultando em uma força máxima que este tipo de mecanismo é submetido devido aos esforços dinâmicos, sob as condições de trabalhos e velocidades de operação.

Para o projeto, dimensionou-se a estrutura para o máximo de 14 suínos, pois a recomendação é de que a quantidade máxima de 0,425 m²/suíno.

Como optou-se por dimensionar o mecanismo para carregamentos verticais busca-se o coeficiente de segurança para o mesmo, este é de 1,5 em relação ao peso dos suínos então a força dinâmica máxima que o mecanismo será submetido para elevar a massa de 2.830 kg será calculada pela Equação 8, resultando na força dinâmica máxima.

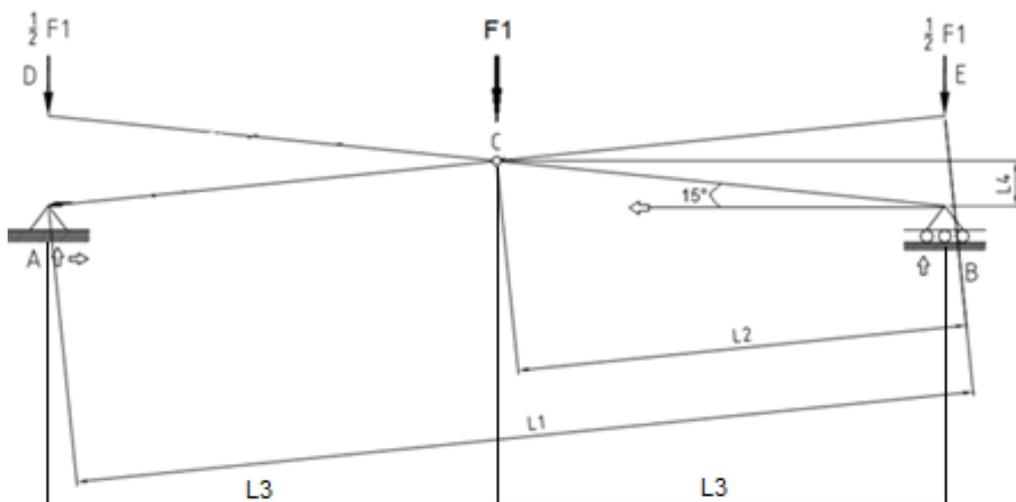
$$F1 = m \times g = 2830 \times 9,81 = 27.762N \quad (8)$$

Onde **g** é a aceleração da gravidade, sendo adotado o valor de 9,81m/s² e **m** a massa a ser elevada.

4.1.2 Cálculo das reações de apoio do mecanismo

Para cada posição de elevação, o mecanismo terá uma nova condição de cálculo, devido a isto teve-se que encontrar a pior das situações em que as forças atuam.

Figura 12 – Desenho do mecanismo



Fonte: Adaptado de WEHRMANN 2012, pg. 56

Após algumas aplicações, chegou-se a conclusão que a pior das situações é quando o mecanismo está no ponto mais baixo, pois suas hastes ficam muito na horizontal, havendo um pequeno ângulo entre a linha de centro e o eixo horizontal, sendo assim o dimensionamento é realizado através da posição mais baixa do mecanismo, pois este é o mais crítico.

A Figura 12 mostra o mecanismo pantográfico na posição inicial 15°, onde se aplica a carga no centro dos pontos, representado por F1, retirado do Anexo F.

Quadro 3 – Características técnicas.

Descrição	Valor
Massa a elevar	2830 Kg
Comprimento haste L1	3,075 m
Largura máxima do pantógrafo	2,969 m
Ângulo	15 °
L2	1,5375 m
L4	0,400 m
L3 = L2 x cos(15°)	1,4851 m

Fonte: Autores (2019)

As características técnicas estão representadas no Quadro 3, estas serão utilizadas para dimensionar a estrutura do mecanismo.

As forças aplicadas em E e D, conforme Figura 11, utilizando a Equação 9:

$$FEy = FDy = \frac{1}{4} \times F1 = FDy = \frac{1}{4} \times F1 = \frac{1}{4} \times 27.762 = 6.940N \quad (9)$$

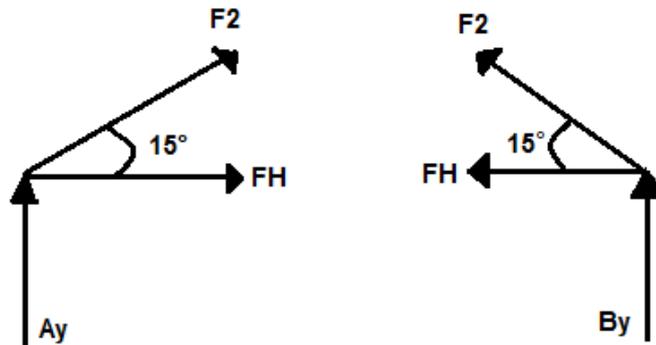
A força que atuará em Ay é dada pela Equação 10:

$$FAy = \frac{1}{4} \times F1 = \frac{1}{4} \times -27.762 = 6.940N \quad (10)$$

A força em B será igualmente proporcionar a força em A para que ocorra equilíbrio no sistema, então $FA = FB = 6.940N$.

A força horizontal atuante no sistema se da pelas equações a seguir analisando os diagramas de corpo livre conforme Figura 13.

Figura 13 – Diagrama de corpo livre.



Fonte: Autores (2019)

O somatório das forças na vertical ($\Sigma F_V = 0$) e horizontal ($\Sigma F_H = 0$) segundo as Equações 11 e 12 são:

$$F1 + F2 \times \sin 15^\circ = 0 \quad (11)$$

$$F2 = \frac{F1}{\sin 15} = \frac{-6.940}{0,2588} = -26.816 \text{ N}$$

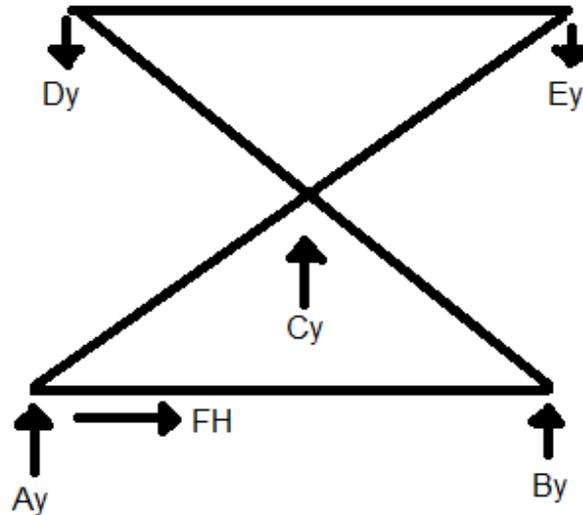
$$FH + F2 \times \cos 15^\circ = 0 \quad (12)$$

$$FH = -F2 \times \cos 15 = -(-26.816) \times 0,9659 = 25.902 \text{ N}$$

Como foi optado por somente um parafuso roscado, a força atuante no fuso será duas vezes a força horizontal sendo igual a 51.804 N.

A figura 14 exemplifica quais os sentidos das forças atuantes na haste pantográfica.

Figura 14 – Sentido as forças atuantes na haste.



Fonte: Autores (2019)

A força atuante no parafuso roscado é igual a 51.804N. Para melhor visualização e entendimento dos resultados, segue Quadro 4.

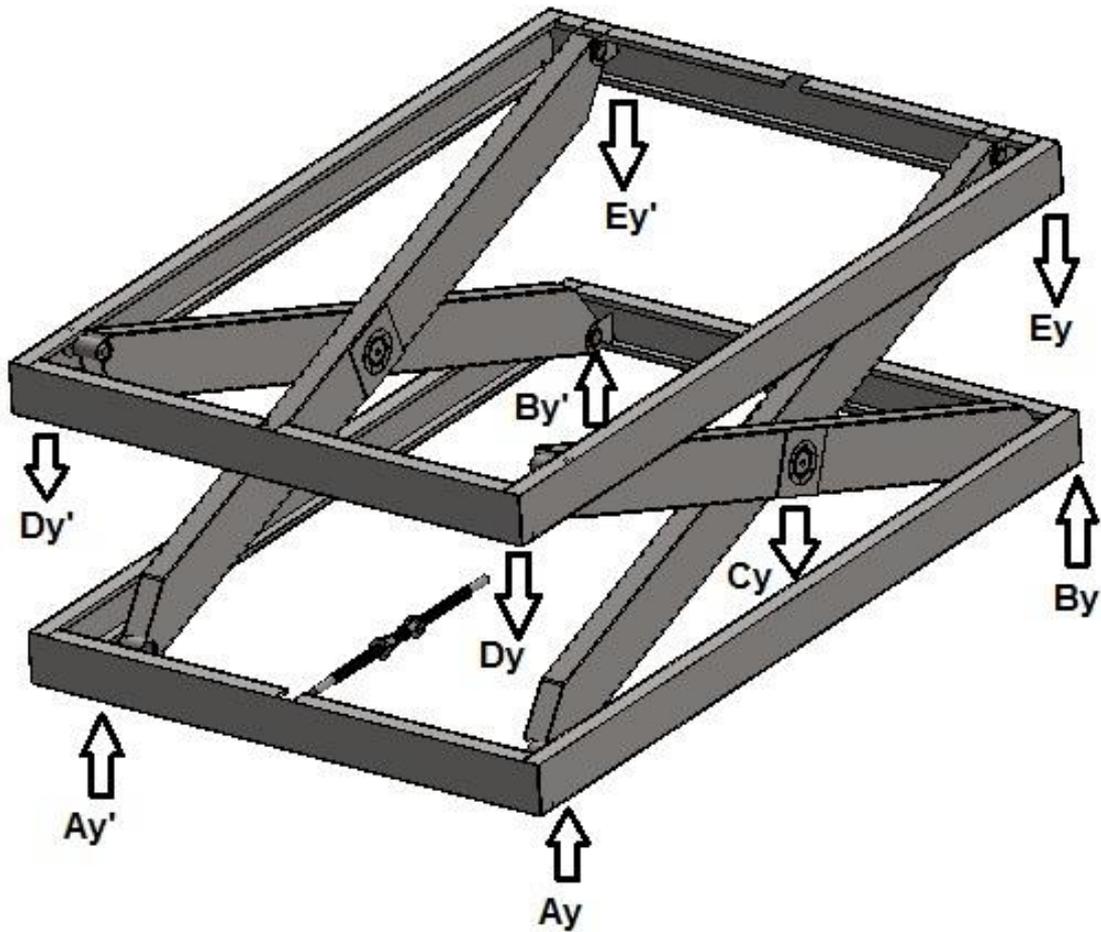
Quadro 4 – Resultados das Reações nos pontos e no parafuso.

Descrição	Valor
F_H (Horizontal no Parafuso)	51.804 N
Ponto A	6.940,5 N
Ponto B	6.940,5 N
Ponto C	13.408 N
Ponto D	6.940,5 N
Ponto E	6.940,5 N

Fonte: Autores (2019)

A Figura 15 representa as forças atuantes no mecanismo conforme a carga distribuída de 27.762 N

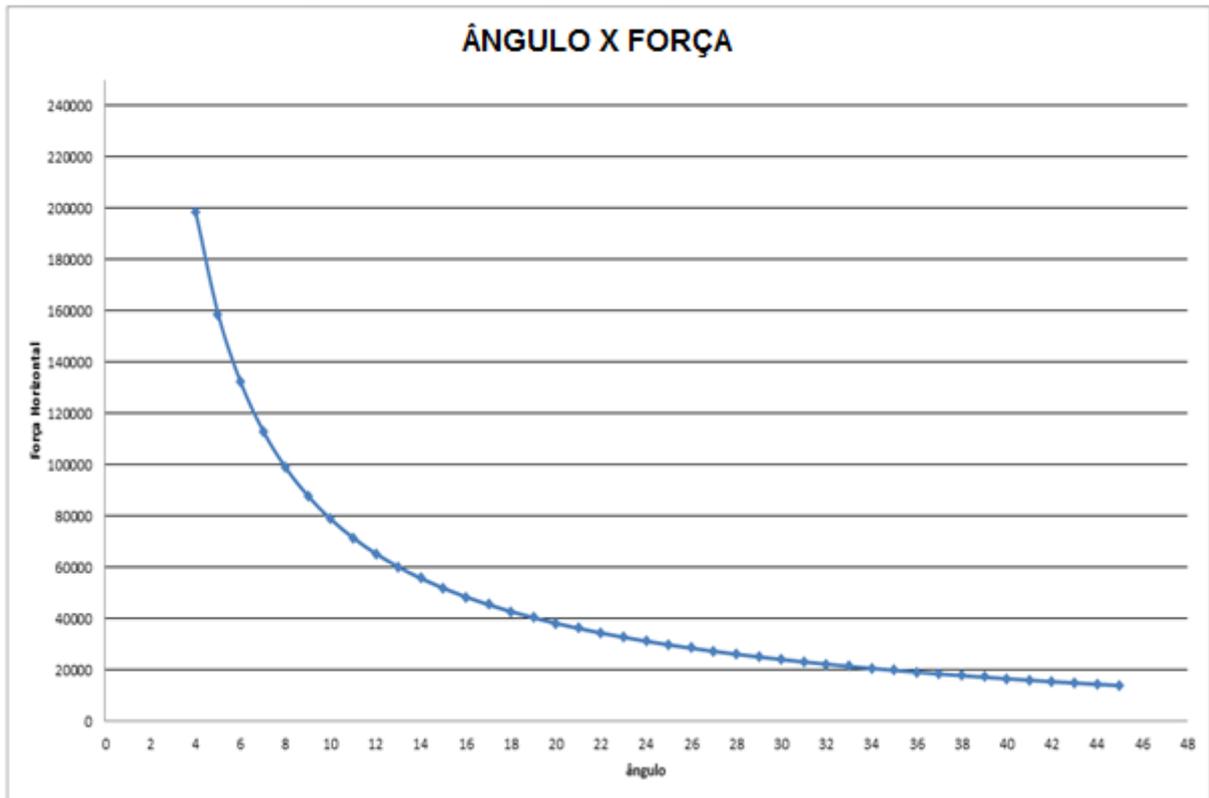
Figura 15 – Forças atuantes no mecanismo.



Fonte: Autores (2019)

Com o intuito de representar por que foi escolhido o ângulo de 15°, utilizamos o Excel e geramos um gráfico para representar as forças horizontais em função do ângulo, obtendo-se a Figura 16 a seguir.

Figura 16 – Gráfico da força horizontal em função do ângulo.



Fonte: Autores (2019)

Com a Figura 16 obtém-se uma análise da variação e de como as forças atuam conforme o ângulo em que estão, foi escolhido o ângulo de 15, pois é a partir daí que o mecanismo se movimentará com mais facilidade, conforme o gráfico mostra, do ângulo 0 ou 14 a força resultante é muito elevada, sendo assim o mecanismo precisa de muito mais potência para ser movimentado.

4.2 ESCOLHA DO MATERIAL

Para as principais estruturas do equipamento o material escolhido foi o aço SAE 1020, para os pinos e mancais foi escolhido o aço SAE 1045, para as buchas foi escolhido o bronze, para atender as principais especificações e propriedades mecânicas que o mecanismo necessita, além de se tratar de materiais mais comuns utilizados na parte estrutural, sendo assim são de fácil procura e baixo custo.

As propriedades mecânicas dos materiais utilizados estão representadas no Quadro 5.

Quadro 5 – Propriedades dos materiais utilizados.

Material	SAE 1020	SAE 1045	BRONZE
Tensão de Escoamento	290 MPa	414 MPa	519 MPa
Limite de ruptura a tração	455MPa	638 MPa	568 MPa
Módulo de Elasticidade	207Gpa	207 GPa	109,8 GPa

Fonte: Juvinal (2013).

Como o equipamento estará submetido a trabalho em ambiente externo, sujeito as condições climáticas, o coeficiente de segurança utilizado será de $S_g = 5$.

A tensão normal admissível para os materiais usados está citada nas Equações 13.

$$\sigma_{adm-1020} = \frac{\sigma_e}{5} = \frac{290}{5} = 58 \text{ MPa} \quad (13)$$

$$\sigma_{adm-1045} = \frac{\sigma_e}{5} = \frac{414}{5} = 82,8 \text{ MPa}$$

A tensão de cisalhamento admissível para os materiais usados está citada nas Equações 14.

$$\tau_{adm-1020} = \frac{\sigma_{adm-1020}}{\sqrt{3}} = \frac{58}{\sqrt{3}} = 33,49 \text{ MPa} \quad (14)$$

$$\tau_{adm-1045} = \frac{\sigma_{adm-1045}}{\sqrt{3}} = \frac{82,8}{\sqrt{3}} = 47,8 \text{ MPa}$$

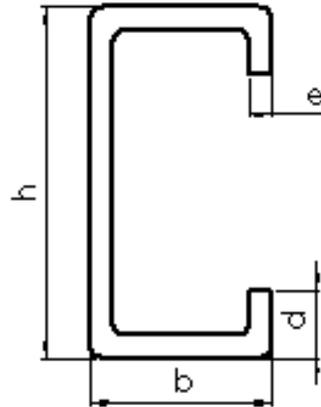
Para que o equipamento suporte os esforços e não entre em colapso é necessário que a tensão normal total (σ_{total}) da estrutura seja menor que a tensão normal admissível (σ_{adm}) e que a tensão cisalhante total (τ_{total}) seja menor que a tensão cisalhante admissível (τ_{adm}).

4.3 PLATAFORMA SUPERIOR

O perfil para solucionar e atender as especificações foi o de perfil U Figura 17 de chapa dobrada enrijecida, o perfil tem um melhor momento de inercia e melhor resistência.

A viga escolhida terá $h = 200 \text{ mm}$, $b = 75 \text{ mm}$, $d = 25 \text{ mm}$ e a espessura irá variar conforme as forças aplicadas, retiradas do Anexo C.

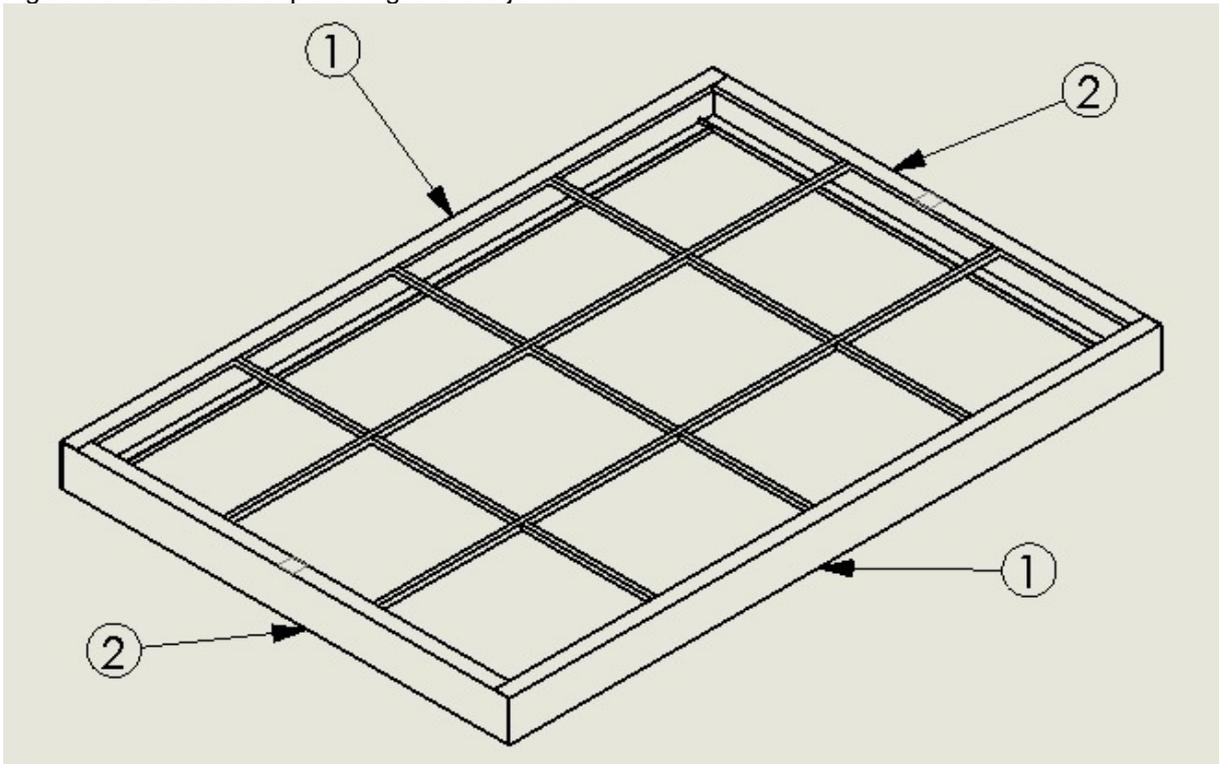
Figura 17 – Perfil Viga U enrijecida.



Fonte: Autores (2019)

A estrutura da parte superior para o melhor dimensionamento será subdividido em 2 partes, conforme Figura 18.

Figura 18 – Estrutura superior vigas U enrijecidas



Fonte: Autores (2019)

4.3.1 Cálculo da tensão máxima devido à carga

Conforme a Figura 17 as vigas de número 1 serão as principais para o sistema, pois é nela que o sistema pantográfico estará apoiado, sofrendo o maior esforço. Nas vigas de número 2 a situação será a mesma apenas estarão em posições diferentes, na parte frontal e traseira.

Nessa situação é considerada a carga atuando sobre a estrutura, como um carregamento concentrado no centro da viga. É necessário dividir a carga em dois igualmente, pois a estrutura apresenta duas vigas em que a carga será suportada. Como o mecanismo está sendo dimensionado para suportar 2.830 kg, a carga que atuará sobre a viga é de 1.415 kg, usando a Equação 15 tem-se:

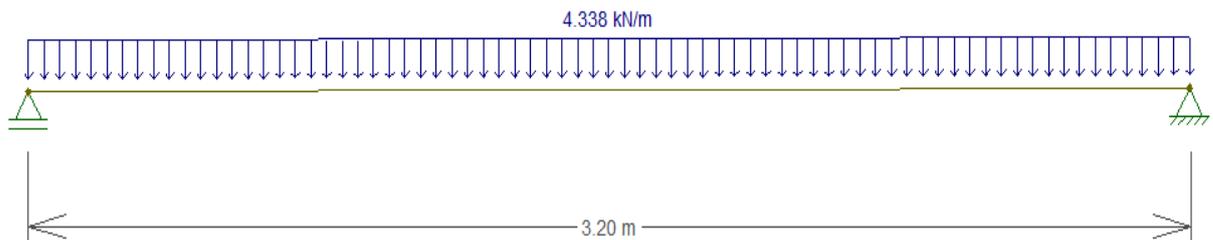
$$F = m \times g = 1.415 \times 9,81 \cong 13.881 \text{ N} \quad (15)$$

Para calcular a carga distribuída que atuará na viga, segue a Equação 16.

$$Q = \frac{F1}{L} = \frac{13.881}{3,2} = 4.338 \text{ N/m} \quad (16)$$

Posteriormente a isso a carga é aplicada utilizando o FTOOL (2017) conforme Figura 19.

Figura 19 – Diagrama referente a carga nas vigas 1

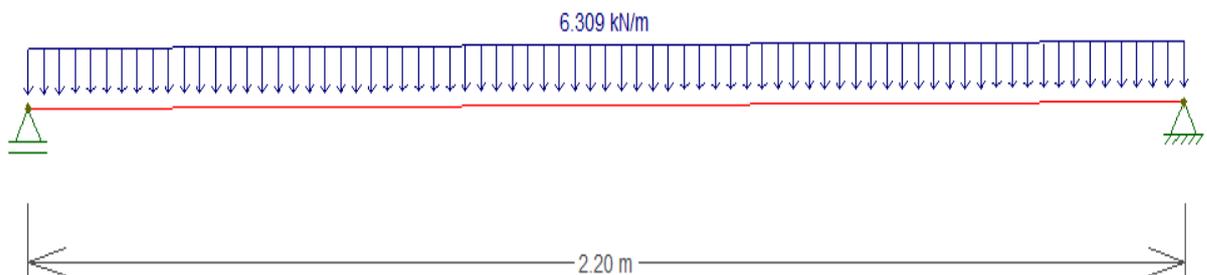


Fonte: Autores (2019)

Para a viga 2, usa-se o mesmo princípio utilizando a Equação 16, tem-se a Equação 17:

$$Q = \frac{F1}{L} = \frac{13.881}{2,2} = 6.309,5 \text{ N/m} \quad (17)$$

Figura 20 – Diagrama referente a carga nas vigas 2



Fonte: Autores (2019)

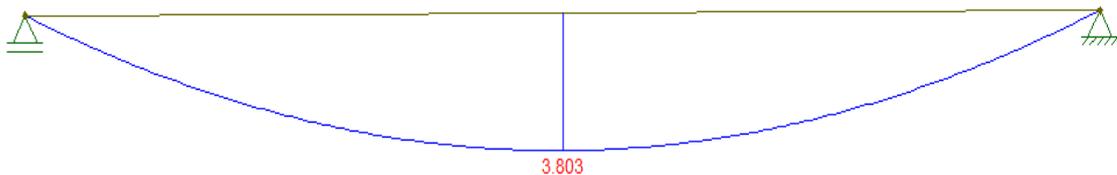
Para se obter os diagramas de momento fletor e máximo esforço cortante que atuam nas vigas U enrijecidas, foi utilizado o programa FTOOL (2017).

Figura 21 – Diagrama Momento Fletor na viga 1



Fonte: Autores (2019)

Figura 22 – Diagrama Momento Fletor na viga 2



Fonte: Autores (2019)

Conforme as Figuras 21 e 22 tem-se os valores do momento fletor em cada uma das vigas 1 e 2.

Conhecendo o valor da carga aplicada, a resistência do material mínima (W_x) pode ser calculada em função do momento fletor máximo ($M_{m\acute{a}x}$) e da tensão normal que atua na viga, usando as Equações 18 e 19.

Viga 1:

$$W_x = \frac{M_{m\acute{a}x}}{\sigma_{carga}} = \frac{5.539}{58 \times 10^6} = 9,55 \times 10^{-5} m^3 = 95,5 cm^3 \quad (18)$$

Viga 2:

$$W_x = \frac{M_{m\acute{a}x}}{\sigma_{carga}} = \frac{3.803}{58 \times 10^6} = 6,557 \times 10^{-5} m^3 = 65,57 cm^3 \quad (19)$$

Conforme os resultados encontrados, foram escolhidas as dimensões das vigas U enrijecidas, conforme Quadro 6.

Quadro 6 – Propriedades vigas U escolhidas.

Viga	Espessura <i>mm</i>	Momento de inércia <i>cm⁴</i>	Módulo de resistência <i>cm³</i>	Peso <i>Kg/m</i>
1	4,76	1012,8	101,2	17,26
2	3,4	691,9	69,1	11,44

Fonte: Autores (2019)

As estruturas na parte interna das vigas estarão somente para servir de apoio e fixação das chapas de compensado. Utilizando uma espessura menor que as vigas principais 1 e 2.

Para checar se os perfis escolhidos satisfazem as especificações exigidas calculou-se o coeficiente de segurança, pelas Equações 20 e 21.

Para a viga 1:

$$Sg = \frac{W_{tabela} \times \sigma}{M_{m\acute{a}x}} = \frac{1,012 \times 10^{-4} \times 290 \times 10^6}{5.539} = 5,29 \quad (20)$$

Para a viga 2:

$$Sg = \frac{W_{tabela} \times \sigma}{M_{m\acute{a}x}} = \frac{6,9 \times 10^{-5} \times 290 \times 10^6}{3.803} = 5,26 \quad (21)$$

Portanto os dois perfis de viga atenderão as necessidades do equipamento com coeficientes de segurança bem elevados.

Com todos os valores necessários encontrados podemos calcular a tensão que a carga aplicará a estrutura, utilizando a Equação 22 e 23.

$$\sigma_{carga} = \frac{M_{m\acute{a}x}}{W_x} = \frac{5.539}{1,012 \times 10^{-4}} = 54,73 \text{ MPa} \quad (22)$$

$$\sigma_{carga} = \frac{M_{m\acute{a}x}}{W_x} = \frac{3.803}{6,9 \times 10^{-5}} = 55,32 \text{ MPa} \quad (23)$$

OBS: Está sendo admitida a hipótese em que o peso da estrutura está sendo desconsiderado no cálculo em função de que os coeficientes de segurança calculados são superiores aos valores mínimos estabelecidos.

4.3.2 Deflexão total (δ_{total})

A deflexão é representada pelas Equações 24 e 25.

Viga 1:

$$\delta = \frac{5 \times q \times L^4}{0,384 \times E \times I} = \frac{5 \times 4.338 \times 3,2^4}{0,384 \times 207 \times 10^9 \times 1,0128 \times 10^{-5}} = 2,82mm \quad (24)$$

Viga 2:

$$\delta = \frac{5 \times q \times L^4}{0,384 \times E \times I} = \frac{5 \times 6.309 \times 2,2^4}{0,384 \times 207 \times 10^9 \times 6,919 \times 10^{-6}} = 1,34mm \quad (25)$$

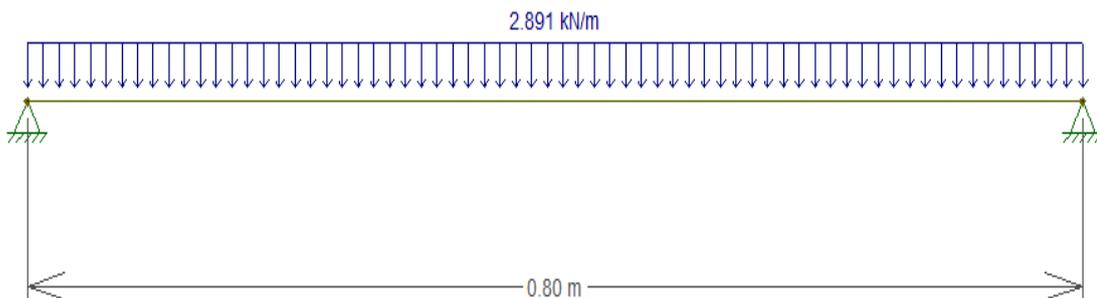
4.4 DIMENSIONAMENTO DA CHAPA DE COMPENSADO

Para revestimento da plataforma foi escolhido colocar chapas de compensado, pois são antiderrapantes e por possuírem um custo menor do que chapas metálicas. Como são 12 divisórias que possuem a base da plataforma, a carga total será dividida por este valor, o que resultará em uma carga distribuída que atuará em cada porção da viga, conforme Equação 26.

$$Q = \frac{F_1}{12 \cdot L} = \frac{27.762}{12 \cdot 0,8} = 2.891 N/m \quad (26)$$

A força 1 foi dividida em 12 partes, porque são 12 vãos que a estrutura superior terá, conforme Figura 17, resultando na carga conforme diagrama da Figura 23.

Figura 23 – Diagrama referente a carga nas chapas



Fonte: Autores (2019)

Figura 24 – Diagrama Momento Fletor nas chapas



Fonte: Autores (2019)

Conforme a Figura 24 têm-se os valores do momento fletor na chapa de compensado. Conhecendo o valor da carga aplicada e a resistência do material (W_x) pode-se calcular a tensão normal que atua na viga onde atua o momento fletor máximo ($M_{m\acute{a}x}$), usando a Equação 27.

$$W_x = \frac{M_{m\acute{a}x}}{\sigma_{carga}} = \frac{231}{10 \times 10^6} = 2,3 \times 10^{-5} m^3 = 23,1 cm^3 \quad (27)$$

As especificações da chapa escolhida estão representadas no Quadro 7 e retiradas do Anexo D.

Quadro 7 – Especificações das chapas de compensado

Espessura <i>mm</i>	N de lâminas	Módulo de elasticidade <i>GPa</i>	Módulo de resistência <i>cm³</i>	Tensão admissível <i>MPa</i>
18	8	6,96	59,4	10

Fonte: Autores (2019)

As chapas têm as dimensões de 110 cm x 220 cm e para o mecanismo serão utilizadas 3 chapas para o revestimento.

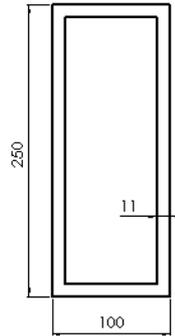
Para checar se os perfis escolhidos satisfazem as especificações exigidas calculou-se o coeficiente de segurança, pela Equação 28.

$$Sg = \frac{W_{tabela} \times \sigma}{M_{m\acute{a}x}} = \frac{5,94 \times 10^{-5} \times 10 \times 10^6}{231} = 2,57 \quad (28)$$

4.5 ANÁLISE DAS HASTES

Para o dimensionamento das hastes foi escolhido um tubo de perfil retangular para atender as necessidades do projeto, conforme Figura 25.

Figura 25 – Perfil da haste escolhido



Fonte: Autores (2019)

O Perfil é o de aço SAE 1020 com as dimensões de 100 x 250 x 11 mm e comprimento de 3075 mm, conforme Figura 25 e retirado do Anexo G. As propriedades da haste escolhida foram calculadas, conforme Equações 29 a 34.

Módulo de resistência eixo x:

$$W_x = \frac{eh^2}{3} + beh = \frac{11 \times 100^2}{3} + 250 \times 11 \times 100 = 311.667 \text{ mm}^3 \quad (29)$$

Módulo de resistência eixo y:

$$W_y = \frac{eh^2}{3} + beh = \frac{11 \times 250^2}{3} + 100 \times 11 \times 250 = 504.167 \text{ mm}^3 \quad (30)$$

Área seção transversal

$$A_{total} = (100 \times 250) \times [(100 - 22) \times (250 - 22)] = 7.216 \text{ mm}^2 \quad (31)$$

Momento de inércia eixo x:

$$I_x = \frac{bh^3}{12} - \frac{bh^3}{12} = \frac{250 \times 100^3}{12} - \frac{228 \times 78^3}{12} = 11.816.845 \text{ mm}^4 \quad (32)$$

Momento de inércia eixo y

$$I_y = \frac{hb^3}{12} - \frac{hb^3}{12} = \frac{100 \times 250^3}{12} - \frac{78 \times 228^3}{12} = 53.168.045 \text{ mm}^4 \quad (33)$$

Peso dado pelo fabricante:

$$P_t = PPM \times L = 44,83 \times 3,075 = 137,85 \text{ Kg} \quad (34)$$

Conforme os cálculos executados a cima tem-se o Quadro 8 para demonstrar os resultados encontrados.

Quadro 8 – Propriedades da barra escolhida.

Ptotal <i>kg</i>	Atotal <i>mm²</i>	Wx <i>mm³</i>	Wy <i>mm³</i>	Ix <i>mm⁴</i>	Iy <i>mm⁴</i>
137,85	7.216	311.667	504.167	11.816.845	53.168.045

Fonte: Autores (2019)

Conforme o projeto, o mecanismo possui conjuntos hastes, mas só foi necessário ser analisado uma das hastes, pois a outra é igual.

Com os valores encontrados de momento de inércia, nota-se que o momento mais crítico será em x, calculando a carga crítica pela Equação 35 tem-se:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \times E \times I}{K \times L^2} = \frac{\pi^2 \times 207.000 \times 11.816.845}{1 \times 1.537,5^2} = 10.212.718 \text{ N} \quad (35)$$

Após isso calculou-se a tensão máxima que a viga poderia suportar por flambagem, através da Equação 36.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{F}{A} = \frac{10.212.718}{7.216} = 1.415,29 \text{ MPa} \quad (36)$$

Calculando o coeficiente de segurança utilizando a Equação 37, considerando a tensão de escoamento do aço usado que é de 290 MPa.

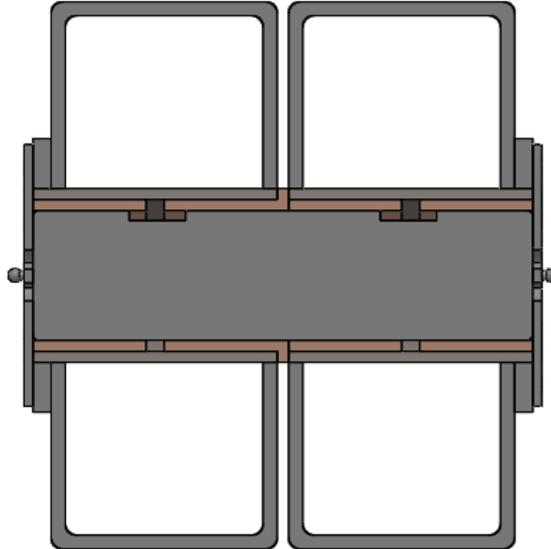
$$Sg = \frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{\sigma} = \frac{1.415,29}{290} = 4,88 \quad (37)$$

O coeficiente calculado foi de 4,88 mostrando que a haste dificilmente sofrerá flambagem e que as dimensões atendem ao esperado.

4.6 DIMENSIONAMENTO NA ARTICULAÇÃO EM C

4.6.1 Dimensionamento do eixo em C

Figura 26 – Desenho do eixo C

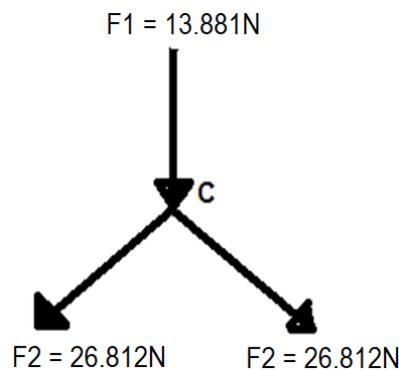


Fonte: Autores (2019)

O material escolhido para o eixo é SAE 1045, por possuir um alto nível de carbono conseqüentemente possui uma dureza e resistência a abrasão elevadas, pois ele estará em contato direto com a bucha. O pino estará sendo fixado através de dois anéis elásticos, com medidas retiradas do Anexo H.

A força atuante em C, está representada na Figura 27.

Figura 27 – Forças no eixo C



Fonte: Autores (2019)

Em seguida calculou-se a área conforme Equação 38.

$$\tau = \frac{F_2}{A} \gg \gg A = \frac{F_2}{\tau} = \frac{26.812}{47,8} = 560,9 \text{ mm}^2 \quad (38)$$

Com os valores encontrados conseguiu-se calcular o diâmetro necessário do eixo pela Equação 39.

$$d = \sqrt{\frac{4 \times A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 560,9}{\pi}} = 26,72mm \quad (39)$$

O valor encontrado para o diâmetro do pino foi de 26,72 mm, mas para facilitar e por ter material no mercado foi escolhido um diâmetro de 30 mm.

4.6.2 Dimensionamento da bucha em C

Como o mecanismo possui duas hastes, e conseqüentemente duas articulações centrais, a força no ponto C precisou ser dividida por dois. Para dimensionar a bucha usou-se a tensão de esmagamento. Calcula-se a largura mínima através da Equação 40.

$$L_{12} = \frac{F_c}{d \times \sigma_{adm}} = \frac{26.816}{30 \times 30} = 29,79 mm \quad (40)$$

A bucha atende as necessidades pois o comprimento calculado é menor que a largura do tubo escolhido.

Classifica-se a aplicação em cargas dinâmicas com movimentos oscilatórios, onde a pressão admissível. Para 100.000 ciclos é de 30 MPa, conforme fabricante da bucha. Usa-se uma bucha de 50 mm de comprimento para facilitar a fabricação e a padronização.

A bucha escolhida foi a de bronze de diâmetro interno de 30 mm e externo de 38 mm simples e 50 mm de comprimento, conforme fornecedor e catálogo no Anexo E, pois o pino em C terá um sistema de lubrificação. Foram escolhidas buchas em tamanhos comerciais para diminuir custo e maior facilidade de fabricação.

Em cada articulação terá 4 buchas, sendo que uma delas terá uma aba na lateral, pois assim poderá se dar um torque no aperto dos tubos e o bronze fará com que os tubos deslizem com facilidade conforme Figura 26.

4.6.3 Dimensionamento mancal em C

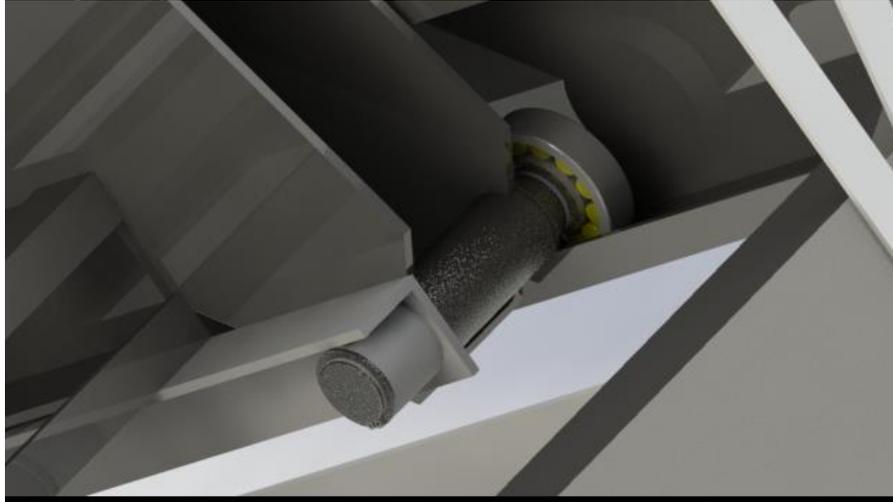
Conforme escolhida a bucha de 38 mm de diâmetro externo, o diâmetro interno do mancal terá que ser 38,1 mm e o diâmetro externo escolhido o de maior

espessura no catálogo do Anexo J, sendo de 3,75 mm resultando em um diâmetro externo do mancal de 45,6 mm.

4.7 DIMENSIONAMENTO DA ARTICULAÇÃO EM A

4.7.1 Dimensionamento do eixo em A

Figura 28 - Articulação no ponto A



Fonte: Autores (2019).

Utilizando a mesma tensão admissível que na articulação em C, em seguida calculou-se a área conforme Equação 41.

$$\tau = \frac{F_H}{A} \gggg A = \frac{F_H}{\tau} = \frac{25.902}{47,8} = 541,8 \text{ mm}^2 \quad (41)$$

Com os valores encontrados consegue-se calcular o diâmetro necessário do eixo pela Equação 42.

$$d = \sqrt{\frac{4 \times A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 541,8}{\pi}} = 26,26 \text{ mm} \quad (42)$$

O diâmetro escolhido será de 30 mm, pois ele se encontra no mercado.

4.7.2 Dimensionamento da bucha em A

A bucha em A é dimensionada igualmente a em C usando os mesmos ciclos a tensão admissível vai ser igual a 30 MPa, utilizando a Equação 43, tem-se.

$$d = \frac{F_H}{L_{12} \times \sigma_{adm}} = \frac{25.902}{30 \times 30} = 28,78 \text{ mm} \quad (43)$$

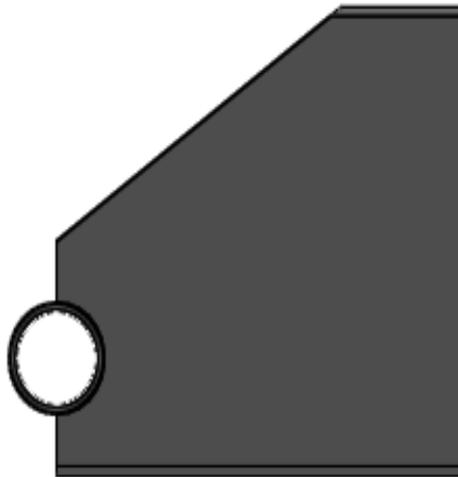
O diâmetro mínimo que a bucha deve ter é de 28,78 mm, por isso a bucha escolhida foi a de 30 mm x 38 mm x 50 mm por questão de padronização e fabricação.

4.7.3 Dimensionamento do mancal em A

Conforme escolhida a bucha de 38 mm de diâmetro externo, o diâmetro interno do mancal terá que ser 38,1 mm e o diâmetro externo escolhido o de maior espessura no catálogo do Anexo J, sendo de 3,75 mm resultando em um diâmetro externo do mancal de 45,6 mm.

O mancal será soldado em um dos lados da haste, este sofre tração e esmagamento na área em contato com a bucha, conforme Figura 29.

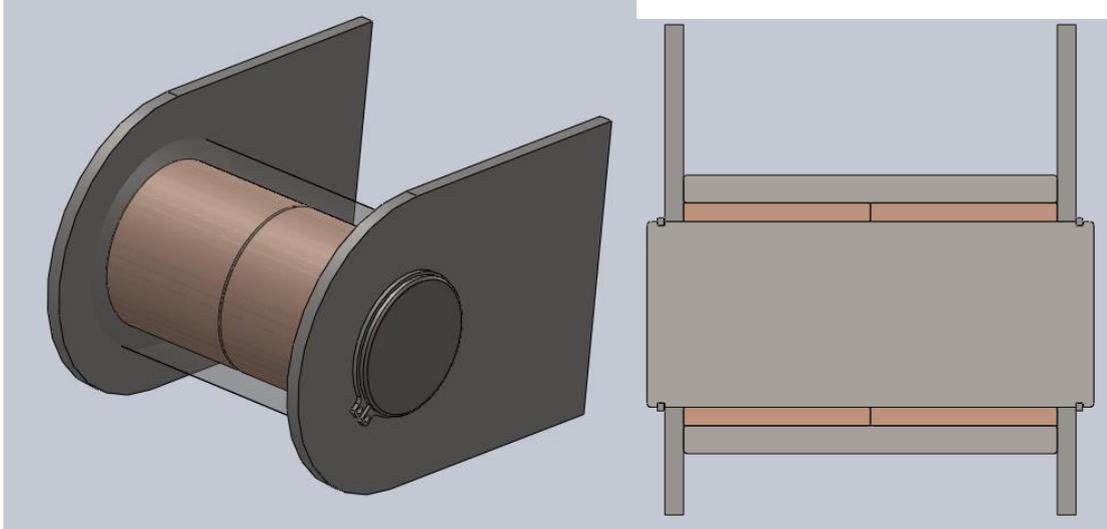
Figura 29- Mancal no ponto A



Fonte: Autores (2019).

4.8 DIMENSIONAMENTO DA ARTICULAÇÃO B

Figura 30- Articulação em B



Fonte: Autores (2019)

A articulação em B será igual a articulação em A, pois sofrem os mesmos esforços, com isso todos os diâmetros do eixo, buchas e mancais serão iguais, o que mudará é que ela estará presa em um suporte que será dimensionado na sequência.

Os dados utilizados em B estão representados no Quadro 9.

Quadro 9- Dados Articulação B.

Dados	Valores
F_B	25.902 N
Tensão de ruptura σ	290 MPa
Coefficiente de Segurança	5
Diâmetro (D)	30 mm
Espessura da chapa	5/16"

Fonte: Autores (2019)

O material utilizado para a fabricação do suporte será o Aço SAE1020. Como a seção na chapa tende a ser esmagada pelo pino, calcula-se a área necessária conforme a Equação 44, e em sequência a espessura mínima que resista a este esforço. Optando pela padronização dos pinos, optou-se pelo diâmetro interno de 30 mm.

$$A = \frac{F_B}{2 \times \sigma_{adm}} = \frac{25.902}{2 \times 58} = 223,3 \text{ mm}^2 \quad (44)$$

Em sequência calculou-se a área mínima que o mancal deverá ter através da Equação 45.

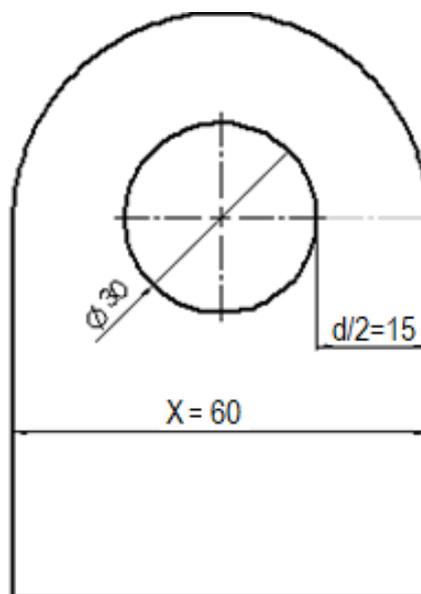
$$A = d \times t \gg \gg t = \frac{A}{d} = \frac{223,3}{30} = 7,44 \text{ mm} \quad (45)$$

Utilizando uma chapa comercial mais próxima e acima, encontra-se a chapa de 5/16 (7,9375 mm). Calculando o esforço de tração que estaria acontecendo na área da seção transversal na localização do pino, tem-se o valor da largura da chapa através da Equação 46.

$$X = 2 \times d = 2 \times 30 = 60 \text{ mm} \quad (46)$$

Os valores de **d** e **X** estão representados na Figura 31.

Figura 31 - Representação suporte de fixação em B



Fonte: Autores (2019)

4.9 DIMENSIONAMENTO DA ARTICULAÇÃO E

Utilizando a mesma tensão admissível que nas outras articulações e a simetria dos esforços no eixo E ser igual aos esforços já calculados do eixo A, as medidas para o eixo, bucha e mancal serão os mesmos.

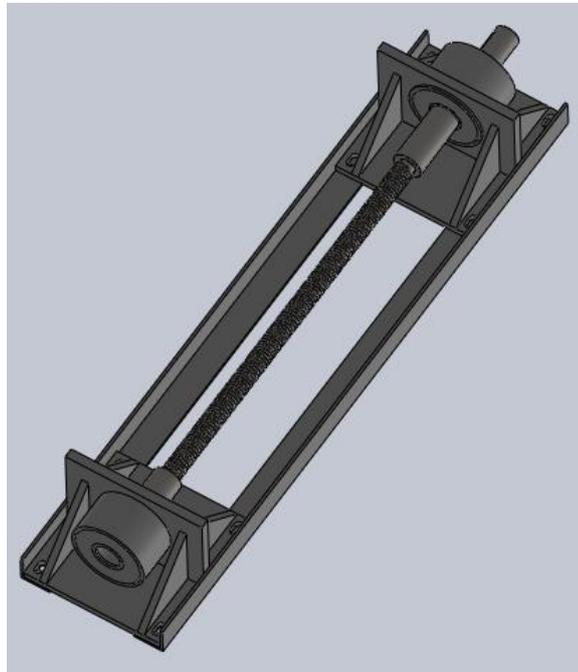
4.10 DIMENSIONAMENTO DA ARTICULAÇÃO EM D

Utilizando a mesma tensão admissível que nas outras articulações e a simetria dos esforços no eixo E ser igual aos esforços já calculados do eixo B, as medidas para o eixo, bucha e mancal serão os mesmos.

4.11 DIMENSIONAMENTO DO PARAFUSO DE POTÊNCIA

O parafuso de potência utilizado no projeto será o de rosca trapezoidal por ser de fácil manutenção e de custo baixo, além de possuir inúmeras vantagens de utilização já citadas anteriormente, cujas medidas foram retiradas do Anexo I.

Figura 32 - Montagem parafuso roscado.



Fonte: Autores (2019)

Conforme Figura 32, assim será montado o parafuso roscado, juntamente com os mancais. A seguir seguem Quadros 10 e 11 referentes aos dados utilizados para o dimensionamento tanto do parafuso quanto do motor utilizados.

Quadro 10 - Dados da plataforma

Dados	Valores
Peso total (w=força no Parafuso)	51.804 N
Peso dos suínos	19.423,8 N
Peso estrutura	8.338,5 N
Largura	2,2 m
Altura	1 m
Comprimento	3,2 m
Número de suínos	11
Peso médio dos suínos	1471,5 N
Tempo de subida	30 s

Fonte: Autores (2019)

Quadro 11 - Dados Parafuso de potência

Dados	Valores
Passo da rosca (p)	0,007 m
Diâmetro externo da rosca (De)	0,040 m
Comprimento total parafuso (L2)	1000 mm
Coefficiente de atrito Aço-Aço (μ)	0,14
Comprimento do parafuso (l)	0,300 m
Tensão Normal de escoamento (σ)	580 MPa
Tensão de Cisalhamento de escoamento (τ)	334 MPa
Módulo de Elasticidade transversal (E)	200 GPa
Módulo de Elasticidade (G)	80 GPa

Fonte: Autores (2019)

4.11.1 Ângulo de atrito da rosca.

Para o dimensionamento do ângulo de atrito da rosca foi necessário calcular a altura do filete da rosca e conseqüentemente o raio médio da rosca do parafuso. Com estes dados conseguiu-se os valores do ângulo de atrito da hélice do parafuso, descrito na seqüência das Equações 47 a 49. Na Equação 50 está definido o valor do ângulo de atrito do metal do parafuso com o metal da porca.

$$h = \frac{0,13333 p}{\text{tg}(\alpha)} = \frac{0,1333 \times 7}{\text{tg}(15^\circ)} = 3,483 \text{ mm} \quad (47)$$

$$r = \frac{De - p}{2} = \frac{0,040 - 0,003483}{2} = 0,01826m \quad (48)$$

$$\theta_s = \frac{p}{(2\pi r)} = \frac{0,007}{2 \times \pi \times 0,01826} = 0,061rad \text{ ou } 3,496^\circ \quad (49)$$

$$\theta = tg^{-1}\mu = tg^{-1}0,14 = 7,96^\circ \quad (50)$$

4.11.2 Torque de subida.

Conforme mostrado na Equação 51, o torque de giro no parafuso para que haja a elevação da plataforma usando o peso total de suínos e plataforma.

$$Mt = W \times r \times tg(\theta + \theta_s) = 51.804 \times 0,01826 \times tg(7,96 + 3,496) = 191,8Nm \quad (51)$$

O torque da subida é a força que será necessária para que o mecanismo eleve toda a sua estrutura mecânica, e complete seu ciclo.

4.11.3 Momentos de inércia

Para o dimensionamento total do parafuso necessita-se calcular o momento de inércia para o cálculo da flambagem e do momento de inércia polar para o cálculo da resistência a torção, conforme descrito nas Equações 52 e 53

$$I = \pi \frac{(De - 2h)^4}{64} = \pi \times \frac{(0,040 - 2 \times 0,003483)^4}{64} = 5,845 \times 10^{-8}m^4 \quad (52)$$

$$J_p = \pi \frac{(De - 2h)^4}{32} = \pi \times \frac{(0,040 - 2 \times 0,003483)^4}{32} = 1,169 \times 10^{-7}m^4 \quad (53)$$

4.11.4 Tensão de cisalhamento por torção

$$\tau_{min} = \frac{Mt \times C}{J_p} = \frac{191,8 \times 0,01825}{1,169 \times 10^{-7}m^4} = 29,94MPa \quad (54)$$

Através do momento de torção Mt e do momento de inércia polar J_p , dimensiona-se a tensão mínima, conforme a Equação 54 a qual o parafuso deveria possuir para resistir ao esforço. Para saber se o parafuso resiste, há a necessidade

de comparar com a tensão de cisalhamento tabelado do material, calculando o coeficiente de segurança, conforme a Equação 55.

$$Sg = \frac{\tau}{\tau_{min}} = \frac{334}{29,94} = 11,2 \quad (55)$$

Coeficiente de segurança igual a 11,2, segundo a relação da tensão de cisalhamento escoamento com a tensão mínima, comprovando que ela atende os requisitos.

4.11.5 Tensão axial normal mínima

Para o dimensionamento do parafuso por tração necessita-se calcular a área interna do parafuso no fundo do filete de rosca, conforme descrito na Equação 56.

$$A = \frac{\pi \times (De - 2h)^2}{4} = \frac{\pi \times (0,040 - 2 \times 0,003483)^2}{4} = 8,57 \times 10^{-4} m^2 \quad (56)$$

Através da área e da força axial exercida no parafuso F_H , calcula-se a tensão axial normal mínima, conforme a Equação 57 a qual o parafuso deveria possuir para resistir ao esforço.

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{51.804}{8,57 \times 10^{-4}} = 60,44 MPa \quad (57)$$

Para saber se o parafuso resiste, há a necessidade de comparar com a tensão normal de escoamento tabelado do material, calculando o coeficiente de segurança, conforme a Equação 58.

$$Sg = \frac{\tau\sigma}{\sigma_{min}} = \frac{580}{60,44} = 9,59 \quad (58)$$

Coeficiente de segurança igual a 9,59, segundo a relação da tensão de escoamento com a tensão axial normal mínima, comprovando que ela atende os requisitos.

4.11.6 Flambagem

Antes de calcular a carga crítica de flambagem, há a necessidade de encontrar o valor do índice de esbeltez (λ), Equação 59.

$$\lambda = \frac{l_f}{r_{\min}} = \frac{l_f}{\frac{(d - 2h)}{2}} = \frac{300}{\frac{(40 - 2 \times 3,483)}{2}} = 18,16 \quad (59)$$

Como o valor do índice de esbeltez foi abaixo de 85 (para aços) não haverá flambagem e o mesmo deve ser calculado normalmente por esforço axial, o que já foi dimensionado nas Equações 54 a 58.

4.11.7 Ângulo de torção

Para finalizar o dimensionamento do parafuso, calculou-se o ângulo de torção que ele terá em função do torque de giro, do comprimento, material e da geometria, conforme Equação 60.

$$\theta = \frac{Mt \cdot L_2}{Jp \cdot G} = \frac{191,8 \times 0,3}{1,169 \times 10^{-7} \times 80 \times 10^9} = 0,006153 \text{ rad ou } 0,353^\circ \quad (60)$$

4.12 DIMENSIONAMENTO DO MOTOR ELÉTRICO

Para o dimensionamento do motor alguns parâmetros iniciais foram levados em consideração conforme Quadro 12.

Quadro 12 - Dados do Motor

Dados	Valor
Rotação (r)	1750 rpm
Nº de Polos	4
Fator de serviço (Fs)	1.15

Fonte: Autores (2019)

4.12.1 Velocidade de subida direta

$$V_{sub} = \frac{p \times n}{60} = \frac{7 \times 1750}{60} = 204,2 \text{ mm/s} \quad (61)$$

Fazendo uma relação da velocidade de subida direta, Equação 61 com a velocidade desejada, utilizou-se a Equação 62.

$$I = \frac{V_{subida}}{V_{desejado}} = \frac{204,2}{10} = 20,42 \quad (62)$$

4.12.2 Rotação no eixo 2

Como a rotação no eixo 1 é igual a rotação que sai do motor o valor de $n_1 = 1750$ rpm, para o cálculo da rotação no eixo 2 utiliza-se a Equação 63.

$$n_2 = \frac{n_1}{I} = \frac{1750}{20,42} = 85,7 \text{ rpm} \quad (63)$$

4.12.3 Velocidade angular

A velocidade angular do motor elétrico se dá pelo uso da Equação 64, utilizando a rotação do eixo 2 calculada anteriormente.

$$\omega_2 = \frac{2 \times \pi \times n_2}{60} = \frac{2 \times \pi \times 85,7}{60} = 8,975 \text{ rad/s} \quad (64)$$

4.12.4 Potência

Através da relação entre o momento de torque de giro no motor com a velocidade angular tem-se a potência, conforme a Equação 65.

$$P = M \times \omega = 191,8 \times 8,975 = 1.721 \text{ W} \quad (65)$$

Para transformar a potência de Watts (W) para Cavalo-Vapor (cv), utiliza-se a Equação 66 a seguir:

$$CV = \frac{W}{735,5} \times Fs = \frac{1.721}{735,5} \times 1,15 = 2,69 \text{ cv} \quad (66)$$

Conforme os cálculos desenvolvidos, o motor necessário é um motor de 3cv de potência. O motor escolhido foi o motorreductor com redução de 1:22 com motor de 3cv, 4polos WCG20, conforme Figura 33.

Figura 33 – Motor escolhido



Fonte: <https://www.liloredutores.com.br>

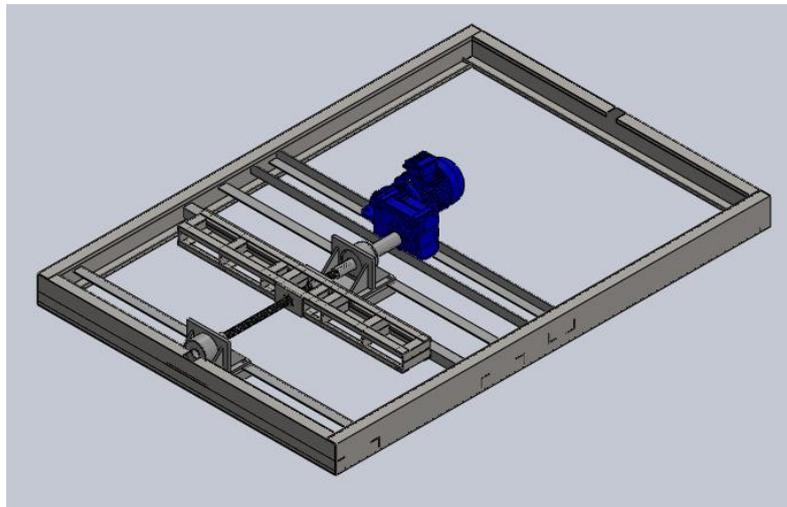
4.12.5 Torque de descida

Na Equação 67, o torque de giro no parafuso para que ocorra a descida da plataforma.

$$Mt = W \times r \times \text{tg}(\theta - \theta_s) = 51.804 \times 0,01826 \times \text{tg}(7,96 - 3,496) = 73,85 \text{ Nm} \quad (67)$$

4.12.6 Velocidade de descida

Figura 34 - Montagem Estrutura inferior.



Fonte: Autores (2019)

A velocidade de descida calculou-se conforme a Equação 68, sendo que mais rápida que a subida em função do peso exercer força vertical na direção de reduzir o torque para abaixamento. Na Figura 34 a posição para elevação e abaixamento da estrutura.

$$V_{descida} = \frac{P \times p}{M \times 2 \times \pi} = \frac{3.806 \times 7}{73,85 \times 2 \times \pi} = 57,42 \text{ mm/s} \quad (68)$$

Com isso o tempo para abaixamento será menor que do que para subir.

4.13 DIMENSIONAMENTO DOS ROLAMENTOS

Quando o motor acionar o parafuso roscado, os rolamentos se movimentarão horizontalmente dentro da viga U enrijecida, permitindo que o sistema pantográfico faça o seu trabalho. Na estrutura, ao total, são 6 rolamentos, sendo 2 na parte superior e 4 na parte inferior.

As dimensões dos rolamentos inferiores foram escolhidas através dos seguintes cálculos, utilizando-se os dados do Quadro 13.

Quadro 13 - Dados dos rolamentos

Dados	Valores
Carga radial (Cradial)	51.804 N
Rotações (n)	60 rpm
Vida nominal (Lh)	1000 horas

Fonte: Autores (2019)

Com os dados do Quadro 13 pode-se calcular o coeficiente de velocidade que se dá pela Equação 69.

$$Fn = \frac{10^6}{500 \times 60 \times n}^{\frac{3}{10}} = \frac{10^6}{500 \times 60 \times 60}^{\frac{3}{10}} = 0,822 \quad (69)$$

Em sequência calcula-se o coeficiente de vida do rolamento seguindo a Equação 70.

$$Fh = \frac{Lh}{500}^{\frac{3}{10}} = \frac{1000}{500}^{\frac{3}{10}} = 1,259 \quad (70)$$

Utilizando a Equação 71, tem-se a capacidade da carga básica.

$$Ca = Fh \times \frac{Cradial}{Fn} = 1,259 \times \frac{51.804}{0,822} = 63.021N \quad (71)$$

Com o valor da carga básica, seleciona-se o seguinte rolamento, conforme Quadro 14.

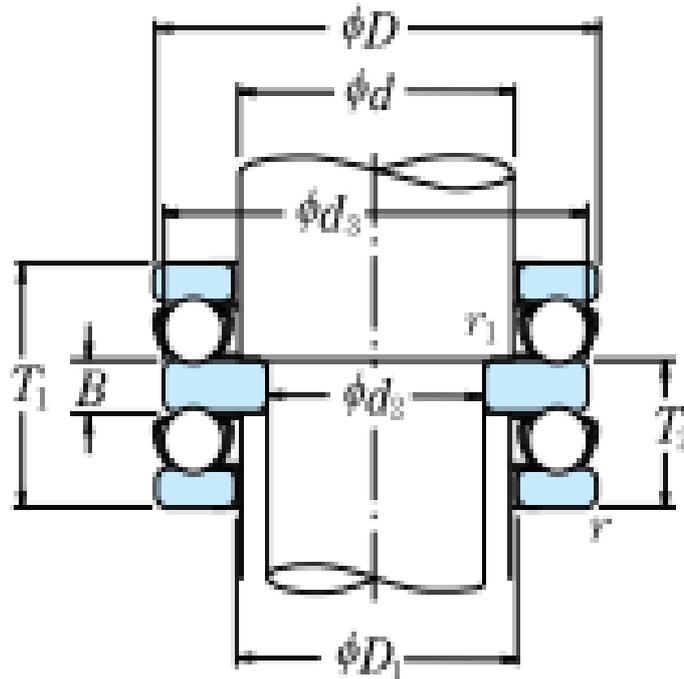
Quadro 14 - Dimensões rolamento inferior

d2 (mm)	D (mm)	B (mm)	T1 (mm)	T5 (mm)	T7 (mm)	rmin (mm)	r1min (mm)	Ca (N)
45	55	90	45	49,6	55	1	0,6	70.000

Fonte: Autores (2019)

O tipo usado é o rolamento axial de esfera de escora dupla, Conforme Figura 35 e retirado no Anexo A.

Figura 35 - Rolamento axial de esfera de escora dupla



Fonte: NSK Brasil (2013).

Já para os rolamentos superiores o dimensionamento deve ser levando em conta quando o mecanismo estiver no ponto mais alto, nesse caso foi quando as hastes estiverem em um ângulo de 45° , assim a carga radial equivale a maior força dividido por dois por ser dois rolamentos então se tem a Equação 72.

$$C_{radial} = \frac{F_{m\acute{a}x}}{2} = \frac{16.262,5}{2} = 8.131,25N \quad (72)$$

Para os rolamentos superiores usam-se os mesmos coeficientes que para os rolamentos inferiores, o que muda apenas é a carga atuando no rolamento conforme Equação 73.

$$C_a = F_h \times \frac{C_{radial}}{F_n} = 1,259 \times \frac{8.131,25}{0,822} = 9.892N \quad (73)$$

Conforme o valor da carga básica para o rolamento superior foi escolhido as seguintes dimensões, Quadro 15.

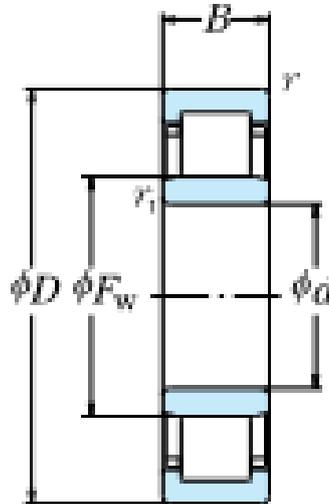
Quadro 15 - Dimensões rolamento superior

d (mm)	D (mm)	B (mm)	r _{min} (mm)	r _{1min}	C _a (N)
40	110	27	2	2	95.500

Fonte: Autores (2019)

O tipo de rolamento usado é o rolamento de rolos cilíndricos, conforme Figura 36 e retirado do Anexo B.

Figura 36 - Rolamento fixo de carreira de esferas.



Fonte: NSK Brasil (2013).

4.14 RESULTADOS OBTIDOS NOS CÁLCULOS

Para melhor expressar os resultados obtidos nos cálculos, segue Quadro 16 para demonstrá-los.

Quadro 16 - Resultados dos cálculos.

ITEM	DIMENSÃO (mm)	MATERIAL
Viga 1 U enrijecida	Alt.200x Larg.75x dobr.25 x esp.4.76	SAE 1020
Viga 2 U enrijecida	Alt.200x Larg.75x dobr.25 esp. 3,4	SAE 1020
Haste ACE	Alt. 250 x larg. 100 x esp. 11	SAE 1020
Haste BCD	Alt. 250 x larg. 100 x esp. 11	SAE 1020
Diâmetro do eixo A	$\theta 30$	SAE 1045
Bucha do mancal A	$\theta 30 \times \theta 38 \times 50$	BRONZE
Mancal A	$\theta 38 \times \theta 45,6 \times 100$	SAE 1045
Diâmetro do eixo B	$\theta 30$	SAE 1045
Bucha do mancal B	$\theta 30 \times \theta 38 \times 50$	BRONZE
Mancal B	$\theta 38 \times \theta 45,6 \times 100$	SAE 1045
Diâmetro do eixo C	$\theta 30$	SAE 1045

Bucha do mancal C	$\theta 30 \times \theta 38 \times 50$	BRONZE
Mancal C	$\theta 38 \times \theta 45,6 \times 100$	SAE 1045
Diâmetro do eixo D	$\theta 30$	SAE 1045
Bucha do mancal D	$\theta 30 \times \theta 38 \times 50$	BRONZE
Mancal D	$\theta 38 \times \theta 45,6 \times 100$	SAE 1045
Diâmetro do eixo E	$\theta 30$	SAE 1045
Bucha do mancal E	$\theta 30 \times \theta 38 \times 50$	BRONZE
Mancal E	$\theta 38 \times \theta 45,6 \times 100$	SAE 1020
Parafuso rosca trapezoidal	Diâmetro externo da rosca 40 x passo 7	-
Rolamento inferior	$\theta 40 \times \theta 110 \times 27$	-
Rolamento superior	$\theta 55 \times \theta 90 \times 45$	-

Fonte: Autores (2019)

CONCLUSÃO

As etapas e metodologia desenvolvidas tiveram como objetivo principal o dimensionamento de um mecanismo para a elevação e movimentação dos suínos No momento do carregamento para transporte ao frigorífico. Utilizou-se a metodologia de Munari para o levantamento de dados do projeto e a partir disto iniciou-se o dimensionamento.

Este mecanismo representa uma evolução em relação ao método utilizado atualmente, permitindo de uma maneira mais rápida, eficiente e principalmente segura, tanto para os suínos quanto para a pessoa que estiver manejando os suínos. Por não haver uma demanda de carregamento diária ou frequente, visto o intervalo de 90 a 110 dias entre um carregamento e outro na mesma Unidade de Terminação, o mecanismo foi desenvolvido para que possa de deslocar para outras Unidades para carregamento e também pode ser utilizado na forma de um carretão convencional.

Para os dimensionamentos foi adotada a maneira de primeiramente fazer a escolha das características do componente ou peça, para posteriormente realizar os cálculos para saber se realmente seriam adequados, tanto para a parte estrutural, mecanismos e acessórios. O método utilizado nos cálculos foi a da resistência dos materiais clássica que utiliza cálculos analógicos.

O referido estudo permitiu que fossem aplicados vários conceitos e técnicas utilizadas e aprimoradas durante a graduação, possibilitou o contato com diversas ferramentas de suma importância como os softwares SOLIDWORKS e FTOOL, fundamentais no desenvolvimento da plataforma e na simulação de esforços.

Tendo sido apresentado o necessário para a fabricação e desenvolvimento de um protótipo, este projeto tem viabilidade, mas também vale ressaltar que como o projeto é de uma complexidade de grau elevado, deixa margem para algumas melhorias a serem feitas, entre elas principalmente:

- Simulação pelo método de elementos finitos;
- Desenvolvimento de um chassi adequado;
- Otimização e estudo de alguns elementos superiormente dimensionados;
- Desenvolvimento e estudo da parte elétrica.

REFERÊNCIAS

- A.T.I do Brasil. **“Componentes para transmissão- Catálogo de produtos.”**
<http://www.atibrasil.com.br/img/cms/Catalogos/COMPONENTES-PARA-TRANSMISS%C3%83O-2017-JULHO-CMYK-FINAL.pdf>
 (acesso 16 de Outubro de 2019)
- A.T.I do Brasil. **Fuso de Rosca Trapezoidal.** s.d.
<http://www.atibrasil.com.br/img/cms/Catalogos/fuso-de-rosca-trapezoidal.pdf>
 (acesso em 15 de Outubro de 2019).
- ABCS. **Bem-estar animal na produção de suínos: transporte.** 2016.
http://www.abcs.org.br/attachments/-01_Cartilha2_bloq.pdf (acesso em 30 de junho de 2019).
- ABPA. **Produção de suínos.** Brasília, 2014.
- ABRA. **A suinocultura brasileira e seus destaques.** 2018.
<http://abra.ind.br/blog/abra-news/a-suinocultura-brasileira-e-seus-destaques/>
 (acesso em 22 de JUNHO de 2019).
- AÇO FORMA. **“Anel Elástico.”** Aço Forma. s.d. <http://anelelastico.com/> (acesso em 03 de Novembro de 2019).
- AMARAL, D. C., H. ROZENFELD, F. A. FORCELLINI, e J. C. de TOLEDO. **“Gestão de desenvolvimento de produtos: Uma referência para a melhoria do processo.”** São Paulo: Saraiva, 2006.
- BEER, Ferdinand P., e E. Russell Johnston Jr. **Resistência dos materiais.** São Paulo: Pearson, 2008.
- BOLGENHAGEN, N. J. **“Processo de desenvolvimento de produtos: Proposição de um modelo de gestão e organização.”** Porto Alegre, 2003.
- CARVALHO, H. de G. **“Planejamento e análise determinística do recurso mão-de-obra em projetos de instalações de suínos.”** UFLA. Lavras, 2009.
- COSTA, Allan Lessa, e Caio Soarez PONTES. **“Projeto de plataforma pantográfica para elevação de veículos.”** UFF.
- COSTA, Osmar Antonio Dalla, Filipe Antonio Dalla COSTA, Adriano Cleiton HOLDEFER, Jefferson de Santana JACOB, Leonardo PAWEUKIEVICZ, e Liziè Pereira BUSS. **Embarcadouro para suínos em sistema de terminação.** Concórdia.

- EMBRAPA. **Embrapa Suínos e aves.** 2018. <https://www.embrapa.br/suinos-e-aves/cias/estatisticas> (acesso em 22 de JUNHO de 2019).
- FERNANDES, Arnaldo C. “**mecânica e mecanização.**” UNIVERSIDADE FEDERAL DE VIÇOSA. Viçosa, s.d.
- FERREIRA, A. H. “**Produção de Suínos: Teoria e Prática.**” Brasília, DF: ABCS, 2014.
- FIALHO, A. B. “**Solidworks Premium 2012: Teoria e Prática no desenvolvimento de produtos industriais.**” São Paulo: Érica, 2012.
- FRANCHI, C. M. **Acionamentos Elétricos.** São Paulo: Editora Érica, 2008.
- GGB Bearing Technology. “**GGB Metafram range.**” s.d. <https://www.ggbearings.com/sites/default/files/atoms/files/ggb-metafram-mancais-bp25-so16-fp20-bronze-e-ferro-sinterizado-portugues.pdf> (acesso em 29 de Outubro de 2019).
- GGG Bearing technology. “**GGB-DB mancais autolubrificantes em bronze.**” s.d. (acesso em 29 de Outubro de 2019).
- GIL, A. C. **Como elaborar projetos de pesquisa.** São Paulo: ATLAS, 2002.
- HIBBELER R. C. **Resistência dos materiais.** São Paulo : Pearson, 2009.
- JUVINALL, Robert C. **Fundamentos do projeto de componentes de máquinas.** Rio de Janeiro: LTC, 2013.
- LILLO REDUTORES. **Lilo redutores.** s.d. <https://www.liloredutores.com.br> (acesso em 22 de Outubro de 2019).
- Ministério do Trabalho. **NR-12 - Segurança no trabalho em máquinas e equipamentos.** 2018. <http://trabalho.gov.br/images/Documentos/SST/NR/NR12/NR-12.pdf> (acesso em 22 de Agosto de 2019).
- Ministério do Trabalho. **NR-11 - transporte, movimentação, armazenagem e manuseio de materiais** 2016. <http://trabalho.gov.br/images/Documentos/SST/NR/NR11.pdf> (acesso em 22 de Agosto de 2019).
- MONTEIRO, C F.E. “**Projeto de parafuso de união.**” Rio de Janeiro: UFRJ, 2014.
- MUNARI, Bruno. “**Das coisas nascem coisas .**” São Paulo: Martins Editora, 1998.
- NAZAR, Nilton. “**Fôrmas e escoramentos para edifícios: Critérios para dimensionamento e escolha do sistema.**” São Paulo: PINI, 2007.

- NEVES, M. F. **“Mapeamento da Suinocultura Brasileira.”** Brasilia, DF: ABCS, 2016.
- NSK Brasil. **“Rolamentos.”** Junho de 2013. [http://nsk.com.br/upload/file/Cat%C3%A1logo%20Geral%20NSK\(1\).pdf](http://nsk.com.br/upload/file/Cat%C3%A1logo%20Geral%20NSK(1).pdf) (acesso em 29 de Outubro de 2019).
- SARTOR, V., C. de F. SOUZA, e I. de F. F. TINOCO. **Informações Básicas para projetos de construções rurais: instalações para suínos.** Novembro de 2004. <http://arquivo.ufv.br/dea/ambiagro/arquivos/suinos.pdf> (acesso em 22 de junho de 2019).
- SEBRAE. **Suinocultura.** São Paulo: ESPN, 2008.
- SKYLIGHT. **Skylight estruturas metálicas.** s.d. http://www.skylightestruturas.com.br/perfis_ue.asp (acesso em 15 de Outubro de 2019).
- VALLOUREC. **“Tubos Estruturais Seção Circular, Quadrada e Retangular.”** s.d. <http://www.vallourec.com/COUNTRIES/BRAZIL/PT/Products-and-services/automotive-industrial-tubes/Documents/Catalogo%20Estruturais.pdf> (acesso em 5 de setembro de 2019).
- WEHRMANN, Tiago Rafael. **“Dimensionamento de um mecanismo pantográfico método analítico e elementos finitos.”** Panambi, 2012.

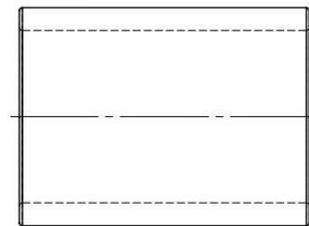
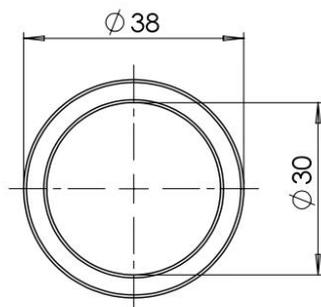
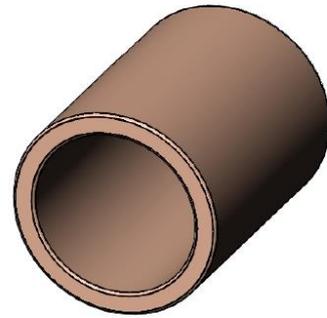
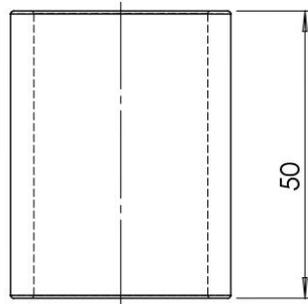
APÊNDICE A – DETALHAMENTO DO PROJETO

Nas próximas paginas encontram-se os desenhos detalhados seguindo a ordem do Quadro 17 a seguir.

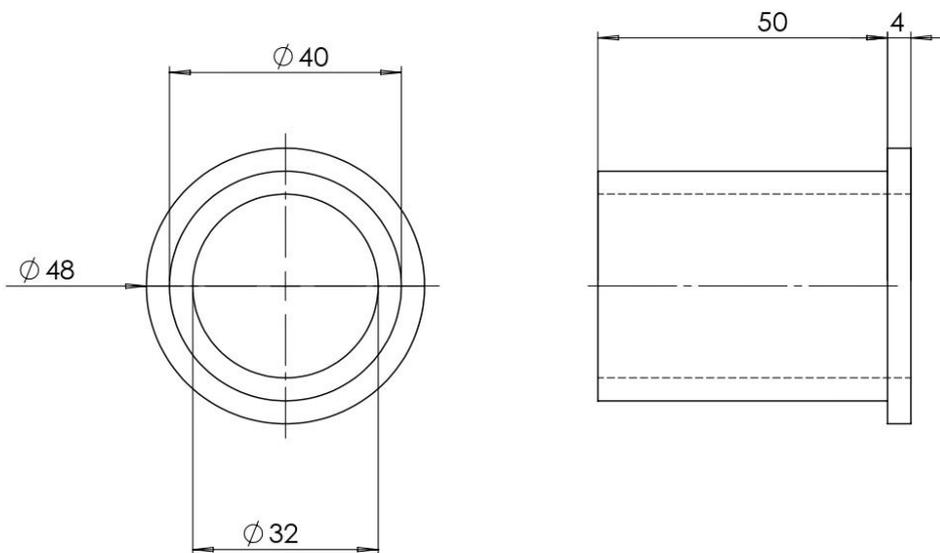
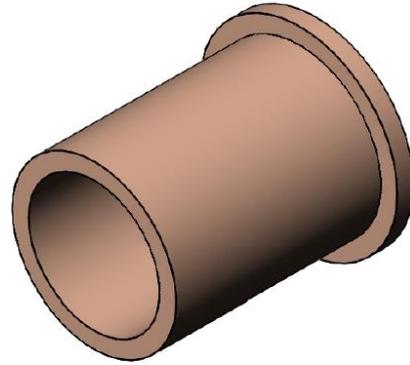
Quadro 17 - Ordem detalhamento

	Nome da peça ou conjunto	Quantidade de peças
1	Bucha A, B, C, D e E	24
2	Bucha C Flangeada	2
3	Chapa Compensado	8
4	Conjunto Encosto lateral	2
5	Conjunto Estrutura reforço lateral	1
6	Conjunto estrutura superior	1
7	Conjunto Parafuso roscado	1
8	Conjunto plataforma superior	1
9	Conjunto chassi	1
10	Conjunto completo parafuso roscado	1
11	Parafuso roscado	1
12	Mancal A, B, C, D e E	10
13	Perfil U enrijecido 1	4
14	Perfil U enrijecido 2	4
15	Pino A	2
16	Pino B	2
17	Pino C	2
18	Pino D	2
19	Pino E	2
20	Rolamento Axial	2
21	Rolamento Radial	4
22	Suporte B e E	4
23	Haste pantográfica	4

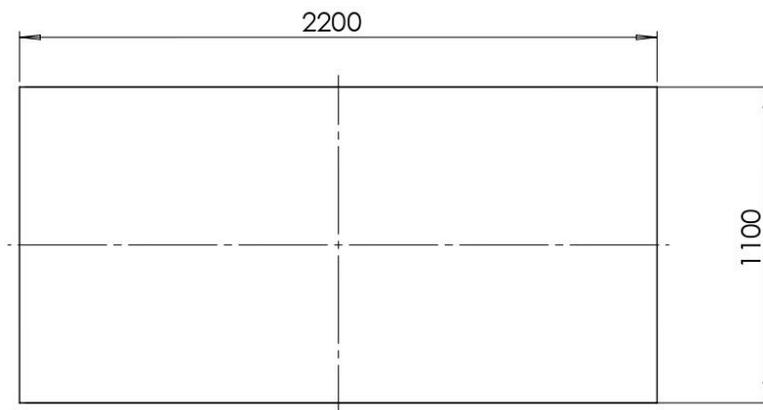
Fonte: Autores (2019).

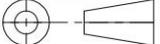


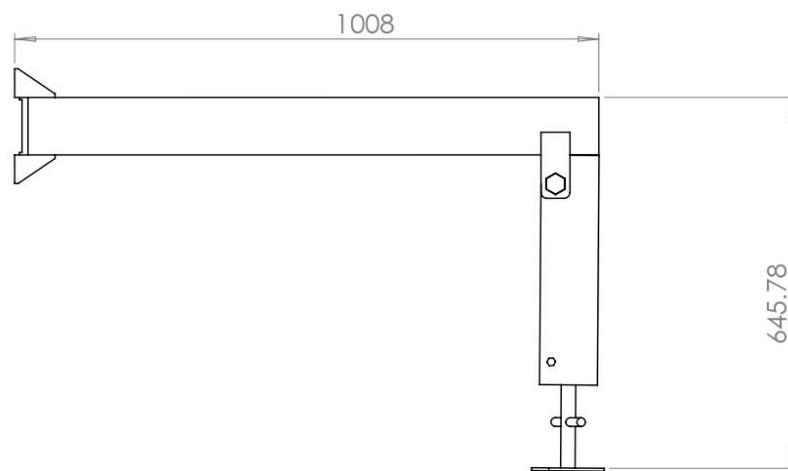
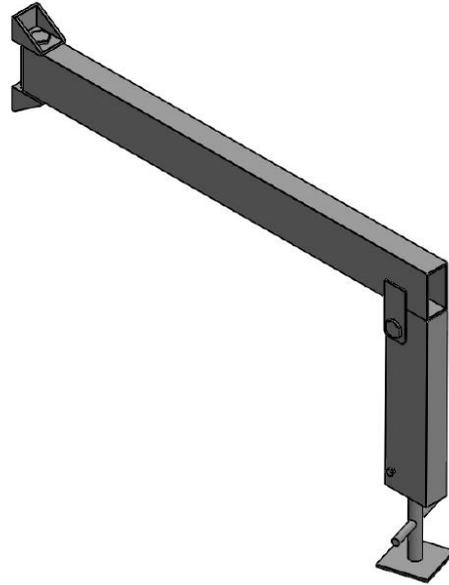
Material:	BRONZE	data:	11/30/2019
Desenhado por:	Junior Ruppenthal	Peso:	188 g
Revisado por:	Alison bach e Luis Carlos Wachholz	Escala:	1:1
Descrição:	bucha A B C D e E		



Material:	BRONZE	data:	11/30/2019
Desenhado por:	Junior Ruppenthal	Peso:	234,5 g
Revisado por:	Alison bach e Luis Carlos Wachholz	Escala:	1:1
Descrição:	Bucha C Flangeada		



Material:	COMPENSADO	data:	11/30/2019
Desenhado por:	Junior Ruppenthal	Peso:	14810 g
Revisado por:	Alison bach e Luis Carlos Wachholz	Escala:	1:50
Descrição:	chapa compensado		



Material:

data: 11/30/2019

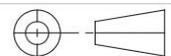
Desenhado por: Junior Ruppenthal

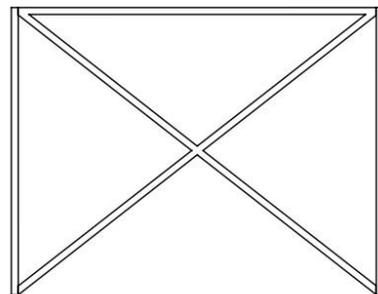
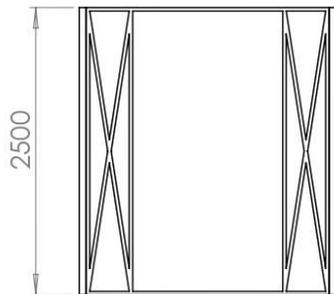
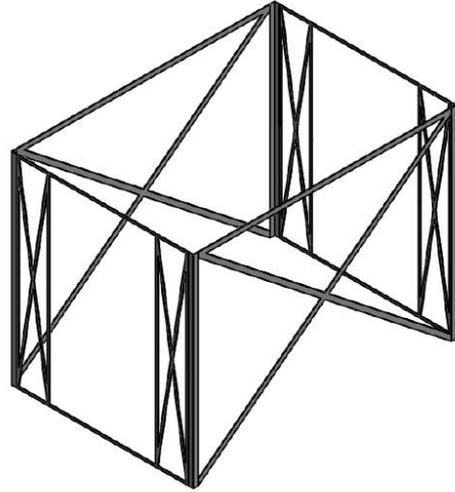
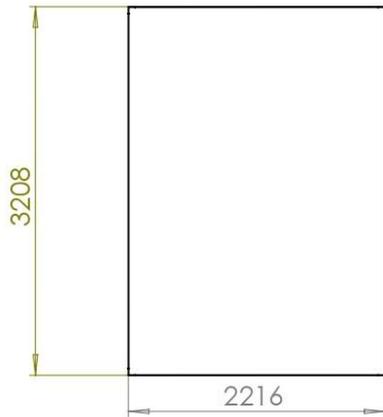
Peso:

Revisado por: Alison bach e Luis Carlos Wachholz

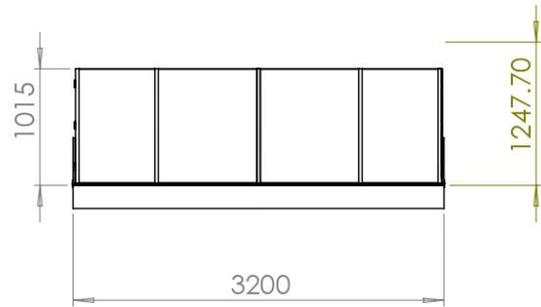
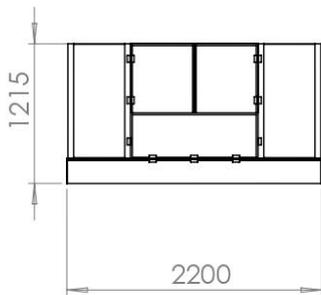
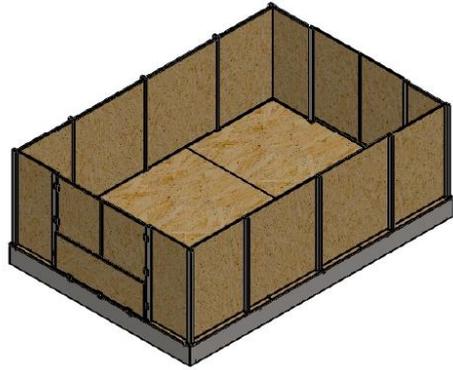
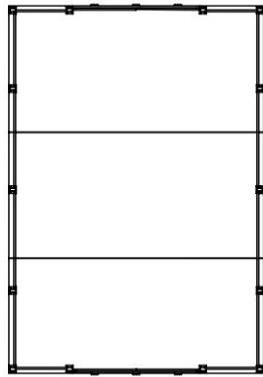
Escala: 1:20

Descrição: Montagem Encosto Lateral

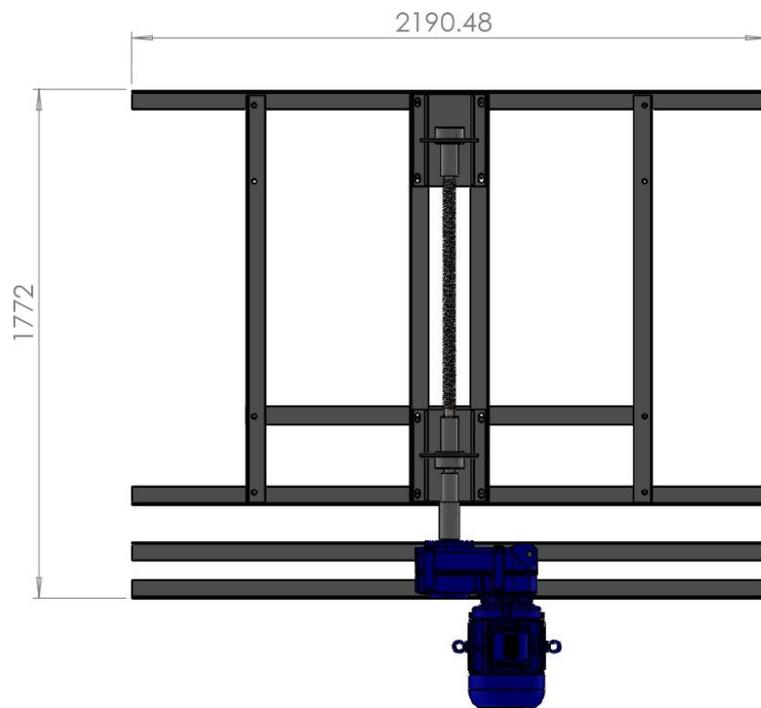




Material:	SAE 1020	data:	11/30/2019
Desenhado por:	Junior Ruppenthal	Peso:	12227,5 g
Revisado por:	Alison bach e Luis Carlos Wachholz	Escala:	1:50
Descrição:	Montagem Estrutura guia		



Material:	Estrutura Superior	data:	12/4/2019
Desenhado por:	Junior Ruppenthal	Peso:	407746 g
Revisado por:	Alison bach e Luis Carlos Wachholz	Escala:	1:100
Descrição:	Conjunto estrutura superior		



Material:

data: 12/4/2019

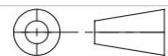
Desenhado por: Junior Ruppenthal

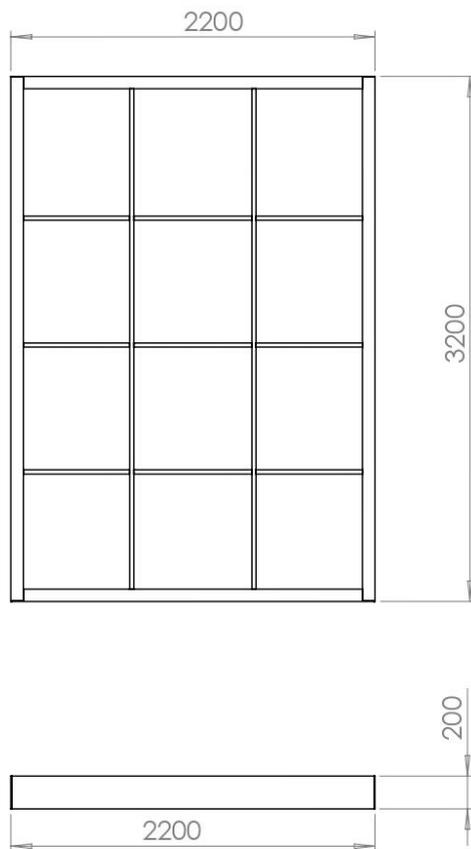
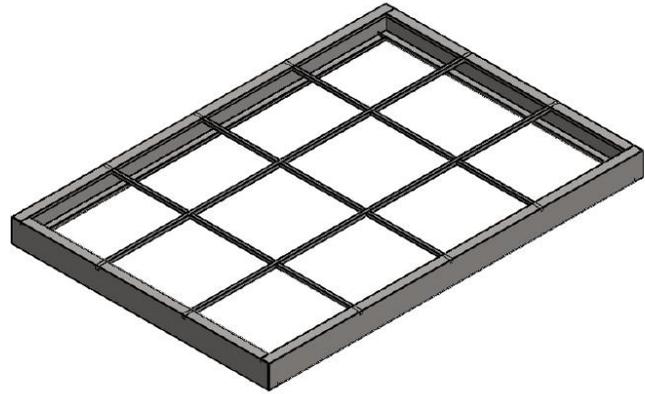
Peso:

Revisado por: Alison bach e Luis Carlos Wachholz

Escala: 1:50

Descrição: Montagem fuso novo





Material: Plataforma Superior

data: 12/4/2019

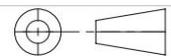
Desenhado por: Junior Ruppenthal

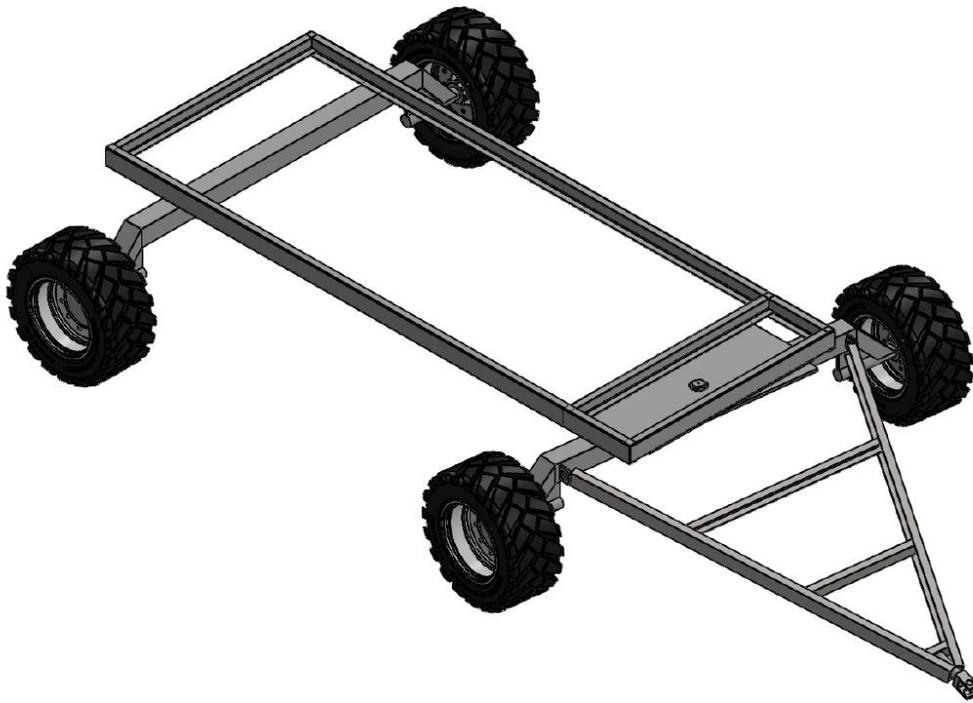
Peso: 137206,5 g

Revisado por: Alison bach e Luis Carlos Wachholz

Escala: 1:50

Descrição: Montagem estrutura superior nova





Material:

data: 12/4/2019

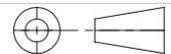
Desenhado por: Junior Ruppenthal

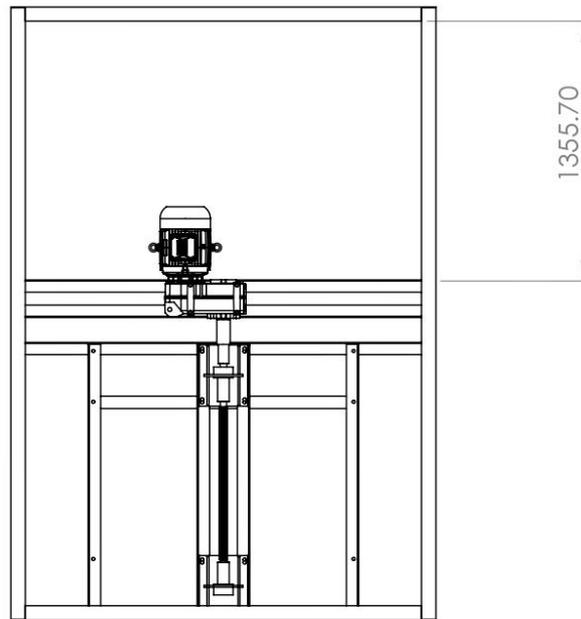
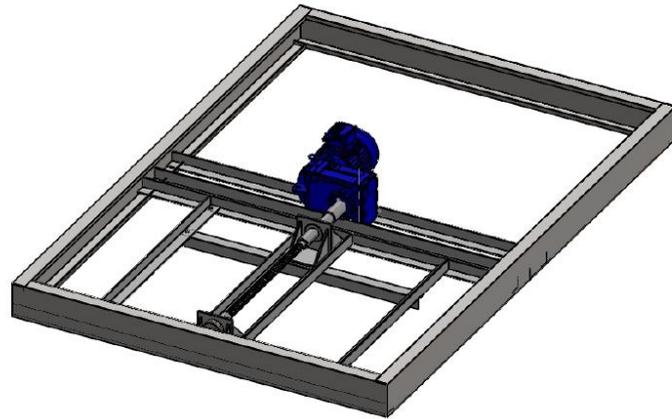
Peso:

Revisado por: Alison bach e Luis Carlos Wachholz

Escala: 1:100

Descrição: Montagem chasis carretao





Material:

data: 12/4/2019

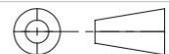
Desenhado por: Junior Ruppenthal

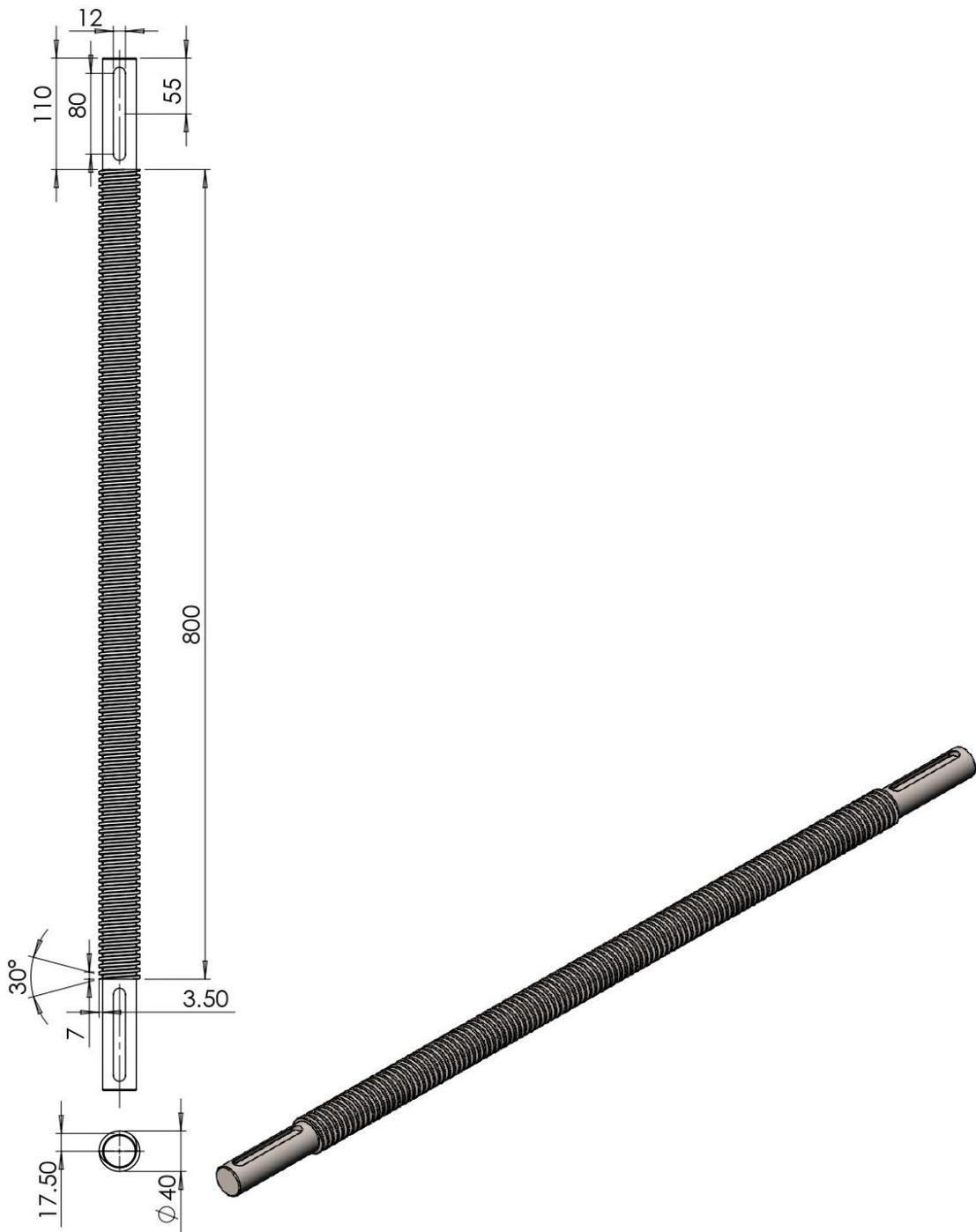
Peso:

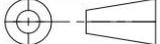
Revisado por: Alison bach e Luis Carlos Wachholz

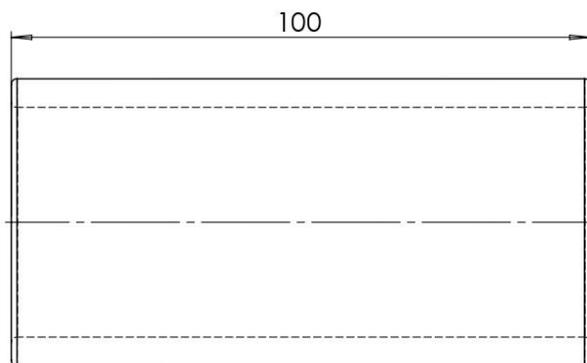
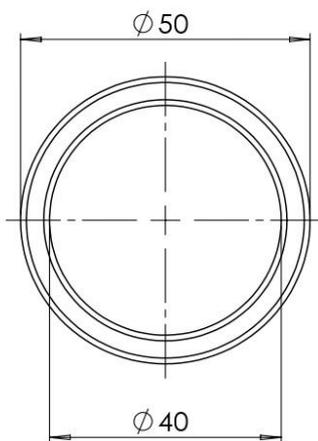
Escala: 1:50

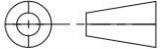
Descrição: Montagem esqueleto inferior

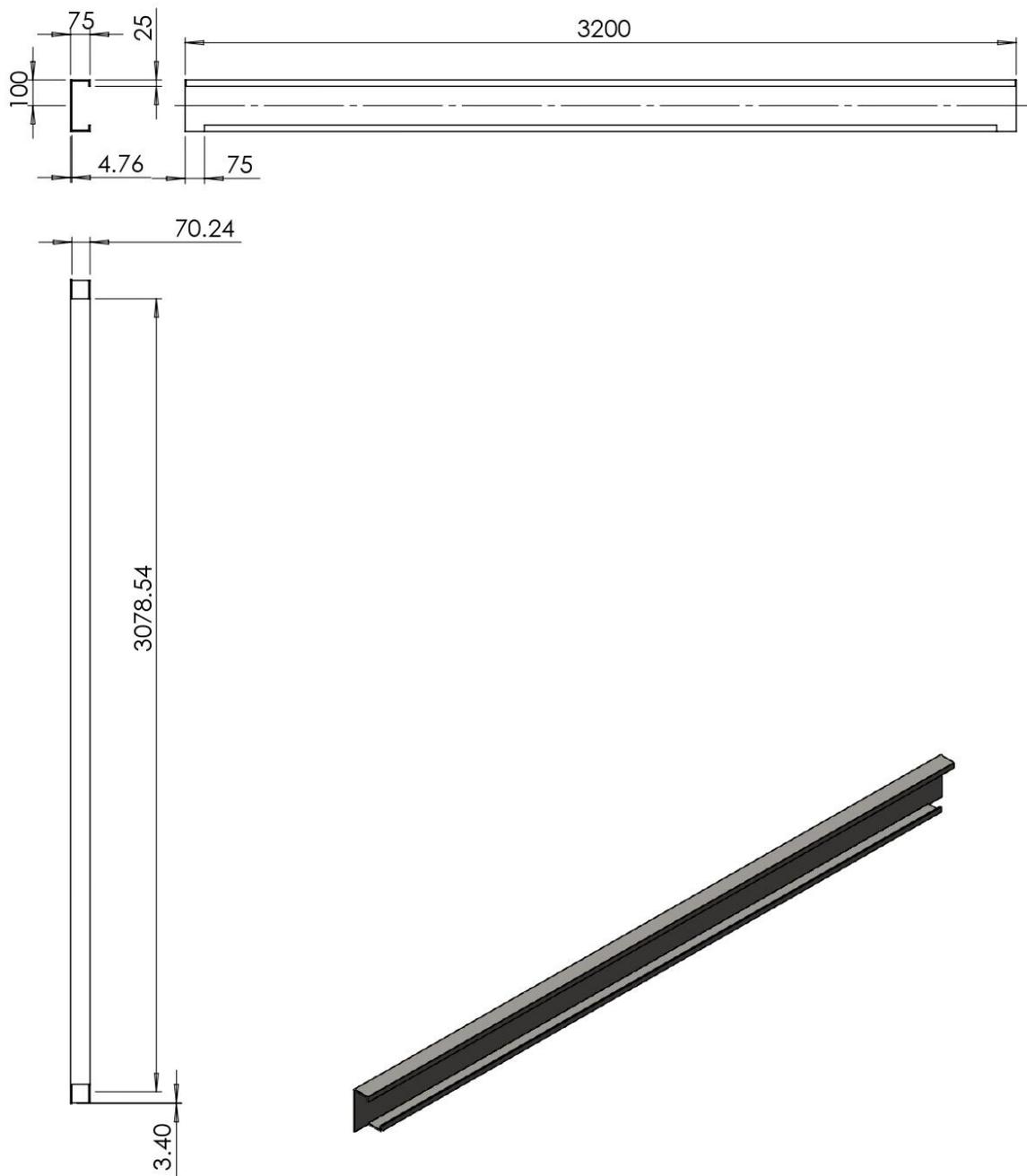




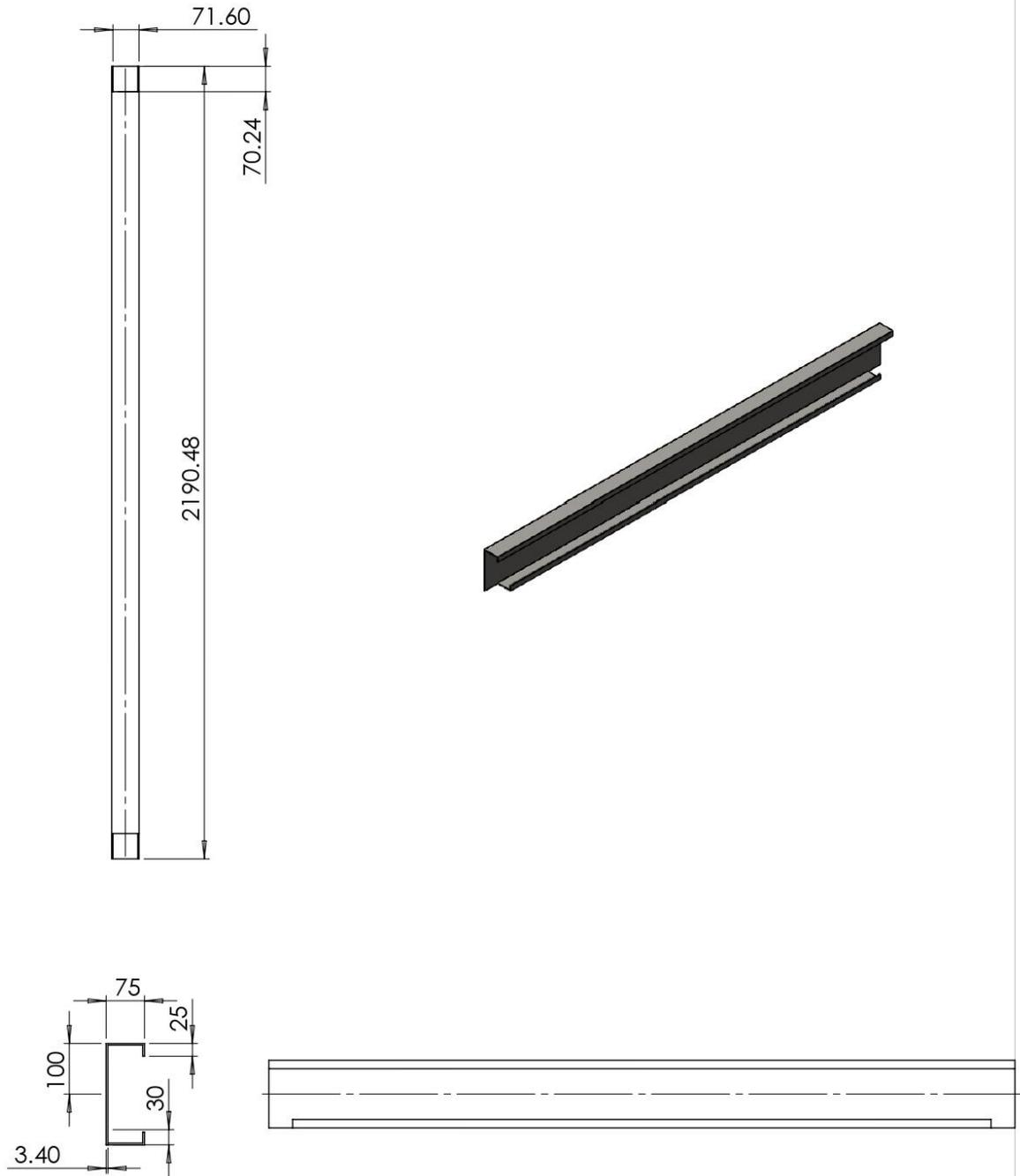
Material:	AISI 316	data:	12/4/2019
Desenhado por:	Junior Ruppenthal	Peso:	8155 g
Revisado por:	Alison bach e Luis Carlos Wachholz	Escala:	1:10
Descrição:	Fuso		

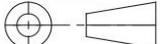


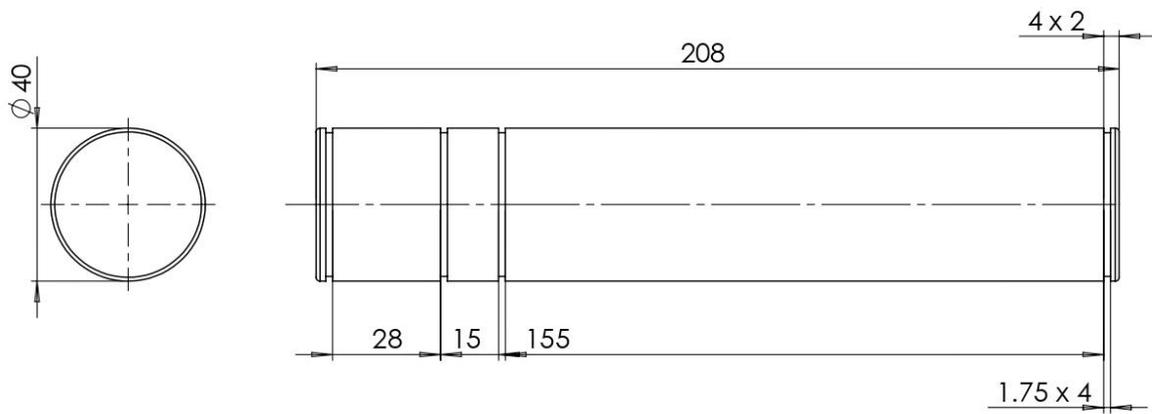
Material:	SAE 1045	data:	11/30/2019
Desenhado por:	Junior Ruppenthal	Peso:	554 g
Revisado por:	Alison bach e Luis Carlos Wachholz	Escala:	1:2
Descrição:	mancal A, B, C, D e E		



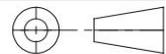
Material:	SAE 1020	data:	12/4/2019
Desenhado por:	Junior Ruppenthal	Peso:	45308,5 g
Revisado por:	Alison bach e Luis Carlos Wachholz	Escala:	1:50
Descrição:	perfil c enrigecido 1		

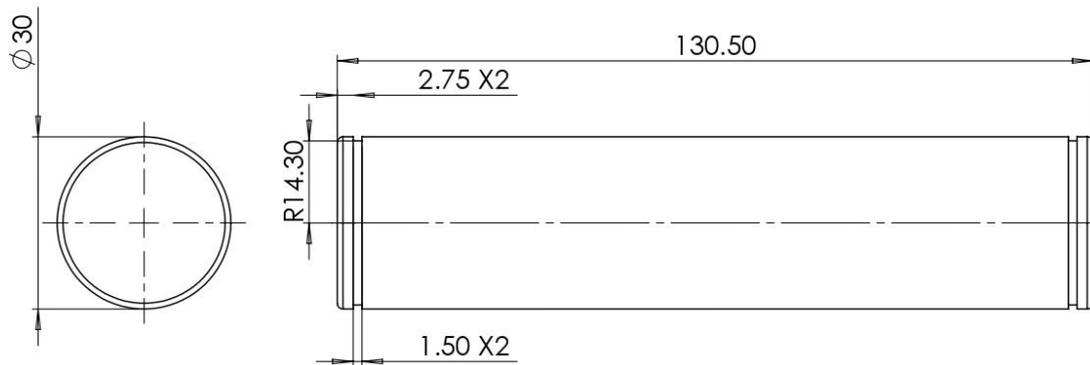


Material:	SAE 1020	data:	12/4/2019
Desenhado por:	Junior Ruppenthal	Peso:	22387 g
Revisado por:	Alison bach e Luis Carlos Wachholz	Escala:	1:20
Descrição:	perfil c enrijecido 2		

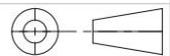


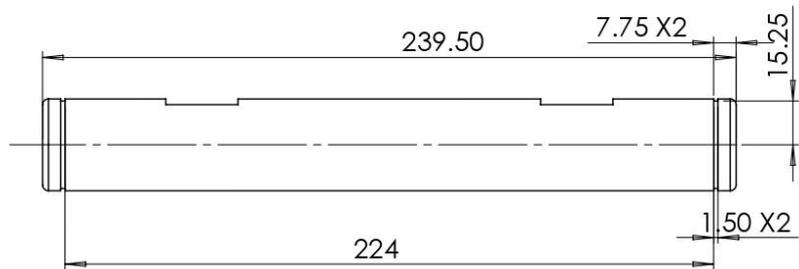
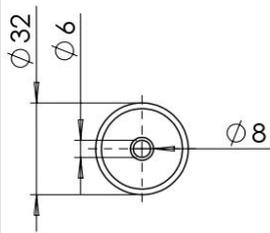
Material:	SAE 1045	data:	12/4/2019
Desenhado por:	Junior Ruppenthal	Peso:	2046 g
Revisado por:	Alison bach e Luis Carlos Wachholz	Escala:	1:5
Descrição:	Pino A		



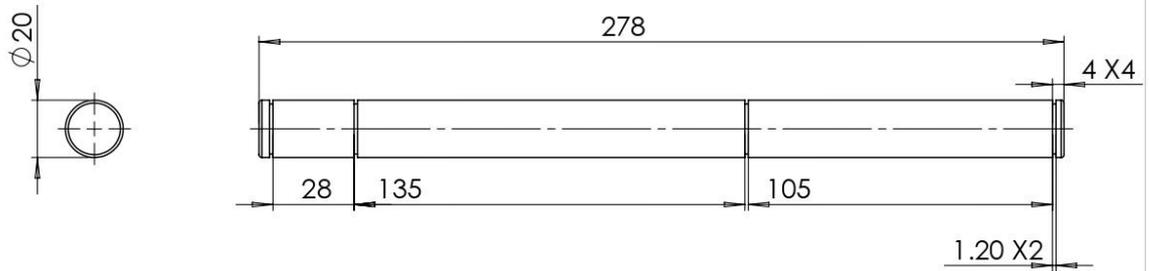
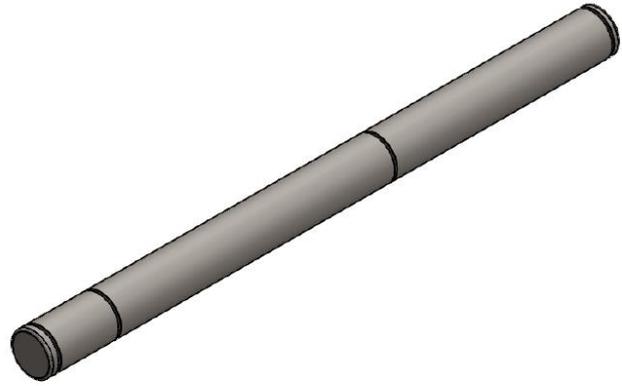


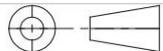
Material:	SAE 1045	data:	12/4/2019
Desenhado por:	Junior Ruppenthal	Peso:	222 g
Revisado por:	Alison bach e Luis Carlos Wachholz	Escala:	1:2
Descrição:	Pino B		

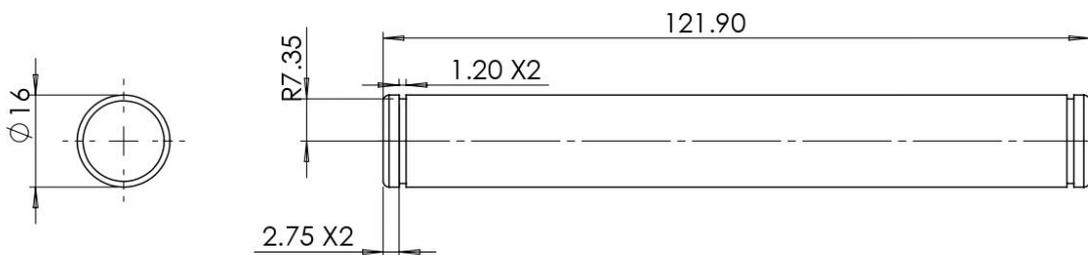
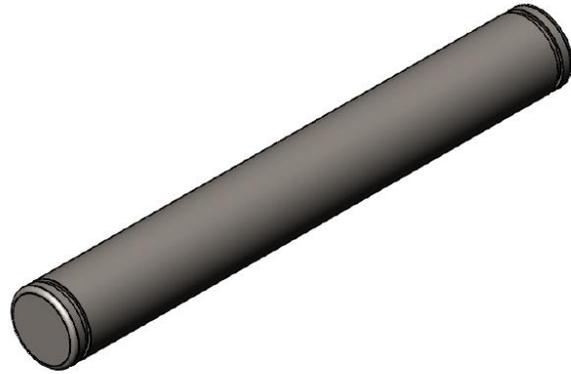




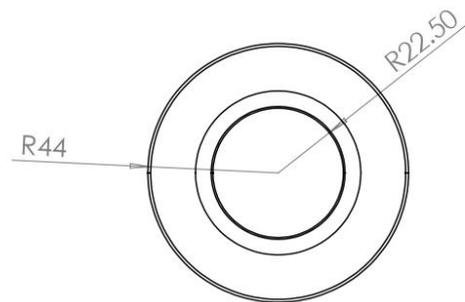
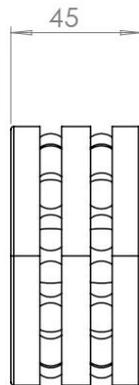
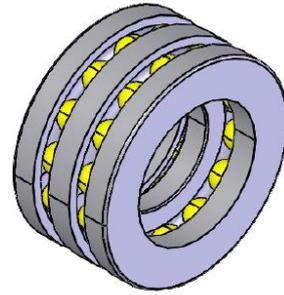
Material:	SAE 1045	data:	12/4/2019
Desenhado por:	Junior Ruppenthal	Peso:	1467 g
Revisado por:	Alison bach e Luis Carlos Wachholz	Escala:	1:5
Descrição:	Pino C		

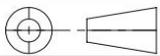


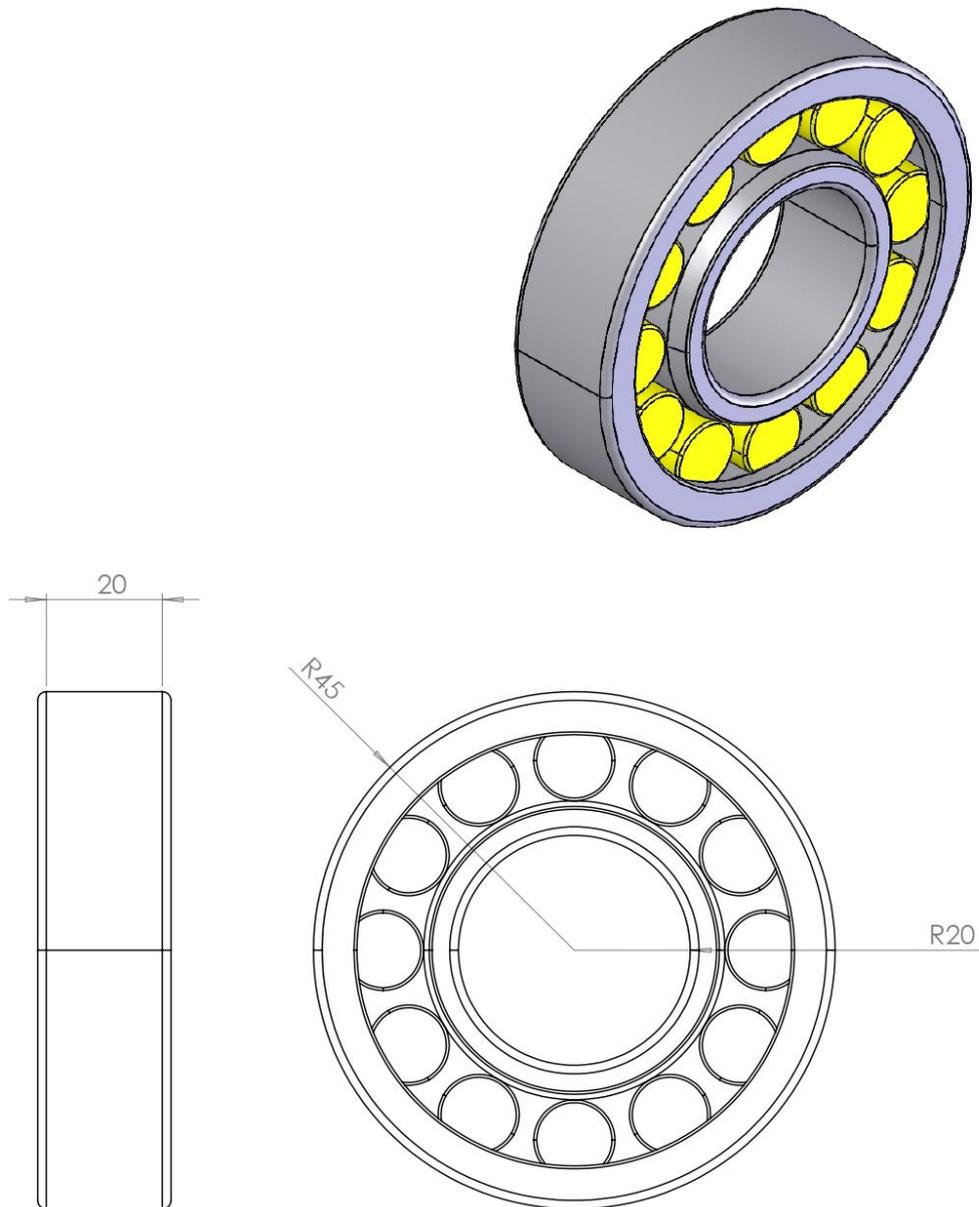
Material:	SAE 1045	data:	12/4/2019
Desenhado por:	Junior Ruppenthal	Peso:	682 g
Revisado por:	Alison bach e Luis Carlos Wachholz	Escala:	1:5
Descrição:	Pino D		

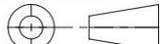


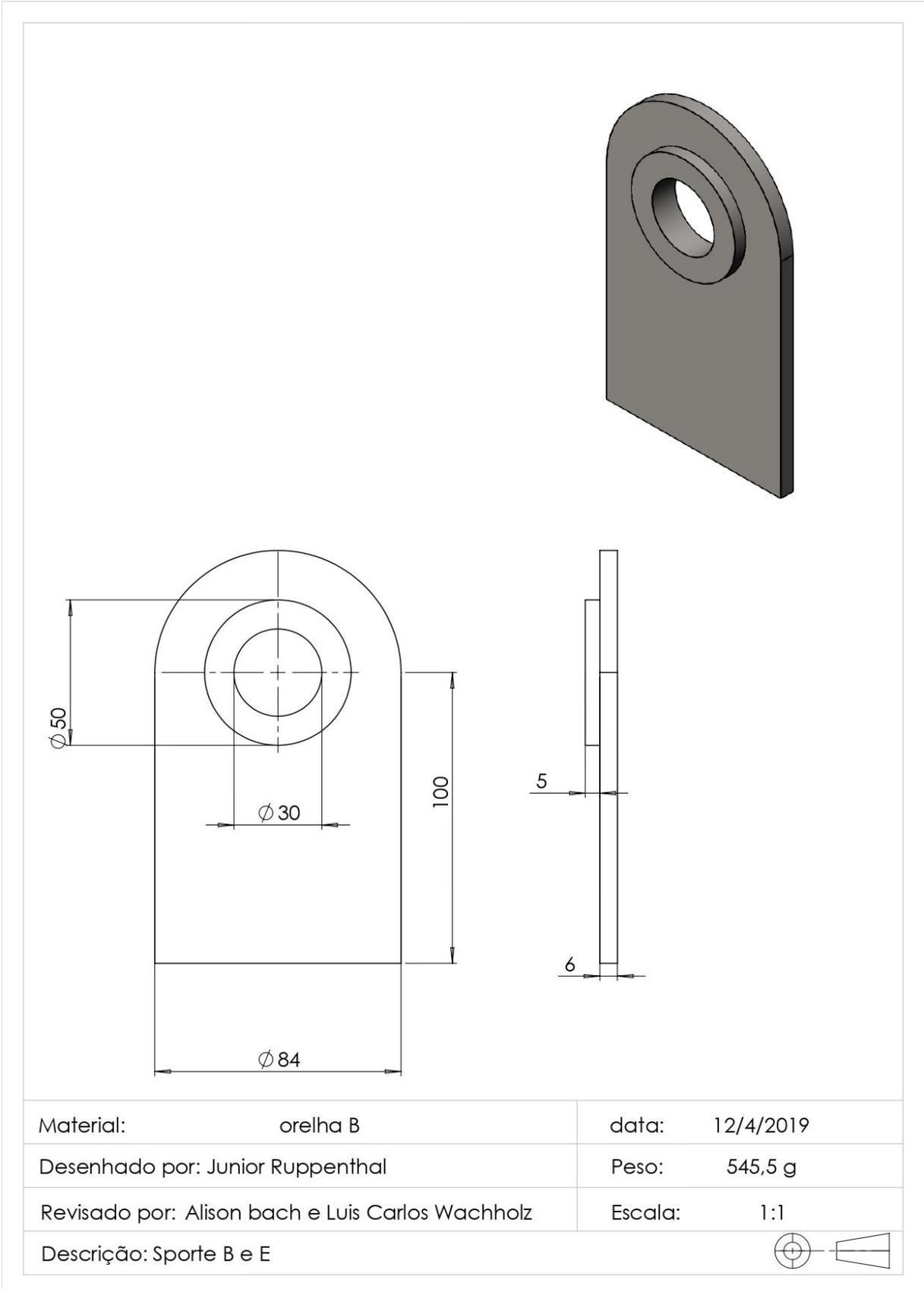
Material:	SAE 1045	data:	12/4/2019
Desenhado por:	Junior Ruppenthal	Peso:	191 g
Revisado por:	Alison bach e Luis Carlos Wachholz	Escala:	1:2
Descrição:	Pino E		

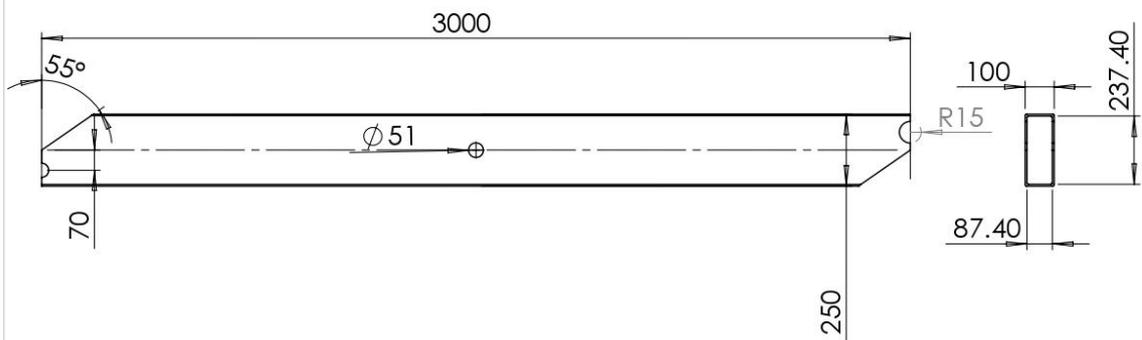
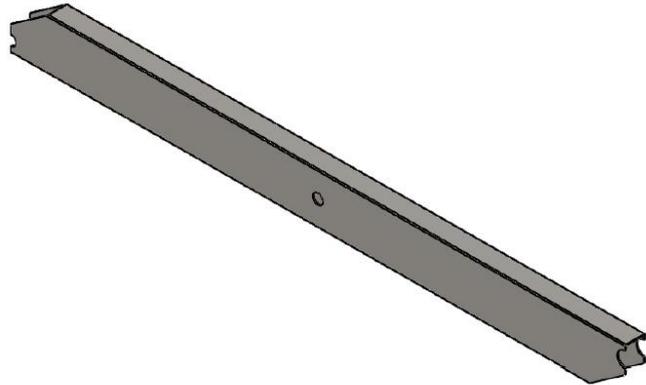


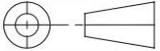
Material:	data: 12/4/2019
Desenhado por: Junior Ruppenthal	Peso: 800g
Revisado por: Alison bach e Luis Carlos Wachholz	Escala: 1:2
Descrição: 52211	



Material:	data: 12/4/2019
Desenhado por: Junior Ruppenthal	Peso: 400 g
Revisado por: Alison bach e Luis Carlos Wachholz	Escala: 1:2
Descrição: Rolamento Radial	



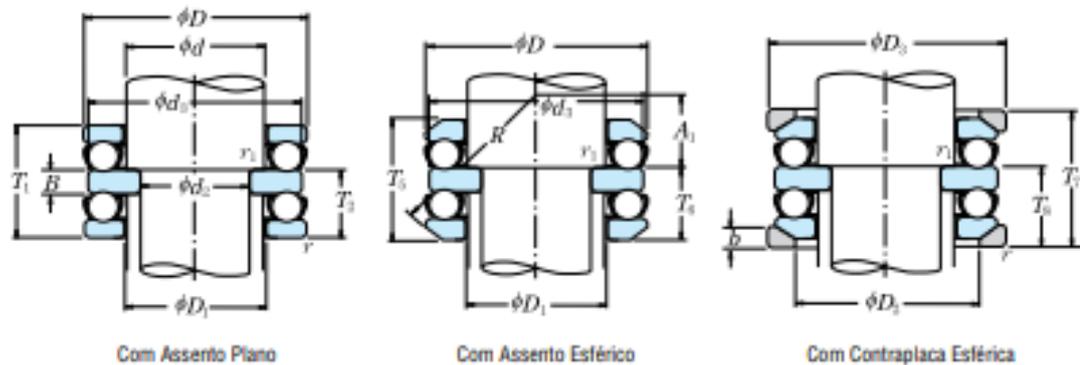


Material:	SAE 1020	data:	12/4/2019
Desenhado por:	Junior Ruppenthal	Peso:	96500 g
Revisado por:	Alison bach e Luis Carlos Wachholz	Escala:	1:50
Descrição:	Tubo Pantografico		

ANEXO A – Rolamento axial de esferas de escola dupla

ROLAMENTOS AXIAIS DE ESFERAS DE ESCORA DUPLA

Diâmetro do Furo 10 – 55 mm



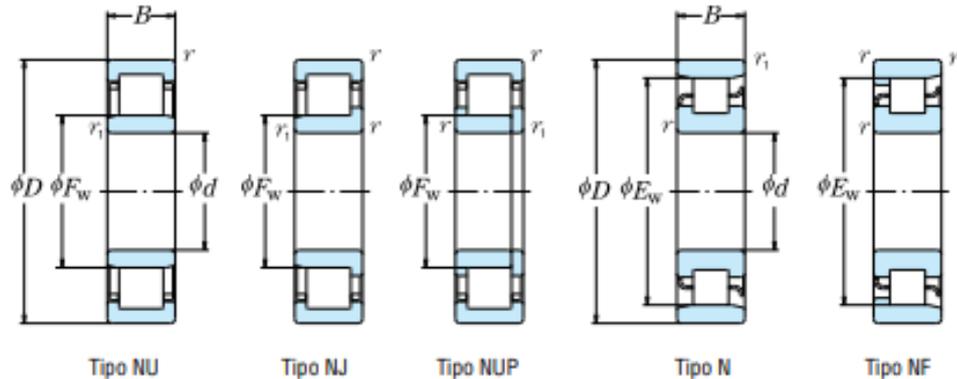
Dimensões (mm)								Capacidade de Carga Básica (N) / (kgf)				Limite de Rotação (rpm)		Número do Rolamento	
d_2	d	D	T_1	T_5	T_7	r min.	r_1 min.	C_a	C_{0a}	C_a	C_{0a}	Graxa	Óleo	Com Assento Plano	Com Assento Esférico
10	15	32	22	24.6	28	0.6	0.3	16 700	24 800	1 710	2 530	4 800	7 100	52202	54202
15	20	40	26	27.4	32	0.6	0.3	22 500	37 500	2 290	3 850	4 000	6 000	52204	54204
	25	60	45	49.8	55	1	0.6	56 000	89 500	5 700	9 100	2 400	3 600	52405	54405
20	25	47	28	31.4	36	0.6	0.3	28 000	50 500	2 860	5 150	3 400	5 300	52205	54205
	25	52	34	37.6	42	1	0.3	36 000	61 500	3 650	6 250	3 000	4 500	52305	54305
	30	70	52	56.2	62	1	0.6	73 000	126 000	7 450	12 800	2 200	3 200	52406	54406
25	30	52	29	32.6	37	0.6	0.3	29 500	58 000	3 000	5 950	3 200	5 000	52206	54206
	30	60	38	41.2	46	1	0.3	43 000	78 500	4 400	8 000	2 600	4 000	52306	54306
	35	80	59	63	69	1.1	0.6	87 500	155 000	8 950	15 800	1 800	2 800	52407	54407
30	35	62	34	37.8	42	1	0.3	39 500	78 000	4 050	7 950	2 800	4 300	52207	54207
	35	68	44	47.2	52	1	0.3	56 000	105 000	5 700	10 700	2 400	3 600	52307	54307
	40	68	36	38.6	44	1	0.6	47 500	98 500	4 850	10 000	2 600	3 800	52208	54208
	40	78	49	54	59	1	0.6	70 000	135 000	7 100	13 700	2 000	3 000	52308	54308
40	90	65	69.4	77	1.1	0.6	103 000	188 000	10 500	19 100	1 700	2 400	52408	54408	
35	45	73	37	39.6	45	1	0.6	48 000	105 000	4 900	10 700	2 400	3 600	52209	54209
	45	85	52	56.2	62	1	0.6	80 500	163 000	8 200	16 700	1 900	2 800	52309	54309
	45	100	72	78.8	86	1.1	0.6	128 000	246 000	13 000	25 100	1 500	2 200	52409	54409
40	50	78	39	42	47	1	0.6	49 000	111 000	5 000	11 400	2 400	3 400	52210	54210
	50	95	58	64.6	70	1.1	0.6	97 500	202 000	9 950	20 600	1 700	2 600	52310	54310
	50	110	78	83.2	92	1.5	0.6	147 000	288 000	15 000	29 400	1 400	2 000	52410	54410
45	55	90	45	49.6	55	1	0.6	70 000	159 000	7 150	16 200	2 000	3 000	52211	54211
	55	105	64	72.6	78	1.1	0.6	115 000	244 000	11 800	24 900	1 500	2 400	52311	54311
	55	120	87	92	101	1.5	0.6	181 000	350 000	18 500	35 500	1 200	1 800	52411	54411
50	60	95	46	50	56	1	0.6	71 500	169 000	7 300	17 200	1 900	3 000	52212	54212
	60	110	64	70.6	78	1.1	0.6	119 000	263 000	12 100	26 800	1 500	2 200	52312	54312
	60	130	93	99	107	1.5	0.6	202 000	395 000	20 600	40 500	1 100	1 700	52412	54412
	65	140	101	109.4	119	2	1	234 000	495 000	23 800	50 500	1 000	1 600	52413	54413
55	65	100	47	50.4	57	1	0.6	75 500	189 000	7 700	19 200	1 900	2 800	52213	54213
	65	115	65	71.8	79	1.1	0.6	123 000	282 000	12 500	28 700	1 500	2 200	52313	54313
	70	105	47	50.6	57	1	1	74 000	189 000	7 550	19 200	1 800	2 800	52214	54214
	70	125	72	80.4	88	1.1	1	137 000	315 000	14 000	32 000	1 300	2 000	52314	54314
70	150	107	114.2	125	2	1	252 000	555 000	25 700	56 500	1 000	1 500	52414	54414	

Fonte: [http://nsk.com.br/upload/file/Cat%C3%A1logo%20Geral%20NSK\(1\).pdf](http://nsk.com.br/upload/file/Cat%C3%A1logo%20Geral%20NSK(1).pdf)

ANEXO B – Rolamentos de rolos cilíndricos

ROLAMENTOS DE ROLOS CILÍNDRICOS

Diâmetro do Furo 40 – 55 mm



<i>d</i>	Dimensões (mm)						Capacidade de Carga Básica (N)		Limite de Rotação (°)	
	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i> mín.	<i>r</i> ₁ mín.	<i>F</i> _w	<i>E</i> _w	<i>C</i> _r	<i>C</i> _{0r}	Graxa	Óleo
40	68	15	1	0,6	47	61	27 300	29 000	10 000	12 000
	80	18	1,1	1,1	—	70	43 500	43 000	8 500	10 000
	80	18	1,1	1,1	49,5	—	55 500	55 500	7 500	9 000
	80	23	1,1	1,1	49,5	—	72 500	77 500	7 500	9 000
	90	23	1,5	1,5	—	77,5	58 500	57 000	6 700	8 500
	90	23	1,5	1,5	52	—	83 000	81 500	6 700	8 000
	90	33	1,5	1,5	52	—	114 000	122 000	6 000	7 500
	110	27	2	2	58	92	95 500	89 000	6 000	7 500
45	75	16	1	0,6	52,5	67,5	32 500	35 500	9 000	11 000
	85	19	1,1	1,1	—	75	46 000	47 000	7 500	9 000
	85	19	1,1	1,1	54,5	—	63 000	66 500	6 700	8 000
	85	23	1,1	1,1	54,5	—	76 000	84 500	6 700	8 500
	100	25	1,5	1,5	—	86,5	79 000	77 500	6 300	7 500
	100	25	1,5	1,5	58,5	—	97 500	98 500	6 000	7 500
	100	36	1,5	1,5	58,5	—	137 000	153 000	5 300	6 700
	120	29	2	2	64,5	100,5	107 000	102 000	5 600	6 700
50	80	16	1	0,6	57,5	72,5	32 000	36 000	8 000	10 000
	90	20	1,1	1,1	—	80,4	48 000	51 000	7 100	8 500
	90	20	1,1	1,1	59,5	—	69 000	76 500	6 300	7 500
	90	23	1,1	1,1	59,5	—	83 500	97 000	6 300	8 000
	110	27	2	2	—	95	87 000	86 000	5 600	6 700
	110	27	2	2	65	—	110 000	113 000	5 000	6 000
	110	40	2	2	65	—	163 000	187 000	5 000	6 300
	130	31	2,1	2,1	—	110,8	139 000	136 000	5 000	6 000
55	130	31	2,1	2,1	70,8	110,8	129 000	124 000	5 000	6 000
	90	18	1,1	1	64,5	80,5	37 500	44 000	7 500	9 000
	100	21	1,5	1,1	—	88,5	58 000	62 500	6 300	7 500

Fonte: [http://nsk.com.br/upload/file/Cat%C3%A1logo%20Geral%20NSK\(1\).pdf](http://nsk.com.br/upload/file/Cat%C3%A1logo%20Geral%20NSK(1).pdf)

ANEXO C – Propriedades Viga U enrijecida

150	60	20	2.66	7.69	6.04	263.1	35.0	5.85	1.91	37.42	9.15	2.21
			3.04	8.70	6.83	295.1	39.3	5.82	1.91	41.53	10.14	2.18
			3.42	9.69	7.60	325.6	43.4	5.80	1.90	45.32	11.06	2.16
			3.80	10.65	8.36	354.6	47.2	5.77	1.90	48.83	11.90	2.14
			4.18	11.59	9.10	382.4	51.0	5.75	1.89	52.08	12.68	2.12
			4.76	12.98	10.19	423.4	56.4	5.71	1.89	57.70	14.02	2.11
180	40	10	2.00	5.29	4.15	228.0	25.3	6.56	1.30	8.45	2.68	1.26
		15	3.00	8.00	6.28	339.9	37.7	6.52	1.36	13.70	4.50	1.30
		20	4.00	10.75	8.44	447.9	49.7	6.45	1.41	19.32	6.57	1.34
200	75	20	1.90	7.13	5.60	440.4	44.0	7.86	2.19	53.20	10.02	2.73
			2.28	8.48	6.66	520.4	52.0	7.83	2.19	62.25	11.72	2.71
	75	25	2.66	10.08	7.92	614.2	61.4	7.80	2.32	77.80	15.02	2.78
			3.04	11.44	8.98	691.9	69.1	7.78	2.32	86.90	16.76	2.76
			3.42	12.76	10.02	766.8	76.6	7.75	2.31	95.46	18.40	2.73
			3.80	14.07	11.04	839.2	83.9	7.72	2.31	103.55	19.94	2.71
			4.18	15.35	12.05	909.3	90.9	7.70	2.30	111.20	21.40	2.69
			4.76	17.26	13.55	1012.8	101.2	7.66	2.30	123.17	23.67	2.67
250	85	25	1.90	8.65	6.79	821.8	85.7	9.75	2.42	84.18	13.85	3.12
			2.28	10.31	8.09	973.7	77.9	9.72	2.42	94.87	16.26	3.10
			2.66	11.95	9.38	1121.9	89.7	9.69	2.42	112.94	18.57	3.07
			3.04	13.56	10.65	1266.7	101.3	9.66	2.41	126.41	20.77	3.05
			3.42	15.16	11.90	1407.0	112.5	9.63	2.41	139.17	22.85	3.03
			3.80	16.73	13.13	1543.3	123.4	9.61	2.41	151.29	24.82	3.01
			4.18	18.27	14.35	1676.1	134.0	9.58	2.40	162.82	26.70	2.98
			4.76	20.59	16.17	1872.5	149.8	9.54	2.40	180.43	29.56	2.96
300	85	25	1.90	9.60	7.53	1262.6	84.1	11.47	2.19	88.82	14.09	3.04
			2.28	11.45	8.99	1497.4	99.8	11.44	2.19	104.33	16.54	3.02
			2.66	13.28	10.42	1727.2	115.1	11.41	2.19	119.19	18.88	3.00
			3.04	15.08	11.84	1952.0	130.1	11.38	2.19	133.41	21.13	2.97
			3.42	16.87	13.24	2170.5	144.7	11.34	2.18	146.88	23.25	2.95
			3.80	18.63	14.62	2383.4	158.8	11.31	2.18	159.68	25.26	2.93
			4.18	20.36	15.99	2591.1	172.7	11.28	2.18	171.87	27.18	2.91
			4.76	22.97	18.03	2899.0	193.2	11.23	2.17	190.41	30.09	2.88

Fonte: http://www.skylightestruturas.com.br/perfis_ue.asp

ANEXO D – Especificações chapas de compensado

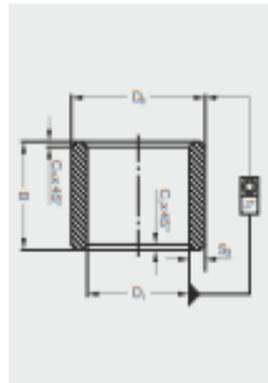
Tabela 9 - Características físicas e geométricas de compensados

Compensado (mm)	Dimensões		Nº de laminas	Módulo de elasticidade (E) (kgf/cm ²)	Momento de inércia (J) (cm ⁴)	Módulo de resistência (W) (cm ³)	Tensão admissível (kgf/cm ²)
	a	b					
18	110	220	9	70949	53,46	59,40	102,00
18	110	220	7	63383	53,46	59,40	102,00
15	110	220	7	69130	30,94	41,25	85,00
15	110	220	5	69331	30,94	41,25	85,00
12	110	220	5	68990	15,84	26,40	68,00

Fonte: (NAZAR 2007)

ANEXO E – Mancais cilindricos GGB-BP25 á base de bronze

8.1 Mancais cilíndricos GGB-BP25 à base de bronze



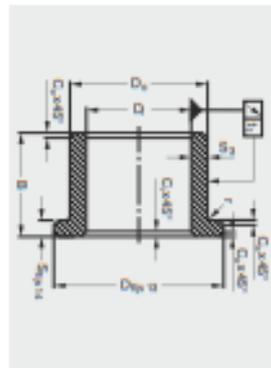
l₁ para D₁ ≤ 20 mm = 50 µm
 l₁ para 20 mm < D₁ ≤ 35 mm = 70 µm
 l₁ para D₁ > 35 = 100 µm
 chanfros C = (0,1 to 0,2) S₁
 mínimo 0,2 mm
 B > 10 ± 1%
 B ≤ 10 ± 0,1 mm

Ø interno D ₁	Ø externo D ₂	Comprimento B	Ø interno D ₁	Ø externo D ₂	Comprimento B	Ø interno D ₁	Ø externo D ₂	Comprimento B
2 ^{+0,06} _{-0,06}	5 ^{+0,11} _{+0,09}	2 - 3	14 ^{+0,06} _{+0,05}	20 ^{+0,06} _{+0,05}	14 - 18 - 22 - 28	32 ^{+0,06} _{+0,05}	40 ^{+0,08} _{+0,07}	20 - 25 - 33 - 40 - 50
3 ^{+0,06} _{-0,06}	6 ^{+0,11} _{+0,09}	4 - 6 - 10	15 ^{+0,06} _{+0,05}	19 ^{+0,06} _{+0,05}	16 - 20 - 25 - 32	35 ^{+0,06} _{+0,05}	44 ^{+0,08} _{+0,07}	22 - 28 - 35
4 ^{+0,10} _{+0,10}	7 ^{+0,20} _{+0,20}	4 - 8 - 12	15 ^{+0,06} _{+0,05}	21 ^{+0,06} _{+0,05}	16 - 20 - 25 - 32	35 ^{+0,06} _{+0,05}	45 ^{+0,08} _{+0,07}	25 - 35 - 40 - 50
4 ^{+0,10} _{+0,10}	8 ^{+0,20} _{+0,20}	4 - 8 - 12	16 ^{+0,06} _{+0,05}	20 ^{+0,06} _{+0,05}	16 - 20 - 25 - 32	36 ^{+0,06} _{+0,05}	42 ^{+0,08} _{+0,07}	22 - 28 - 36 - 45
5 ^{+0,10} _{+0,10}	8 ^{+0,20} _{+0,20}	5 - 8 - 10 - 12 - 16	16 ^{+0,06} _{+0,05}	22 ^{+0,06} _{+0,05}	16 - 20 - 25 - 32	36 ^{+0,06} _{+0,05}	45 ^{+0,08} _{+0,07}	22 - 28 - 36 - 45
5 ^{+0,10} _{+0,10}	9 ^{+0,20} _{+0,20}	4 - 5 - 8	18 ^{+0,06} _{+0,05}	22 ^{+0,06} _{+0,05}	18 - 22 - 28 - 36	38 ^{+0,06} _{+0,05}	44 ^{+0,08} _{+0,07}	25 - 35 - 45
6 ^{+0,10} _{+0,10}	9 ^{+0,20} _{+0,20}	6 - 10 - 12 - 16	18 ^{+0,06} _{+0,05}	24 ^{+0,06} _{+0,05}	18 - 22 - 28 - 36	40 ^{+0,06} _{+0,05}	46 ^{+0,08} _{+0,07}	25 - 32 - 40 - 50
6 ^{+0,10} _{+0,10}	10 ^{+0,20} _{+0,20}	6 - 10 - 12 - 16	18 ^{+0,06} _{+0,05}	25 ^{+0,06} _{+0,05}	18 - 22 - 28 - 36	40 ^{+0,06} _{+0,05}	50 ^{+0,08} _{+0,07}	25 - 32 - 40 - 50
6 ^{+0,10} _{+0,10}	12 ^{+0,20} _{+0,20}	6 - 10 - 12 - 16	20 ^{+0,06} _{+0,05}	24 ^{+0,06} _{+0,05}	16 - 20 - 25 - 32	45 ^{+0,06} _{+0,05}	51 ^{+0,08} _{+0,07}	28 - 36 - 45 - 56
7 ^{+0,10} _{+0,10}	10 ^{+0,20} _{+0,20}	5 - 8 - 10	20 ^{+0,06} _{+0,05}	25 ^{+0,06} _{+0,05}	16 - 20 - 25 - 32	45 ^{+0,06} _{+0,05}	55 ^{+0,08} _{+0,07}	35 - 45 - 55 - 65
8 ^{+0,10} _{+0,10}	11 ^{+0,20} _{+0,20}	8 - 12 - 16 - 20	20 ^{+0,06} _{+0,05}	26 ^{+0,06} _{+0,05}	16 - 20 - 25 - 32	45 ^{+0,06} _{+0,05}	56 ^{+0,08} _{+0,07}	28 - 36 - 45 - 56
8 ^{+0,10} _{+0,10}	12 ^{+0,20} _{+0,20}	8 - 12 - 16 - 20	20 ^{+0,06} _{+0,05}	27 ^{+0,06} _{+0,05}	16 - 20 - 25 - 32	50 ^{+0,06} _{+0,05}	56 ^{+0,08} _{+0,07}	32 - 40 - 50 - 63
8 ^{+0,10} _{+0,10}	14 ^{+0,20} _{+0,20}	8 - 12 - 16 - 20	20 ^{+0,06} _{+0,05}	28 ^{+0,06} _{+0,05}	16 - 20 - 25 - 32	50 ^{+0,06} _{+0,05}	60 ^{+0,08} _{+0,07}	32 - 40 - 50 - 63
9 ^{+0,10} _{+0,10}	12 ^{+0,20} _{+0,20}	6 - 10 - 14	22 ^{+0,06} _{+0,05}	27 ^{+0,06} _{+0,05}	18 - 22 - 28 - 36	55 ^{+0,06} _{+0,05}	65 ^{+0,08} _{+0,07}	40 - 55 - 70
10 ^{+0,10} _{+0,10}	13 ^{+0,20} _{+0,20}	10 - 16 - 20 - 25	22 ^{+0,06} _{+0,05}	28 ^{+0,06} _{+0,05}	18 - 22 - 28 - 36	60 ^{+0,06} _{+0,05}	70 ^{+0,08} _{+0,07}	50 - 60 - 90 - 120
10 ^{+0,10} _{+0,10}	14 ^{+0,20} _{+0,20}	10 - 16 - 20 - 25	22 ^{+0,06} _{+0,05}	29 ^{+0,06} _{+0,05}	18 - 22 - 28 - 36	60 ^{+0,06} _{+0,05}	72 ^{+0,08} _{+0,07}	50 - 60 - 70
10 ^{+0,10} _{+0,10}	15 ^{+0,20} _{+0,20}	10 - 16 - 20 - 25	25 ^{+0,06} _{+0,05}	30 ^{+0,06} _{+0,05}	20 - 25 - 32 - 40	60 ^{+0,06} _{+0,05}	80 ^{+0,08} _{+0,07}	90 - 120
10 ^{+0,10} _{+0,10}	16 ^{+0,20} _{+0,20}	10 - 16 - 20 - 25	25 ^{+0,06} _{+0,05}	32 ^{+0,06} _{+0,05}	20 - 25 - 32 - 40	63 ^{+0,06} _{+0,05}	70 ^{+0,08} _{+0,07}	40 - 50
12 ^{+0,16} _{+0,16}	15 ^{+0,20} _{+0,20}	12 - 16 - 20 - 25	28 ^{+0,06} _{+0,05}	32 ^{+0,06} _{+0,05}	22 - 28 - 36 - 45	70 ^{+0,06} _{+0,05}	80 ^{+0,08} _{+0,07}	90 - 120
12 ^{+0,16} _{+0,16}	16 ^{+0,20} _{+0,20}	12 - 16 - 20 - 25	28 ^{+0,06} _{+0,05}	33 ^{+0,06} _{+0,05}	22 - 28 - 36 - 45	80 ^{+0,06} _{+0,05}	100 ^{+0,08} _{+0,07}	120
12 ^{+0,16} _{+0,16}	17 ^{+0,20} _{+0,20}	12 - 16 - 20 - 25	28 ^{+0,06} _{+0,05}	36 ^{+0,06} _{+0,05}	22 - 28 - 36 - 45	100 ^{+0,06} _{+0,05}	120 ^{+0,08} _{+0,07}	120
12 ^{+0,16} _{+0,16}	18 ^{+0,20} _{+0,20}	12 - 16 - 20 - 25	30 ^{+0,06} _{+0,05}	38 ^{+0,06} _{+0,05}	24 - 30 - 38	110 ^{+0,06} _{+0,05}	125 ^{+0,08} _{+0,07}	120
14 ^{+0,16} _{+0,16}	18 ^{+0,20} _{+0,20}	14 - 18 - 22 - 28	32 ^{+0,06} _{+0,05}	38 ^{+0,06} _{+0,05}	20 - 25 - 33 - 40 - 50	125 ^{+0,06} _{+0,05}	150 ^{+0,08} _{+0,07}	120

Todas as tolerâncias em µm

Fonte: <https://www.ggbearings.com/sites/default/files/atoms/files/ggb-metafram-mancais-bp25-so16-fp20-bronze-e-ferro-sinterizado-portugues.pdf>

8.3 Mancais flangeados GGB-BP25 à base de bronze



t_1 para $D_1 \leq 20$ mm – 60 μ m
 t_1 para 20 mm < $D_1 \leq 35$ mm – 80 μ m
 t_1 para $D_1 > 35$ mm – 100 μ m
 charutos C = (0,1 to 0,2) S_g
 mínimo 0,2 mm
 $r = \max 0,3 \times S_g$
 $B > 10 \pm 1\%$
 $B \leq 10 \pm 0,1$ mm

\emptyset interno D_1	\emptyset externo D_2	\emptyset do flange D_f	Espessura do flange S_g	Comprimento B	\emptyset interno D_1	\emptyset externo D_2	\emptyset do flange D_f	Espessura do flange S_g	Comprimento B		
3	+20 -6	+37 +19	9	1,5	4 - 6 - 10	20	+33 -26	+35	32	3	16 - 20 - 25 - 32
4	+28 +10	+45 +23	12	2	4 - 8 - 12	22	+33 -27	+35	32	2,5	18 - 22 - 28
6	+38 +10	+45 +23	14	2	6 - 10 - 16	22	+33 -28	+35	34	3	15 - 20 - 25 - 30
8	+35 +13	+55 +28	16	2	8 - 12 - 16	22	+33 -29	+35	36	3,5	18 - 22 - 28 - 36
9	+35 +13	+55 +28	19	2,5	6 - 10 - 14	25	+33 -30	+35	35	2,5	20 - 25 - 32
10	+35 +13	+55 +28	16	1,5	10 - 16 - 20	25	+33 -32	+35	39	3,5	20 - 25 - 32
10	+35 +13	+55 +28	20	2,5	10 - 16 - 20	28	+33 -33	+35	38	2,5	22 - 28 - 36
10	+35 +13	+55 +28	22	3	9 - 10 - 16	28	+33 -36	+35	44	4	22 - 28 - 36
12	+43 +16	+55 +28	18	1,5	12 - 16 - 20	30	+33 -38	+35	46	4	20 - 25 - 30
12	+43 +16	+55 +28	22	2,5	12 - 16 - 20 - 25	32	+34 -38	+35	44	3	20 - 25 - 32
12	+43 +16	+55 +28	24	3	8 - 12 - 20	32	+34 -40	+35	48	4	20 - 25 - 30 - 32
14	+43 +16	+55 +28	22	2	14 - 18 - 22	36	+34 -42	+35	48	3	22 - 28 - 36
14	+43 +16	+55 +28	26	3	14 - 18 - 22 - 28	36	+34 -45	+35	54	4,5	22 - 28 - 36
15	+43 +16	+55 +28	23	2	16 - 20 - 25	40	+34 -46	+35	52	3	25 - 32 - 40
15	+43 +16	+55 +28	27	3	16 - 20 - 25 - 32	40	+34 -50	+35	60	5	25 - 32 - 40
16	+43 +16	+55 +28	24	2	16 - 20 - 25	45	+34 -51	+35	57	3	28 - 36 - 45
16	+43 +16	+55 +28	28	3	16 - 20 - 25 - 32	45	+34 -56	+35	67	5,5	28 - 36 - 45
18	+43 +16	+55 +28	26	2	18 - 22 - 28	50	+34 -56	+35	62	3	32 - 40 - 50
18	+43 +16	+55 +28	30	3	18 - 22 - 28	50	+34 -60	+35	70	5	32 - 40 - 50
20	+53 +20	+68 +35	28	2	16 - 20 - 25	60	+44 -70	+45	80	5	50 - 60

Todas as tolerâncias em μ m

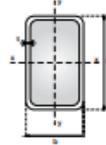
Fonte: <https://www.ggbearings.com/sites/default/files/atoms/files/ggb-metafram-mancais-bp25-so16-fp20-bronze-e-ferro-sinterizado-portugues.pdf>

ANEXO F – Tabela forças resultantes em função do ângulo

graus	sem	cos	Força Horizontal.	altura	distancia x	Distancia total	Força A	Forca B
1	0,017452	0,999848	795250,6	5,37	1,5373	65,37	27764,41	27760,19
2	0,034899	0,999391	397504,1	10,73	1,5366	70,73	27770,76	27753,84
3	0,052336	0,99863	264868,1	16,09	1,5354	76,09	27781,34	27743,26
4	0,069756	0,997564	198509,7	21,45	1,5338	81,45	27796,16	27728,44
5	0,087156	0,996195	158662,3	26,80	1,5316	86,80	27815,22	27709,38
6	0,104528	0,994522	132070,3	32,14	1,5291	92,14	27838,55	27686,05
7	0,121869	0,992546	113052,9	37,47	1,5260	97,47	27866,16	27658,44
8	0,139173	0,990268	98769,51	42,80	1,5225	102,80	27898,05	27626,55
9	0,156434	0,987688	87642,13	48,10	1,5186	108,10	27934,26	27590,34
10	0,173648	0,984808	78723,91	53,40	1,5141	113,40	27974,8	27549,8
11	0,190809	0,981627	71412,33	58,67	1,5093	118,67	28019,7	27504,9
12	0,207912	0,978148	65305,68	63,93	1,5039	123,93	28068,99	27455,61
13	0,224951	0,97437	60125,87	69,17	1,4981	129,17	28122,69	27401,91
14	0,241922	0,970296	55674,25	74,39	1,4918	134,39	28180,85	27343,75
15	0,258819	0,965926	51805,16	79,59	1,4851	139,59	28243,49	27281,11
16	0,275637	0,961262	48409,32	84,76	1,4779	144,76	28310,65	27213,95
17	0,292372	0,956305	45403,2	89,90	1,4703	149,90	28382,39	27142,21
18	0,309017	0,951057	42721,79	95,02	1,4622	155,02	28458,73	27065,87
19	0,325568	0,945519	40313,79	100,11	1,4537	160,11	28539,74	26984,86
20	0,34202	0,939693	38138,15	105,17	1,4448	165,17	28625,46	26899,14
21	0,358368	0,93358	36161,63	110,20	1,4354	170,20	28715,95	26808,65
22	0,374607	0,927184	34357,05	115,19	1,4255	175,19	28811,26	26713,34
23	0,390731	0,920505	32701,94	120,15	1,4153	180,15	28911,46	26613,14
24	0,406737	0,913545	31177,57	125,07	1,4046	185,07	29016,61	26507,99
25	0,422618	0,906308	29768,22	129,96	1,3934	189,96	29126,78	26397,82
26	0,438371	0,898794	28460,58	134,80	1,3819	194,80	29242,03	26282,57
27	0,45399	0,891007	27243,29	139,60	1,3699	199,60	29362,46	26162,14
28	0,469472	0,882948	26106,65	144,36	1,3575	204,36	29488,13	26036,47
29	0,48481	0,87462	25042,26	149,08	1,3447	209,08	29619,13	25905,47
30	0,5	0,866025	24042,86	153,75	1,3315	213,75	29755,54	25769,06
31	0,515038	0,857167	23102,11	158,37	1,3179	218,37	29897,47	25627,13
32	0,529919	0,848048	22214,48	162,95	1,3039	222,95	30045	25479,6
33	0,544639	0,838671	21375,1	167,48	1,2895	227,48	30198,23	25326,37
34	0,559193	0,829038	20579,65	171,95	1,2746	231,95	30357,28	25167,32
35	0,573576	0,819152	19824,34	176,37	1,2594	236,37	30522,24	25002,36
36	0,587785	0,809017	19105,76	180,74	1,2439	240,74	30693,24	24831,36
37	0,601815	0,798636	18420,91	185,06	1,2279	245,06	30870,4	24654,2
38	0,615661	0,788011	17767,06	189,32	1,2116	249,32	31053,84	24470,76
39	0,62932	0,777146	17141,79	193,52	1,1949	253,52	31243,69	24280,91
40	0,642788	0,766044	16542,91	197,66	1,1778	257,66	31440,09	24084,51
41	0,656059	0,75471	15968,44	201,74	1,1604	261,74	31643,19	23881,41
42	0,669131	0,743145	15416,58	205,76	1,1426	265,76	31853,12	23671,48
43	0,681998	0,731354	14885,71	209,71	1,1245	269,71	32070,05	23454,55
44	0,694658	0,71934	14374,35	213,61	1,1060	273,61	32294,14	23230,46
45	0,707107	0,707107	13881,15	217,44	1,0872	277,44	32525,56	22999,04

ANEXO G – Propriedades Seção Tubular Retangular (TR)

Seção Tubular Retangular (TR)



Dimensões Externas	Espessura da Parede	Massa por Unidade de Comp.	Área da Seção Transversal	Momento de Inércia		Raio de giração		Módulo de Resistência Elástico		Módulo de Resistência Plástico		Const. Torção	Módulo de Resist. à Torção	Área de superfície por unidade de Comp.
				I_x	I_y	r_x	r_y	W_x	W_y	Z_x	Z_y			
$h \times b$ (mm)	t (mm)	m (kg/m)	A (cm ²)	I_x (cm ⁴)	I_y (cm ⁴)	r_x (cm)	r_y (cm)	W_x (cm ³)	W_y (cm ³)	Z_x (cm ²)	Z_y (cm ²)	J (cm ⁴)	W_t (cm ²)	U (m ² /m)
250 x 100	6,4	33,1	42,1	3.106	739	8,59	4,19	248	148	318	167	2.021	266	0,679
	7,1	36,6	46,6	3.380	801	8,52	4,15	270	160	348	183	2.208	289	
	8,0	41,0	52,3	3.714	875	8,43	4,09	297	175	385	201	2.439	317	
	8,8	45,0	57,3	3.994	937	8,35	4,04	320	187	417	218	2.634	341	
	10,0	50,8	64,7	4.384	1.021	8,23	3,97	351	204	462	240	2.910	373	
	11,0	55,6	70,8	4.515	1.057	7,98	3,86	361	211	484	253	3.101	394	
	12,5*	62,7	79,9	4.868	1.133	7,81	3,77	389	227	530	275	3.373	425	
250 x 150	6,4*	37,6	47,9	4.056	1.849	9,20	6,21	324	247	396	280	4.136	418	0,768
	7,1*	41,6	53,0	4.428	2.015	9,14	6,17	354	269	435	306	4.543	456	
	8,0*	46,7	59,4	4.886	2.219	9,07	6,11	391	296	482	340	5.050	504	
	8,8	51,2	65,2	5.274	2.392	9,00	6,06	422	319	523	368	5.488	544	
	10,0	57,8	73,7	5.825	2.634	8,89	5,98	466	351	582	409	6.121	602	
	11,0	63,3	80,7	6.087	2.761	8,69	5,85	487	368	616	434	6.617	643	
	12,5	71,5	91,1	6.633	3.002	8,53	5,74	531	400	678	477	7.315	704	
	14,2	80,6	103	7.174	3.240	8,36	5,62	574	432	743	523	8.035	766	
	16,0	90,2	115	7.660	3.453	8,17	5,48	613	460	805	566	8.713	823	
250 x 190	6,4	42,1	53,6	4.815	3.167	9,48	7,68	385	333	459	381	6.120	539	0,858
	7,1	46,6	59,3	5.266	3.460	9,42	7,64	421	364	504	418	6.733	590	
	8,0	52,3	66,6	5.823	3.823	9,35	7,57	466	402	560	464	7.504	654	
	8,8	57,4	73,1	6.299	4.132	9,28	7,52	504	435	608	504	8.173	708	
	10,0	64,9	82,7	6.978	4.572	9,19	7,44	558	481	678	562	9.146	786	
	11,0	71,1	90,6	7.344	4.820	9,00	7,29	588	507	721	598	9.937	843	
	12,5	80,3	102	8.044	5.274	8,87	7,18	644	555	797	662	11.050	929	
	14,2*	90,7	115	8.755	5.734	8,71	7,05	700	604	877	728	12.220	1.017	
	16,0*	101	129	9.415	6.160	8,54	6,90	753	648	955	792	13.360	1.101	

Fonte: <http://www.vallourec.com/COUNTRIES/BRAZIL/PT/Products-and-services/automotive-industrial-tubes/Documents/Catalogo%20Estruturais.pdf>

ANEXO H – Anel elástico

ANEL										RANHURA				DADOS COMPLEMENTARES									
d ₁	e	d ₃	Tol.	a	b	d ₅	Peso	d ₂	Tol.	m	t	n	P _N	P _R	g	P _Q	F _N	K	n. adm.				
			max.	∑	∑	min.	Kg/1000					min.	(Kg)	(Kg)	max.	(Kg)	(mm ²)	(Kg/mm)	(RPM)				
501.003	3	0,40	2,7	+0,04 -0,15	1,9	0,8	1,0	0,017	2,8	-0,04	0,50	0,10	0,3	15	47	0,5	27	0,9	206	360000			
501.004	4	0,40	3,7	+0,04 -0,15	2,2	0,9	1,0	0,022	3,8	-0,04	0,50	0,10	0,3	20	50	0,5	30	1,2	193	210000			
501.005	5	0,60	4,7	+0,04 -0,15	2,5	1,1	1,0	0,066	4,8	-0,04	0,70	0,10	0,3	28	190	0,5	130	1,5	738	154000			
501.006	6	0,70	5,6	+0,04 -0,15	2,7	1,3	1,2	0,084	5,7	-0,04	0,80	0,15	0,5	48	340	0,5	210	2,8	1040	114000			
501.007	7	0,80	6,5	+0,06 -0,18	3,1	1,4	1,2	0,121	6,7	-0,06	0,90	0,15	0,5	54	516	0,5	290	3,2	1475	121000			
501.008	8	0,80	7,4	+0,06 -0,18	3,2	1,5	1,2	0,158	7,6	-0,06	0,90	0,20	0,6	81	520	0,5	290	4,9	1420	96000			
501.009	9	1,00	8,4	+0,06 -0,18	3,3	1,7	1,2	0,300	8,6	-0,06	1,10	0,20	0,6	92	1110	0,5	610	5,5	3000	85000			
501.010	10	1,00	9,3	+0,10 -0,36	3,3	1,8	1,5	0,340	9,6	-0,06	1,10	0,20	0,6	101	1080	1,0	340	6,2	2820	84000			
501.011	11	1,00	10,2	+0,10 -0,36	3,3	1,8	1,5	0,410	10,5	-0,11	1,10	0,25	0,8	140	1010	1,0	310	8,4	2610	70000			
501.012	12	1,00	11,0	+0,10 -0,36	3,3	1,8	1,7	0,500	11,5	-0,11	1,10	0,25	0,8	153	960	1,0	300	9,2	2400	75000			
501.013	13	1,00	11,9	+0,10 -0,36	3,4	2,0	1,7	0,530	12,4	-0,11	1,10	0,30	0,9	200	940	1,0	290	11,9	2320	66000			
501.014	14	1,00	12,9	+0,10 -0,36	3,6	2,1	1,7	0,640	13,4	-0,11	1,10	0,30	0,9	219	950	1,0	295	12,9	2290	58000			
501.015	15	1,00	13,8	+0,10 -0,36	3,6	2,2	1,7	0,670	14,3	-0,11	1,10	0,35	1,1	266	915	1,0	285	16,1	2160	50000			
501.016	16	1,00	14,7	+0,10 -0,36	3,7	2,2	1,7	0,700	15,2	-0,11	1,10	0,40	1,2	326	910	1,0	285	19,6	2100	45000			
501.017	17	1,00	15,7	+0,10 -0,36	3,8	2,3	1,7	0,820	16,2	-0,11	1,10	0,40	1,2	346	960	1,5	300	20,8	2160	41000			
501.018	18	1,20	16,6	+0,10 -0,36	3,9	2,4	2,0	1,110	17,0	-0,11	1,30	0,50	1,5	458	1700	1,5	375	27,5	3710	39000			
501.019	19	1,20	17,5	+0,10 -0,36	3,9	2,5	2,0	1,220	18,0	-0,11	1,30	0,50	1,5	484	1700	1,5	380	29,1	3640	35000			
501.020	20	1,20	18,5	+0,13 -0,42	4,0	2,6	2,0	1,300	19,0	-0,13	1,30	0,50	1,5	506	1710	1,5	385	30,6	3630	32000			
501.021	21	1,20	19,5	+0,13 -0,42	4,1	2,7	2,0	1,420	20,0	-0,13	1,30	0,50	1,5	536	1690	1,5	375	32,2	3540	29000			
501.022	22	1,20	20,5	+0,13 -0,42	4,2	2,8	2,0	1,500	21,0	-0,13	1,30	0,50	1,5	565	1690	1,5	380	33,8	3540	27000			
501.023	23	1,20	21,5	+0,13 -0,42	4,3	2,9	2,0	1,630	22,0	-0,13	1,30	0,50	1,5	590	1660	1,5	380	35,4	3470	25000			
501.024	24	1,20	22,2	+0,21 -0,42	4,4	3,0	2,0	1,770	22,9	-0,21	1,30	0,55	1,7	675	1610	1,5	365	40,5	3340	27000			
501.025	25	1,20	23,2	+0,21 -0,42	4,4	3,0	2,0	1,900	23,9	-0,21	1,30	0,55	1,7	705	1620	1,5	370	42,3	3340	25000			
501.026	26	1,20	24,2	+0,21 -0,42	4,6	3,1	2,0	1,960	24,9	-0,21	1,30	0,55	1,7	734	1610	1,5	370	44,0	3290	24000			
501.027	27	1,20	24,9	+0,21 -0,42	4,6	3,1	2,0	2,090	26,6	-0,21	1,30	0,70	2,1	963	1640	1,5	380	57,8	3340	22500			
501.028	28	1,50	25,9	+0,21 -0,42	4,7	3,2	2,0	2,920	26,6	-0,21	1,60	0,70	2,1	1000	3210	1,5	790	60	6600	21200			
501.029	29	1,50	26,9	+0,21 -0,42	4,8	3,4	2,0	3,200	27,6	-0,21	1,60	0,70	2,1	1037	3180	1,5	745	62	6400	20000			
501.030	30	1,50	27,9	+0,21 -0,42	5,0	3,5	2,0	3,300	28,6	-0,21	1,60	0,70	2,1	1073	3210	1,5	765	64	6420	18900			
501.031	31	1,50	28,6	+0,21 -0,42	5,1	3,5	2,5	3,450	29,3	-0,25	1,60	0,85	2,6	1342	3150	2,0	660	61	6280	17900			
501.032	32	1,50	29,6	+0,21 -0,42	5,2	3,6	2,5	3,540	30,3	-0,25	1,60	0,85	2,6	1385	3120	2,0	555	63	6180	16900			
501.033	33	1,50	30,5	+0,25 -0,50	5,2	3,7	2,5	3,690	31,3	-0,25	1,60	0,85	2,6	1430	3160	2,0	565	66	6220	17400			
501.034	34	1,50	31,5	+0,25 -0,50	5,4	3,8	2,5	3,800	32,3	-0,25	1,85	0,85	2,6	1472	3130	2,0	560	68	6130	16100			
501.035	35	1,50	32,2	+0,25 -0,50	5,6	3,9	2,5	4,000	33,0	-0,25	1,85	1,00	3,0	1730	3080	2,0	555	107	6010	15500			
501.037	37	1,75	34,2	+0,25 -0,50	5,7	4,1	2,5	5,370	35,0	-0,25	1,85	1,00	3,0	1830	5000	2,0	910	113	5640	14100			
501.038	38	1,75	35,2	+0,25 -0,50	5,8	4,2	2,5	5,620	36,0	-0,25	1,85	1,00	3,0	1930	4950	2,0	910	118	5600	13600			
501.039	39	1,75	36,0	+0,39 -0,90	5,9	4,3	2,5	5,850	37,0	-0,25	1,85	1,00	3,0	1990	4980	2,0	925	119	5620	14500			
501.040	40	1,75	36,5	+0,39 -0,90	6,0	4,4	2,5	6,030	37,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	2330	5100	2,0	950	152	9700	14300			
501.041	41	1,75	37,5	+0,39 -0,90	6,2	4,5	2,5	6,215	38,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	2600	5010	2,0	940	156	9450	13500			
501.042	42	1,75	38,5	+0,39 -0,90	6,5	4,5	2,5	6,500	39,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	2870	5000	2,0	940	166	9370	13000			
501.044	44	1,75	40,5	+0,39 -0,90	6,6	4,6	2,5	7,000	41,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	2800	4950	2,0	920	166	9070	11800			
501.045	45	1,75	41,5	+0,39 -0,90	6,7	4,7	2,5	7,500	42,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	2880	4900	2,0	940	172	9100	11400			
501.046	46	1,75	42,5	+0,39 -0,90	6,7	4,8	2,5	7,600	43,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	2940	4890	2,0	940	177	9020	10900			
501.047	47	1,75	43,5	+0,39 -0,90	6,8	4,9	2,5	7,500	44,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	3000	4950	2,0	955	180	9070	10500			
501.048	48	1,75	44,5	+0,39 -0,90	6,9	5,0	2,5	7,900	45,5	-0,25	1,85	1,50	3,8	3070	4840	2,0	955	184	9000	10300			
501.050	50	2,00	46,8	+0,39 -0,90	6,9	5,1	2,5	10,200	47,0	-0,25	2,15	1,50	4,6	3800	7330	2,0	1440	228	13330	10500			

Fonte: <http://anelelastico.com/>

ANEXO I – Parafuso de Potência

CÓDIGO		TR (mm)	Passo (mm)	L (mm)	Peso (Kg)
DIREITA	ESQUERDA				
BMTR10X1500	BMTR10X1500SX	10	3	1500	0,67
BMTR12X1500	BMTR12X1500SX	12	3	1500	1,02
BMTR14X1500	BMTR14X1500SX	14	4	1500	1,33
BMTR16X1500	BMTR16X1500SX	16	4	1500	1,80
BMTR18X1500	BMTR18X1500SX	18	4	1500	2,37
BMTR18X2000	BMTR18X2000SX	18	4	2000	3,16
BMTR20X2000	BMTR20X2000SX	20	4	2000	3,90
BMTR25X2000	BMTR25X2000SX	25	5	2000	6,16
BMTR30X2000	BMTR30X2000SX	30	6	2000	8,80
BMTR30X4000	BMTR30X4000SX	30	6	4000	17,60
BMTR36X2000	BMTR36X2000SX	36	6	2000	12,54
BMTR36X4000	BMTR36X4000SX	36	6	4000	26,48
BMTR40X2000	BMTR40X2000SX	40	7	2000	16,14
BMTR40X4000	BMTR40X4000SX	40	7	4000	32,28
BMTR45X2000	BMTR45X2000SX	45	8	2000	20,60
BMTR45X4000	BMTR45X4000SX	45	8	4000	41,20
BMTR50X2000	BMTR50X2000SX	50	8	2000	25,84
BMTR50X4000	BMTR50X4000SX	50	8	4000	51,68
BMTR60X2000	BMTR60X2000SX	60	9	2000	37,70
BMTR60X4000	BMTR60X4000SX	60	9	4000	75,40

ANEXO J – Tubos Industriais Redondo



TUBOS INDUSTRIAIS REDONDOS

Dimensões		Espessura	Peso Barra 6m	Dimensões		Espessura	Peso Barra 6m	Dimensões		Espessura	Peso Barra 6m
mm				mm	kg			mm			
1/2"	12,70	0,60	1,07	1 1/16"	26,90	2,25	8,21	1 1/2"	38,10	0,90	4,96
		0,75	1,33			2,65	9,51			1,20	6,55
		0,90	1,57			3,00	10,61			1,50	8,13
		1,20	2,04			0,60	2,49			2,00	10,69
5/8"	15,88	0,60	1,36	1 1/8"	28,26	0,75	3,09	2,25	11,94	2,65	13,91
		0,75	1,68			0,90	3,69	3,00	15,95		
		0,90	2,00			1,20	4,87	3,35	17,23		
		1,20	2,61			1,50	6,02	3,75	19,07		
		1,50	3,19			2,00	7,87	1,20	7,12		
		2,00	4,11			2,25	8,78	1,50	8,83		
3/4"	19,05	0,60	1,64	1 1/4"	31,75	2,65	10,18	1 5/8"	41,27	2,00	11,63
		0,75	2,03			3,00	11,37			2,25	13,00
		0,90	2,42			0,60	2,77			2,65	15,15
		1,20	3,17			0,75	3,44			3,00	16,99
		1,50	3,90			0,90	4,11			3,35	18,80
3/4"	21,30	2,00	5,05	1 1/4"	31,75	1,20	5,43	1 5/8"	41,27	3,75	20,83
		0,90	2,72			1,50	6,72			4,25	23,29
		1,20	3,57			2,00	8,81			1,20	7,32
		1,50	4,40			2,25	9,82			1,50	9,08
		2,25	6,34			2,65	11,41			2,00	11,96
7/8"	22,23	3,00	12,77	1 5/16"	33,70	3,35	14,08	1 11/16"	42,40	2,25	13,37
		0,60	1,92			3,75	15,54			2,65	15,59
		0,75	2,38			0,90	4,37			3,00	17,50
		0,90	2,84			1,20	5,77			3,35	19,36
		1,20	3,74			1,50	7,15			3,75	21,45
		1,50	4,60			2,00	9,38			4,25	24,00
		2,00	5,99			2,25	10,47			1,20	7,68
		2,25	6,65			2,65	12,18			1,50	9,54
1"	25,40	3,00	16,62	1 3/8"	34,92	3,00	13,63	1 3/4"	44,45	2,00	12,57
		0,60	2,20			3,35	15,05			2,25	14,05
		0,75	2,74			3,75	16,62			2,65	16,40
		0,90	3,26			0,90	4,53			3,00	18,41
		1,20	4,30			1,20	5,99			3,35	20,38
		1,50	5,31			1,50	7,42			3,75	22,59
		2,00	6,93			2,00	9,75			4,25	25,29
		2,25	7,71			2,25	10,88			1,20	8,24
		2,65	8,92			2,65	12,66			1,50	10,24
		3,00	9,95			3,00	14,17			2,00	13,50
		3,75	16,62			3,35	15,65			2,25	15,10
1 1/16"	26,90	1,20	4,56	1 3/8"	34,92	3,75	17,30	1 7/8"	47,60	2,65	17,63
		1,50	5,64			2,00	13,50				
		2,00	7,37			2,25	15,10				
						2,65	17,63				