

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ**

**DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**CLAYSON HIROKATSU MORIKAWA**

**PROJETO ESTRUTURAL DE BRAÇO MANIPULADOR DE *BAGS***

**TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO**

**CORNÉLIO PROCÓPIO**

**2018**

**CLAYSON HIROKATSU MORIKAWA**

**PROJETO ESTRUTURAL DE BRAÇO MANIPULADOR DE *BAGS***

Trabalho de Conclusão de Curso de graduação, apresentada à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do Curso Superior de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR – Campus Cornélio Procópio, como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Amauri Bravo Fereda

**CORNÉLIO PROCÓPIO**

**2018**



**Universidade Tecnológica Federal do Paraná  
Campus Cornélio Procópio  
Departamento Acadêmico de Mecânica  
Curso de Engenharia Mecânica**



## **FOLHA DE APROVAÇÃO**

**Clayson Hirokatsu Morikawa**

### **Projeto estrutural de braço manipulador de *bags***

Trabalho de conclusão de curso apresentado às 10:00h do dia 20/06/2018, como requisito parcial para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico no programa de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná. O candidato foi arguido pela Banca Avaliadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Avaliadora considerou o trabalho aprovado.

---

Prof. Amauri Bravo Fereda - Presidente (Orientador)

---

Prof. José Júnior Aparecido Lopes - (Membro)

---

Prof. Conrado Di Raimo - (Membro)

*A Folha de Aprovação assinada se encontra na Coordenação de Curso.*

## **AGRADECIMENTOS**

A Deus por ter me dado saúde e força para superar todas as dificuldades.

A minha família pelo amor, incentivo e apoio incondicional para minha formação.

Aos amigos de turma que fizeram parte desta etapa da minha vida, pois sem eles essa caminhada seria muito mais difícil.

Ao Prof. Dr. Amauri Bravo Ferneda pela oportunidade, dedicação e apoio para elaboração deste trabalho.

A todos os professores que me passaram conhecimento ao longo desta caminhada.

A todos que contribuíram de alguma forma para a realização deste trabalho.

## RESUMO

MORIKAWA, Clayson H. **Projeto estrutural de braço manipulador de *bags***. 2018. 60f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica), Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Cornélio Procópio, 2018.

A busca por maior eficiência nas atividades agrícolas, primordialmente com relação ao tempo de operação, fez que o uso de *big bags* se tornasse mais comum no meio rural. Isso porque sua utilização diminuiu consideravelmente o tempo de carga e descarga, e também a quantidade de mão de obra necessária para essa ação. Porém, em razão da grande massa a ser deslocada nas *bags*, é preciso algum sistema mecânico para viabilizar a movimentação da carga, uma vez que um homem, por si só, não consegue fazê-lo. Para tanto, os equipamentos mais utilizados são empilhadeiras e guinchos hidráulicos acoplados em tratores, ou até mesmo nos próprios caminhões. Considerando que esses dispositivos têm custo elevado no mercado, este trabalho apresenta um mecanismo mais econômico em relação às outras opções disponíveis, para realizar o processo de abastecimento de máquinas agrícolas através de *big bags*, cujo funcionamento é possibilitado por equipamento acoplável na caçamba de uma pá-carregadeira, por meios de adaptações.

**Palavras-chave:** *Big bag*. Agricultura. Guincho. Pá-carregadeira.

## ABSTRACT

MORIKAWA, Clayson H. **Structural project of bag handlebar arm**. 2018. 60p. Final coursework (Bachelor Degree in Mechanical Engineering), Federal Technological University of Paraná. Cornélio Procópio, 2018.

The search for greater efficiency in agricultural activities, mainly concerning about time of operation, made that the use of big bags became more common in the rural environment. This is because its utilization considerably reduces the loading and unloading time, and also the amount of labor required for this action. However, because of the large mass that need to be displaced in the bags, it is necessary some mechanical system to enable the handling of the load, since a man cannot do it by himself. To that, the most used equipments are forklifts and hydraulic winches coupled in tractors, or even in the trucks themselves. Considering that these devices have a high cost in the market, this work presents a more inexpensive mechanism than the other available options, to carry out the process of supplying agricultural machines by big bags, which operation is enabled by an equipment that is attachable in the bucket of a wheel loader, by means of adaptations.

**Keywords:** Big bag. Agriculture. Winch. Wheel loader.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Diagrama de corpo livre .....	4
Figura 2 - Forças internas .....	5
Figura 3 - Momento de inércia.....	6
Figura 4 - Flexão de um elemento reto.....	7
Figura 5 - Superfície neutra .....	8
Figura 6 - Tensão de cisalhamento .....	9
Figura 7 - Barra antes da deformação .....	9
Figura 8 - Barra após deformação.....	10
Figura 9 - Identificação dos aços .....	11
Figura 10 - Classificação dos aços.....	12
Figura 11 – Composição química do aço carbono.....	13
Figura 12 - Propriedades mecânicas do aço .....	13
Figura 13 - <i>Big bag</i> .....	17
Figura 14 - Guindaste hidráulico movimentando <i>bag</i> .....	18
Figura 15 - Trator com guincho traseiro.....	19
Figura 16 - Trator com guincho dianteiro.....	20
Figura 17 - Lâmina e concha .....	20
Figura 18 - Pá-carregadeira Caterpillar 924H.....	21
Figura 19 - Detalhe fixação do pino.....	22
Figura 20 - Detalhamento das abas e pontos de fixação.....	23
Figura 21 - Estrutura tridimensional .....	23
Figura 22 - Cruzeta .....	24
Figura 23 - Localização dos furos.....	24
Figura 24 - Diagrama de corpo livre .....	25
Figura 25 - Diagrama de esforço cortante.....	27
Figura 26 - Diagrama de momento fletor .....	27
Figura 27 - Seção transversal da viga .....	28
Figura 28 - Componentes de área.....	29
Figura 29 - Diagrama de corpo livre da cruzeta .....	31

Figura 30 - Perfil da cruzeta.....	31
Figura 31 - Conjunto montado.....	34
Figura 32 - Conjunto instalado na pá-carregadeira.....	34
Figura 33 - Sistema trabalhando.....	35
Figura 34 - Braço angulado .....	37
Figura 35 - Braço telescópico recolhido.....	37



## SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	1
1.1 JUSTIFICATIVA.....	1
1.2 OBJETIVO GERAL.....	2
1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	2
2 REFERENCIAL TEÓRICO .....	3
2.1 CONDIÇÕES DE EQUILÍBRIO DE UM CORPO RÍGIDO .....	3
2.2 DIAGRAMA DE CORPO LIVRE.....	3
2.2.1 Reações de Apoio.....	4
2.3 FORÇAS INTERNAS .....	5
2.3.1 Força Cortante (V).....	5
2.3.2 Momento Fletor (M).....	6
2.4 MOMENTO DE INÉRCIA .....	6
2.5 FLEXÃO DE UM ELEMENTO RETO .....	7
2.6 CISALHAMENTO EM ELEMENTOS RETOS.....	8
2.7 AÇOS PARA CONSTRUÇÃO MECÂNICA .....	10
2.7.1 Classificação dos Aços.....	11
2.7.2 Aço SAE 1020.....	12
2.8 COEFICIENTE DE SEGURANÇA .....	14
2.8.1 Valores Práticos de Coeficiente de Segurança .....	15
2.9 <i>BIG BAGS</i> .....	16
2.9.1 Vantagens.....	17
2.10 GUINDASTE HIDRÁULICO PARA CAMINHÕES.....	17
2.11 GUINCHO DE <i>BAGS</i> PARA TRATORES .....	18
2.11.1 Traseiro.....	19
2.11.2 Dianteiro.....	19
2.12 PÁ-CARREGADEIRA .....	21
3 MATERIAIS E MÉTODOS.....	22
3.1 DIMENSIONAMENTO .....	22
3.1.1 Braço .....	22

3.1.2 Cruzeta.....	23
3.2 INSTALAÇÃO DO BRAÇO .....	24
3.3 ANÁLISE ESTRUTURAL.....	25
3.3.1 Braço .....	25
3.3.1.1 Reações de apoio .....	25
3.3.1.2 Esforço cortante .....	26
3.3.1.3 Momento fletor.....	27
3.3.1.4 Tensão normal.....	28
3.3.1.5 Tensão de cisalhamento .....	29
3.3.2 Cruzeta.....	30
3.4 PROTÓTIPO.....	32
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES .....	33
5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS .....	36
REFERÊNCIAS .....	38
APÊNDICE A – Detalhamento de soldagem das peças .....	40
APÊNDICE B – Lista de peças .....	42

# 1 INTRODUÇÃO

Atualmente tudo é preciso ser rápido e ágil, na agricultura não é diferente. Com grandes áreas a serem manuseadas, os implementos também têm aumentado de tamanho. Máquinas maiores possuem maior potencial produtivo, então quanto maior a capacidade, menor o tempo demandado de operação em relação a uma máquina de menor porte, seja na adubação, pulverização, plantio, colheita, etc.

De forma generalizada, os produtores têm optado em receber insumos e sementes embalados em *big bags* de 1000kg, que será apresentado mais adiante, invés de sacarias menores, devido à facilidade de transporte e também manuseio em campo.

Diante deste cenário, neste trabalho será projetado um mecanismo de baixo custo acoplável à uma pá-carregadeira para manuseio de *big bags*, mais especificamente para abastecimento de sementes em plantadeiras.

## 1.1 JUSTIFICATIVA

O projeto foi motivado pelo fato de que a maior parte dos agricultores possui apenas um caminhão em suas propriedades, geralmente com uma carroceria graneleira, que é utilizado durante a safra para o transporte da produção do campo até um silo de armazenamento. E este mesmo caminhão é utilizado no período de plantio para transportar as sementes da sede da propriedade até o lote a ser plantado. Como mencionado anteriormente, os produtores têm optado em receber as sementes embaladas em *big bags* de 1000 kg devido à rapidez de manuseio. Então é necessário um sistema que possa movimentar essa massa toda, visto que um humano não consegue mover um *bag* como consegue mover uma sacaria comum.

Diante à essa situação de manipular *bags* existem duas opções de solução:

- Instalar um guindaste hidráulico no caminhão;
- Obter um equipamento acoplável na concha da pá-carregadeira.

A instalação de um guincho, para produtores que possuem apenas um caminhão, não é viável por duas razões, o alto custo e a perda de capacidade de carga do veículo.

Então a melhor opção é obter um equipamento acoplável na pá-carregadeira que possa movimentar *bags*.

Sendo assim, este projeto visa tornar mais prático e com um custo relativamente baixo, o manuseio de *big bags* no campo para agricultores que não possuem um caminhão exclusivo para a instalação de um guincho hidráulico, mas que possuem uma pá-carregadeira disponível em sua propriedade.

## 1.2 OBJETIVO GERAL

Este trabalho tem como objetivo projetar um equipamento para manipulação eficiente, segura e rápida de *big bags* de 1000kg, em uma pá-carregadeira já disponível na propriedade, cuja realiza outros serviços.

## 1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

O presente trabalho tem como objetivo projetar um braço acoplável na caçamba de uma pá-carregadeira para movimentar *bags*, visto que no mercado já existem algumas opções, porém estas necessitam de um alto investimento. Por esta razão este trabalho visa também no menor custo para a confecção do equipamento.

Diante das alternativas existentes no mercado, serão analisadas os seus prós e contras de cada opção e projetar um modelo.

Após projetado o mecanismo, serão calculadas as forças atuantes na viga. E de acordo com a proposta, será estabelecido um coeficiente de segurança.

E por fim será construído o protótipo com o material escolhido e com as dimensões ideais com o coeficiente de segurança já aplicado.

## 2 REFERENCIAL TEÓRICO

### 2.1 CONDIÇÕES DE EQUILÍBRIO DE UM CORPO RÍGIDO

Segundo Hibbeler (2010, p. 145) um sistema de força e momento binário que atuam sobre um corpo podem ser reduzidos a uma força resultante e um momento de binário resultante equivalentes em qualquer ponto O arbitrário dentro ou fora do corpo. Pode-se dizer que o corpo está em equilíbrio caso a força e o momento de binário resultantes sejam ambos iguais a zero. O equilíbrio de um corpo é expresso matematicamente como:

$$\Sigma F = 0 \quad (1)$$

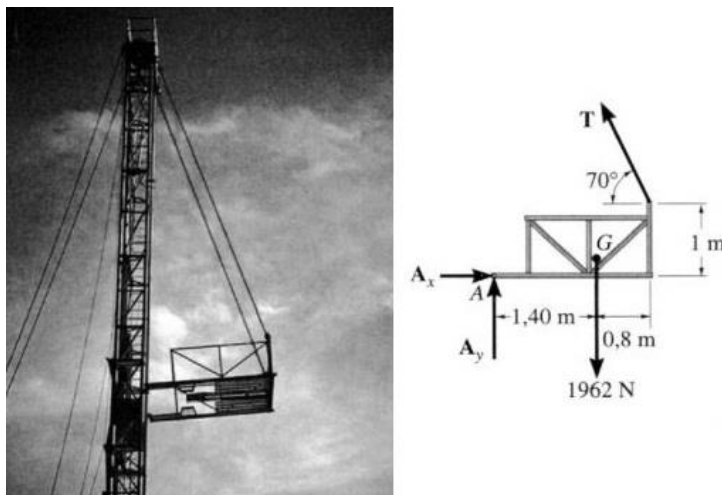
$$\Sigma M_o = 0 \quad (2)$$

A equação (1) afirma que a soma das forças que agem sobre o corpo é igual a zero. E na equação (2) diz que a soma dos momentos de todas as forças no sistema em relação ao ponto O, somada a todos os momentos de binário, é igual a zero.

Segundo Borelli (2003, p. 229), um corpo rígido está em equilíbrio quando a soma de todas as forças vetoriais forem igual a zero e também a soma de todos os momentos destas forças em relação a qualquer ponto. Isto pode ser enunciado pelo teorema “Um corpo rígido está em equilíbrio se, e somente se, a soma vetorial de todas as forças externas for nula e o momento das forças externas em relação a qualquer ponto for nulo”.

### 2.2 DIAGRAMA DE CORPO LIVRE

De acordo com Hibbeler (2010, p. 146), para uma aplicação bem sucedida das equações de equilíbrio, reque-se uma especificação completa de todas as forças externas conhecidas e desconhecidas que atuam sobre o corpo. Para isso, a melhor forma de considerar essas forças é desenhar o diagrama de corpo livre. Um exemplo de diagrama de corpo livre pode ser visto na figura 1.



**Figura 1 - Diagrama de corpo livre**  
**Fonte: Hibbeler (2010, p. 174)**

Para Hibbeler (2010, p. 146) “Esse diagrama é um esboço da forma do corpo, que o representa isolado ou livre de seu ambiente, ou seja, ‘corpo livre’”. Nesse esboço é preciso mostrar todas as forças e momentos de binário que o ambiente exerce sobre o corpo de modo que esses efeitos possam ser considerados quando as equações de equilíbrio são aplicadas.

Segundo Borelli (2003, p. 85.), diagrama de corpo livre se trata de um esboço que mostra todas as forças que agem no corpo.

“A construção de um diagrama de corpo livre é considerada por muitos engenheiros um dos passos mais importantes, se não o mais, no processo de resolução de problemas de mecânica.” (BORELLI, 2003, p. 85).

### 2.2.1 Reações de Apoio

Para obter o diagrama de corpo livre, é essencial ter conhecimento sobre os vários tipos de reações que ocorrem em apoios e pontos de contato entre corpos sujeitos a sistemas de forças coplanares (HIBBELER, 2010).

Ainda segundo Hibbeler (2010, p. 165) os tipos de apoios são eles: cabo, ligação sem peso, rolete, pino, apoio oscilante, superfície de contato lisa, membro conectado por pino, dobradiça, membro fixo conectado ao colar em haste lisa, engaste.

Para Boresi (2003, p. 546), as reações de apoio são as forças e os conjugados exercidos sobre uma viga por seus apoios.

## 2.3 FORÇAS INTERNAS

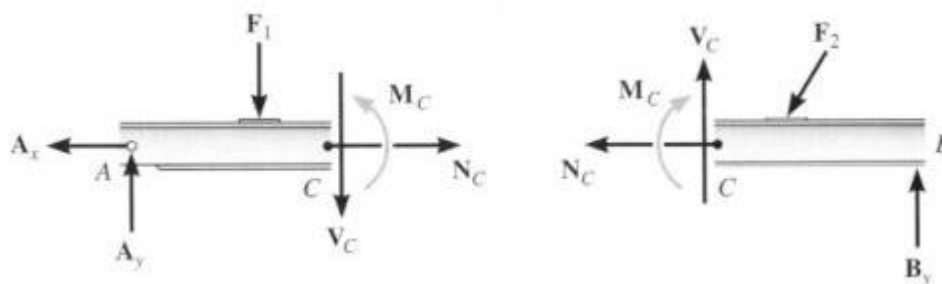
Para Boresi (2003, p. 551), as forças internas são causadas por cargas transversais e por conjugados.

Estas são encontradas através das equações de equilíbrio.

### 2.3.1 Força Cortante (V)

A força cortante ou força de cisalhamento, segundo Boresi (2003, p. 552) é a resultante das forças transversais que estão distribuídas sobre a sessão transversal do corte.

Força de cisalhamento, como pode ser chamada, atua tangente à região de onde a viga é cortada (Hibbeler, 2010, p. 278). Pode ser representada na figura 2.



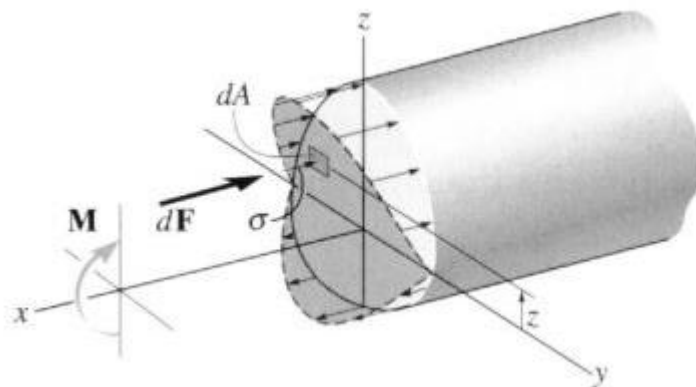
**Figura 2 - Forças internas**  
**Fonte: Hibbeler (2010, p. 278)**

### 2.3.2 Momento Fletor (M)

Para Boresi (2003, p. 552), o momento fletor é a resultante das forças axiais distribuídas que atuam na sessão do corte analisada.

### 2.4 MOMENTO DE INÉRCIA

De acordo com Hibbeler (2010, p. 422) o momento de inércia de uma área sempre tem origem que é feita a relação entre a tensão normal ( $\sigma$ ) e o momento externo (M) aplicado que causa curvatura na viga. Da teoria da mecânica dos materiais, é possível mostrar que a tensão na viga varia linearmente com a sua distância de um eixo que passa pelo centroide da área da sessão transversal da viga, ou seja,  $\sigma = kz$ . A intensidade da força atuante no elemento  $dA$ , da figura 3, é  $dF = \sigma dA = kz dA$ . Como esta força está localizada à uma distância  $z$  do eixo  $y$ , o momento de  $dF$  em relação ao eixo  $y$  é  $dM = dFz = kz^2 dA$ . O momento resultante de toda distribuição da tensão é igual ao momento M aplicado, conseqüentemente  $M = k \int z^2 dA$ . Neste caso, o momento de inércia da área em relação ao eixo  $y$  é representado pela integral.



**Figura 3 - Momento de inércia**  
**Fonte: Hibbeler (2010, p. 423)**

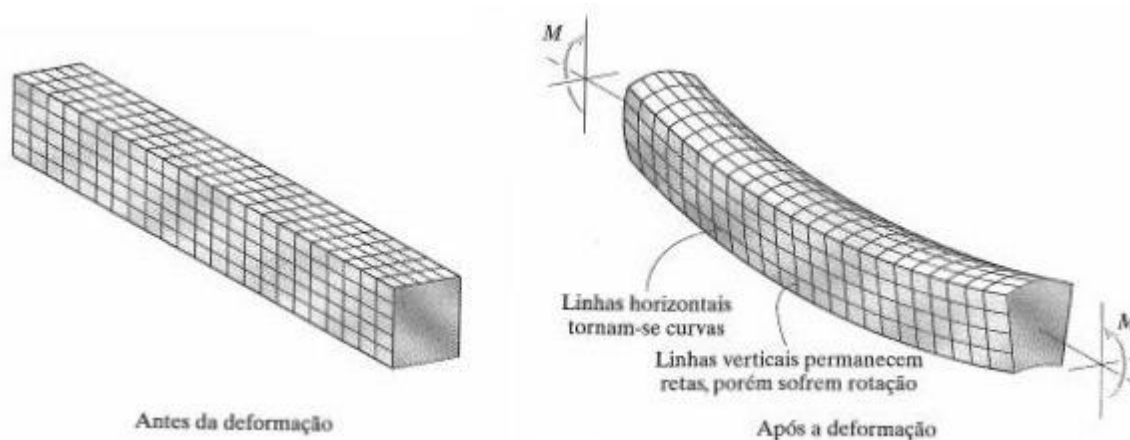
O momento de inércia de um retângulo segundo Hibbeler (2010, p. 426) é dado pela seguinte fórmula:



$$I = \frac{bh^3}{12} \quad (3)$$

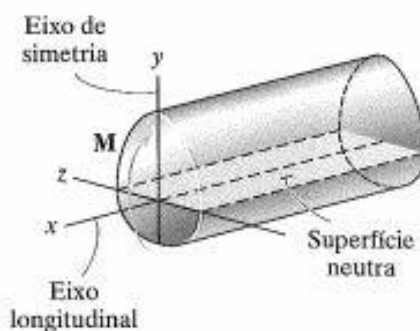
## 2.5 FLEXÃO DE UM ELEMENTO RETO

Segundo Hibbeler (2010, p. 201), em um elemento reto as linhas da grade tendem a se distorcer segundo o padrão, mostrado na figura 4, quando aplicado à um momento fletor.



**Figura 4 - Flexão de um elemento reto**  
Fonte: Hibbeler (2010, p. 201)

Hibbeler (2010, p. 201) diz que o comportamento de qualquer barra deformável sujeita a um momento fletor provoca o alongamento do material na parte inferior da barra e compressão do material na porção superior da barra. Conseqüentemente, entre essas duas sessões da viga deve existir uma superfície, denominada *superfície neutra*, onde não ocorrerá mudança nos comprimentos das fibras longitudinais do material (Hibbeler, 2010, p. 201), como pode ser visto na figura 5.



**Figura 5 - Superfície neutra**  
**Fonte: Hibbeler (2010, p. 201)**

A flexão é expressa por:

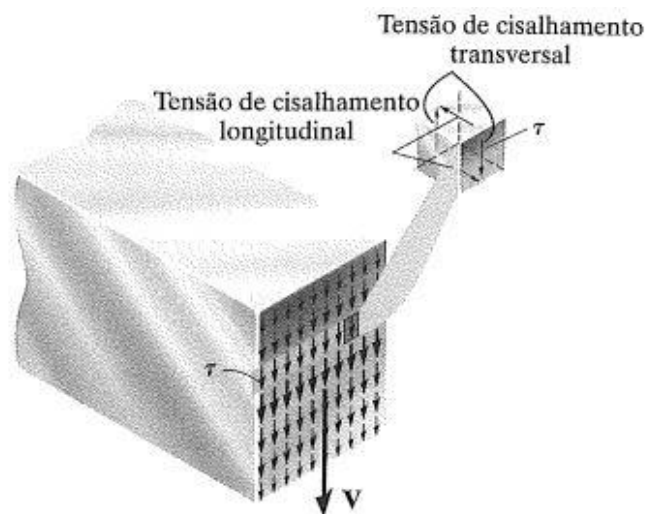
$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{Mc}{I} \quad (4)$$

Onde:

- $\sigma_{m\acute{a}x}$  : tensão máxima no elemento;
- $M$ : momento interno resultante, determinado pelo método das seções e pelas equações de equilíbrio;
- $I$ : momento de inércia da área da seção transversal calculada em torno do eixo neutro;
- $c$ : distância perpendicular calculada do eixo neutro a um ponto mais afastado do eixo neutro, onde  $\sigma_{m\acute{a}x}$  age.

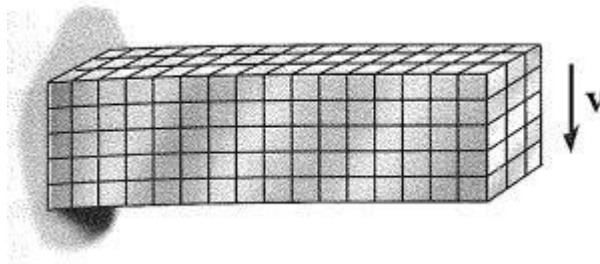
## 2.6 CISALHAMENTO EM ELEMENTOS RETOS

Segundo Hibbeler (2010, p. 262), o cisalhamento é o resultado de uma distribuição de tensão de cisalhamento transversal que age na seção transversal da viga como na figura 6.



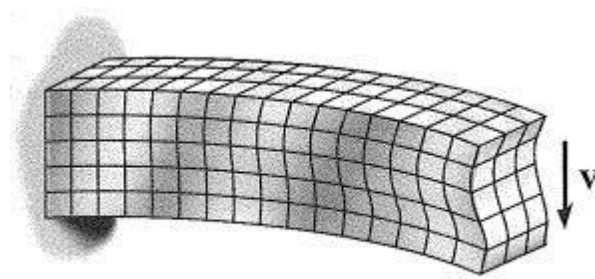
**Figura 6 - Tensão de cisalhamento**  
**Fonte: Hibbeler (2010, p. 262)**

A tensão de cisalhamento tende a distorcer o material de forma muito complexa. Então para demonstrar tal efeito, considere uma barra feita de um material com alto grau de deformação e marcado com linhas horizontais e verticais, como na figura 7.



**Figura 7 - Barra antes da deformação**  
**Fonte: Hibbeler (2010, p. 263)**

Após a aplicação um cisalhamento  $V$ , as linhas tendem a se deformar conforme mostrado na figura 8. “Essa distribuição não uniforme da deformação por cisalhamento na seção transversal fará que ela se *deforme*, isto é, não permaneça plana” (Hibbeler, 2010, p. 262).



**Figura 8 - Barra após deformação**  
**Fonte: Hibbeler (2010, p. 263)**

Segundo Hibbeler (2010, p. 264) a fórmula do cisalhamento é expressa por:

$$\tau = \frac{VQ}{It} \quad (5)$$

Onde:

- $\tau$ : tensão de cisalhamento no elemento;
- $V$ : força de cisalhamento interna resultante determinada pelo método das seções e pelas equações de equilíbrio;
- $I$ : momento de inércia da área da seção transversal inteira, calculada em torno do eixo neutro;
- $t$ : largura da área da seção transversal do elemento, medido no ponto onde  $\tau$  deve ser determinada;
- $Q = \int A'y dA = \bar{y}' dA'$ , onde  $A'$  é a porção superior (ou inferior) da área da seção transversal do elemento, definido pela seção onde  $t$  é medida e  $\bar{y}'$  é a distância até o centroide de  $A'$  medida em relação ao eixo neutro.

## 2.7 AÇOS PARA CONSTRUÇÃO MECÂNICA

Segundo Silva (2006, p. 333) os aços para construção mecânica são fornecidos para atender faixas de composição química, uma vez que, geralmente, são tratados termicamente para se obter as propriedades finais. A principal característica visada é a temperabilidade.

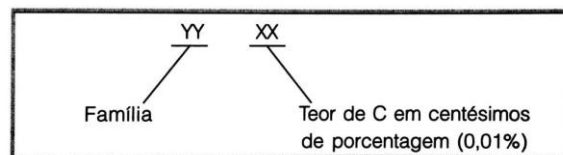
### 2.7.1 Classificação dos Aços

Segundo Chiaverini (2008, p. 176), os aços podem ser classificados em grupos embasados em propriedades comuns:

- Composição, como aços-carbono e aços-liga;
- Processo de acabamento, com aços laminados a quente o aços laminados a frio;
- Forma de produto acabado, como barras, chapas grossas, chapas finas, tiras, tubos ou perfis estruturais.

Ainda segundo Chiaverini (1988, p. 176), a classificação que serviu de base para o sistema adotado no Brasil, é a classificação mais generalizada que considera a composição química dos aços e, dentre os sistemas conhecidos, são muito usados os da AISI (*American Iron and Steel Institute*) e da SAE (*Society of Automotive Engineers*: SAE J404).

Segundo Silva (2006, p. 333) o sistema de para classificação dos aços empregador pela ABNT (NBR NM 87) é basicamente a mesma utilizado pelo AISI e pela SAE. Os aços nestes sistemas são divididos em grupos principais e subdivididos em famílias com características semelhantes. As famílias, geralmente em quatro algarismos, são designadas por conjuntos da seguinte forma como na figura 9:



**Figura 9 - Identificação dos aços**  
**Fonte: Silva (2006, p. 333)**

Na figura 10 é possível observar a classificação dos aços:

**Sistemas SAE, AISI e UNS de classificação dos aços**

Designação		Tipos de Aço
AISI-SAE	UNS	
10XX	G10XXX	Aços-carbono comuns
11XX	G11XXX	Aços de usinagem fácil, com alto S
12XX	G12XXX	Aços de usinagem fácil, com alto P e S
15XX	G15XXX	Aços-Mn com manganês acima de 1%
13XX	G13XXX	Aços-Mn com 1,75% de Mn médio
40XX	G40XXX	Aços-Mo com 0,25% de Mo médio
41XX	G41XXX	Aços-Cr-Mo com 0,4 a 1,1% de Cr e 0,08 a 0,35% de Mo
43XX	G43XXX	Aços-Ni-Cr-Mo com 1,65 a 2 de Ni, 0,4 a 0,9% de Cr e 0,2 a 0,3% de Mo
46XX	G46XXX	Aços-Ni-Mo com 0,7 a 2% de Ni e 0,15 a 0,3% de Mo
47XX	G47XXX	Aços-Ni-Cr-Mo com 1,05% de Ni, 0,45% de Cr e 0,2% de Mo
48XX	G48XXX	Aços-Ni-Mo com 3,25 a 3,75% de Ni e 0,2 a 0,3% de Mo
51XX	G51XXX	Aços-Cr com 0,7 a 1,1% de Cr
E51100	G51986	Aços-cromo (forno elétrico) com 1% de Cr
E52100	G52986	Aços-cromo (forno elétrico) com 1,45% de Cr
61XX	G61XXX	Aços-Cr-V com 0,6 ou 0,95% de Cr e 0,1 ou 0,15% de V min.
86XX	G86XXX	Aços-Ni-Cr-Mo com 0,55% de Ni, 0,5% de Cr e 0,2% de Mo
87XX	G87XXX	Aços-Ni-Cr-Mo com 0,55% de Ni, 0,5% de Cr e 0,25% de Mo
88XX	G88XXX	Aços-Ni-Cr-Mo com 0,55% de Ni, 0,5% de Cr e 0,3 a 0,4 de Mo
9260	G92XXX	Aços-Si com 1,8% a 2,2% de Si
50BXX	G50XXX	Aços-Cr com 0,2 a 0,6% de Cr e 0,0005 a 0,003% de boro
51B60	G51601	Aços-Cr com 0,8% de Cr e 0,0005 a 0,003% de boro
81B45	G81451	Aços-Ni-Cr-Mo com 0,3% de Ni, 0,45% de Cr, 0,12% Mo e 0,0005 a 0,003% de boro
94BXX	G94XXX	Aços-Ni-Cr-Mo com 0,45% de Ni, 0,4% de Cr, 0,12% Mo e 0,0005 a 0,003% de boro

**Figura 10 - Classificação dos aços**  
**Fonte: Chiaverini (1988, p. 176)**

As letras XX ou XXX, neste sistema, indicam as cifras dos teores de carbono. Assim, por exemplo, nas designações da AISI-SAE, a classe 1023 significa aço-carbono com 0,23% de carbono em média (CHIAVERINI, 1988, p. 176).

### 2.7.2 Aço SAE 1020

O aço SAE 1020 é um dos aços mais comumente utilizados, com uma relação custo benefício excelente em comparação com os aços mais ligados. Tem uma excelente soldabilidade e conformabilidade. É constituído basicamente de ferro, carbono, silício e manganês. Os demais elementos na composição química são resíduos do processo de fabricação (GELSONLUZ, 2018).

Tem como característica ser um aço de baixa temperabilidade, possui excelente soldabilidade e forjabilidade. Aplicável em produtos de variadas formas (GERDAU, 2018).

Da família “10”, ou seja, um aço carbono comum e “20” se referindo à centésimos de porcentagem de carbono, equivalente a 0,2%, podendo variar de 0,18% a 0,23% como pode ser visto na figura 11.

#### 1.1 - AÇOS CARBONO

SAE/AISI	COMPOSIÇÃO QUÍMICA (%)			
	C	Mn	P Máx.	S Máx.
1005	0,06 Máx.	0,35 Máx.	0,030	0,050
1006	0,08 Máx.	0,25 - 0,40	0,030	0,050
1008	0,10 Máx.	0,30 - 0,50	0,030	0,050
1010	0,08 - 0,13	0,30 - 0,60	0,030	0,050
1012	0,10 - 0,15	0,30 - 0,60	0,030	0,050
1015	0,13 - 0,18	0,30 - 0,60	0,030	0,050
1016	0,13 - 0,18	0,60 - 0,90	0,030	0,050
1017	0,15 - 0,20	0,30 - 0,60	0,030	0,050
1018	0,15 - 0,20	0,60 - 0,90	0,030	0,050
1020	0,18 - 0,23	0,30 - 0,60	0,030	0,050
1021	0,18 - 0,23	0,60 - 0,90	0,030	0,050
1022	0,18 - 0,23	0,70 - 1,00	0,030	0,050

Figura 11 – Composição química do aço carbono  
Fonte: Gerdau

A figura 12 mostra as propriedades mecânicas do aço SAE 1020.

AISI grade <sup>(a)</sup>	Condition or treatment	Tensile strength		Yield strength		Elongation <sup>(b)</sup> , %	Reduction in area, %	Hardness, HB	Izod impact strength	
		MPa	ksi	MPa	ksi				J	ft · lbf
	Annealed at 870 °C (1600 °F)	385	56	285	41	37.0	70	111	115	85
1020	As-rolled	450	65	330	48	36.0	59	143	87	64
	Normalized at 870 °C (1600 °F)	440	64	345	50	35.8	68	131	118	87
	Annealed at 870 °C (1600 °F)	395	57	295	43	36.5	66	111	123	91

Figura 12 - Propriedades mecânicas do aço  
Fonte: ASM handbook

## 2.8 COEFICIENTE DE SEGURANÇA

Segundo Juvinal (2008, p. 140) o fator de segurança originalmente foi um número pelo qual a resistência limite à tração de um material era dividida de modo a se obter o valor da tensão de trabalho ou tensão de projeto. Essas tensões foram utilizadas em cálculos altamente simplificados que não faziam qualquer referência a fatores como concentrações de tensões, impacto, fadiga e assim por diante.

Ainda segundo Juvinal, a engenharia moderna considera todos os fatores possíveis de uma forma mais racional, fazendo com que fiquem poucos itens incertos a serem cobertos por um fator de segurança, ocasionando em fatores que fiquem na faixa de 1,25 a 4.

Hibbeler (2010, p. 32) diz que o fator de segurança é a razão entre a tensão de ruptura ( $\sigma_{rup}$ ) ou de escoamento ( $\sigma_{esc}$ ) e a tensão admissível ( $\sigma_{adm}$ ).

$$Fator\ de\ segurança = FS = \frac{\sigma_{rup}}{\sigma_{adm}} \quad (6)$$

Norton (2004, p. 44) diz que o coeficiente de segurança (também chamado de fator de segurança) é sempre necessário ser calculado para se estimar a probabilidade de falha. Um coeficiente de segurança pode ser escrito de várias maneiras. Geralmente é a razão de entre duas quantidades que possuem as mesmas unidades.

Segundo Bach, o coeficiente de segurança “s” pode ser expresso por:

$$s = a * b * c * d \quad (7)$$

Onde:

- s: fator de segurança;
- a: fator do tipo de material;
- b: fator do tipo de solicitação;
- c: fator do tipo de carga;
- d: fator de prevenção de falhas de fabricação.



### 2.8.1 Valores Práticos de Coeficiente de Segurança

Segundo Antunes (1998, p. 8) existem valores práticos para coeficientes de segurança:

- Para carregamento estático:  $s = 2$  a  $3$ ;
- Para carregamento intermitente:  $s = 3$  a  $5$ ;  
Tem como exemplo: vigas de talha (levantamento de carga), dentes de engrenagem.
- Para carregamento alternado:  $s = 5$  a  $7$ ;  
Tem como exemplo: eixos rotativos com engrenagens e polias, pistões, etc.

Existem alguns valores sugestivos para fatores de segurança segundo Juvinal (2008, p. 142):

- $FS=1,25$  a  $1,5$  para matérias excepcionalmente confiáveis a serem utilizados sob condições controladas e sujeitos a cargas e tensões que possam ser determinadas com alto grau de precisão. Utilizados onde o baixo peso é uma consideração importante.
- $FS=1,5$  a  $2$  para materiais bem conhecidos, sob condições ambientais razoavelmente constante, sujeitos a cargas e tensões que podem ser determinadas facilmente.
- $FS=2$  a  $2,5$  para matérias cujas propriedades sejam conhecidas em termos de médias, operados em ambientes comuns e sujeitos a cargas e tensões que possam ser determinadas.
- $FS=2,5$  a  $3$  para materiais pouco testados ou materiais frágeis sujeitos a condições ambientais, cargas e tensões médias.

- FS=3 a 4 para materiais não testados utilizados sob condições medias de ambiente, cargas e de tensões.
- FS=3 a 4 também utilizados para materiais cujas propriedades sejam bem conhecidas e que devam ser utilizados em ambientes incertos ou sujeitos a tensões incertas.

“Nos casos em que fatores mais altos possam parecer mais apropriados, uma análise mais detalhada do problema deve ser realizada antes da decisão sobre o valor desses fatores” (JUVINALL, 2008, p. 142).

## 2.9 *BIG BAGS*

São como se fossem sacarias comuns, porém com maior capacidade de armazenamento, podendo ser utilizado de 500kg a 2000kg, dependendo do modelo. Os principais segmentos que utilizam *bags* são: agricultura, alimentício, farmacêutico, metalúrgico, minério, petroquímico, entre outros. Em sua grande maioria confeccionados em polipropileno de alta resistência e tenacidade. Como pode ser visto na figura 13.

O *big bag* é um produto econômico e de fácil manuseio, são confeccionados com tecido reciclável de polipropileno (PP) e são costurados com revestimento interno de polietileno e suas alças são fixadas na costura vertical (MUNDIAL LOG, 2018).



**Figura 13 - Big bag**  
**Fonte: Mundial Log**

### 2.9.1 Vantagens

Tem como vantagens:

- Alta capacidade de carga (500kg a 2000kg);
- Fácil manuseio, tanto na carga quanto na descarga, consequentemente diminuindo o tempo demandado;
- Redução significativa de mão de obra;
- Segurança e qualidade no transporte e armazenamento;
- Melhor empilhamento;
- Completamente reciclável.

### 2.10 GUINDASTE HIDRÁULICO PARA CAMINHÕES

São guindastes hidráulicos montados sob o chassi do caminhão, como pode ser visto na figura 14, para o içamento de cargas, que neste contexto é utilizado para o manuseio de *bags* no armazém e no campo. A vantagem deste equipamento é a

possibilidade de movimentar os *bags* sem algum outro veículo intermediando do caminhão para a plantadeira, por exemplo, já que possui o braço telescópico que pode atingir 9 metros.



**Figura 14 - Guindaste hidráulico movimentando *bag***  
Fonte: Rodomaq

Sua desvantagem é o espaço necessário no caminhão para a instalação, pois caso o agricultor não possua outro caminhão exclusivo para esta finalidade, é necessário utilizar o caminhão que inicialmente era destinado para o transporte de grãos na safra, resultando na diminuição da capacidade de carga, pois aumentaria a tara do caminhão em aproximadamente 2100kg, fazendo com que pudesse carregar menos e a perda de espaço físico. Outra desvantagem seria o alto investimento inicial, já que um equipamento com as configurações necessárias para esta tarefa custa em torno de R\$60.000,00, segundo o catálogo da Rodomaq Guindastes Hidráulicos.

## 2.11 GUINCHO DE *BAGS* PARA TRATORES

Tem o mesmo objetivo do guindaste em caminhões, porém é acoplado em um trator. Podendo ser de modelos dianteiros ou traseiros.

### 2.11.1 Traseiro

Os modelos traseiro, como o da figura 15, são engatados no terceiro ponto do trator. Tem em média R\$12.000,00 de investimento inicial, segundo o catálogo da Vence Tudo implementos, em relação ao guindaste de caminhão, é consideravelmente barato.

Tem como desvantagem, justamente a sua posição, que é traseira, fazendo necessário que o operador trabalhe olhando para trás, e realizando tanto as manobras de abastecimento, tanto as de descarregamento em marcha ré.



**Figura 15 - Trator com guincho traseiro**  
**Fonte: Ast Metal**

### 2.11.2 Dianteiro

O modelo dianteiro é necessário adquirir o conjunto hidráulico frontal completo para engatar o guincho e suspender o *bag*, como pode ser visto na figura 16. Completo custa em torno de R\$16.000,00 do catálogo da Stara. Também um baixo valor, tendo em vista o guindaste hidráulico para caminhões, mas em comparação ao projeto, é um valor pouco alto, caso tenha disponível na propriedade uma pá-carregadeira para adaptação.



**Figura 16 - Trator com guincho dianteiro**  
Fonte: Stara

É vantajoso pela ergonomia de trabalho, já que o tratorista não tem a necessidade de manipular os *bags* olhando para trás como no modelo traseiro. E também, tem como vantagem a sua multifuncionalidade, diferente do modelo citado anteriormente, já que no conjunto hidráulico pode ser acoplado em outros equipamentos, como os da figura 17, como uma concha, uma lâmina, ou uma empilhadeira de paletes, desde que adquirido cada acoplamento.



**Figura 17 - Lâmina e concha**  
Fonte: Stara

## 2.12 PÁ-CARREGADEIRA

Pá-carregadeiras são máquinas auto motrizes como tratores, porém já com uma pá dianteira, sem a necessidade de instalação da mesma. São muito utilizadas na construção civil, áreas de mineradora, para terraplanagem. Também algumas propriedades rurais possuem esse tipo de máquina, seja para escavar uma eventual vala, levantar curvas de nível, plainar alguma área, entre outras atividades.

Neste projeto será utilizada uma pá-carregadeira Caterpillar 924H, ilustrada na figura 18, com potência nominal de 128 hp a 2300 rpm.



**Figura 18 - Pá-carregadeira Caterpillar 924H**  
**Fonte: The Best Manuals Online**

## 3 MATERIAIS E MÉTODOS

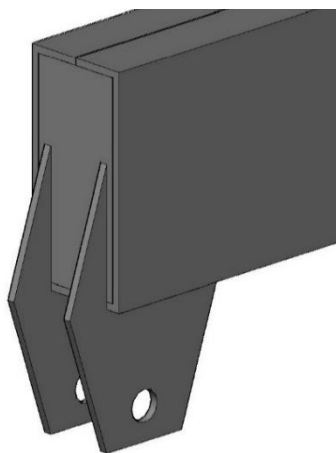
### 3.1 DIMENSIONAMENTO

O dimensionamento foi realizado em duas partes. A primeira parte é o braço, que é acoplado na caçamba da pá-carregadeira, e a segunda parte a cruzeta, a qual é conectada na ponta do braço para suspender o *bag*.

#### 3.1.1 Braço

Como o projeto é também para o abastecimento de plantadeiras utilizadas na propriedade em questão, que possuem aproximadamente 4000 mm de comprimento, com um braço de 3000 mm de comprimento somado ao avanço da caçamba da pá-carregadeira, resulta em uma dimensão confortável para manobras, sem comprometer a segurança, já que se muito longa, poderá ocasionar o tombamento da máquina em terrenos mais acidentados.

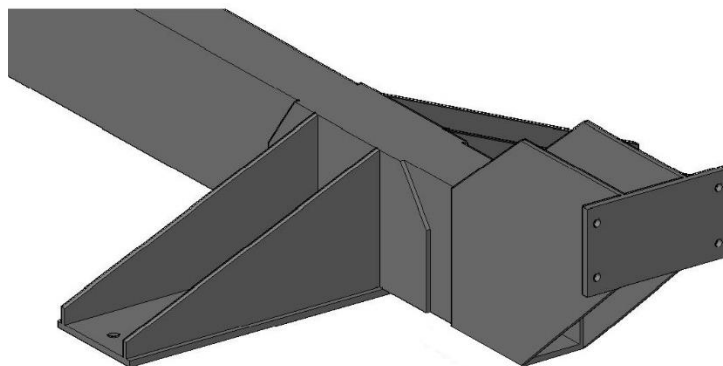
Em sua extremidade frontal, como pode ser visto na figura 19, será feito o ponto que servirá de engate de um pino removível travado por um contra-pino para fixação da cruzeta.



**Figura 19 - Detalhe fixação do pino**  
Fonte: Autoria própria

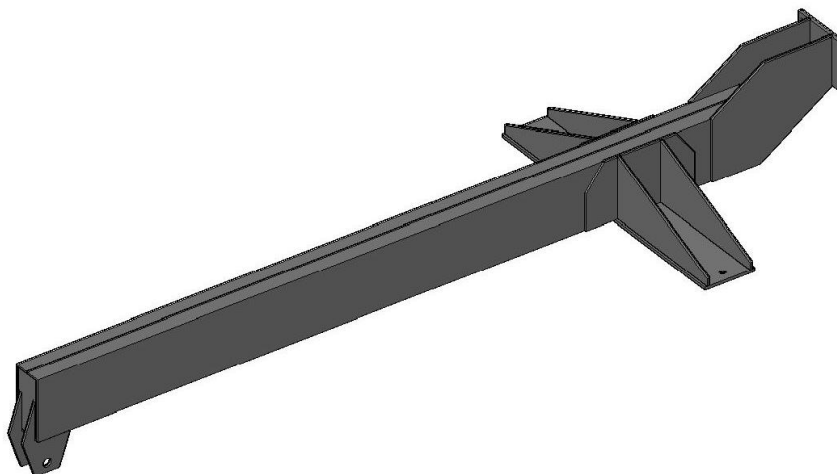
Para evitar possíveis torções da viga e também para fixar os parafusos serão colocadas abas laterais como da figura 20.





**Figura 20 - Detalhamento das abas e pontos de fixação**  
Fonte: Autoria própria

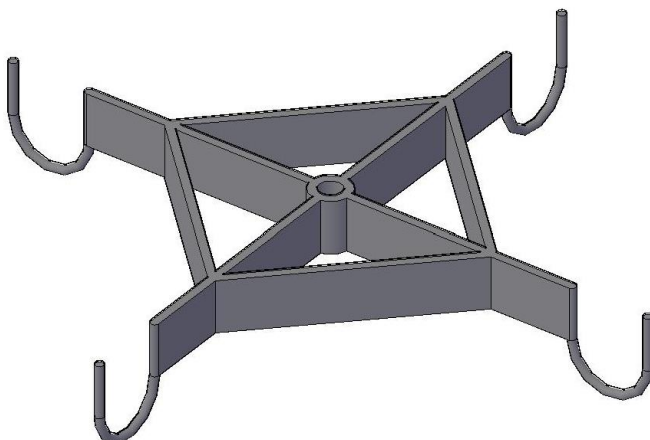
O resultado final do braço dimensionado é representado na figura 21.



**Figura 21 - Estrutura tridimensional**  
Fonte: Autoria própria

### 3.1.2 Cruzeta

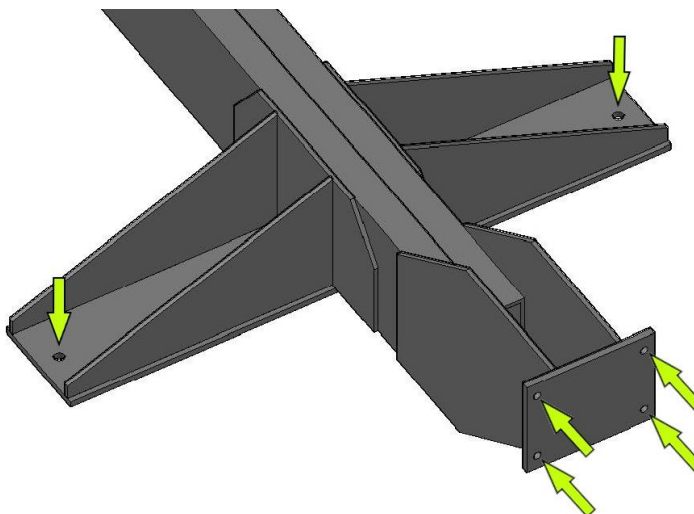
Os *bags* possuem alças para serem suspensos, então se faz necessário um sistema para fixar essas alças. Por isso foi dimensionada uma cruzeta com ganchos, como na figura 22.



**Figura 22 - Cruzeta**  
**Fonte: Autorial própria**

### 3.2 INSTALAÇÃO DO BRAÇO

Como o objetivo do projeto é ser funcional tanto para a movimentação de *bags* e sem comprometer a utilização da pá-carregadeira, a fixação do conjunto será feita por meio de parafusos, indicados na figura 23. Da parte dianteira da base, será parafusada nos furos já existentes, onde originalmente são presos os dedos da caçamba. Ou seja, para a instalação é necessário desparafusar quatro conjuntos de garras, e com os próprios parafusos, utilizar na fixação do guincho. E para a parte traseira, serão realizados furos de adaptação na concha da pá-carregadeira.



**Figura 23 - Localização dos furos**  
**Fonte: Autorial própria**

### 3.3 ANÁLISE ESTRUTURAL

#### 3.3.1 Braço

O diagrama de corpo livre do elemento é representado na figura 24.



**Figura 24 - Diagrama de corpo livre**  
Fonte: Autoria própria

Onde:

- $A_x$  : reação horizontal de A;
- $A_y$  : reação vertical de A;
- $B_y$  : reação vertical de B;
- P: massa do *big bag*.

##### 3.3.1.1 Reações de apoio

Para encontrar as reações de apoio, foram utilizadas as equações de equilíbrio de um corpo rígido. E a aceleração da gravidade ( $g$ ) foi considerada como  $10,0 [m/s^2]$  e a massa (P) do *big bag* como 1000 kg.

Aplicando a equação (2) de somatório de momento no ponto A, obtém-se:

$$\curvearrowright \Sigma M_A = 0$$

$$B_y * 0,8 - P * g * 3,3 = 0$$

$$B_y = 41.250,0 [N]$$

Para encontrar a reação vertical no ponto A, aplica-se a equação (1) de somatório de forças, portanto:

$$\uparrow \Sigma F_y = 0$$

$$B_y - A_y - P * g = 0$$

$$A_y = 31.250,0 [N]$$

Por fim, para obter o valor da componente horizontal de A, aplica-se a equação (2) e obtém-se:

$$\curvearrowright \Sigma M_B = 0$$

$$A_x * 0,4 + A_y * 0,8 - P * g * 2,5 = 0$$

$$A_x = 0$$

### 3.3.1.2 Esforço cortante

Para a análise dos esforços cortantes é necessário secionar a viga onde possuem descontinuidades. Então realizando os cortes, obtém-se:

- Seção 1:  $0 \leq x \leq 0,8$  [m]

Utilizando a equação (1), tem-se

$$\Sigma F_y = 0$$

$$-A_y - V = 0$$

$$V = -31,25 [kN]$$

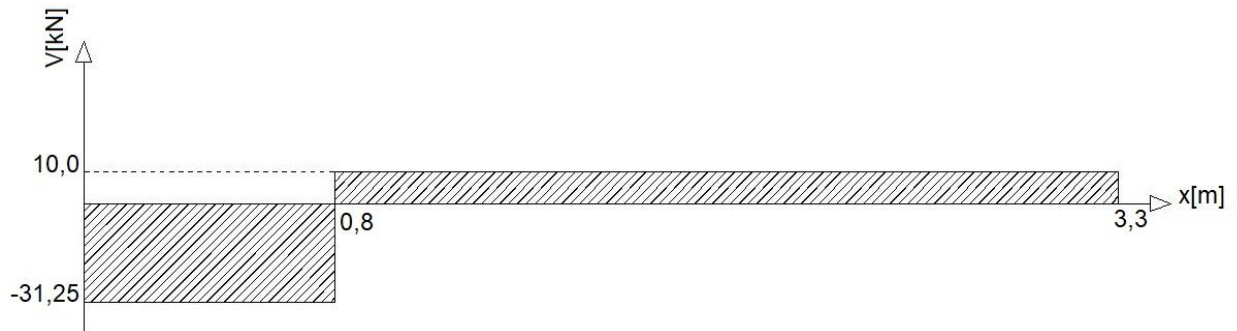
- Seção 2:  $0,8 \leq x \leq 3,3$  [m]

$$\Sigma F_y = 0$$

$$-A_y + B_y - V = 0$$

$$V = 10,0 [kN]$$

Com estes valores, resulta-se no seguinte diagrama de esforço cortante da figura 25.



**Figura 25 - Diagrama de esforço cortante**  
Fonte: Autoria própria

### 3.3.1.3 Momento fletor

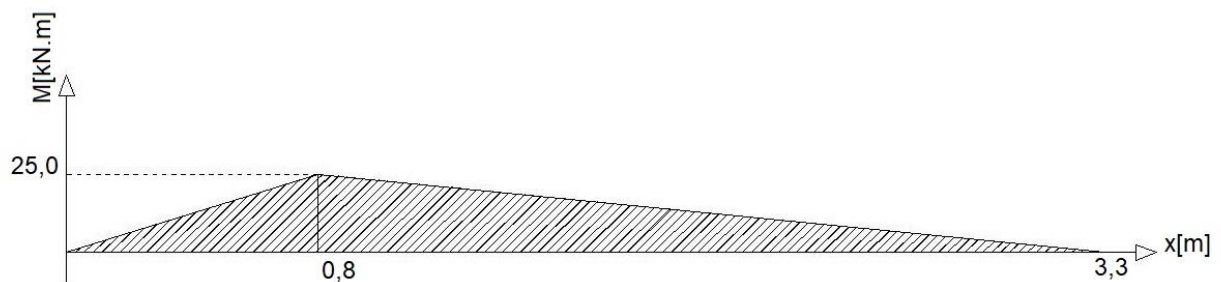
E para a análise dos momentos fletores, assim como na análise dos esforços cortantes, é necessário seccionar a viga onde possuem descontinuidades. Então realizando os cortes, obtém-se:

- Seção 1:  $0 \leq x \leq 0,8$  [m]

Utilizando a equação (2), tem-se

$$\begin{aligned} \sum M &= 0 \\ A_y \cdot x + M &= 0 \\ M &= 31.250,0 \cdot x \text{ [kN.m]} \end{aligned}$$

Que resulta no seguinte diagrama da figura 26.



**Figura 26 - Diagrama de momento fletor**  
Fonte: Autoria própria

### 3.3.1.4 Tensão normal

A tensão normal máxima no elemento é dada pela fórmula (4):

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{Mc}{I}$$

O momento ( $M$ ) máximo obtido pelo método das seções foi de 25 [kN.m]

Neste caso,  $c = 125[mm]$

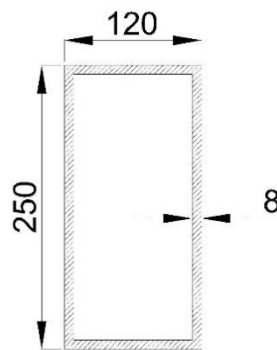
O momento de inércia ( $I$ ) da área transversal da viga é obtido através da seguinte fórmula:

$$I_{total} = I_{externo} - I_{interno}$$

E o momento de inercia de um retângulo é obtido através da fórmula (3):

$$I_{ret\grave{a}ngulo} = \frac{bh^3}{12}$$

O perfil da viga é representado na figura 27:



**Figura 27 - Seção transversal da viga**  
**Fonte: Autoria própria**

Portanto,

$$I_{total} = \frac{120 * 250^3}{12} - \frac{104 * 234^3}{12}$$

$$I_{total} = 4,52. 10^7 [mm^4] = 4,52. 10^{-5} [m^4]$$

Desta forma:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{25000 \cdot 125 \cdot 10^{-3}}{4,52 \cdot 10^{-5}}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 6,913 \cdot 10^7 [N/m^2] = \mathbf{69,13 [MPa]}$$

### 3.3.1.5 Tensão de cisalhamento

O cisalhamento transversal é dado pela equação (5) como:

$$\tau = \frac{VQ}{It}$$

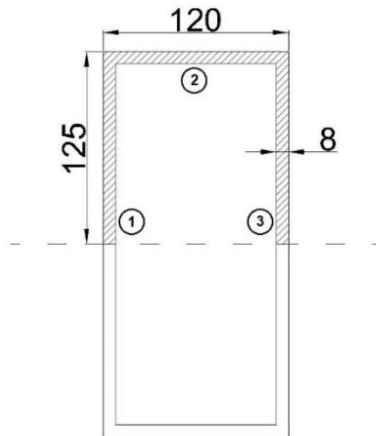
A força de cisalhamento ( $V$ ) máximo obtido pelo método das seções foi de 31,25 [kN]

Neste caso,  $t = 120 [mm]$

Para o cálculo de  $Q$  é utilizado a seguinte fórmula:

$$Q = \bar{y} \cdot A'$$

Na figura 28 encontra-se a identificação de cada componente de área:



**Figura 28 - Componentes de área**  
Fonte: Autoria própria

Com o auxílio da tabela, pode-se calcular  $Q$  com mais facilidade, onde a primeira coluna contém a identificação do componente, na segunda a área, na terceira a distância

do centroide de cada componente em relação ao eixo neutro  $y$ , e por fim na quarta coluna a multiplicação da área pela distância dos centroides, resultando no próprio  $Q$ .

**Tabela 1 - Cálculo de  $Q$**

Componente	Área [mm <sup>2</sup> ]	$\bar{y}$ [mm]	$\bar{y} \cdot A$ [mm <sup>3</sup> ]
1	1000	62,5	62.500
2	832	121,0	100.762
3	1000	62,5	62.500
<b><math>\Sigma Q</math></b>			<b>222.672</b>

Fonte: Autoria própria

Portanto,

$$Q = 225.672 \text{ [mm}^3\text{]}$$

Substituindo os valores na equação (5), resulta em:

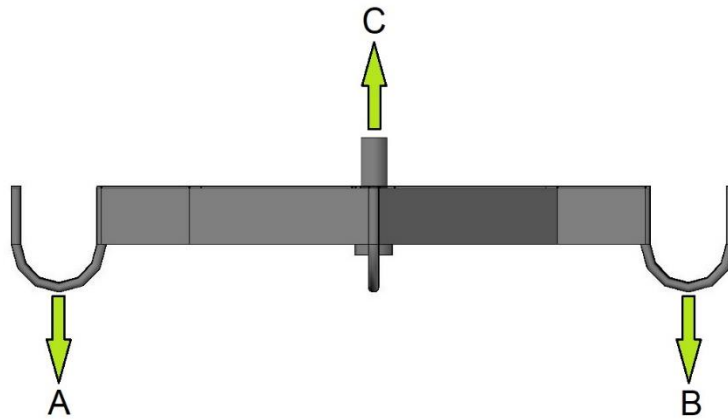
$$\tau = \frac{31.250,0 * 2,25672 \cdot 10^{-4}}{4,52 \cdot 10^{-5} \cdot 120 \cdot 10^{-3}}$$

$$\tau = 1.300.193,58 \left[ \frac{N}{m^2} \right] = 1,30 \text{ [MPa]}$$

### 3.3.2 Cruzeta

O diagrama de corpo livre pode ser visualizado na figura 29.





**Figura 29 - Diagrama de corpo livre da cruzeta**  
**Fonte: Autoria própria**

Aplicando a fórmula (1) de somatório de forças na vertical, obtém-se:

$$\Sigma F_y = 0$$

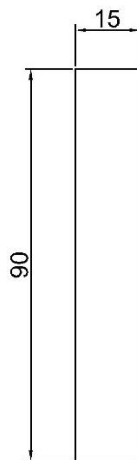
$$-A - B + C = 0$$

$$C = 5000[N]$$

O momento fletor máximo é obtido pela fórmula (2) resultando em:

$$M = 1175 [Nm]$$

O perfil da cruzeta pode ser visto na figura 30:



**Figura 30 - Perfil da cruzeta**  
**Fonte: Autoria própria**

O momento de inércia é obtido pela fórmula (3):

$$I_{\text{retângulo}} = \frac{bh^3}{12}$$

$$I = 911,25 \text{ [mm}^4\text{]} = 9,11 \cdot 10^{-7} \text{ [m}^4\text{]}$$

Assim pode ser calculado a tensão normal máxima pela fórmula (4):

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{Mc}{I}$$

Neste caso  $c = 45 \text{ [mm]} = 0,045 \text{ [m]}$

Então,

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{1175 * 0,045}{9,11 \cdot 10^{-7}}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = \mathbf{58 \text{ [MPa]}}$$

### 3.4 PROTÓTIPO

Com as dimensões estabelecidas, foi construído o protótipo. Os processos de corte, dobra e solda foram realizados em uma oficina mecânica.

Para fabricação do protótipo foi selecionado como material o aço de construção mecânica SAE 1020, devido ao bom custo benefício e por possuir excelente conformabilidade e soldabilidade. Tornando-o o mais fácil a manutenção, caso seja necessário, podendo ser realizado em qualquer local, sem a necessidade de levar à alguma oficina.

O aço SAE 1020 possui tensão de escoamento de 345 [MPa]. Seguindo a ideologia de Antunes (1997, p. 8), para levantamento de cargas, o fator de segurança sugerido é 5. Utilizando a equação (6) resulta na seguinte tensão admissível:

$$F.S. = \frac{\sigma_{esc}}{\sigma_{adm}} \rightarrow \sigma_{adm} = \frac{\sigma_{esc}}{FS}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{345 \text{ [MPa]}}{5}$$

$$\sigma_{adm} = \mathbf{69 \text{ [MPa]}}$$

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Calculadas as reações de apoios do sistema, foram encontrados os seguintes valores:

- $A_y = 31.250,0 [N]$ ;
- $B_y = 41.250,0 [N]$ ;
- $A_x = 0$ .

Sendo assim possível obter os valores das forças internas:

- Força cortante ( $V$ ):
  - $V = -31,2 [kN]$  para  $0 \leq x \leq 0,8 [m]$ ;
  - $V = 10,0 [kN]$  para  $0,8 \leq x \leq 3,3 [m]$
- Momento fletor ( $M$ ):
  - $M = 25,0 [kN]$

Com o valor máximo de momento fletor foi possível calcular a tensão normal máxima ( $\sigma_{m\acute{a}x}$ ) na viga:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 69,13 [MPa]$$

E da cruzeta foi de:

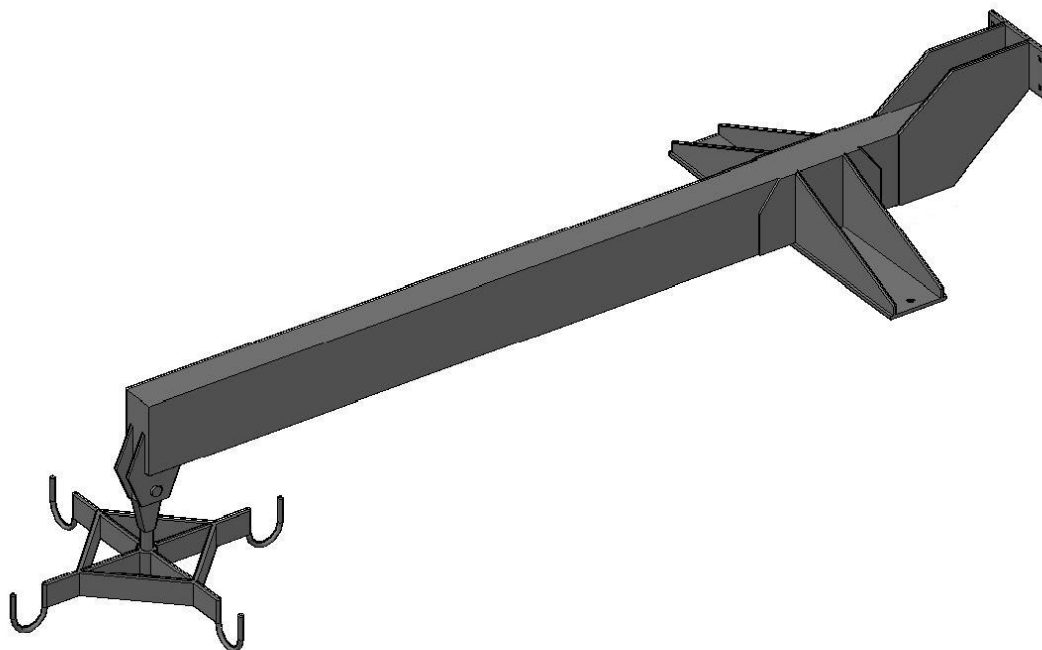
$$\sigma_{m\acute{a}x} = 58 [MPa]$$

Visto que a tensão de escoamento do aço SAE 1020 é de 345 [MPa], com um fator de segurança (FS) de 5, a tensão admissível ( $\sigma_{adm}$ ) é:

$$\sigma_{adm} = 69 [MPa]$$

Ou seja, a viga suporta a carga do *big bag* de 1000kg com um fator de segurança de 5.

O modelo final obtido pode ser visto na figura 31:



**Figura 31 - Conjunto montado**  
Fonte: Autoria própria

O protótipo foi confeccionado e instalado na pá-carregadeira como pode ser visto na figura 32.



**Figura 32 - Conjunto instalado na pá-carregadeira**  
Fonte: Autoria própria

O protótipo foi testado por um período de dois plantios, não apresentando nenhum sinal de falha ou trinca. Pode ser observado na figura 33 a pá-carregadeira suspendendo com o sistema projetado neste trabalho, um *big bag* cheio, totalizando 1000kg.



**Figura 33 - Sistema trabalhando**  
**Fonte: Autoria própria**

## 5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O projeto foi executado e instalado na pá-carregadeira para a movimentação segura e eficiente de *bags*.

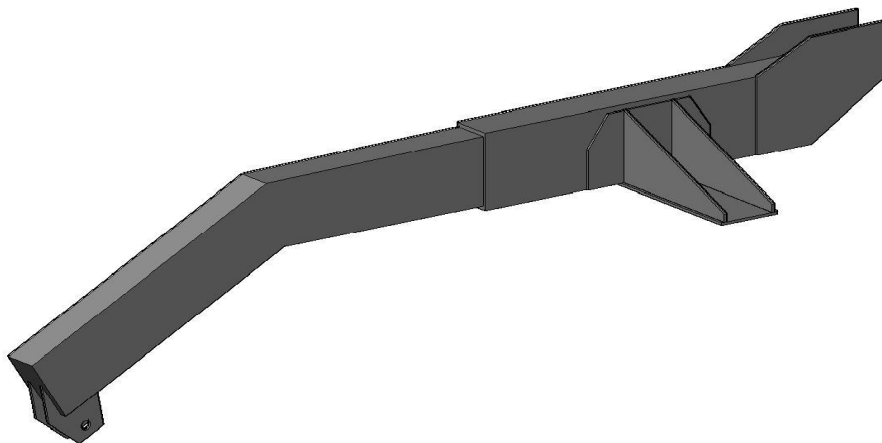
Diante das opções disponíveis no mercado, o braço projetado foi de melhor relação custo benefício, já que o guindaste para caminhões necessita de um alto investimento e um veículo exclusivo para a instalação; o guincho traseiro para tratores possui uma posição de trabalho desfavorável e também um investimento razoável; o guincho dianteiro para tratores possui boa ergonomia de trabalho, porém também um investimento considerável, enquanto o projetado é acoplado na pá-carregadeira que já é disponível na propriedade, além de realizar a função, o projeto teve um custo de R\$4000,00, ou seja, 25% de um guincho dianteiro para tratores, o modelo que mais se aproxima do modelo executado.

Com a realização deste trabalho pôde-se entender o comportamento de uma viga submetida à uma carga perpendicular, podendo então ser calculadas as forças que atuam internamente. Também foram calculadas as forças de tensão normal e de cisalhamento máxima.

A partir da tensão normal máxima calculada e do embasamento no referencial teórico, foi possível obter e aplicar um coeficiente de segurança adequado para o projeto deste trabalho.

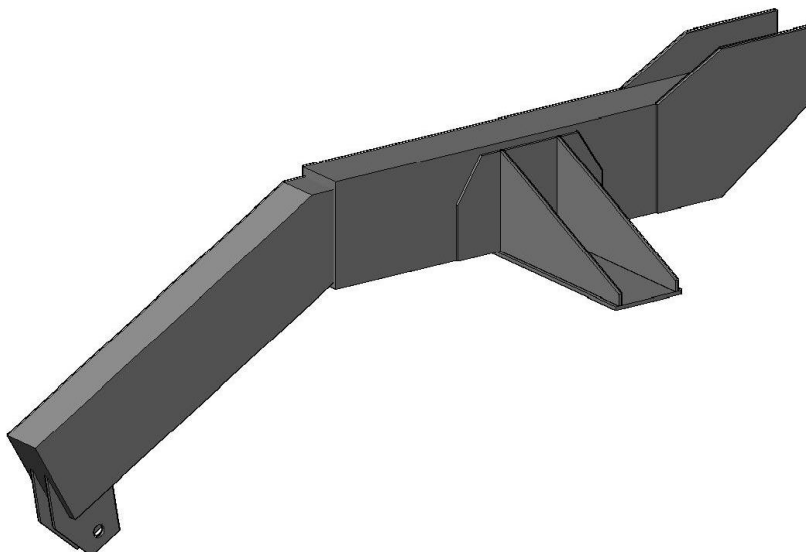
Com base nos resultados obtidos o protótipo foi construído. Em um período de dois plantios, foi testado e não apresentou nenhum sinal de falha.

O mecanismo conseguiu cumprir o seu objetivo, porém ainda são possíveis algumas modificações para um melhor desempenho. Algumas modificações são, por exemplo: angular a extremidade do braço, exemplificada na figura 34, para que possa trabalhar com a pá em uma posição mais baixa, que melhora na segurança, já que o centro de gravidade se torna mais baixo; Outra modificação vantajosa seria tornar o braço



**Figura 34 - Braço angulado**  
**Fonte: Autoria própria**

retrátil, como na figura 35, que melhoraria no transporte e na realização de manobras quando acoplado na pá-carregadeira.



**Figura 35 - Braço telescópico recolhido**  
**Fonte: Autoria própria**

## REFERÊNCIAS

- ANTUNES, Izildo; FREIRE, Marcos A. C. **Elementos de máquinas**. São Paulo: Érica, 1998.
- ASM Handbook, v. 4, Heat Treating, ASM International (American Society for Metals), 1991.
- ASTMETALS. **Indústria metalúrgica**. Disponível em: < <http://www.astmetal.com.br/produtos> >. Acesso em: 3 de out. de 2017.
- BEER, Ferdinand Pierre; JOHNSTON JR., E. Russell. **Resistência dos materiais**. 3. ed. São Paulo: Makron, 1995.
- BORESI, Arthur P.; SCHIMIDT, Richarf J. **Estática**. São Paulo: Pioneira Thomson Learning, 2003.
- CHIAVERINI, Vicente. **Aços e ferros fundidos: características gerais, tratamentos térmicos, principais tipos**. 6. ed. São Paulo, SP: ABM, 1988.
- GELSONLUZ. **Aço carbono SAE 1020 Propriedades mecânicas**. Disponível em: < <http://www.materiais.gelsonluz.com/2017/10/aco-sae-1020-propriedades-mecanicas.html> >. Acesso em: 20 de nov. de 2017.
- GERDAU. **Composição químicas dos aços**. Disponível em: < <https://www.gerdau.com/br/pt/produtos/catalogos-e-manuais#k=#s=41> >. Acesso: 7 de mai. de 2018.
- GERDAU. **Aços para construção mecânica – 1020**. Disponível em: < <https://www.gerdau.com/pt/productsservices/products/Document%20Gallery/Gerdau%20-%201020.pdf> >. Acesso em: 7 de mai. de 2018.
- HIBBELER, R. C. **Resistência dos materiais**. 7. ed. São Paulo, SP: Pearson, 2010.
- JUVINALL, Robert C.; MARSHEK, Kurt M. **Fundamentos do projeto de componentes de máquinas**. 4. ed. Rio de Janeiro, RJ: LTC, 2008.
- MUNDIAL LOG. **Big bag**. Disponível em: < <http://www.mundiallog.com.br/big-bag.php> >. Acesso em: 3 de out. de 2017.
- NORTON, Rob. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. 2. ed. Porto Alegre, RS: Bookman, 2004.



RODOMAQ. **Guindastes.** Disponível em: <  
[http://www.rodomaq.com.br/ver\\_produto.php?id\\_linha=9](http://www.rodomaq.com.br/ver_produto.php?id_linha=9) >

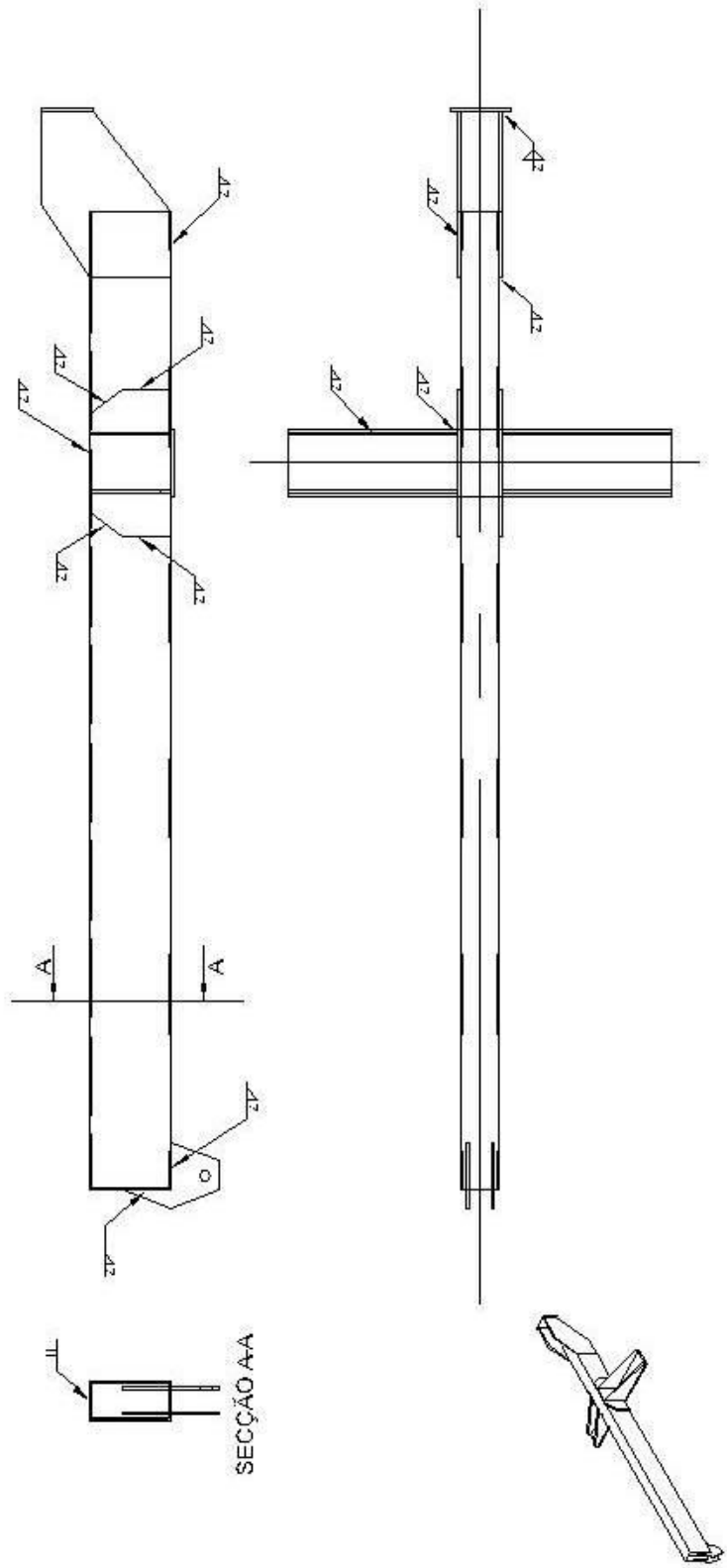
SILVA, André Luiz da Costa e; MEI, Paulo Roberto. **Aços e ligas especiais.** 2. ed. São Paulo: Edgard Blucher, 2006.

STARA. **Plaina agrícola dianteira.** Disponível em: <  
<https://www.stara.com.br/produto/pad-1500-1750-e-2000-2/> >. Acesso em: 15 de fev. de 2018.

THE BEST MANUAL ONLINE. Disponível em: < <https://the-best-manuals-online.com/products/caterpillar-924h-924hz-928hz-and-930h-wheel-loader-electrical-system-manual> >. Acesso em: 25 de out. de 2017.

VENCE TUDO. **Implementos.** Disponível em: <  
[http://www.vencetudo.ind.br/pt\\_BR/produtos/3](http://www.vencetudo.ind.br/pt_BR/produtos/3) >. Acesso em: 20 de jan. de 2018.

## **APÊNDICE A – Detalhamento de soldagem das peças**



Autor: Clayson Hirokatsu Morikawa

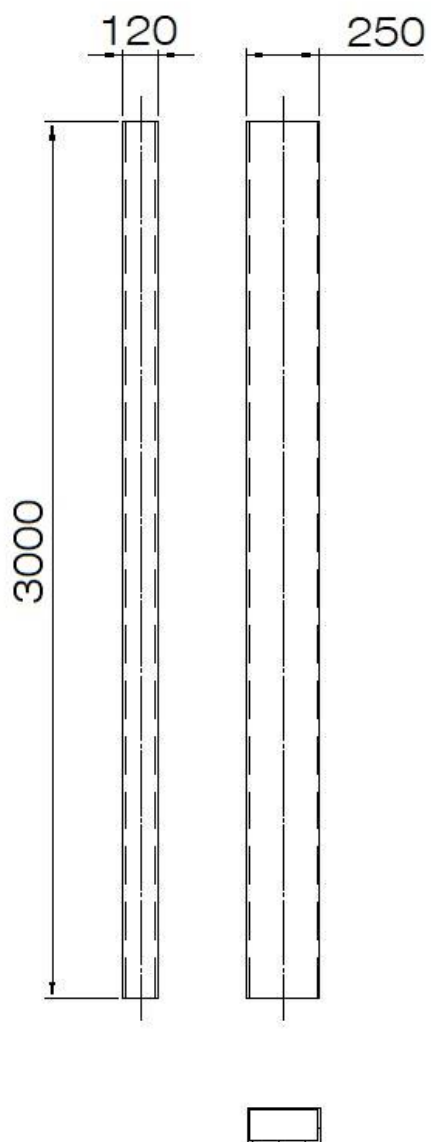
22/05/2018 Escala: 1: 50

Projeto: soldagem das peças

Folha

1 / 1

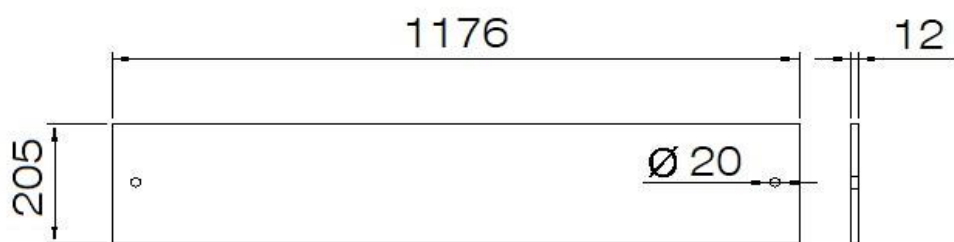
## **APÊNDICE B – Lista de peças**



Peça 1: Braço

Folha 1/8

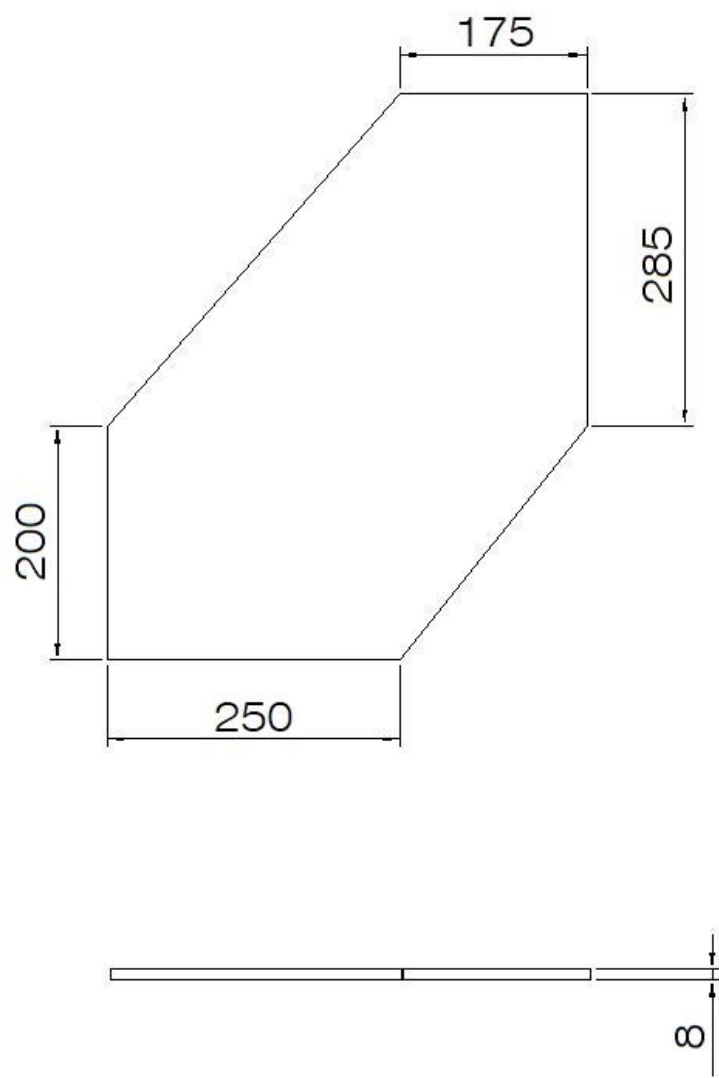
Escala 1:20



Peça 2: Base

Folha: 2/8

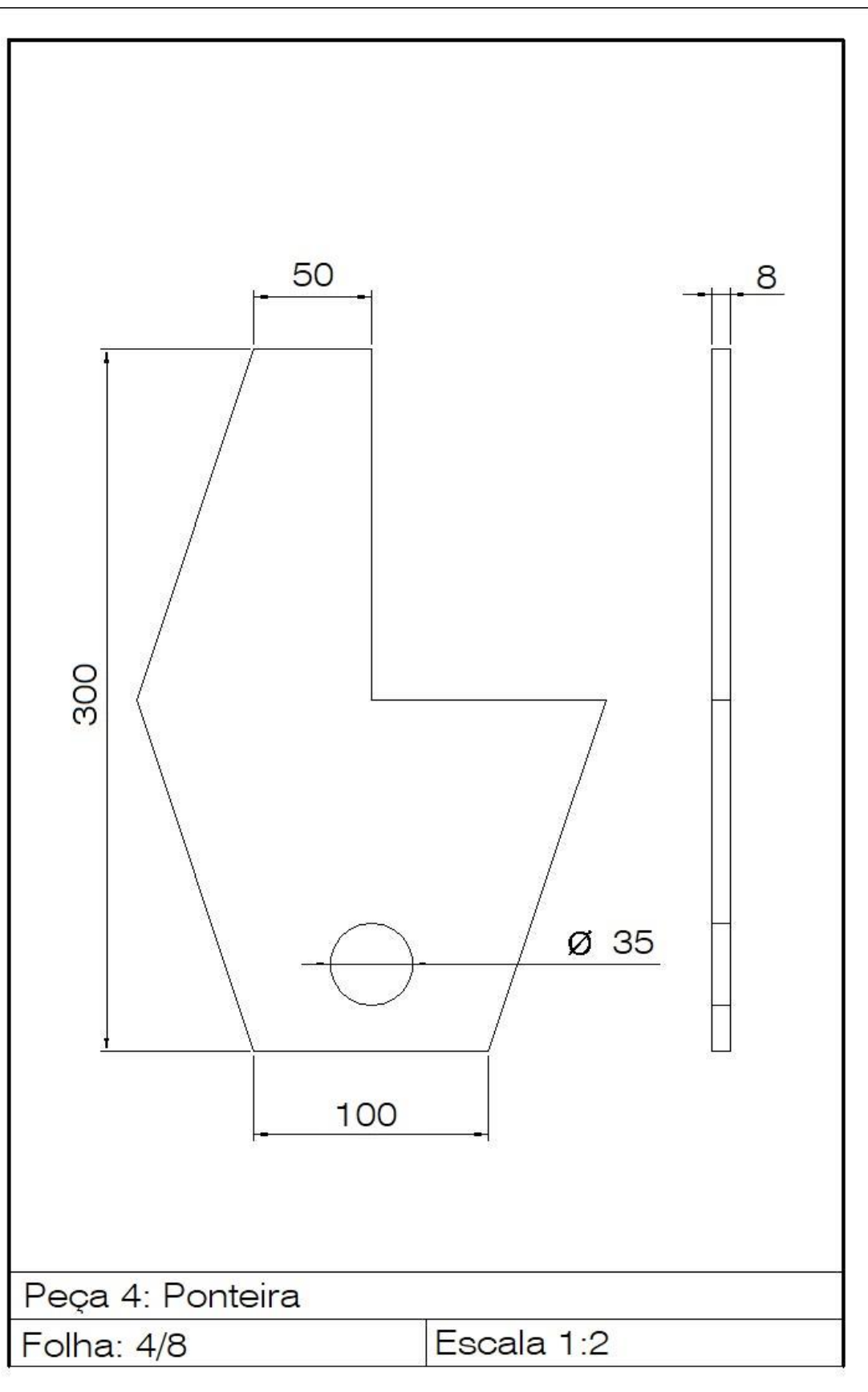
Escala 1:10



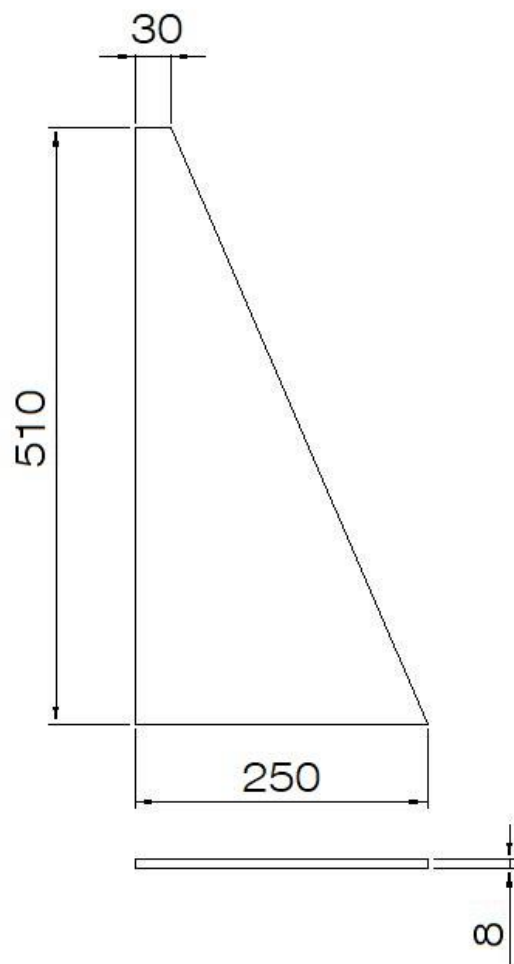
Peça 3: Suporte traseiro

Folha: 3/8

Escala 1:5



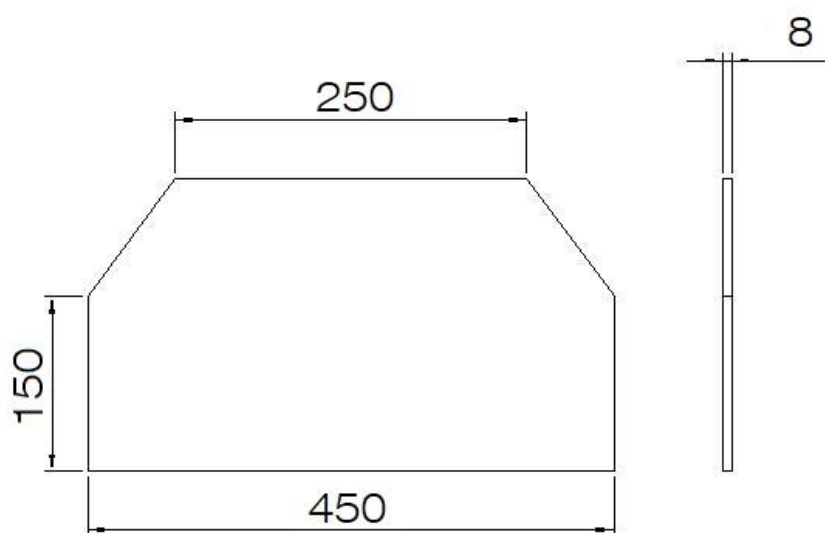




Peça 5: Trapézio externo

Folha: 5/8

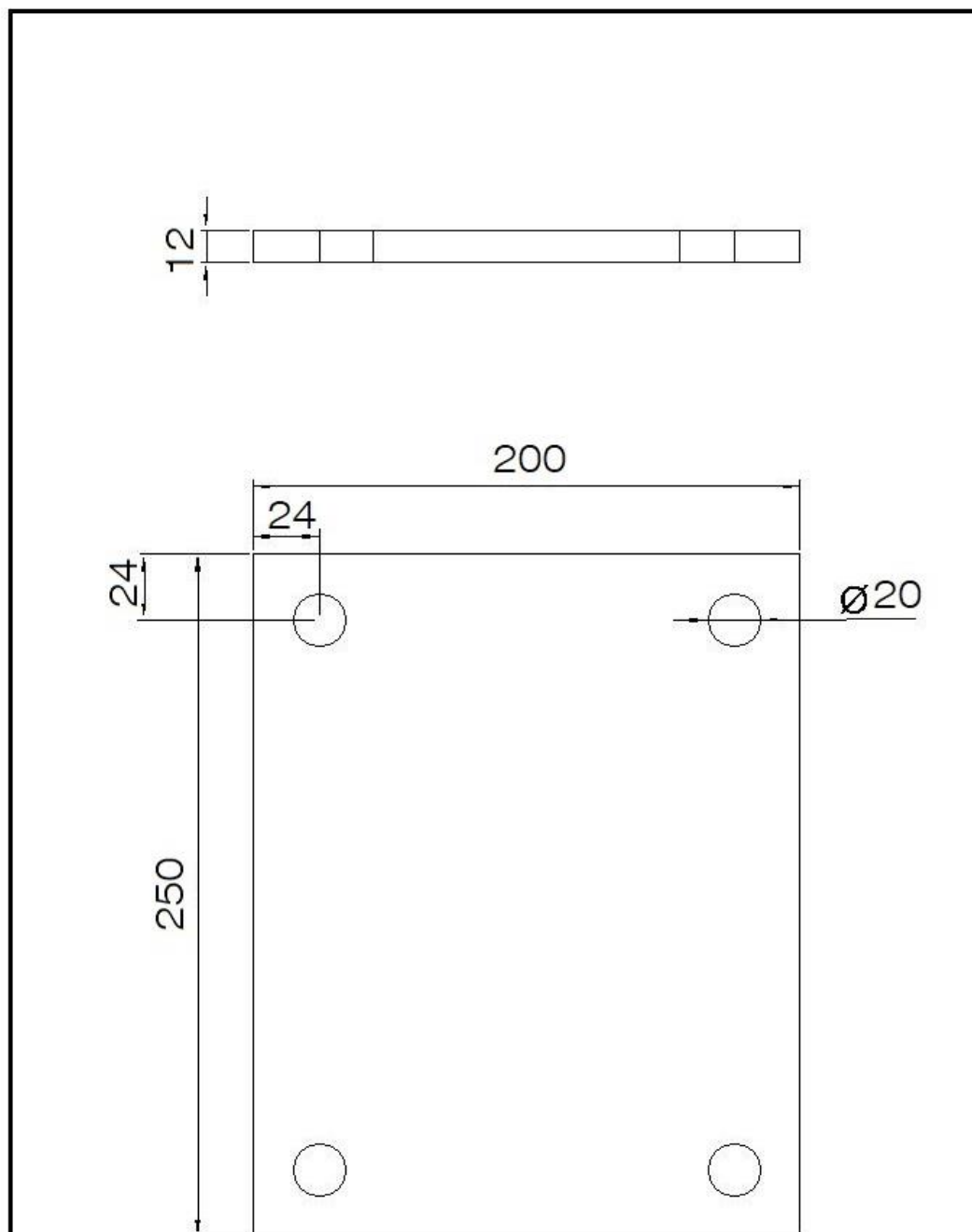
Escala 1:5



Peça 6: Fixação trapézio

Folha 6/8

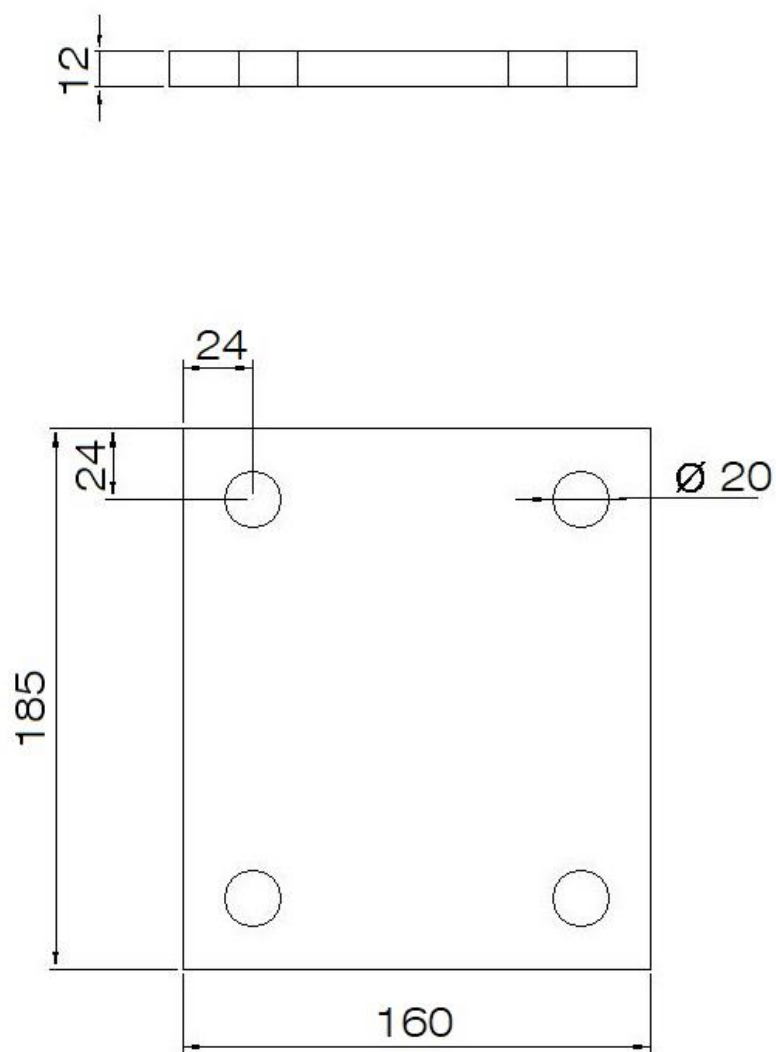
Escala 1:5



Peça 7: Placa base

Folha 7/8

Escala 1:2



Peça 8: Placa traseira

Folha 8/8

Escala 1:2