



## **PROJETO DE UMA EMPILHADEIRA MANUAL DE BARCOS À VELA DO TIPO DINGUE E OPTIMIST**

Iuri Rossi Simões Carvalho

Projeto de Graduação apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Engenheiro.

Orientador: Vitor Ferreira Romano

**PROJETO DE UMA EMPILHADEIRA MANUAL DE  
BARCOS À VELA DO TIPO DINGUE E OPTIMIST**

Iuri Rossi Simões Carvalho

PROJETO FINAL SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA DA ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE ENGENHEIRO MECÂNICO.

Aprovado por:

---

Professor Dott.Ric. Vitor Ferreira Romano

---

Professor Dr.-Ing. Fernando Augusto de Noronha Castro Pinto

---

Professor Dr.-Ing Max Suell Dutra

RIO DE JANEIRO, RJ – BRASIL

AGOSTO DE 2013

*“Porque um dia é preciso parar de sonhar, tirar os planos das gavetas e , de algum modo, começar”*

Amyr Klink

## **AGRADECIMENTOS**

À minha família que sempre me deu apoio quando eu precisei, que me deu estrutura e educação, para que eu pudesse ingressar e concluir uma faculdade de excelência. Que sempre me apoiou em minhas decisões e me incentivou a correr atrás dos meus sonhos e objetivos. Que me serviu de exemplo e me faz a cada dia me sentir mais seguro e confiante nas tomadas de decisão que a vida impõe.

À minha mãe, meu pai, meus irmãos, meus avós, meu padrasto e todos os outros familiares que participaram de alguma forma desta etapa em minha vida.

Aos meus amigos que sempre estiveram presentes tanto nos momentos de diversão como nos momentos de dificuldade. Um agradecimento especial aos que me ajudaram na execução do meu projeto final, nunca hesitando em me dar auxílio. A todos os amigos de infância, do colégio, da faculdade, do laboratório, da empresa júnior, do trabalho e todos os outros que simplesmente são meus amigos.

À minha namorada, minha companheira, que me acompanhou de perto em todos esses anos durante a faculdade. Que me alegrou e me deu suporte, que entendeu meus momentos de ausência, de estudo e sempre me incentivou a continuar estudando e crescendo cada vez mais. Seja pelo seu exemplo de determinação e dedicação ou por suas palavras.

Ao professor orientador, que sempre foi muito solícito durante a execução do projeto e contribuiu com seu exemplo, seus conselhos e orientações para a minha formação como profissional.

Rossi Simões Carvalho, Iuri

Projeto de uma empilhadeira manual de barcos à vela  
do tipo Dingue e Optimist / Iuri Rossi Simões Carvalho –  
Rio de Janeiro: UFRJ/ Escola  
Politécnica, 2013. VI, 97 p.: il.; 29,7 cm.

Orientador: Vitor Ferreira Romano

Projeto de Graduação – UFRJ/ POLI/ Engenharia  
Mecânica, 2013.

Referências Bibliográficas: p. 20.

1. Cenário de Aplicação. 2. Concepção do Modelo. 3. O  
Equipamento. 4. Análise do problema e memórias de  
cálculo. 5. Utilização do Equipamento. 6. Conclusão  
I. Romano, Vitor Ferreira. II. Universidade Federal do Rio  
de Janeiro, UFRJ, Engenharia Mecânica. III. Título

Resumo do projeto de graduação apresentado ao DEM/UFRJ como parte dos requisitos necessários para obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

**PROJETO DE UMA EMPILHADEIRA MANUAL DE BARCOS À VELA  
DO TIPO DINGUE E OPTIMIST**

Iuri Rossi Simões Carvalho

Agosto/2013

Orientador: Vitor Ferreira Romano

Curso: Engenharia Mecânica

O presente trabalho consiste no projeto mecânico conceitual de um equipamento a ser utilizado na movimentação de barcos a vela das classes Dingue e *Optimist* em terra, visando o armazenamento em locais apropriados, denominados estantes. O equipamento utiliza sistemas hidráulicos e mecânicos acionados manualmente. O trabalho considera como referência as estantes comumente empregadas para armazenamento de barcos.

Abstract of Undergraduated Project presented to DEM/UFRJ as a part of fulfillment of the requirements for the degree of Mechanical Engineer.

**DESIGN OF A MANUAL FORKLIFT USED WITH BOATS SAILING  
CLASSES DINGUE AND OPTIMIST**

Iuri Rossi Simões Carvalho

August/2013

Advisor: Vitor Ferreira Romano

Course: Mechanical Engineering

This work presents the conceptual mechanical design of an equipment to be used in land displacement of sailing boats classes Dingue and Optimist, for storage purposes in appropriate locations, called stacks. The equipment includes hydraulic and mechanical parts manually actuated. Stacks commonly used for boat storage are here considered as design reference.

# SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO .....	13
1.1. O Iatismo.....	13
1.2. O Iatismo no Brasil .....	14
1.3. O Dingue e o Optimist .....	15
1.4. Medidas e dimensões .....	18
2. CENÁRIO DE APLICAÇÃO .....	20
2.1. Aspectos Gerais .....	20
3. CONCEPÇÃO DO MODELO.....	23
3.1. As Empilhadeiras .....	24
3.1.1. Histórico .....	24
3.1.2. Conceitos Básicos.....	25
3.2. Método Hidráulico de transmissão de forças.....	27
3.2.1. Histórico .....	27
3.2.2. Conceitos Fundamentais.....	27
3.2.3. Vantagens e Desvantagens .....	29
3.3. O Macaco hidráulico.....	29
3.4. Transmissão por correntes .....	32
3.5. Equipamentos semelhantes já produzidos no mercado.....	35
4. O EQUIPAMENTO .....	37
5. ANÁLISE DO PROBLEMA E MEMÓRIAS DE CÁLCULO.....	42
5.1. Análise das Forquilhas .....	42
5.1.1. Escolha do Material .....	42
5.1.2. Escolha da Viga .....	46
5.1.3. Cálculo de Esforços e Deflexão.....	50
5.2. Análise do Sistema Hidráulico.....	77
5.2.1. Bombeamento feito com as mãos.....	81
5.2.2. Bombeamento feito com os pés.....	92
5.3. Análise de Flambagem da Haste do Cilindro Hidráulico .....	99
5.4. Análise da corrente .....	105
6. UTILIZAÇÃO DO EQUIPAMENTO .....	107
7. CONCLUSÃO .....	113



8. BIBLIOGRAFIA.....	115
ANEXO A - DESENHOS .....	116

Figura 1.1: Regata de Optimist na baía de Guanabara. ....	14
Figura 1.2: Localização de alguns dos clubes náuticos nas cidades do Rio de Janeiro e Niterói, o clube naval Charitas é representado pela letra “g”.....	15
Figura 1.3: Dingue.....	16
Figura 1.4: <i>Optimist</i> .....	17
Figura 1.5: Tabela com ficha técnica dos barcos.....	18
Figura 1.6: Desenho do casco do Dingue .....	19
Figura 1.7: Desenho do casco do Optimist.....	19
Figura 3.1: Desenho do modelo proposto.....	24
Figura 3.2:Diferentes tipos de empilhadeiras .....	26
Figura 3.3: Princípio de Pascal .....	28
Figura 3.4: Macaco Jacaré e macaco Garrafa.....	30
Figura 3.5: Sistema de funcionamento de um macaco hidráulico sem representação da válvula de alívio .....	31
Figura 3.6: Corrente de rolos.....	33
Figura 3.7: Vista de um rolo desmontado.....	34
Figura 3.8: Corrente de rolos com coroa .....	34
Figura 3.9: Empilhadeira manual Translift .....	35
Figura 3.10: Outro modelo de empilhadeira manual Translift .....	35
Figura 3.11: Hand Manual Stacker da Sunn Forest Enterprises.....	36
Figura 3.12: Jungheinrich AMC10 da Liftruck.....	36
Figura 4.1: Dingue modelado para ser usado como carga.....	37
Figura 4.2: No detalhe a rodinha traseira e a dianteira.....	39
Figura 4.3: Esquema da empilhadeira vista de lado .....	40
Figura 4.4: Esforços na forquilha .....	40
Figura 4.5: No detalhe, encaixe entre o cilindro, a corrente e o tabuleiro.....	41
Figura 4.6: Modelagem do projeto com mastro, tabuleiro e cilindro .....	41
Figura 5.1: Conjunto tabuleiro com forquilhas e talão, visto de lado. ....	42
Figura 5.2: Tabela de ligas de alumínio .....	44
Figura 5.3: Tabela de ligas de aço inoxidável .....	45
Figura 5.4: Material escolhido: Liga de aço DIN 1.4000.....	46
Figura 5.5: Viga “U” e principais medidas.....	47
Figura 5.6: Tabela de vigas “U” .....	49
Figura 5.7: Viga “U” escolhida .....	50
Figura 5.8: Conjunto do tabuleiro, talão e forquilhas.....	51
Figura 5.9: Diagrama de corpo livre das forquilhas .....	51
Figura 5.10: Gráfico do Cortante, $V_{\text{braço}}(x.1)$ , em N pelo comprimento do braço da empilhadeira, $x.1$ , em mm. ....	55
Figura 5.11: Gráfico do Momento, $M_{\text{braço}}(x.1)$ , em Nm pelo comprimento do braço da empilhadeira, $x.1$ , em mm. ....	55
Figura 5.12: Gráfico da Deflexão sofrida pelos braços, $y(x.1)$ , em mm pelo comprimento do braço da empilhadeira, $x.1$ , em mm. ....	56

Figura 5.13: Gráfico da curvatura que os braços sofrem, $k(x.1)$ , em unidade adimensional pelo comprimento do braço da empilhadeira, $x.1$ , em mm. ....	56
Figura 5.14: Gráfico da Tensão de Flexão, $\sigma(x.1)$ , em Pa pelo comprimento do braço da empilhadeira em mm. ....	57
Figura 5.15: Gráfico da Tensão Cisalhante $\tau(x.1)$ , em Pa pelo comprimento do braço da empilhadeira em mm. ....	57
Figura 5.16: Gráfico do Cortante, $V.braço(x.1)$ , em N pelo comprimento do braço da empilhadeira, $x.1$ , em mm. ....	61
Figura 5.17: Gráfico do Momento, $M.braço(x.1)$ , em Nm pelo comprimento do braço da empilhadeira, $x.1$ , em mm. ....	61
Figura 5.18: Gráfico da Deflexão sofrida pelos braços, $y(x.1)$ , em mm pelo comprimento do braço da empilhadeira, $x.1$ , em mm. ....	62
Figura 5.19: Gráfico da curvatura que os braços sofrem, $k(x.1)$ , em unidade adimensional pelo comprimento do braço da empilhadeira, $x.1$ , em mm. ....	62
Figura 5.20: Gráfico da Tensão de Flexão, $\sigma(x.1)$ , em Pa pelo comprimento do braço da empilhadeira em mm. ....	63
Figura 5.21: Gráfico da Tensão Cisalhante $\tau(x.1)$ , em Pa pelo comprimento do braço da empilhadeira em mm. ....	63
Figura 5.22: Gráfico do Cortante, $V.braço(x.1)$ , em N pelo comprimento do braço da empilhadeira, $x.1$ , em mm. ....	67
Figura 5.23: Gráfico do Momento, $M.braço(x.1)$ , em Nm pelo comprimento do braço da empilhadeira, $x.1$ , em mm. ....	67
Figura 5.24: Gráfico da Deflexão sofrida pelos braços, $y(x.1)$ , em mm pelo comprimento do braço da empilhadeira, $x.1$ , em mm. ....	68
Figura 5.25: Gráfico da curvatura que os braços sofrem, $k(x.1)$ , em unidade adimensional pelo comprimento do braço da empilhadeira, $x.1$ , em mm. ....	68
Figura 5.26: Gráfico da Tensão de Flexão, $\sigma(x.1)$ , em Pa pelo comprimento do braço da empilhadeira em mm. ....	69
Figura 5.27: Gráfico da Tensão Cisalhante $\tau(x.1)$ , em Pa pelo comprimento do braço da empilhadeira em mm. ....	69
Figura 5.28: Gráfico do Cortante, $V.braço(x.1)$ , em N pelo comprimento do braço da empilhadeira, $x.1$ , em mm. ....	73
Figura 5.29: Gráfico do Momento, $M.braço(x.1)$ , em Nm pelo comprimento do braço da empilhadeira, $x.1$ , em mm. ....	73
Figura 5.30: Gráfico da Deflexão sofrida pelos braços, $y(x.1)$ , em mm pelo comprimento do braço da empilhadeira, $x.1$ , em mm. ....	74
Figura 5.31: Gráfico da curvatura que os braços sofrem, $k(x.1)$ , em unidade adimensional pelo comprimento do braço da empilhadeira, $x.1$ , em mm. ....	74
Figura 5.32: Gráfico da Tensão de Flexão, $\sigma(x.1)$ , em Pa pelo comprimento do braço da empilhadeira em mm. ....	75
Figura 5.33: Gráfico da Tensão Cisalhante $\tau(x.1)$ , em Pa pelo comprimento do braço da empilhadeira em mm. ....	75
Figura 5.34: Mastro fixo junto com Forquilhas.....	77
Figura 5.35: Análise das forças no conjunto da Forquilha.....	78

Figura 5.36: Análise das forças atuando na empilhadeira .....	78
Figura 5.37: Análise de forças atuando no conjunto pistão, roldana e corrente (representada na cor roxa) .....	79
Figura 5.38: Homem bombeando um macaco hidráulico do tipo garrafa com as mãos	81
Figura 5.39: Representação esquemática do sistema de forças .....	82
Figura 5.40: Detalhe da geometria do sistema de forças .....	83
Figura 5.41: Gráfico com as pressões resultantes das bombadas com as mãos .....	86
Figura 5.42: Homem bombeando um macaco hidráulico do tipo garrafa com os pés ...	92
Figura 5.43: O diagrama de forças é o mesmo do caso anterior .....	92
Figura 5.44: A geometria do sistema de forças é a mesma do caso anterior.....	93
Figura 5.45: Gráfico com as pressões resultantes das bombadas com os pés .....	96
Figura 5.46: Gráfico com um comparativo entre as pressões realizadas.....	96
Figura 5.47: Modelagem do problema .....	99
Figura 5.48: Forma da coluna Flambada .....	101
Figura 5.49: Seção da Haste do cilindro.....	103
Figura 5.50: Padronização das dimensões das correntes de rolos .....	105
Figura 5.51: Corrente escolhida.....	106
Figura 6.1: Carga sendo erquida utilizando toda a extensão das Forquilhas.....	108
Figura 6.2: A carga deve estar alinhada .....	108
Figura 6.3: Inclinação limite do solo .....	109
Figura 6.4: Movimento da empilhadeira e da carga .....	110
Figura 6.5: Carga equivalente muito pesada .....	110
Figura 6.6: Início do percurso que a empilhadeira deve percorrer, entrando no corredor de barcos e se alinhando com a estante de barcos escolhida. ....	111
Figura 6.7: Após alinhar a empilhadeira com o barco escolhido a empilhadeira deve e elevar as forquilhas até a altura correta, encaixar no barco, elevar o barco suavemente e retornar para o corredor .....	112
Figura 6.8: Após retornar ao corredor, o operador deverá baixar a carga até uma altura máxima de 50cm e então deverá sair pelo corredor andando lateralmente com o equipamento e o barco transportado .....	112

## **1. INTRODUÇÃO**

O presente trabalho consiste no projeto mecânico conceitual de um equipamento a ser utilizado na movimentação de barcos a vela das classes Dingue e *Optimist* do mar para a terra e vice-versa, visando o armazenamento em estantes.

No Capítulo 1 é apresentada uma introdução sobre o Iatismo e características gerais das classes Dingue e *Optimist*. No Capítulo 2 é apresentado o cenário de aplicação, onde os barcos são armazenados nos clubes náuticos e como é o processo de armazenamento. A partir destas características, são apresentadas as maiores dificuldades neste processo e os problemas enfrentados pelos clubes. A concepção do modelo é discutida no Capítulo 3. O equipamento é apresentado no Capítulo 4 com as suas principais características de uma forma geral e seu funcionamento. No Capítulo 5 são apresentadas as contas realizadas para o dimensionamento do projeto e para a seleção de componentes e materiais. Um guia de utilização e boas práticas é apresentado no Capítulo 5. Por fim é apresentada a conclusão do projeto no Capítulo 6.

### **1.1. O Iatismo**

O iatismo começou há milhares de anos, quando o homem primitivo segurou um pedaço de pele contra o vento e descobriu que podia se deslocar sem utilizar remos, sempre que o vento fosse bom. Quando o vento não fosse bom, ele aceitava o fato de ainda ter que remar. Com o decorrer dos séculos, embarcações movidas à vela foram desenvolvidas para a pesca, o comércio e para fins militares. A pele primitiva para prender o vento foi substituída por velas de tecido. Essas embarcações eram razoavelmente eficientes para a navegação com o vento a favor ou lateral, porém, extremamente lentas para navegar contra o vento. Pelo fato de elas terem que velejar em cursos de água estreitos nos quais

a única opção era navegar contra o vento boa parte do tempo, embarcações menores de vários tipos surgiram: as embarcações árabes chamadas dhows, do mar Vermelho, e as inglesas chamadas *cutters*, no Canal de Bristol, foram as primeiras a demonstrar uma boa capacidade de velejar na direção do vento [1]

Hoje em dia, os modernos barcos a vela podem velejar normalmente contra o vento e, em alguns casos, serem mais rápidos que ele. A partir do momento em que motores foram instalados nos barcos, a navegação à vela se tornou uma atividade de lazer. Ela se tornou um esporte no qual o entendimento da física envolvida é extremamente útil.

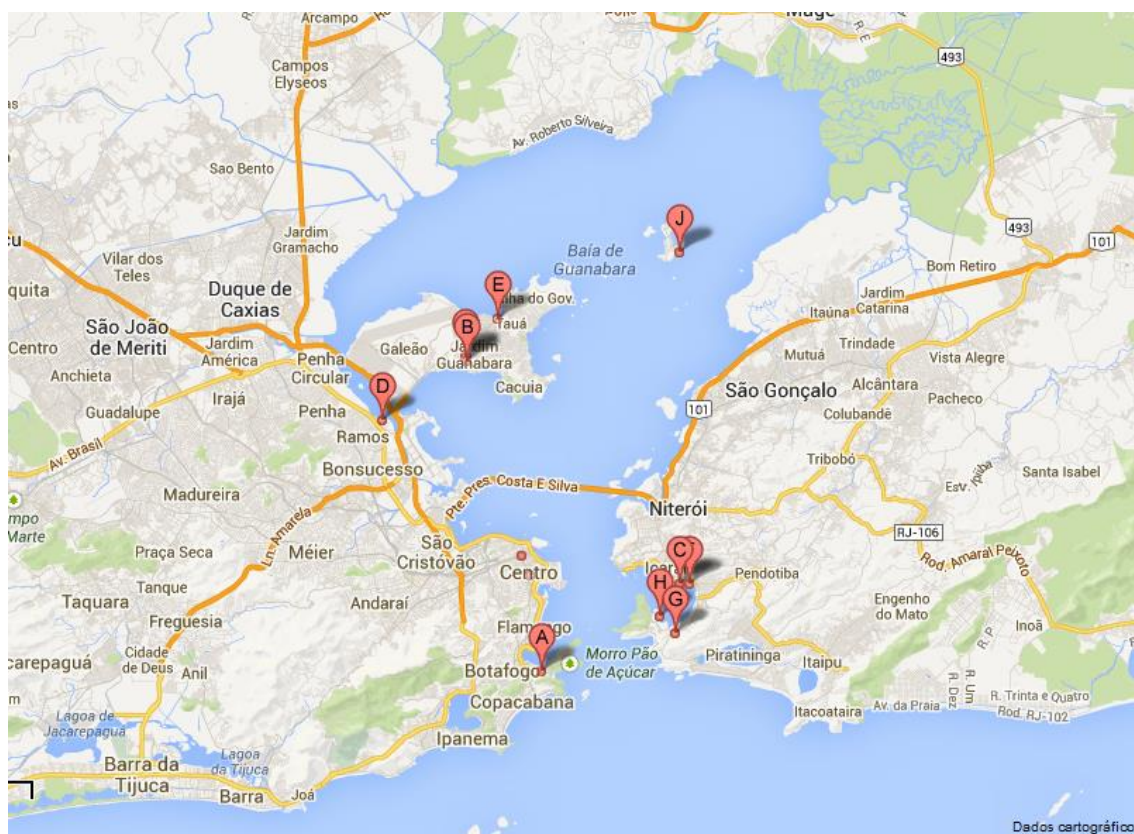
## 1.2. O Iatismo no Brasil

O berço do Iatismo como esporte organizado no Brasil foi o antigo Yatch Club Brasileiro. Fundado em 1906 e tendo como primeiro Comodoro o então Ministro da Marinha, almirante Alexandrino de Alencar, o clube funcionou inicialmente no bairro de Botafogo no Rio de Janeiro, mudando-se em 1910 para a praia de Gragoatá em Niterói, no outro lado da baía de Guanabara. [2].



**Figura 1.1: Regata de Optimist na baía de Guanabara.**

Ao longo dos anos outros clubes foram fundados pelo Brasil mas o Rio de Janeiro e Niterói continuaram a ser o maior pólo náutico do Brasil. O Clube Naval Charitas que se localiza na região de Charitas em Niterói foi fundado em 1983 com o objetivo de suprir as necessidades dos apaixonados por vela, que faziam parte das forças armadas. Atualmente o clube conta com 57.480m<sup>2</sup> de área com muito lazer e diversão para os entusiastas.



**Figura 1.2: Localização de alguns dos clubes náuticos nas cidades do Rio de Janeiro e Niterói, o clube naval Charitas é representado pela letra “g”.**

### **1.3. O Dingue e o Optimist**

O Dingue é o primeiro veleiro monotipo (com regras definidas) projetado e construído no Brasil. Foi idealizado para ser um veleiro de baixo custo ideal para passeios de fim de semana e em família, mas que também pudesse ser utilizado em regatas e competições. Quando teve a idéia de projetar e construir o Dingue, em 1978, o

engenheiro naval Miguel Pomar, tinha apenas uma coisa em mente: fazer um barco capaz de suprir as necessidades de sua família e que, de quebra, pudesse ser transportado sobre um fusca, o carro mais popular àquela época. Miguel, então, partiu para uma tarefa que parecia impossível: desenhar e construir uma embarcação multifuncional. Foi assim que surgiu o Dingue: um barco estável, fácil de velejar, que pode ser usado por crianças, adultos e idosos, e que, entre outras coisas, pode ser movido a motor de baixa potência. O Dingue, assim, ganhou peso, área vélica reduzida, pontal alto, boca larga, popa planejada para o eventual uso de motor, área de flutuabilidade maior que os barcos de mesmo porte existentes até então e muita, muita estabilidade. [3].



**Figura 1.3: Dingue**

Em pouco tempo a idéia tornou-se um sucesso e os proprietários se organizaram para realizar as primeiras regatas da nova Classe. Em 1979 realizou-se o primeiro campeonato de Dingue, na Baía da Guanabara e já em 1981 realizou-se o primeiro



Campeonato Brasileiro também no Rio de Janeiro. Em 1993 o Dingue deixou de ser fabricado e a Classe, então, parou de exercer quaisquer atividades. Após um longo período de inatividade, o Dingue voltou a ser produzido, em 1998, pela empresa de construção naval, Holos Brasil, que passou a ser, também, a grande incentivadora da Classe no País e responsável, em pouco tempo, pelo ressurgimento das competições e pelo prazer de se velejar o Dingue. Em toda a sua história, já foram vendidos mais de quatro mil e trezentos Dingles para a maior parte dos estados brasileiros, incluindo alguns sem tradição náutica como Minas Gerais, Pará e Sergipe. Recentemente, chegaram os primeiros Dingles a Portugal.

O *Optimist* é um veleiro, um pequeno barco monotipo de bolina, podendo ser de madeira ou de fibra de vidro. O *Optimist* é recomendado para crianças de 7 a 15 anos, com no máximo 60 kg. No início eram caixotes com velas improvisadas com que a garotada de *Clearwater, Flórida* disputava suas regatas, anualmente era realizado o "Derby dos Caixotes de Sabão". [4].



**Figura 1.4: *Optimist***

Os dirigentes do *Clearwater Optimist Club* em 1948 decidiram fazer algo mais parecido com um barco, daí saiu o atual modelo. Seu nome (*Optimist* significa Otimista em português) se deve ao uso do barco em reabilitação de crianças no instituto. Em agosto de 1965 foi fundada a associação internacional da classe, a IODA (*International Optimist Dinghy Association*). Por ser seguro, bastante estável e barato, o *Optimist* é uma das classes mais difundidas do planeta. O Barco foi projetado por um americano chamado Clark Mills para crianças ingressarem no mundo náutico. Por ser um barco prático e de fácil manejo, é mundialmente conhecido como excelente barco escola. A sua prática desenvolve a coordenação motora geral e específica dos grupamentos musculares, interagindo beneficentemente na formação psicológica da criança, ampliando a sua responsabilidade.

#### 1.4. Medidas e dimensões

<b>Ficha Técnica</b>		
<b>Dados</b>	<b>Dingue</b>	<b>Optimist</b>
<b>Comprimento (pés)</b>	14	7
<b>Comprimento (m)</b>	4,66	2,34
<b>Boca (m)</b>	1,66	1,13
<b>Altura (m)</b>	0,48	0,38
<b>Material do Casco</b>	Fibra de vidro	Fibra de vidro
<b>Massa (kg)</b>	85-100	35
<b>Área vélica (m<sup>2</sup>)</b>	6,50	3,25

Figura 1.5: Tabela com ficha técnica dos barcos. [5][6].

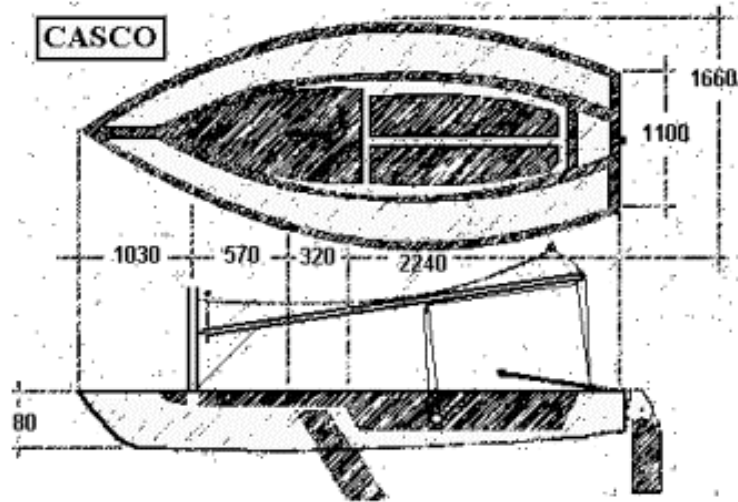


Figura 1.6: Desenho do casco do Dingue.[7]

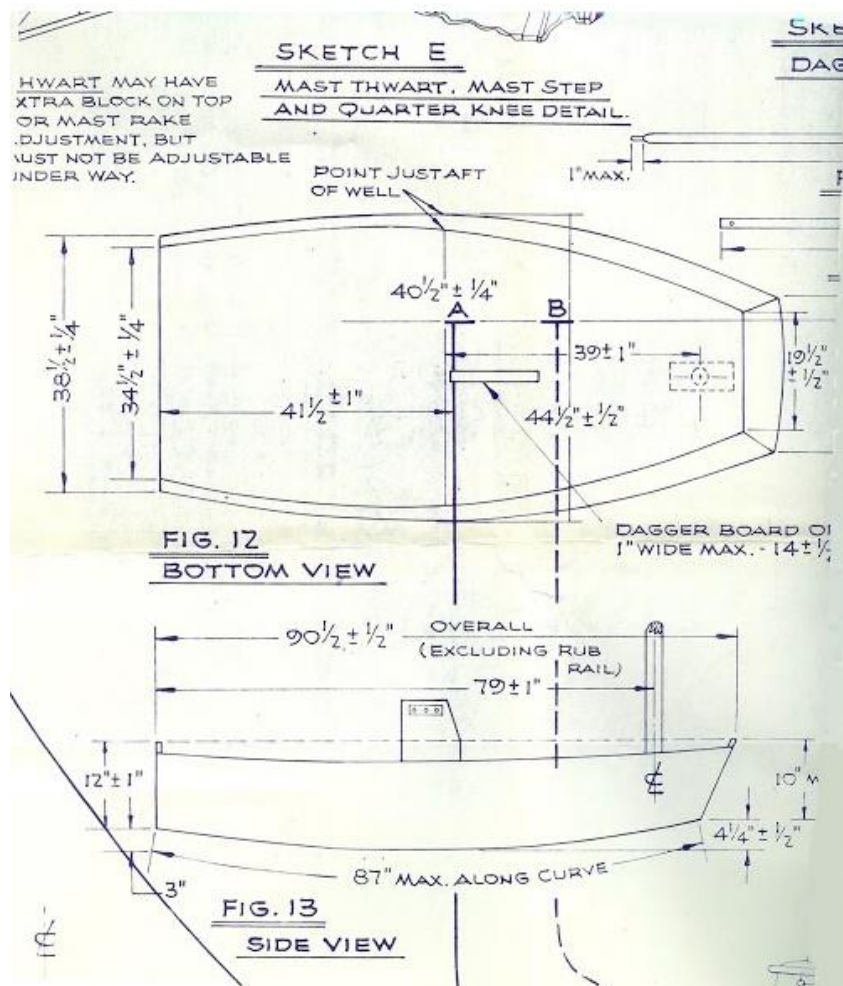


Figura 1.7: Desenho do casco do Optimist. [8].

## 2. CENÁRIO DE APLICAÇÃO

### 2.1. Aspectos Gerais

O armazenamento ideal para qualquer tipo de barco é que este permaneça estacionado, guardado em terra, para não sofrer com os efeitos do contato permanente com a água. Com o passar do tempo o casco do barco vai se desgastando, sofrendo com a formação de vida marinha e infiltrações. Existem barcos que ficam permanentemente estacionados em terra enquanto outros, normalmente maiores, por limitação dos guindastes de içamento, ficam estacionados na água. Os veleiros leves do tipo Dingue e do tipo *Optimist* são tão pequenos que normalmente ficam estacionados em um tipo de “estante” onde os barcos são empilhados de cabeça para baixo. Para os veleiros serem utilizados, é necessário que estes sejam retirados destas prateleiras e postos em cima do carro de transporte.

Estes barcos são retirados pelos trabalhadores dos clubes náuticos que, neste caso, funcionam como um tipo de estivador moderno. Em uma estante típica que é utilizada para guardar dingues como foi mencionada, são guardados quatro barcos empilhados um em cima do outro. Enquanto o primeiro e o segundo ficam a uma altura muito próxima do chão, estes não precisariam de um aparato para ajuda. No entanto o terceiro e principalmente o quarto, ficam em uma posição muito alta, tornando esta operação de retirada muito arriscada. O mesmo acontece com o *Optimist*, que como são barcos menores, são empilhados cinco por estante. Enquanto a retirada do terceiro já é complicada, a retirada do quarto e quinto se torna muito arriscada.



**Figure 2-1: Estantes com os barcos empilhados (detalhe no tamanho da pessoa).**

## **2.2. Armazenamento no Clube Naval Charitas**

O Rio de Janeiro e Niterói são duas cidades que ficam na saída da baía de Guanabara, o que faz com que essas duas cidades tenham um imenso potencial náutico. De uma forma geral, todos os clubes enfrentam o mesmo problema, a falta de espaço. Enquanto estas cidades possuem a sua costa plenamente habitada os clubes náuticos não tem pra onde expandir. Atualmente, os clubes possuem longas listas de espera por uma vaga para poder guardar os barcos dos praticantes de iatismo. Neste contexto um planejamento melhor da forma como é utilizado o espaço se torna necessário. Estantes mais altas que pudessem guardar mais barcos seriam uma ótima idéia. Essa idéia não é posta em prática por inviabilidade técnica, enquanto já é extremamente complicado retirar os barcos da ultima prateleira da estante, utilizar prateleiras mais altas seria irresponsável e perigoso.

Portanto, verifica-se que há dois tipos de problema. O primeiro é que os barcos não podem ficar guardados muito no alto, pois como são pessoas que vão retirá-los, há um limite de altura. O segundo e talvez mais preocupante dos problemas é a segurança, tanto destes trabalhadores que podem se machucar ao retirar das estantes os veleiros, como a do próprio barco que pode ser danificado na operação. O cenário de aplicação é formado pela disposição de conjuntos de estantes para barcos Dingue e *Optimist* localizados no Clube Naval Charitas, cujas dimensões aproximadas são apresentadas abaixo. [9].

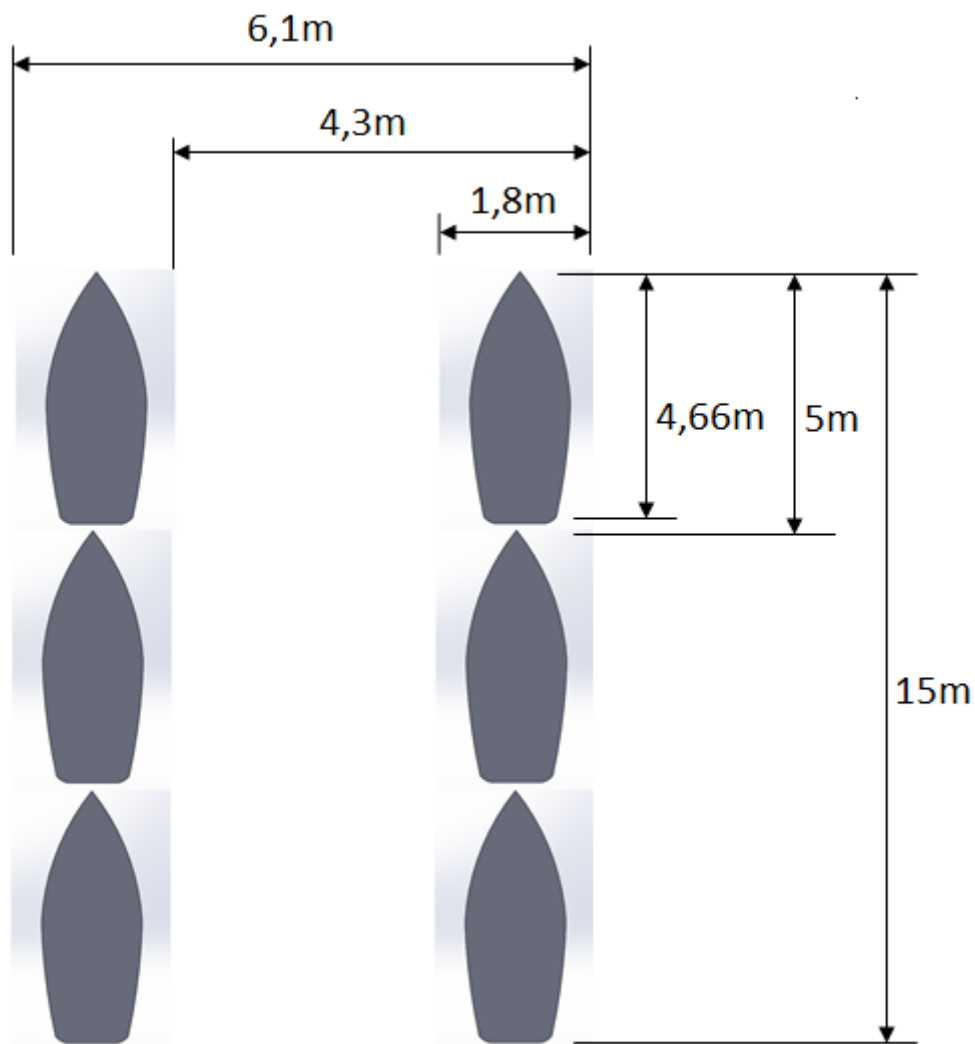


Figure 2-2: Dimensões principais do corredor por onde o equipamento irá passar.

As estantes são feitas de madeira e cada estante costuma acomodar oito barcos. Quatro de cada lado empilhados um em cima do outro. Na figura 2-3 tem-se um modelo em perspectiva cujas medidas são aproximadas.

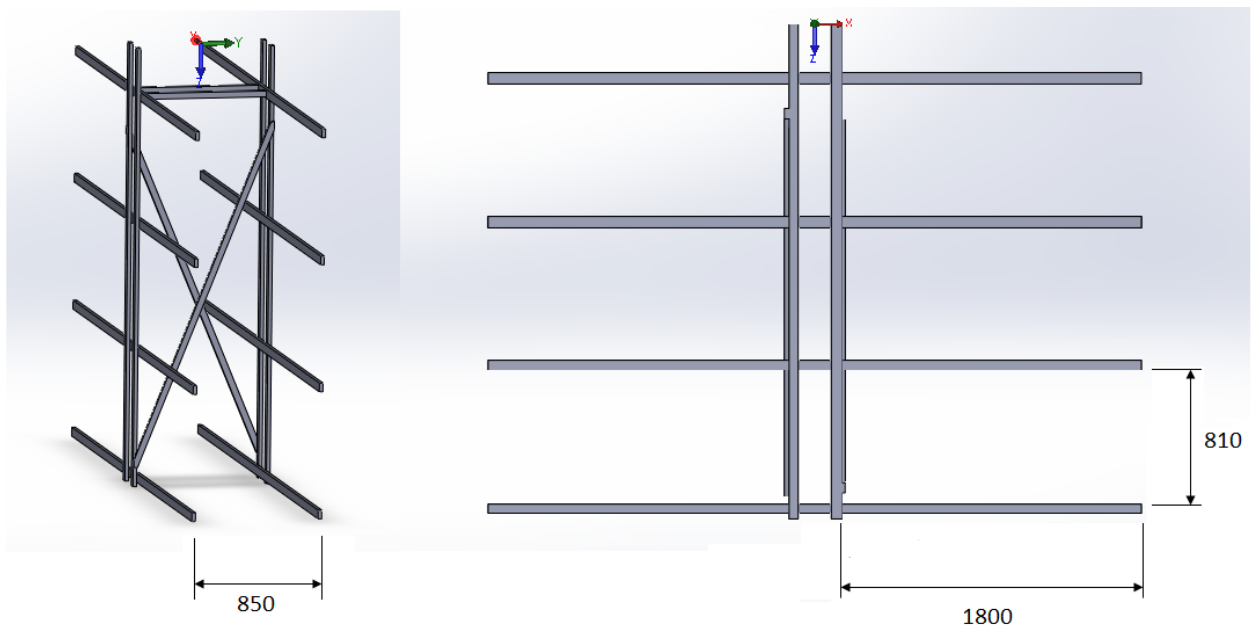


Figure 2-3: Dimensões principais de estantes para barcos Dingue e *Optimist*.

### 3. CONCEPÇÃO DO MODELO

Neste capítulo será discutido o modelo de equipamento proposto para solucionar os problemas apresentados anteriormente, bem como os equipamentos semelhantes, as suas características, modo de funcionamento, vantagens e desvantagens.



**Figura 3.1: Desenho do modelo proposto.**

## **3.1. As Empilhadeiras**

### **3.1.1. Histórico**

Em meados do século 19 até o início do século 20, a evolução industrial e a consequente modernização da produção tornou necessária a organização dos estoques. Neste contexto surgiram as modernas empilhadeiras que conhecemos hoje.

Em 1906 a *Pennsylvania Railroad* introduziu caminhões de plataformas alimentados por baterias, que deslocavam bagagens na estação de trens em Altoona, Pensilvânia. Estas poderiam ser consideradas as primeiras empilhadeiras que se têm relatos. No entanto pode-se notar um grande desenvolvimento de diferentes tipos de equipamentos para movimentação de grandes volumes durante a primeira Guerra Mundial (1914-1918). Esse desenvolvimento de novos equipamentos foi em parte devido à escassez de trabalho provocada pela guerra. Em 1920 surgiu o caminhão trator com capacidades de 4000 a 10000 libras (2000 a 5000 kg). Foi o primeiro caminhão trator industrial a utilizar energia hidráulica como meio de elevação da carga.



Em 1923 a CLARK , empresa americana, produziu o Duat (que literalmente quer dizer, faça isso), o primeiro caminhão trator compacto com três rodas movido à gás, com capacidade de tração de 1.500 libras (750 kg). O Duat foi usado como base para a construção da primeira *Forklift Truck*, ou seja, a primeira empilhadeira a usar o conceito de forquilha para a movimentação de cargas. Esta poderia ser considerada a primeira empilhadeira moderna, bem parecida com as atuais.

A Segunda Guerra Mundial (1939 – 1945) incentivou o uso de empilhadeiras no esforço de guerra. Após a guerra, métodos mais eficientes para o armazenamento de produtos em armazéns estavam para surgir. A necessidade de mobilidade das empilhadeiras levou ao desenvolvimento de empilhadeiras mais ágeis e compactas, com maior capacidade de peso e alcance de alturas maiores. Em 1945 surgiram empilhadeiras com alto poder de elevação com capacidade de 2000 a 8000 libras (1000 a 4000 kg) movidas à gás. Desde então as empilhadeiras veem sendo aprimoradas para cada tipo de necessidade, mas suas características gerais não mudaram muito. [10].

### **3.1.2. Conceitos Básicos**

As empilhadeiras são equipamentos utilizados para levantar e carregar materiais dos mais diferentes tipos, através de garfos que são inseridos embaixo da carga. Estes garfos são chamados de Forquilhas.

Existem diversos tipos de empilhadeiras para as diversas finalidades. Os tipos mais comuns são as empilhadeiras elétricas e as empilhadeiras à combustão. Estas são capazes de transportar cargas pesadas e possuem uma variedade de tamanhos muito grande. Muitas empilhadeiras são do tipo manual, isto é, o operador da empilhadeira através de um dispositivo manual é capaz de elevar e baixar a carga. Cada tipo de

empilhadeira está relacionada às necessidades do projeto e quanto mais eficiente for a empilhadeira, melhor.

Para escolher adequadamente o melhor tipo de empilhadeira para dada situação, é necessário atenção para alguns pontos. É importante levar em consideração qual o tipo de carga a ser transportada, o peso da carga, de que maneira ela será transportada, o ciclo de movimentação do equipamento, levando em consideração as distâncias percorridas, o tipo de terreno a ser percorrido e o tipo de indústria e características ambientais.



**Figura 3.2:**Diferentes tipos de empilhadeiras

## **3.2. Método Hidráulico de transmissão de forças**

### **3.2.1. Histórico**

Existem apenas três métodos de transmissão de potência conhecidos na esfera comercial, a mecânica, a elétrica e que utiliza fluidos, ou fluídica. A milhares de anos o homem aprendeu a usar a força da água a seu favor, com o uso de rodas d'água e portanto esta pode ser considerada como a origem da utilização da força fluida. Naquela época utilizavam a energia potencial da água armazenada a uma certa altura para que esta se transformasse em energia cinética ao movimentar equipamentos como a roda d'água que possui diversas aplicações. Em 1795, Joseph Bramah, um grande inventor inglês que desenvolveu diversos equipamentos como fechaduras de alta segurança, inventou a primeira prensa hidráulica que naquele momento utilizava a água como fluido de trabalho. Desde então diversas máquinas foram desenvolvidas utilizando o fluido sob pressão como forma de transmissão de potência.

Hoje, com o desenvolvimento de novos metais e fluidos, a utilização de mecanismos hidráulicos se tornou aplicável nos mais diversos ramos da engenharia, de forma que hoje somos dependentes desse tipo de tecnologia. Os mecanismos hidráulicos são utilizados desde sistemas de freio de automóveis normais até complexos sistemas de aeronaves. [11].

### **3.2.2. Conceitos Fundamentais**

**Fluido:** Qualquer substância capaz de escoar e assumir a forma de um recipiente que o contém. Como estamos tratando apenas de sistemas hidráulicos, o fluido que nos interessa é o óleo hidráulico. O fluido pode ser líquido ou gasoso.

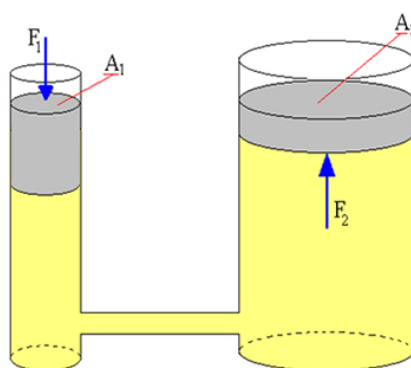
**Hidráulica:** É a ciência que estuda o comportamento e as aplicações dos fluidos em escoamento e sob pressão, para a transformação e condução de energia.

Sistemas óleo-hidráulicos: São sistemas transmissores de potência ou movimento, utilizando como elemento transmissor o óleo que sob pressão, é praticamente incompressível.

Lei de Pascal: Também conhecido como “Princípio Fundamental da Hidráulica, é o princípio físico elaborado pelo físico e matemático francês Blaise Pascal (1623-1662), que estabelece:

“Toda a pressão aplicada sobre um fluido confinado a um recipiente fechado, age igualmente em todas as direções dentro da massa fluida e perpendicularmente às paredes do recipiente.”

Na figura a seguir (FIGURA 3.3) é possível observar que o êmbolo 1 sofrerá uma força que irá deslocá-lo para baixo, ao se mover ele irá pressionar o fluido que irá transferir essa pressão, até o êmbolo 2 que irá sofrer uma força, proporcional a pressão do sistema e da área do êmbolo. A energia portanto foi transformada de mecânica para hidráulica e depois novamente para mecânica. [12].



**Figura 3.3: Princípio de Pascal**

### **3.2.3. Vantagens e Desvantagens**

As vantagens do sistema hidráulico em relação aos outros sistemas são inúmeras. O controle da velocidade e facilidade de inversão do movimento, praticamente instantânea. Além disso, os sistemas são autolubrificadas e compactos se comparados com as demais formas de transmissão de energia. Fácil instalação dos diversos elementos, oferecendo grande flexibilidade, inclusive em espaços reduzidos. Possibilidade de variações micrométricas da velocidade. Têm pequeno peso e tamanho com relação à potência consumida em comparação aos sistemas elétricos e mecânicos. São sistemas de fácil proteção em comparação aos mecânicos e elétricos.

As desvantagens dos sistemas é que se comparados com a eletricidade, por exemplo, os sistemas têm um rendimento baixo, de modo geral em torno de 65%, principalmente devido a perdas de cargas e vazamentos internos nos componentes. A construção dos elementos necessita de tecnologia de precisão encarecendo os custos de produção. [12].

### **3.3. O Macaco hidráulico**

O Macaco é um instrumento mecânico utilizado para a elevação de automóveis de uma forma geral.

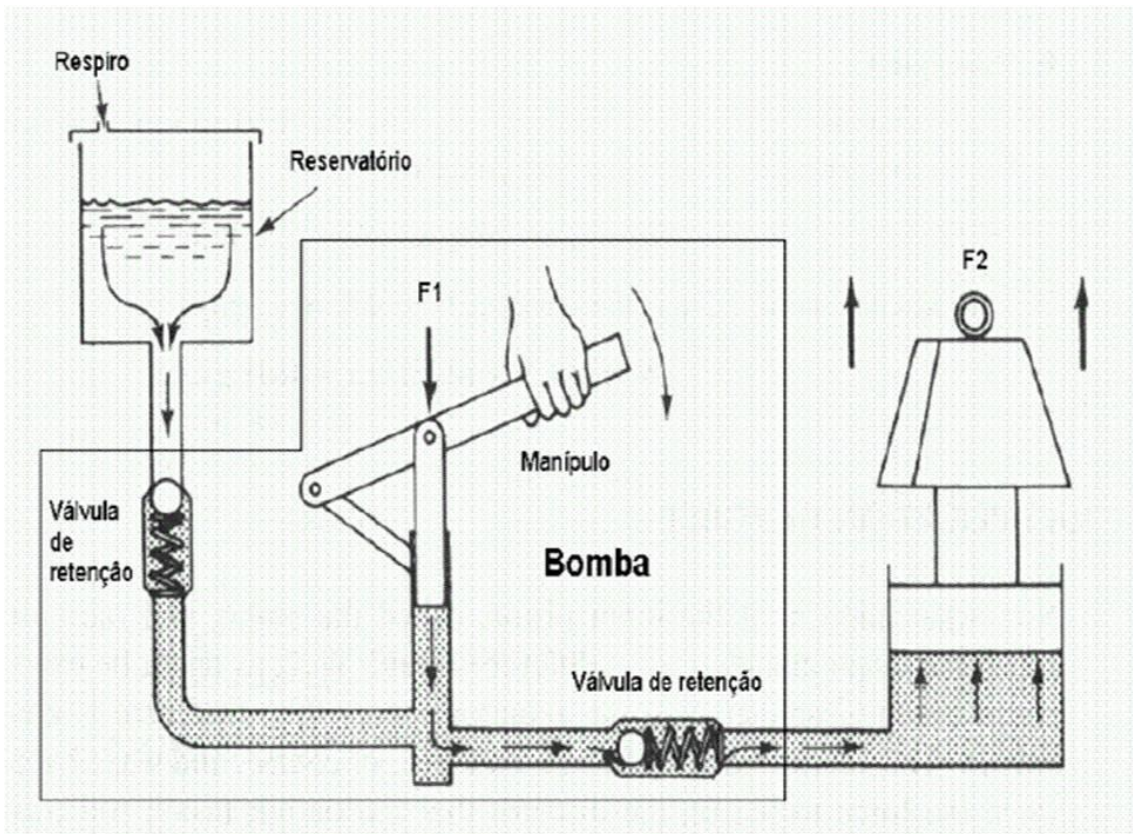
O macaco hidráulico é um equipamento muito compacto, mas que é capaz de elevar cargas muito grandes com pouco esforço físico do operador. Ele utiliza o princípio de Pascal que já foi enunciado para transformar uma pequena força em um pequeno êmbolo em uma força muito grande em um êmbolo maior.

Os tipos mais comuns de macaco hidráulico são o macaco jacaré e o macaco garrafa.



**Figura 3.4: Macaco Jacaré e macaco Garrafa**

Cada tipo de macaco possui a sua particularidade, mas de uma forma geral o princípio de funcionamento é o mesmo. Através de uma alavanca a pessoa bombeia fluido para o êmbolo que irá movimentar o equipamento, fluido este proveniente de um reservatório. Um sistema de válvulas automáticas é necessário para que ao bombear através da haste, o fluido percorra o caminho indo do êmbolo menor para o êmbolo maior, enquanto na hora de retornar a haste para a posição inicial, o fluido venha do reservatório e preencha o cilindro do êmbolo menor novamente. Na hora de baixar a carga, é necessário um tipo de válvula de alívio que deve ser operada manualmente. Ao ser aberta a válvula, a carga deve baixar lentamente. Um bom dimensionamento do sistema deve ser feito para que a carga não baixe de forma muito abrupta.



**Figura 3.5: Sistema de funcionamento de um macaco hidráulico sem representação da válvula de alívio [13].**

Os macacos hidráulicos do tipo jacaré costumam ser feitos para levantar automóveis, o design alongado é feito para entrar de baixo do veículo e a altura máxima de elevação não costuma ser muito alta. Os macacos do tipo garrafa possuem uma aplicação mais ampla, mas de uma forma geral são feitos para elevarem grandes cargas (na ordem de 20 a 30 t), e não costumam possuir um curso muito grande também.

### **3.4. Transmissão por correntes**

A transmissão de potência e movimento por correntes é uma forma de transmissão altamente eficiente, versátil e prática para aplicações industriais. As correntes fazem parte do conjunto de elementos flexíveis de transmissão, juntamente com as correias.

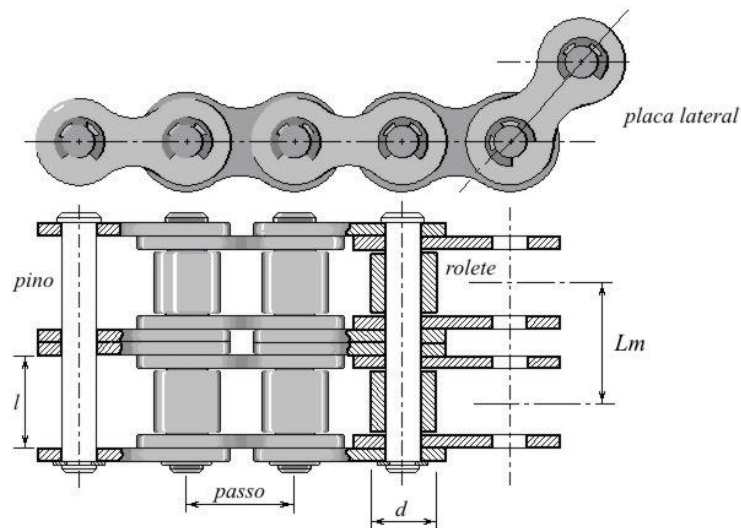
As correntes são ideais para grandes distâncias entre eixos, que torna impraticável a utilização de engrenagens, não há perigo de deslizamento, bons rendimentos e eficiência, vida longa, permite grandes mudanças de transmissão, condições severas de operação que tornam inviáveis o uso de correias, necessitam de lubrificação e operam em velocidades moderadas. Os principais parâmetros a serem observados na hora de selecionar as correntes desejadas no projeto são potência transmitida, relação de transmissão, características da máquina movida e da motora, espaço disponível, vida e confiabilidade requerida, condições de operação e custo. Como neste projeto a corrente irá transmitir potência à baixa velocidade, ela será apenas uma forma de transmissão de movimento, e não estará submetida a uma operação contínua, as principais características levadas em consideração serão somente o espaço disponível, condições de operação, custo e a tração que ela estará submetida.

As correntes mais utilizadas são as correntes de rolo e, portanto esta é o tipo de corrente que será utilizada no projeto. Este tipo de corrente é de fácil compra e manutenção, além de possuírem um baixo custo.

Elas são fabricadas com diversos elos, sendo cada um deles composto por placas, roletes, grampos ou anéis e pinos. Normalmente a corrente se acopla às engrenagens motora(pinhão) e movida(coroa) que transmitem o movimento. Os dentes das engrenagens se acoplam com os roletes rotativos, onde o desgaste é reduzido, pois acontecem contatos do tipo deslizante e rolante. No equipamento apresentado irá existir apenas uma roldana guia para a transmissão do movimento.



A figura abaixo representa a vista lateral e a seção de uma corrente de rolos, sua geometria e a respectiva nomenclatura, bem como algumas definições.



**Figura 3.6: Corrente de rolos [14].**

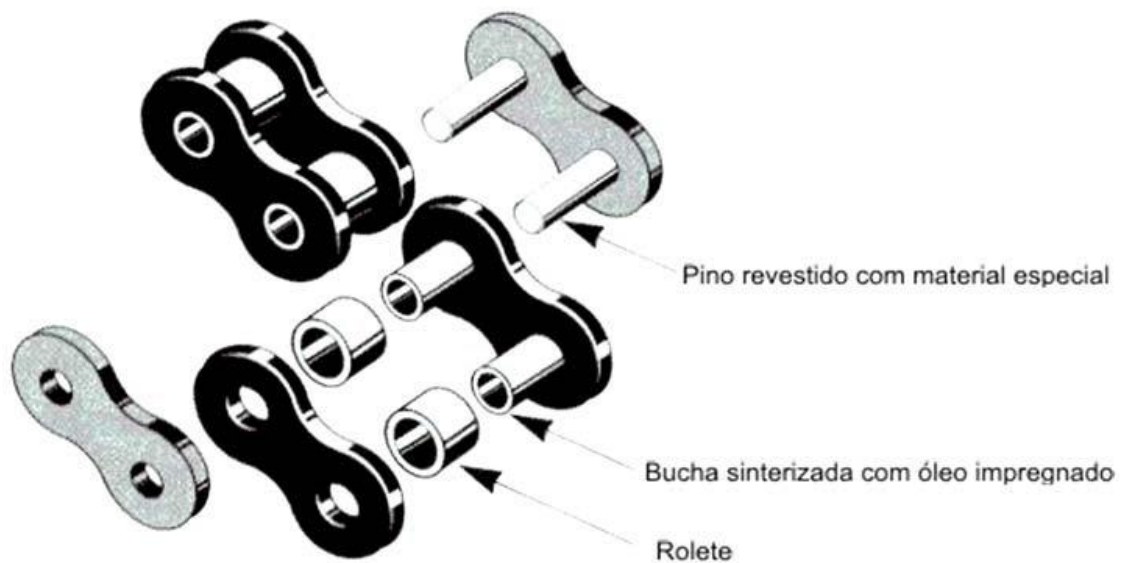
$p \rightarrow$  passo [mm]

$l \rightarrow$  largura [mm]

$d \rightarrow$  diâmetro do rolete [mm]

$Lm \rightarrow$  distância entre as correntes em correntes múltiplas [mm]

A corrente de rolos é composta por partes simétricas com elos internos e externos montados alternadamente. Um elo é composto de quatro partes, duas placas laterais e dois pinos. A corrente portanto é montada no tamanho especificado através do número de elos. Caso seja necessário alterar o seu tamanho é muito fácil acoplar mais elos ou tirar elos indesejáveis. Da mesma forma a manutenção e troca de rolos defeituosos se dá de forma prática, rápida e de baixo custo.



**Figura 3.7: Vista de um rolo desmontado**

O apoio da corrente sobre o pinhão e a coroa é de sob forma poligonal. Devido a este efeito aparecem oscilações na velocidade e força da corrente, provocando atrito e choque e, conseqüentemente, menor eficiência. Como as velocidades utilizadas no problema em questão serão muito baixas, a variação de velocidade não se torna relevante. Portanto iremos desconsiderar essa importante questão devido às características do sistema que está sendo projetado.



**Figura 3.8: Corrente de rolos com coroa**

### 3.5. Equipamentos semelhantes já produzidos no mercado

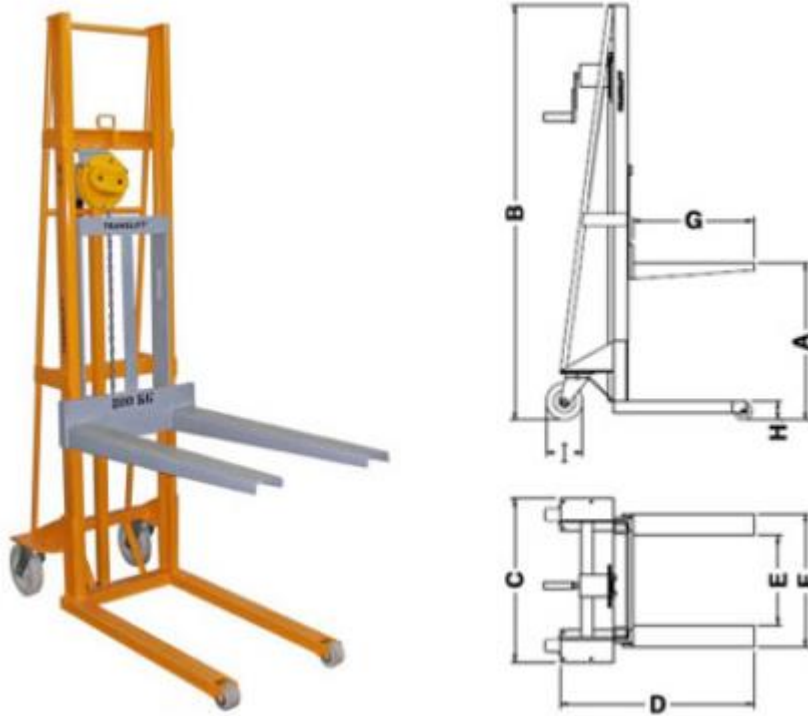


Figura 3.9: Empilhadeira manual Translift [15].

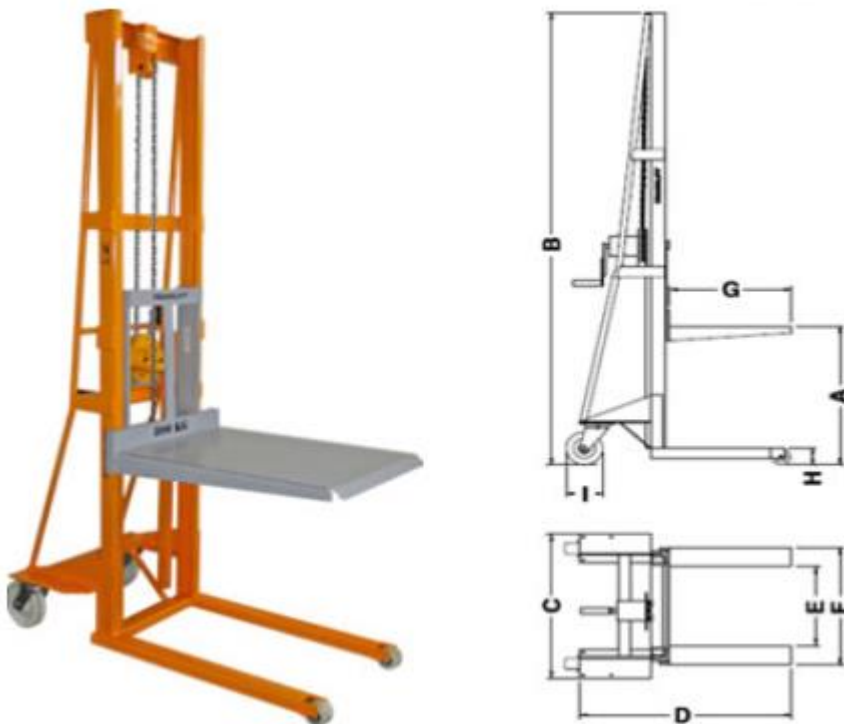


Figura 3.10: Outro modelo de empilhadeira manual Translift [15].



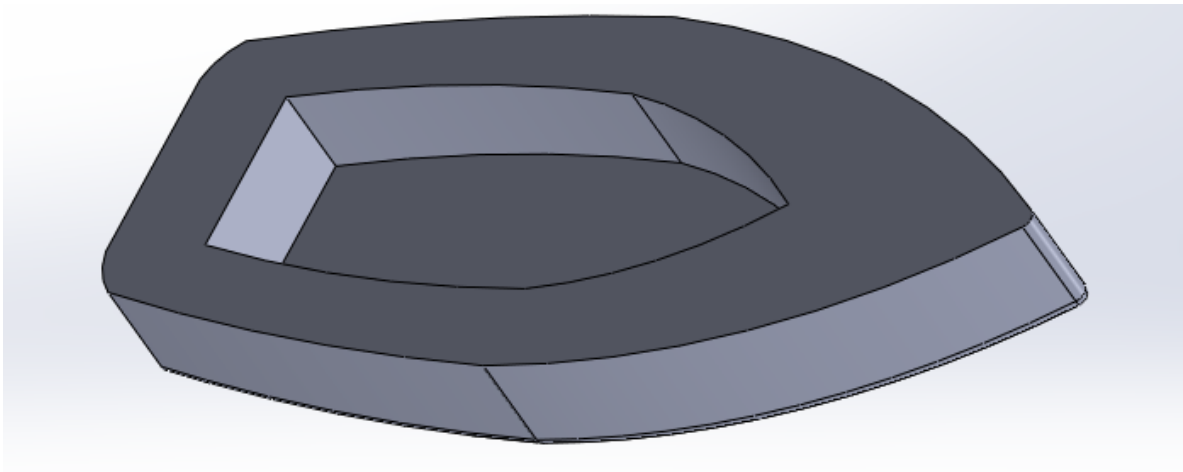
**Figura 3.11: Hand Manual Stacker da Sunn Forest Enterprises [16].**



**Figura 3.12: Jungheinrich AMC10 da Liftruck [17].**

## 4. O EQUIPAMENTO

O Sistema de elevação de barcos se caracteriza por ser basicamente um tipo de empilhadeira que atenda às medidas, dimensões e cargas do problema proposto. Tendo em vista que a maioria das empilhadeiras do mercado estão preparadas para elevar no mínimo cerca de 2 toneladas, o equipamento proposto neste trabalho, denominado HAROSI-200 será muito mais leve e prático. Algumas características de projeto serão retiradas de projetos que já existem, tanto de empilhadeiras já produzidas no mercado como de mecanismos de elevação semelhantes, como os macacos de automóveis.



**Figura 4.1: Dingue modelado para ser usado como carga**

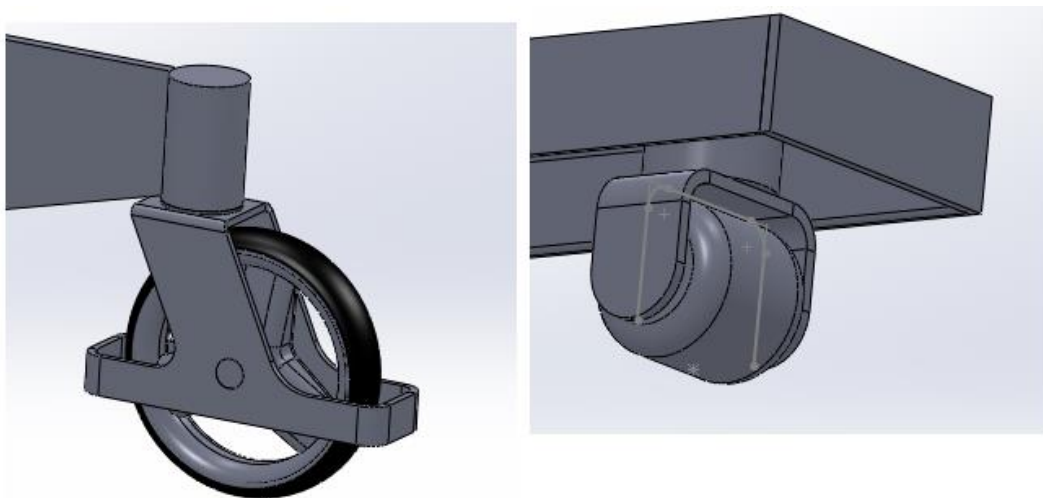
Um sistema de motorização se faz desnecessário vide as pequenas cargas que serão utilizadas, portanto o mecanismo de elevação será manual, com um sistema hidráulico para transmissão do movimento. A Movimentação do equipamento como um todo também se faz de forma manual, muito prático para a utilização do equipamento em clubes náuticos com diversas condições. De uma forma geral, os sistemas de elevação de outros equipamentos são feitos utilizando de motores elétricos ou hidráulicos, pois objetivam levantar grandes cargas. Como no sistema proposto as cargas serão muito menores, não há necessidade de utilização de um sistema motorizado que requer uma

manutenção maior e mais complexa. Levando em consideração que estes equipamentos irão sofrer gravemente com a ação de maresia, quanto mais simples for, melhor. A questão central do projeto é desenvolver um sistema de elevação prático de fácil utilização, que minimize o peso, complexidade e manutenção. O material do equipamento deverá ser resistente à oxidação, pois como já foi explicitado, o equipamento estará exposto à maresia. O equipamento será feito de um material metálico e, portanto as vigas serão soldadas para formar as estruturas principais. Estas vigas serão soldadas pelo processo de eletrodo revestido. Este é um processo simples, de baixo custo, que requer uma mão de obra menos qualificada e que satisfaz totalmente as necessidades de projeto, isto é, tolerâncias e resistência. A parte do equipamento que estiver em contato com os barcos deverá ser revestida por uma borracha, para proteger os barcos, evitando o contato entre o metal e a fibra de vidro que é o material em que os barcos são confeccionados. A borracha não terá nenhuma outra função a não ser a esta.

A Empilhadeira é um equipamento composto por duas partes, dianteira e posterior. Na parte dianteira se encontram o mastro com as forquilhas (que costumam ser planas paralelas e de comprimento fixo) e na parte posterior se encontra o cilindro hidráulico que irá movimentar o equipamento junto com o braço para acionamento do cilindro e o contrapeso. Os mastros são duas vigas paralelas que ficam de forma vertical no equipamento. Entre as vigas desliza-se o tabuleiro porta-forquilhas através de rolamentos que irão deslizar no mastro como se este fosse um trilho. Para que os rolamentos deslizem de forma mais suave será introduzida uma peça de polietileno dentro do mastro, afim de diminuir o espaço permitindo um movimento mais restrito. A peça é de fácil confecção e é leve não acarretando em um acréscimo de peso significativo. Os mastros podem ser simples ou telescópicos, no nosso caso serão simples. As forquilhas são elementos resistentes que se introduzem debaixo da carga

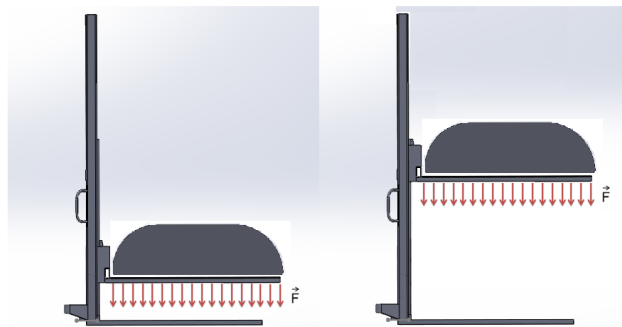
para poder movê-la. Podem ser fixas ou móveis, manipuladas a partir do posto do condutor. No nosso caso serão fixas. Chama-se talão a parte das forquilha que se une ao tabuleiro porta forquilha. Os talões suportam a carga funcionando como se fossem engastes e as forquilha como se fossem vigas em balanço. O contrapeso é uma chapa de aço que se encontra na parte detrás da empilhadeira, que serve para deslocar o centro de massa do conjunto mais para trás, transferindo assim a maior parte do peso para as rodas traseiras do equipamento. Assim é mais difícil que a empilhadeira se vire. O projeto será calculado de forma a ser estável mesmo em situações não típicas. O contrapeso permite também que o centro de massa da empilhadeira se encontre mais baixo tornando o equipamento mais estável.

Todas as rodas do equipamento possuem mobilidade total, isto é, podem girar 360° em torno do seu eixo vertical, para que a empilhadeira possa se deslocar em qualquer direção. Isto é necessário, pois o equipamento irá se locomover lateralmente nos corredores de barcos dos clubes náuticos, onde irão carregar os barcos. Como o espaço é muito limitado, e a intenção é realmente economizar espaço, essa movimentação lateral se torna imprescindível para o equipamento.

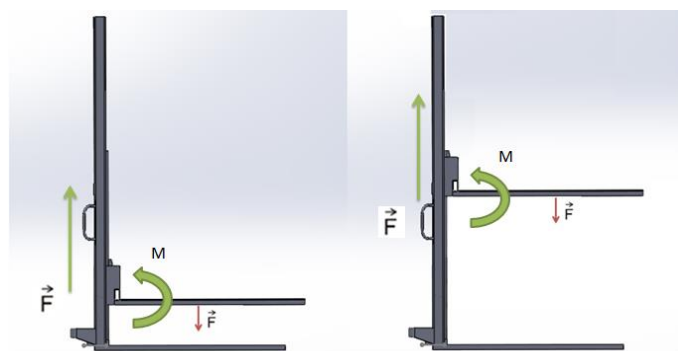


**Figura 4.2:** No detalhe a rodinha traseira e a dianteira

O mecanismo de elevação será muito parecido com o de uma empilhadeira normal, onde forquilhas(braços) fixas, se elevam através de um mecanismo de pistão hidráulico. O sistema hidráulico será muito semelhante ao de um macaco hidráulico. O operador terá que bombear manualmente o fluido, fazendo com que a haste do pistão percorra todo o seu curso elevando um sistema que interliga uma corrente aos braços mecânicos. Para a descida dos braços será feito um sistema de alívio de pressão. Ao aliviar a pressão através de uma válvula que será aberta manualmente, o sistema irá baixar a carga lentamente. O movimento poderia ser rapidamente interrompido ao fechar novamente a válvula. Será necessário também que o operador não precise usar muita força, assim, qualquer adulto saudável seria capaz de utilizar a empilhadeira. O equipamento possuirá também vigas com rodas nas pontas que funcionarão como grandes pés, para tornar o equipamento mais estável e evitar que este vire.



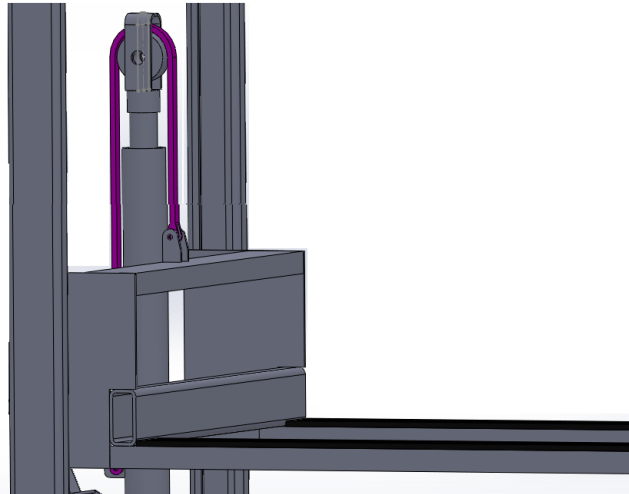
**Figura 4.3: Esquema da empilhadeira vista de lado**



**Figura 4.4: Esforços na forquilha**



Este sistema de elevação através de uma corrente fará com que o movimento dos braços seja sempre o dobro do curso do pistão. Ao movimentarmos o pistão em  $X$  mm os braços subiriam  $2X$  devido à forma com que o sistema foi projetado. Portanto será selecionado um pistão hidráulico que possua o curso igual à metade do curso total que se objetiva para os braços mecânicos.



**Figura 4.5:** No detalhe, encaixe entre o cilindro, a corrente e o tabuleiro

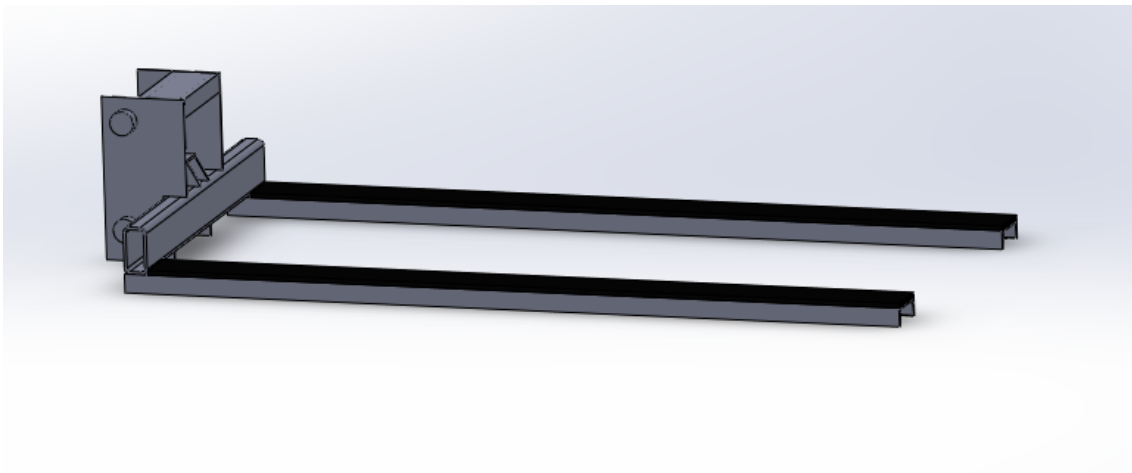


**Figura 4.6:** Modelagem do projeto com mastro, tabuleiro e cilindro.

## 5. ANÁLISE DO PROBLEMA E MEMÓRIAS DE CÁLCULO

### 5.1. Análise das Forquilhas

As forquilhas constituem a parte móvel do equipamento que irá levantar e baixar a carga, que no caso serão os barcos. É importante que elas possuam as dimensões adequadas para equilibrar os barcos e a resistência necessária para não defletir ou empenar.



**Figura 5.1: Conjunto tabuleiro com forquilhas e talão, visto de lado.**

#### 5.1.1. Escolha do Material

A escolha do material que será utilizado na fabricação do equipamento é de extrema importância para que o projeto seja bem feito. A partir das características do material, serão calculadas as deflexões máximas das forquilhas e irão definir se o equipamento irá resistir aos esforços.

As principais características que são procuradas no material que será utilizado para fabricar o equipamento é resistência à corrosão e resistência mecânica. A resistência à corrosão está ligada ao ambiente em que o equipamento será utilizado. Como ele está sendo projetado para ser utilizado nos clubes náuticos situados normalmente perto do mar, o equipamento irá sofrer intensamente com a oxidação decorrente da maresia. A

resistência mecânica está diretamente ligada à aplicação do equipamento e aos cuidados que ele estará submetido. Como estes serão manuseados de forma constante em ambientes não muito espaçosos, há grandes chances do equipamento sofrer pancadas que podem danificá-lo. Portanto a dureza iria ajudar o equipamento a resistir mais tempo sem empenar ou se danificar comprometendo o funcionamento do mesmo.

As três opções de ligas a serem utilizados são portanto as ligas de alumínio, de aço e de aço inoxidável.

O alumínio e suas ligas são caracterizados por uma massa específica relativamente baixa ( $2,7\text{g/cm}^3$ , em comparação com  $7,9\text{g/cm}^3$  para o aço), condutividades elétrica e térmica elevadas, e uma resistência à corrosão em alguns ambientes comuns, incluindo a atmosfera ambiente. Essas ligas são conformadas com facilidade em virtude de suas ductilidades elevadas. A resistência do alumínio que é baixa, pode ser aumentada por trabalho a frio e pela formação de ligas, entretanto, ambos os processos tendem a diminuir a resistência à corrosão.

Os aços inoxidáveis são altamente resistentes à corrosão em diversos ambientes, especialmente na atmosfera ambiente. Seu elemento de liga predominante é o cromo. Uma concentração de Cromo de pelo menos 11% é necessária. A resistência à corrosão também pode ser melhorada através de adições de níquel e molibdênio. Os aços inoxidáveis são divididos em três classes, com base na fase constituinte predominante na sua microestrutura que podem ser martensíticos, ferríticos ou austeníticos. Uma ampla faixa de propriedades mecânicas, combinadas com uma excelente resistência à corrosão, torna os aços inoxidáveis muito versáteis nas suas possibilidades de aplicações.

As tabelas a seguir mostram alguns tipos de ligas de alumínio e ligas de aço inoxidável. [18].

<b>Ligas de Alumínio DIN</b>																																	
<b>Tipos de ligas</b>		DIN 3.0205 (EM-AW1200)		DIN 3.0255 (EM-AW1350A)		DIN 3.0505 (EM-AW3105)		DIN 3.0515 (EM-AW3103)		DIN 3.0517 (EM-AW3003)		DIN 3.0526 (EM-AW3004)		DIN 3.1305 (EM-AW2117)		DIN 3.1355 (EM-AW2024)		DIN 3.1645 (EM-AW2030)		DIN 3.3315 (EM-AW5005)		DIN 3.3320 (EM-AW5019)		DIN 3.3523 (EM-AW5052)		DIN 3.3535 (EM-AW5154A)		DIN 3.3537 (EM-AW3535)		DIN 3.3549 (EM-AW5182)		Unidades	
Módulo elástico	7.00E+10	7.00E+10	7.00E+10	7.00E+10	7.00E+10	7.00E+10	7.00E+10	7.00E+10	7.00E+10	7.00E+10	7.00E+10	7.00E+10	7.00E+10	7.00E+10	7.00E+10	7.00E+10	7.00E+10	7.00E+10	7.00E+10	7.00E+10	7.00E+10	7.00E+10	7.00E+10	7.00E+10	7.00E+10	7.00E+10	7.00E+10	7.00E+10	7.00E+10	7.00E+10	7.00E+10	7.00E+10	N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson	0.3897	0.3897	0.3897	0.3897	0.3897	0.3897	0.3897	0.3897	0.3897	0.3897	0.3897	0.3897	0.3897	0.3897	0.3897	0.3897	0.3897	0.3897	0.3897	0.3897	0.3897	0.3897	0.3897	0.3897	0.3897	0.3897	0.3897	0.3897	0.3897	0.3897	0.3897	N/A	
Módulo de cisalhamento	2.7e+010	2.7e+010	2.7e+010	2.7e+010	2.7e+010	2.7e+010	2.7e+010	2.7e+010	2.7e+010	2.7e+010	2.7e+010	2.7e+010	2.7e+010	2.7e+010	2.7e+010	2.7e+010	2.7e+010	2.7e+010	2.7e+010	2.7e+010	2.7e+010	2.7e+010	2.7e+010	2.7e+010	2.7e+010	2.7e+010	2.7e+010	2.7e+010	2.7e+010	2.7e+010	2.66e+010	N/m <sup>2</sup>	
Massa específica	2700	2700	2710	2730	2730	2730	2720	2800	2780	2850	2700	2700	2860	2700	2680	2680	2650	2680	2650	2680	2650	2680	2650	2680	2650	2680	2650	2680	2650	2680	2650	kg/m <sup>3</sup>	
Resistência à tração	75000000	180000000	240000000	900000000	210000000	115000000	296000000	440000000	370000000	220000000	250000000	320000000	330000000	330000000	270000000	380000000	270000000	380000000	270000000	380000000	270000000	380000000	270000000	380000000	270000000	380000000	270000000	380000000	270000000	380000000	380000000	N/m <sup>2</sup>	
Limite de escoamento	25000000	160000000	220000000	350000000	180000000	450000000	165000000	290000000	250000000	200000000	110000000	280000000	285000000	285000000	200000000	285000000	285000000	200000000	285000000	285000000	200000000	285000000	285000000	200000000	285000000	285000000	200000000	285000000	285000000	285000000	285000000	N/m <sup>2</sup>	
Coefficiente de expansão térmica	2.4e-005	2.4e-005	2.4e-005	2.4e-005	2.4e-005	2.4e-005	2.4e-005	2.4e-005	2.4e-005	2.4e-005	2.4e-005	2.4e-005	2.4e-005	2.4e-005	2.4e-005	2.4e-005	2.4e-005	2.4e-005	2.4e-005	2.4e-005	2.4e-005	2.4e-005	2.4e-005	2.4e-005	2.4e-005	2.4e-005	2.4e-005	2.4e-005	2.4e-005	2.4e-005	2.4e-005	/K	
Conductividade térmica	204	204	204	204	204	204	204	204	204	204	204	204	204	204	204	204	204	204	204	204	204	204	204	204	204	204	204	204	204	204	204	W/(m.K)	
Calor específico	940	940	940	940	940	940	940	940	940	940	940	940	940	940	940	940	940	940	940	940	940	940	940	940	940	940	940	940	940	940	940	J/(kg.K)	

Figura 5.2: Tabela de ligas de alumínio.

DIN Aço (inoxidável)																	
Tipos de ligas		DIN 1.4000 (X6Cr13)	DIN 1.4003 (X2CrNi12)	DIN 1.4006 (X10Cr13)	DIN 1.4016 (X6Cr17)	DIN 1.4021 (X20Cr13)	DIN 1.4031 (X39Cr13)	DIN 1.4105 (X6CrMoS17)	DIN 1.4116 (X50CrMoV15)	DIN 1.4301 (X5CrNi18-10)	DIN 1.4306 (X2CrNi19-11)	DIN 1.4310 (X10CrNi18-8)	DIN 1.4401 (X5CrNiMo17-12-2)	DIN 1.4462 (X2CrNiMoN22-5-3)	DIN 1.4541 (X6CrNiTi18-10)	DIN 1.4571 (X6CrNiMoTi17-12-2)	Unidades
Módulo elástico		2.2e+011	2.2e+011	2.15e+011	2.2e+011	2.15e+011	2.15e+011	2.2e+011	2.15e+011	2.00E+11	2.00E+11	2.00E+11	2.00E+11	2.00E+11	2.00E+11	2.00E+11	N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson		0,28	0,28	0,28	0,28	0,28	0,28	0,28	0,28	0,28	0,28	0,28	0,28	0,28	0,28	0,28	N/A
Módulo de cisalhamento	7.9e+010	7.9e+010	7.9e+010	7.9e+010	7.9e+010	7.9e+010	7.9e+010	7.9e+010	7.9e+010	7.9e+010	7.9e+010	7.9e+010	7.9e+010	7.9e+010	7.9e+010	7.9e+010	N/m <sup>2</sup>
Massa específica	7700	7700	7700	7700	7700	7700	7700	7700	7700	7900	7900	7900	8000	7800	7900	8000	kg/m <sup>3</sup>
Resistência à tração	4000000000	5000000000	7000000000	5000000000	7500000000	8500000000	5300000000	8500000000	6000000000	6000000000	6000000000	5000000000	6000000000	8500000000	6000000000	6000000000	N/m <sup>2</sup>
Limite de escoamento	2300000000	2600000000	5500000000	3200000000	6000000000	7000000000	3300000000	7850000000	4000000000	4000000000	4000000000	1950000000	4000000000	6500000000	4000000000	4000000000	N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de expansão térmica	1.1e-005	1.1e-005	1.1e-005	1.1e-005	1.1e-005	1.1e-005	1.1e-005	1.1e-005	1.1e-005	1.1e-005	1.1e-005	1.1e-005	1.1e-005	1.1e-005	1.1e-005	1.1e-005	/K
Condutividade térmica	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	W/(m·K)
Calor específico	440	440	440	440	440	440	440	440	440	440	440	440	440	440	440	440	J/(kg·K)

Figura 5.3: Tabela de ligas de aço inoxidável.

O material escolhido para ser usado foi o Aço inoxidável do tipo DIN 1.4000 (X6Cr13). Este é um aço inoxidável simples que possui ótima resistência à corrosão, boas propriedades mecânicas e não é tão caro. O alumínio apesar de também ser resistente à corrosão (não tão resistente quanto o aço), não possui propriedades mecânicas tão boas. Apesar do alumínio ser consideravelmente mais leve, como o equipamento não irá empregar muito material, este não ficará tão pesado. A outra opção que seria utilizar uma liga de aço comum e pintar com uma tinta especial para proteção marítima foi descartada devido ao alto custo das tintas marítimas. Como o equipamento é leve, irá utilizar pouco material, o que torna viável utilizar a liga de aço inoxidável para confecção.

<b>LIGA</b>	<b>DIN 1.4000 (X6Cr13)</b>	<b>Unidades</b>
<b>Módulo elástico</b>	2.2e+011	<b>N/m<sup>2</sup></b>
<b>Coefficiente de Poisson</b>	0.28	<b>N/A</b>
<b>Módulo de cisalhamento</b>	7.9e+010	<b>N/m<sup>2</sup></b>
<b>Massa específica</b>	7700	<b>kg/m<sup>3</sup></b>
<b>Resistência à tração</b>	400000000	<b>N/m<sup>2</sup></b>
<b>Limite de escoamento</b>	230000000	<b>N/m<sup>2</sup></b>
<b>Coefficiente de expansão térmica</b>	1.1e-005	<b>/K</b>
<b>Condutividade térmica</b>	14	<b>W/(m·K)</b>
<b>Calor específico</b>	440	<b>J/(kg·K)</b>

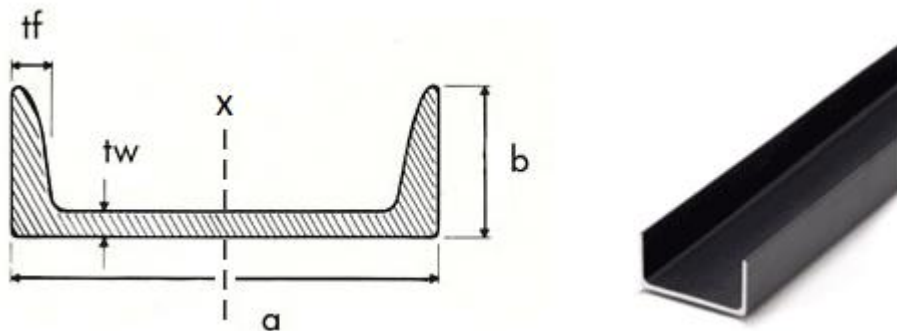
Figura 5.4: Material escolhido: Liga de aço DIN 1.4000

### 5.1.2. Escolha da Viga

Vigas são estruturas amplamente utilizadas na engenharia. Elementos obrigatórios no dimensionamento de estruturas simples ou complexas, as vigas possuem diferentes formas de seção, denominadas perfis. Os perfis mais utilizados são o perfil em "I" e o

perfil em "T", existindo ainda o perfil em "U" e em "L". Para sabermos o peso que pode ser aplicado em uma determinada viga, devemos fazer o cálculo das Tensões de Cisalhamento (Esforços cortantes). Para sabermos o momento que pode ser aplicado na viga, deveremos calcular o Momento Fletor. No perfil, o elemento vertical chama-se *alma* e o elemento horizontal (um no perfil em "T", dois no perfil em "I") denomina-se *banzo*.

As vigas possuem os tamanhos mais variados para atender às necessidades de projeto mais variadas. Elas são amplamente utilizadas desde a construção civil até a produção de equipamentos mecânicos de pequeno porte, como é o nosso caso. A viga ideal portanto deve ser resistente o suficiente para aguentar o peso dos barcos mas ao mesmo tempo leve para não deixar o equipamento robusto demais. Como as forquilhas serão modeladas como vigas em balanço, é interessante que as vigas possuam uma boa resistência à flexão, isto é, que o seu momento de inércia seja elevado.



**Figura 5.5: Viga "U" e principais medidas**

O momento de inércia de área, também chamado de segundo momento de área ou segundo momento de inércia, é uma propriedade geométrica da seção transversal de elementos estruturais. Fisicamente ele está relacionado com as tensões e deformações que aparecem por flexão em um elemento estrutural e, portanto, junto com as propriedades do material determina a resistência de um elemento estrutural sob flexão.

O momento de inércia de área da seção transversal de uma viga, em relação a um eixo que passe pelo seu centro de gravidade, mede a sua rigidez, ou seja a sua resistência à flexão em relação a esse eixo.

Por todos estes motivos a viga escolhida foi a viga em “U”. Ela possui um momento de inércia alto ao mesmo tempo em que não é tão pesada e não ocupa tanto espaço.

Para a utilização destas vigas como forquilhas, será necessário utilizar um dispositivo que funcionaria como uma “tampa” para ser acoplado na ponta da viga. Este dispositivo tem por objetivo a proteção das pessoas que estarão utilizando o equipamento! Seria feita do mesmo material EPDM que irá revestir os braços, assim a segurança dos operadores será garantida.



American Standard Steel Channels									
VIGA	Dimensões					Parâmetros Estáticos			
						Momento de Inércia		Módulo da Seção	
Imperial (in x lb/ft)	a (in)	b (in)	tw (in)	Área da seção (in <sup>2</sup> )	Peso (lb/ft)	I <sub>x</sub> (in <sup>4</sup> )	I <sub>y</sub> (in <sup>4</sup> )	W <sub>x</sub> (in <sup>3</sup> )	W <sub>y</sub> (in <sup>3</sup> )
C 15x50	15	3.716	0.716	14.7	50	404	11.0	53.8	3.78
C 15x40	15	3.520	0.520	11.8	40	349	9.23	46.5	3.37
C 15x33.9	15	3.400	0.400	9.96	33.9	315	8.13	42.0	3.11
C 12x30	12	3.170	0.510	8.82	30	162	5.14	27.0	2.06
C 12x25	12	3.047	0.387	7.35	25	144	4.47	24.1	1.88
C 12x20.7	12	2.942	0.282	6.09	20.7	129	3.88	21.5	1.73
C 10x30	10	3.033	0.673	8.82	30	103	3.94	20.7	1.65
C 10x25	10	2.886	0.526	7.35	25	91.2	3.36	18.2	1.48
C 10x20	10	2.739	0.379	5.88	20	78.9	2.81	15.8	1.32
C 10x15.3	10	2.600	0.240	4.49	15.3	67.4	2.28	13.5	1.16
C 9x20	9	2.648	0.448	5.88	20	60.9	2.42	13.5	1.17
C 9x15	9	2.485	0.285	4.41	15	51.0	1.93	11.3	1.01
C 9x13.4	9	2.433	0.233	3.94	13.4	47.9	1.76	10.6	0.96
C 8x18.75	8	2.527	0.487	5.51	18.75	44.0	1.98	11.0	1.01
C 8x13.75	8	2.343	0.303	4.04	13.75	36.1	1.53	9.03	0.85
C 8x11.5	8	2.260	0.220	3.38	11.5	32.6	1.32	8.14	0.78
C 7x14.75	7	2.299	0.419	4.33	14.75	27.2	1.38	7.78	0.78
C 7x12.25	7	2.194	0.314	3.60	12.25	24.2	1.17	6.93	0.70
C 7x9.8	7	2.090	0.210	2.87	9.8	21.3	0.97	6.08	0.63
C 6x13	6	2.157	0.437	3.83	13	17.4	1.05	5.80	0.64
C 6x10.5	6	2.034	0.314	3.09	10.5	15.2	0.87	5.06	0.56
C 6x8.2	6	1.920	0.200	2.40	8.2	13.1	0.69	4.38	0.49
C 5x9	5	1.885	0.325	2.64	9	8.90	0.63	3.56	0.45
C 5x6.7	5	1.885	0.325	2.64	9	8.90	0.63	3.56	0.45
C 4x7.25	4	1.721	0.321	2.13	7.25	4.59	0.43	2.29	0.34
C 4x5.4	4	1.584	0.184	1.59	5.4	3.85	0.32	1.93	0.28
C 3x6	3	1.596	0.356	1.76	6	2.07	0.31	1.38	0.27
C 3x5	3	1.498	0.258	1.47	5	1.85	0.25	1.24	0.23
C 3x4.1	3	1.410	0.170	1.21	4.1	1.66	0.20	1.10	0.20

Figura 5.6: Tabela de vigas “U” [19].

Após analisar a tabela de perfis, foi escolhido o perfil C 5x6.7. Este perfil parece preencher todas as necessidades do projeto. É uma viga de tamanho pequeno, mas deve ser o suficiente para aguentar as cargas impostas.

American Standard Steel Channels									
VIGA	Dimensões					Parâmetros Estáticos			
						Momento de Inércia		Módulo da Seção	
Imperial (in x lb/ft)	a (in)	b (in)	tw (in)	Área da seção (in <sup>2</sup> )	Peso (lb/ft)	Ix (in <sup>4</sup> )	Iy (in <sup>4</sup> )	Wx (in <sup>3</sup> )	Wy (in <sup>3</sup> )
C 5x6.7	5	1.750	0.190	1.97	6.7	7.49	0.48	3.00	0.38

Figura 5.7: Viga “U” escolhida

### 5.1.3. Cálculo de Esforços e Deflexão

Aceleração da gravidade

$$g = 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Comprimento do braço da empilhadeira

$$l_{\text{braço}} := 1.7$$

Módulo de elasticidade

$$E := 220\text{GPa}$$

Massa específica do material escolhido

$$\rho := 7700 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Massa por unidade de comprimento

$$ppc := 6.7 \frac{\text{lb}}{\text{ft}}$$

$$ppc = 10 \frac{\text{kgf}}{\text{m}}$$

Massa do braço

$$P_{\text{braço}} := ppc \cdot l_{\text{braço}} \cdot m$$

$$P_{\text{braço}} = 166.2\text{N}$$

$$P_{\text{braço}} = 17\text{kgf}$$

Momento de Inércia da viga U

$$I_y := 7.49\text{in}^4$$

$$I_y = 311.8 \cdot \text{cm}^4$$

Módulo da seção da viga U

$$W_y := 0.38\text{in}^3$$

Espessura da seção da viga U

$$t_w := 0.190\text{in}$$

Limite de escoamento do material

$$\sigma_{\text{lesc}} := 2.3 \cdot 10^9 \text{Pa}$$

Peso do conjunto dos braços

$$P_{\text{conjunto}} = 479.5\text{N}$$

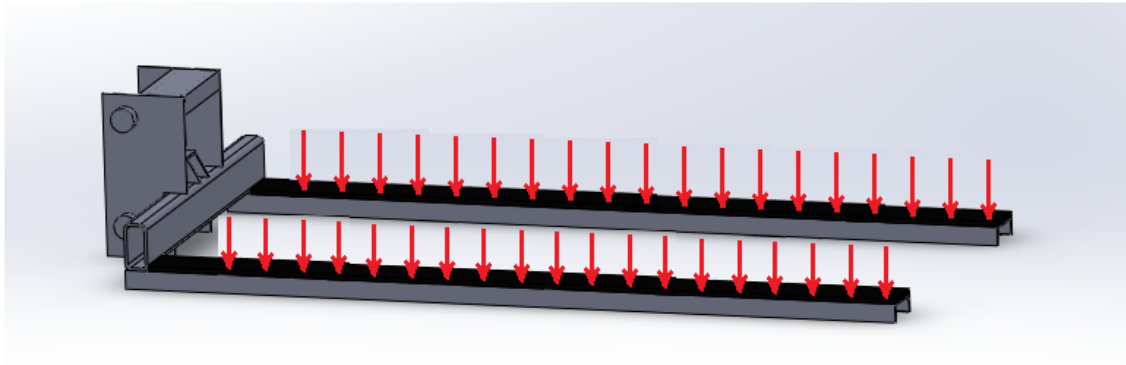


Figura 5.8: Conjunto do tabuleiro, talão e forquilha com forças atuando

Uma camada de borracha de baixo custo, Etileno-Propileno-Dieno (EPDM) será adicionada à parte superior dos braços. O intuito é servir de proteção para os barcos, para que o metal não entre em contato diretamente com a fibra de vidro. A borracha será colada no metal através de cola especial para borrachas.

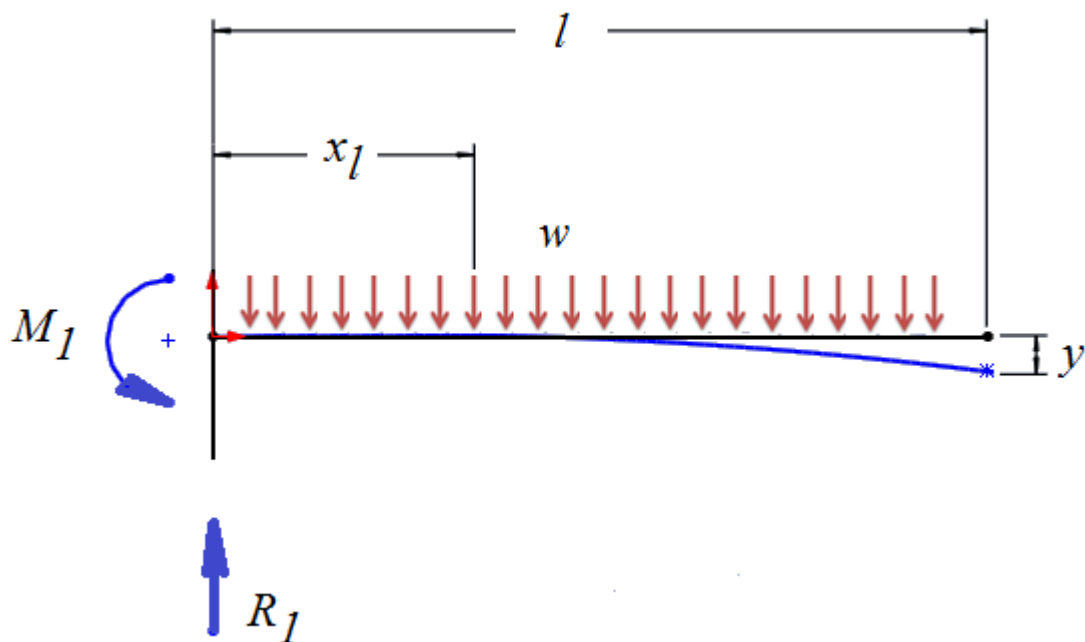


Figura 5.9: Diagrama de corpo livre das forquilha

Vamos considerar cada um dos braços da empilhadeira funcionando como uma viga em balanço, com uma carga distribuída de forma linear.

### 5.1.3.1. Análise com o Barco Dingue modelo antigo

Peso do Barco Dingue modelo antigo

$$W_{\text{barco}} := 980.7\text{N}$$

Fator de correção de unidade

$$f_{\text{co}} := 1\text{m}$$

Densidade de carga distribuída

$$w := \left( \frac{W_{\text{barco}}}{2 \cdot l_{\text{braço}} \cdot f_{\text{co}}} \right) + \frac{P_{\text{braço}}}{l_{\text{braço}} \cdot f_{\text{co}}} \quad 5.1$$

$$w = 39.4 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{m}}$$

Correção de unidade

$$Nm := 1J$$

Reação feita pelos braços no equipamento

$$R_1 := w \cdot l_{\text{braço}} \cdot f_{\text{co}}$$

$$R_1 = 656.6\text{N}$$

Momento fletor gerado pela carga

$$M_1 := \frac{w \cdot (f_{\text{co}} \cdot l_{\text{braço}})^2}{2} \quad 5.2$$

$$M_1 = 558.1 \cdot \text{Nm}$$

Variável no eixo x

$$x_1 := 0, 0.1 \dots l_{\text{braço}}$$

Esforço cortante

$$V_{\text{braço}}(x_1) := w \cdot (l_{\text{braço}} - x_1) \cdot f_{\text{co}} \quad 5.3$$

$$V_{\text{min}} := V_{\text{braço}}(l_{\text{braço}})$$

$$V_{\text{min}} = 0\text{N}$$

$$V_{\text{med}} := V_{\text{braço}}\left(\frac{l_{\text{braço}}}{2}\right)$$

$$V_{\text{med}} = 328.3\text{N}$$

$$V_{\text{max}} := V_{\text{braço}}(0)$$

$$V_{\text{max}} = 656.6\text{N}$$

Momento

$$M_{\text{braço}}(x_1) := \frac{-w}{2} [(l_{\text{braço}} - x_1) f_{\text{co}}]^2 \quad 5.4$$

$$M_{\text{min}} := M_{\text{braço}}(l_{\text{braço}})$$

$$M_{\text{min}} = 0 \cdot \text{Nm}$$

$$M_{\text{med}} := M_{\text{braço}}\left(\frac{l_{\text{braço}}}{2}\right)$$

$$M_{\text{med}} = -139.5 \cdot \text{Nm}$$

$$M_{\text{max}} := M_{\text{braço}}(0)$$

$$M_{\text{max}} = -558.1 \cdot \text{Nm}$$

Deflexão da viga

$$y(x_1) := \frac{w \cdot x_1^2}{24 \cdot E \cdot I_y} \cdot (4 \cdot l_{\text{braço}} \cdot x_1 - x_1^2 - 6 \cdot l_{\text{braço}}^2) \cdot f_{\text{co}}^4 \quad 5.5$$

$$y_{\text{min}} := y(0)$$

$$y_{\text{min}} = 0 \cdot \text{mm}$$

$$y_{\text{med}} := y\left(\frac{l_{\text{braço}}}{2}\right)$$

$$y_{\text{med}} = -0.2 \cdot \text{mm}$$

$$y_{\text{max}} := y(l_{\text{braço}})$$

$$y_{\text{max}} = -0.6 \cdot \text{mm}$$

Curvatura da Viga

$$k(x_1) := \frac{M_{\text{braço}}(x_1)}{E \cdot I_y} \quad 5.6$$

$$k_{\text{min}} := \frac{M_{\text{min}}}{E \cdot I_y}$$

$$k_{\text{min}} = 0 \frac{1}{\text{m}}$$

$$k_{\text{med}} := \frac{M_{\text{med}}}{E \cdot I_y}$$

$$k_{\text{med}} = -2 \times 10^{-4} \frac{1}{\text{m}}$$

$$k_{\text{max}} := \frac{M_{\text{max}}}{E \cdot I_y}$$

$$k_{\text{max}} = -8.1 \times 10^{-4} \frac{1}{\text{m}}$$

## Tensões

### Tensão de Flexão

$$\sigma(x_1) := \frac{-M_{\text{braço}}(x_1)}{W_y} \quad 5.7$$

$$\sigma_{\min} := \frac{-M_{\min}}{W_y}$$

$$\sigma_{\min} = 0 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{\text{med}} := \frac{-M_{\text{med}}}{W_y}$$

$$\sigma_{\text{med}} = 2.2 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{\max} := \frac{-M_{\max}}{W_y}$$

$$\sigma_{\max} = 9 \times 10^7 \text{ Pa}$$

### Tensão Cisalhante

$$\tau(x_1) := \frac{V_{\text{braço}}(x_1) \cdot W_y}{I_y \cdot t_w} \quad 5.8$$

$$\tau_{\min} := \frac{V_{\min} \cdot W_y}{I_y \cdot t_w}$$

$$\tau_{\min} = 0 \text{ Pa}$$

$$\tau_{\text{med}} := \frac{V_{\text{med}} \cdot W_y}{I_y \cdot t_w}$$

$$\tau_{\text{med}} = 1.4 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$\tau_{\max} := \frac{V_{\max} \cdot W_y}{I_y \cdot t_w}$$

$$\tau_{\max} = 2.7 \times 10^5 \text{ Pa}$$

### Tensão equivalente de Von Mises

$$\sigma_M := \sqrt{\left[ (\sigma_{\max})^2 + 3 \cdot \tau_{\max}^2 \right]} \quad 5.9$$

$$\sigma_M = 9 \times 10^7 \text{ Pa}$$

### Condição

$$\sigma_{\text{limit}} := \text{if}(\sigma_{\text{lesc}} > \sigma_M, \text{"OK"}, \text{"NO"})$$

$$\sigma_{\text{limit}} = \text{"OK"}$$

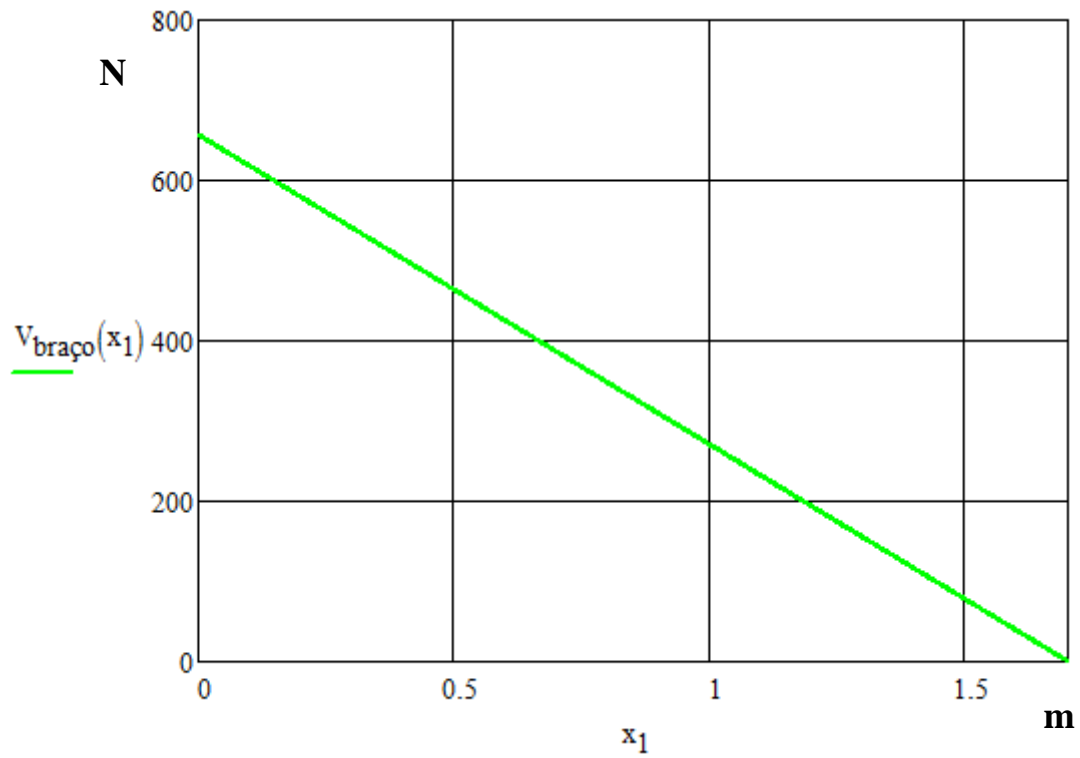


Figura 5.10: Gráfico do Cortante,  $V_{\text{braço}}(x.1)$ , em N pelo comprimento do braço da empilhadeira,  $x.1$ , em m.

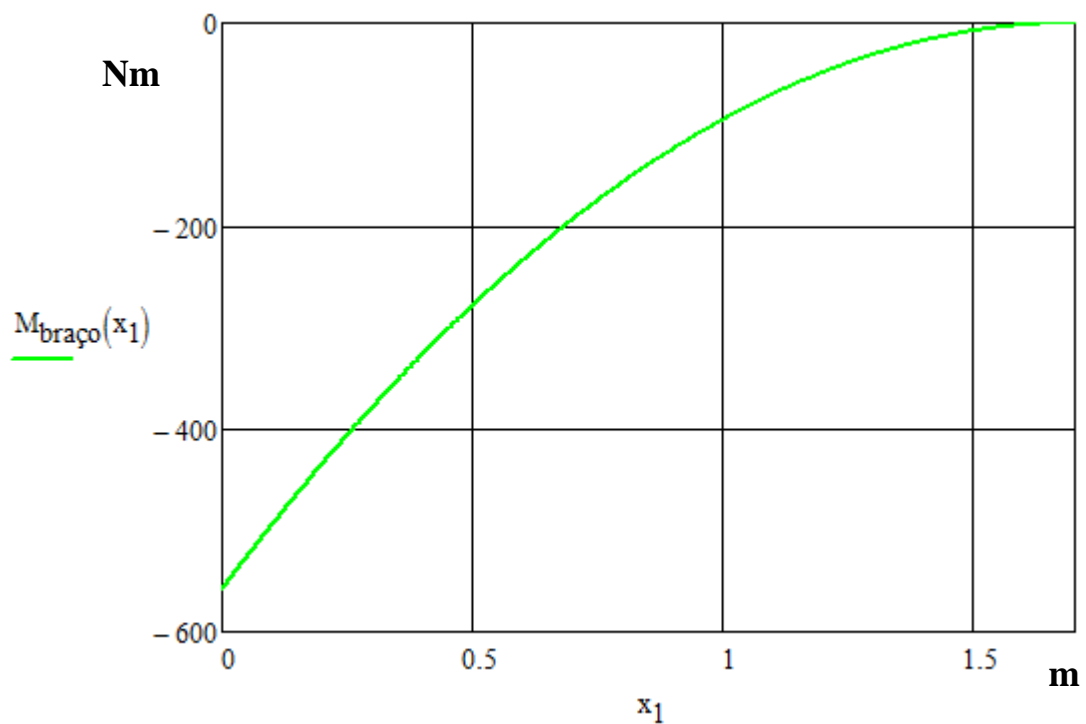


Figura 5.11: Gráfico do Momento,  $M_{\text{braço}}(x.1)$ , em Nm pelo comprimento do braço da empilhadeira,  $x.1$ , em m.

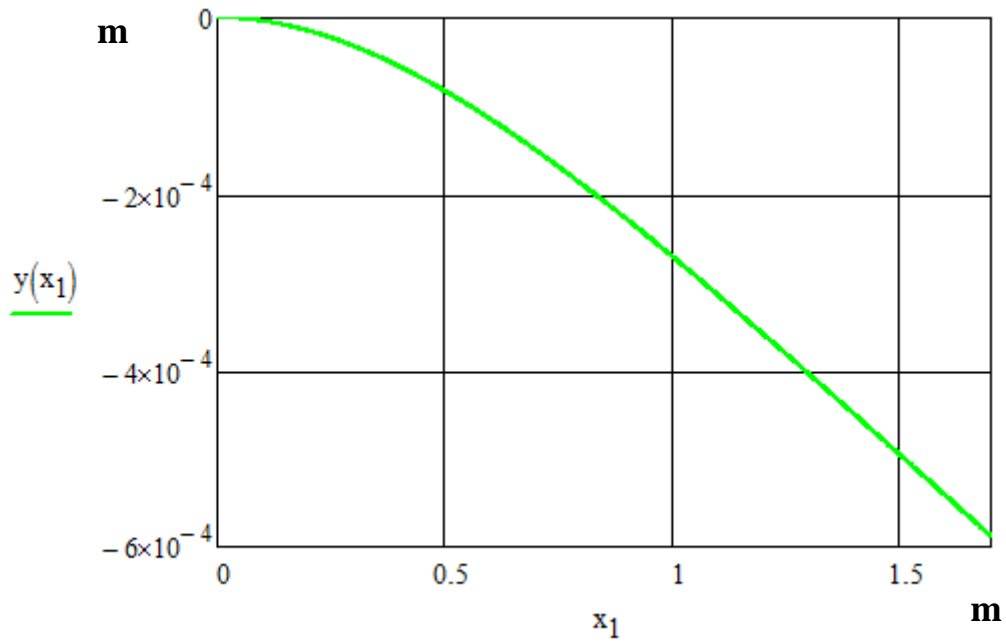


Figura 5.12: Gráfico da Deflexão sofrida pelos braços,  $y(x_1)$ , em m pelo comprimento do braço da empilhadeira,  $x_1$ , em m.

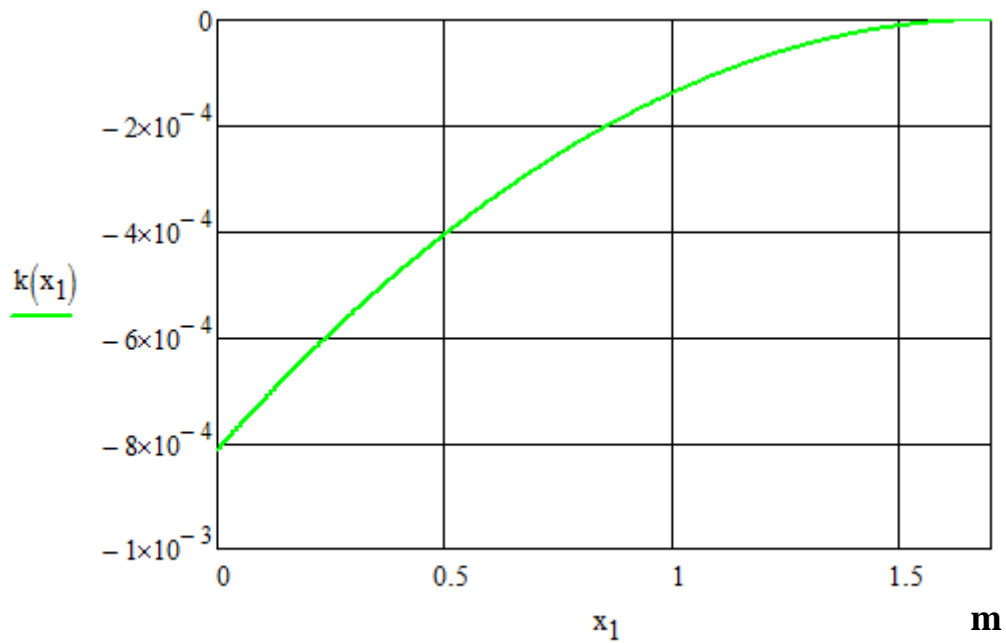


Figura 5.13: Gráfico da curvatura que os braços sofrem,  $k(x_1)$ , em unidade adimensional pelo comprimento do braço da empilhadeira,  $x_1$ , em m.



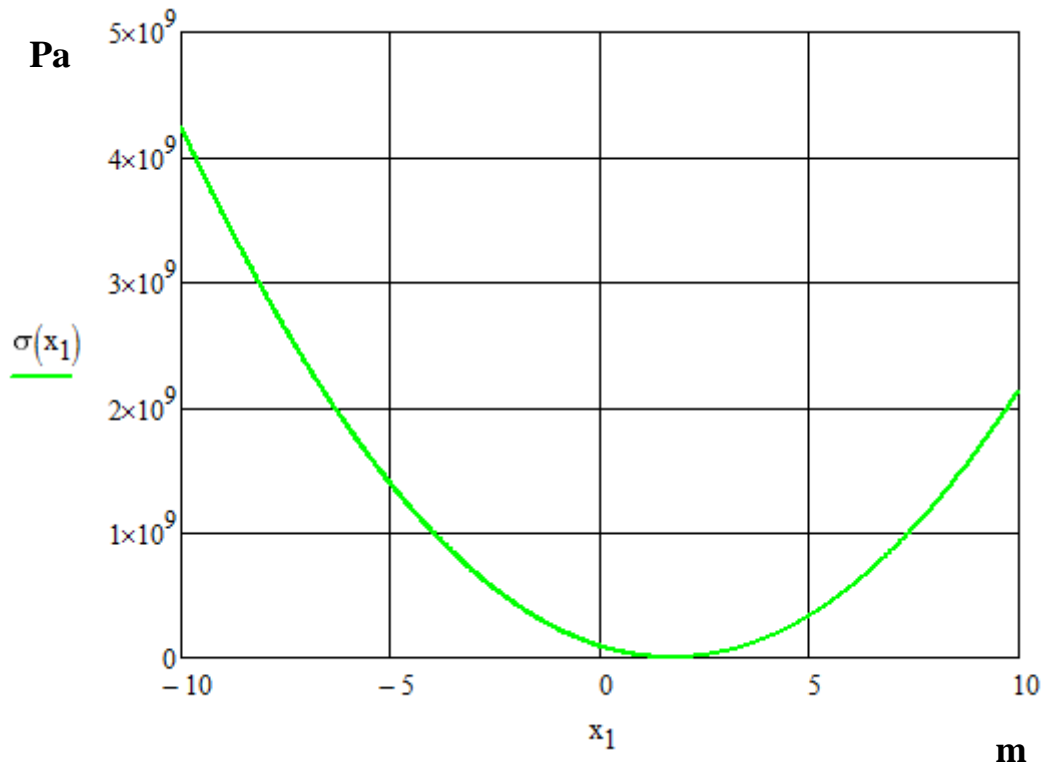


Figura 5.14: Gráfico da Tensão de Flexão,  $\sigma(x_1)$ , em Pa pelo comprimento do braço da empilhadeira em m.

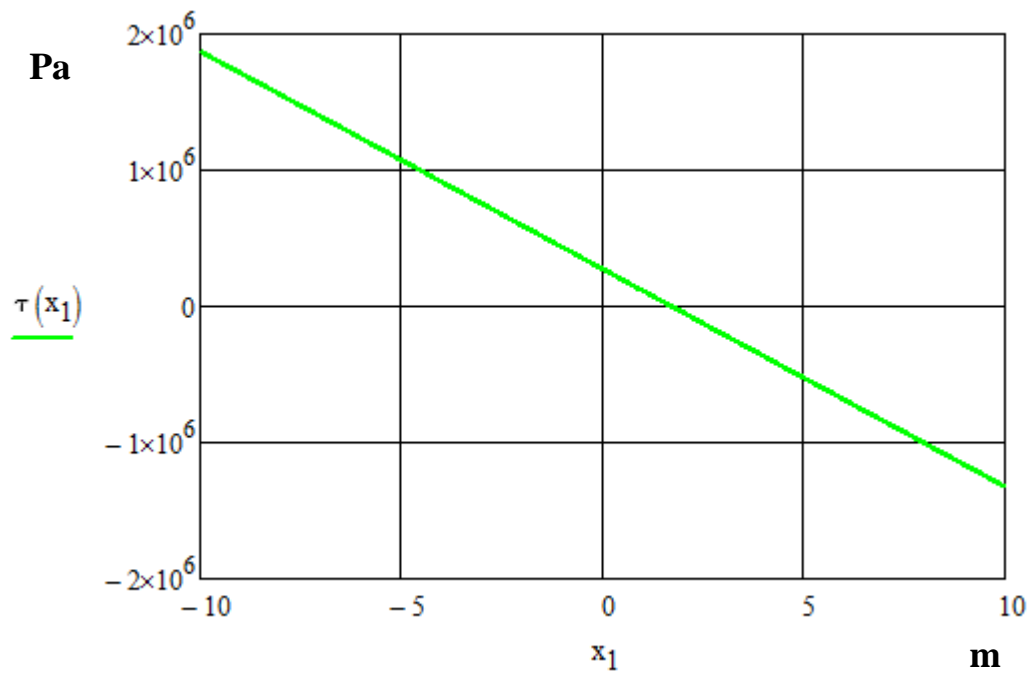


Figura 5.15: Gráfico da Tensão Cisalhante  $\tau(x_1)$ , em Pa pelo comprimento do braço da empilhadeira em m.

### 5.1.3.2. Análise com o Barco Dingue modelo novo

	$W_{\text{barco}} := 833.6\text{N}$
Peso do Barco Dingue modelo antigo	
Fator de correção de unidade	$f_{\text{co}} := 1\text{m}$
Densidade de carga distribuída	$w := \left( \frac{W_{\text{barco}}}{2 \cdot l_{\text{braço}} \cdot f_{\text{co}}} \right) + \frac{P_{\text{braço}}}{l_{\text{braço}} \cdot f_{\text{co}}}$
	$w = 35 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{m}}$
Correção de unidade	$N_{\text{m}} := 1\text{J}$
Resistência feita pelos braços no equipamento	$R_1 := w \cdot l_{\text{braço}} \cdot f_{\text{co}}$ $R_1 = 583\text{N}$
Momento fletor gerado pela carga	$M_1 := \frac{w \cdot (f_{\text{co}} \cdot l_{\text{braço}})^2}{2}$ $M_1 = 495.6 \cdot \text{Nm}$
Variável no eixo x	$x_1 := 0, 0.1 \dots l_{\text{braço}}$
Esforço cortante	
	$V_{\text{braço}}(x_1) := w \cdot (l_{\text{braço}} - x_1) \cdot f_{\text{co}}$
	$V_{\text{min}} := V_{\text{braço}}(l_{\text{braço}})$ <span style="float: right;"><math>V_{\text{min}} = 0\text{N}</math></span>
	$V_{\text{med}} := V_{\text{braço}}\left(\frac{l_{\text{braço}}}{2}\right)$ <span style="float: right;"><math>V_{\text{med}} = 291.5\text{N}</math></span>
	$V_{\text{max}} := V_{\text{braço}}(0)$ <span style="float: right;"><math>V_{\text{max}} = 583\text{N}</math></span>

Momento

$$M_{\text{braço}}(x_1) := \frac{-w}{2} [(l_{\text{braço}} - x_1) f_{\text{co}}]^2$$

$$M_{\text{min}} := M_{\text{braço}}(l_{\text{braço}})$$

$$M_{\text{min}} = 0 \cdot \text{Nm}$$

$$M_{\text{med}} := M_{\text{braço}}\left(\frac{l_{\text{braço}}}{2}\right)$$

$$M_{\text{med}} = -123.9 \cdot \text{Nm}$$

$$M_{\text{max}} := M_{\text{braço}}(0)$$

$$M_{\text{max}} = -495.6 \cdot \text{Nm}$$

Deflexão da viga

$$y(x_1) := \frac{w \cdot x_1^2}{24 \cdot E \cdot I_y} \cdot (4 \cdot l_{\text{braço}} \cdot x_1 - x_1^2 - 6 \cdot l_{\text{braço}}^2) \cdot f_{\text{co}}^4$$

$$y_{\text{min}} := y(0)$$

$$y_{\text{min}} = 0 \cdot \text{mm}$$

$$y_{\text{med}} := y\left(\frac{l_{\text{braço}}}{2}\right)$$

$$y_{\text{med}} = -0.2 \cdot \text{mm}$$

$$y_{\text{max}} := y(l_{\text{braço}})$$

$$y_{\text{max}} = -0.5 \cdot \text{mm}$$

Curvatura da Viga

$$k(x_1) := \frac{M_{\text{braço}}(x_1)}{E \cdot I_y}$$

$$k_{\text{min}} := \frac{M_{\text{min}}}{E \cdot I_y}$$

$$k_{\text{min}} = 0 \frac{1}{\text{m}}$$

$$k_{\text{med}} := \frac{M_{\text{med}}}{E \cdot I_y}$$

$$k_{\text{med}} = -1.8 \times 10^{-4} \frac{1}{\text{m}}$$

$$k_{\text{max}} := \frac{M_{\text{max}}}{E \cdot I_y}$$

$$k_{\text{max}} = -7.2 \times 10^{-4} \frac{1}{\text{m}}$$

## Tensões

### Tensão de Flexão

$$\sigma(x_1) := \frac{-M_{\text{braço}}(x_1)}{W_y}$$

$$\sigma_{\text{min}} := \frac{-M_{\text{min}}}{W_y}$$

$$\sigma_{\text{min}} = 0 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{\text{med}} := \frac{-M_{\text{med}}}{W_y}$$

$$\sigma_{\text{med}} = 2 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{\text{max}} := \frac{-M_{\text{max}}}{W_y}$$

$$\sigma_{\text{max}} = 8 \times 10^7 \text{ Pa}$$

### Tensão Cisalhante

$$\tau(x_1) := \frac{V_{\text{braço}}(x_1) \cdot W_y}{I_y \cdot t_w}$$

$$\tau_{\text{min}} := \frac{V_{\text{min}} \cdot W_y}{I_y \cdot t_w}$$

$$\tau_{\text{min}} = 0 \text{ Pa}$$

$$\tau_{\text{med}} := \frac{V_{\text{med}} \cdot W_y}{I_y \cdot t_w}$$

$$\tau_{\text{med}} = 1.2 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$\tau_{\text{max}} := \frac{V_{\text{max}} \cdot W_y}{I_y \cdot t_w}$$

$$\tau_{\text{max}} = 2.4 \times 10^5 \text{ Pa}$$

### Tensão equivalente de Von Mises

$$\sigma_M := \sqrt{[(\sigma_{\text{max}})^2 + 3 \cdot \tau_{\text{max}}^2]}$$

$$\sigma_M = 8 \times 10^7 \text{ Pa}$$

### Condição

$$\sigma_{\text{limit}} := \text{if}(\sigma_{\text{lesc}} > \sigma_M, \text{"OK"}, \text{"NO"})$$

$$\sigma_{\text{limit}} = \text{"OK"}$$

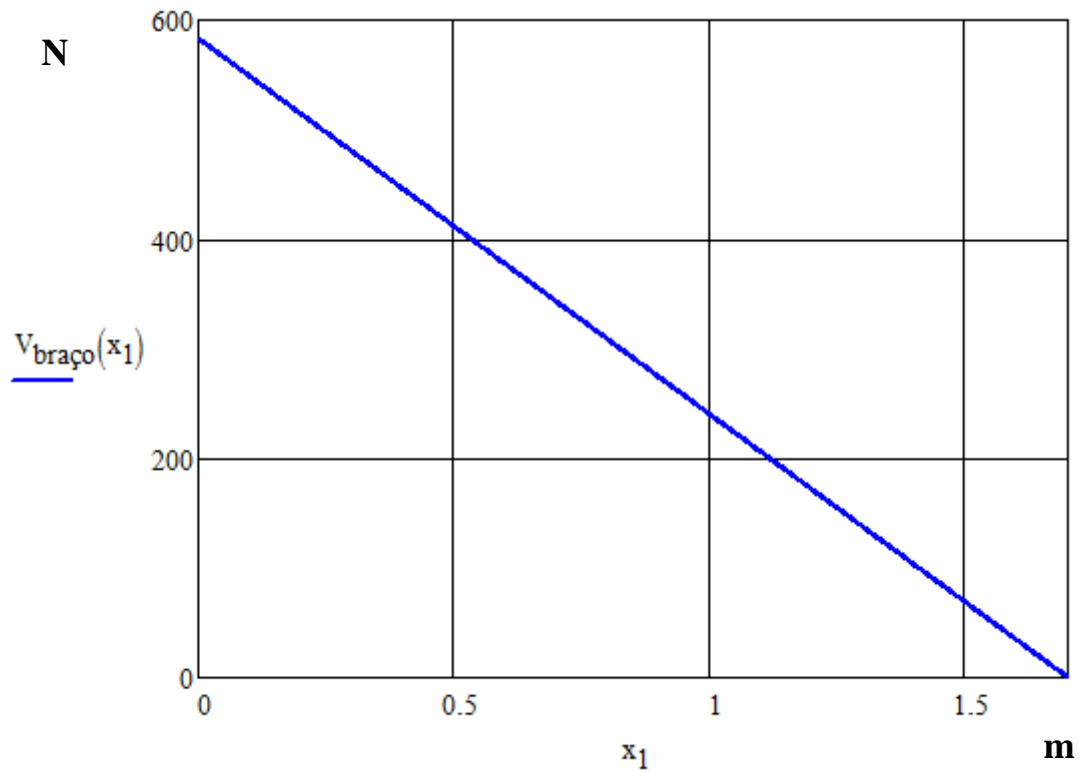


Figura 5.16: Gráfico do Cortante,  $V_{\text{braço}}(x_1)$ , em N pelo comprimento do braço da empilhadeira,  $x_1$ , em m.

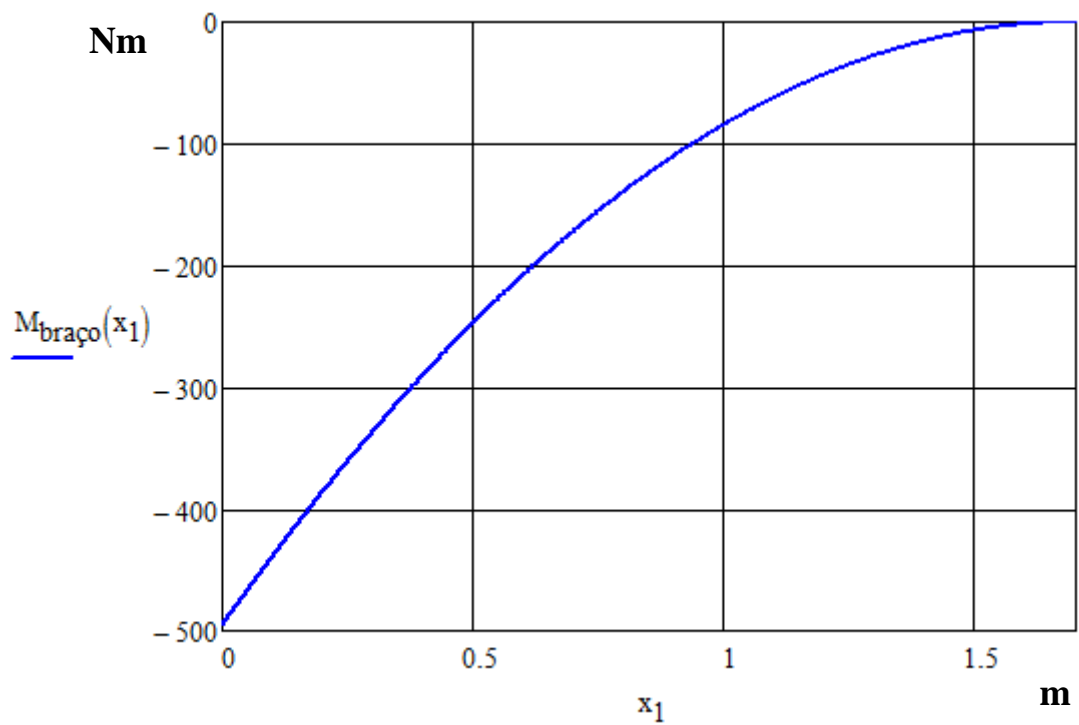


Figura 5.17: Gráfico do Momento,  $M_{\text{braço}}(x_1)$ , em Nm pelo comprimento do braço da empilhadeira,  $x_1$ , em m.

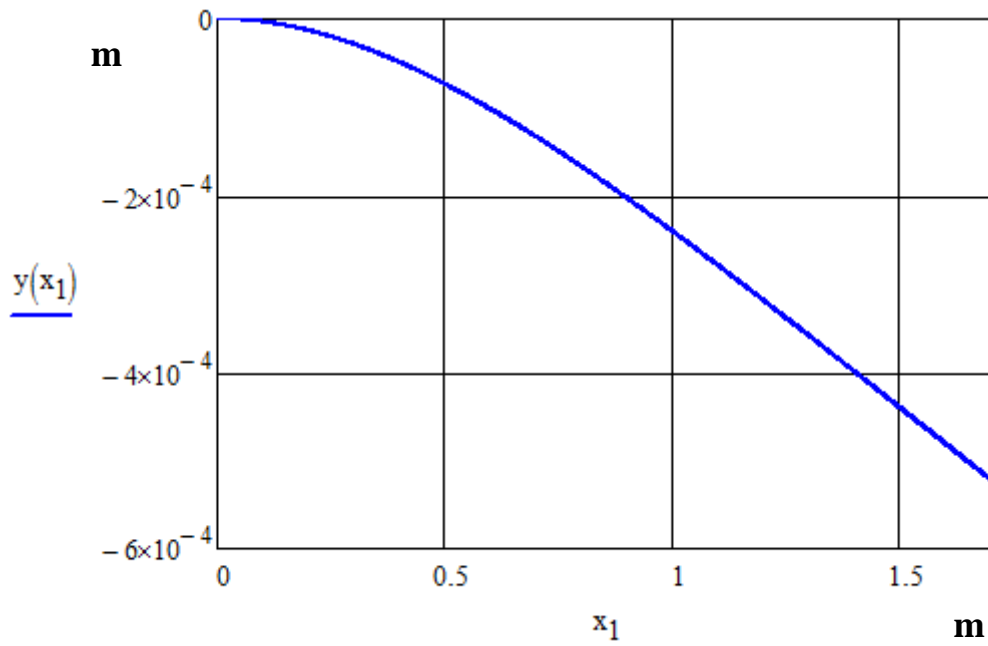


Figura 5.18: Gráfico da Deflexão sofrida pelos braços,  $y(x_1)$ , em m pelo comprimento do braço da empilhadeira,  $x_1$ , em m.

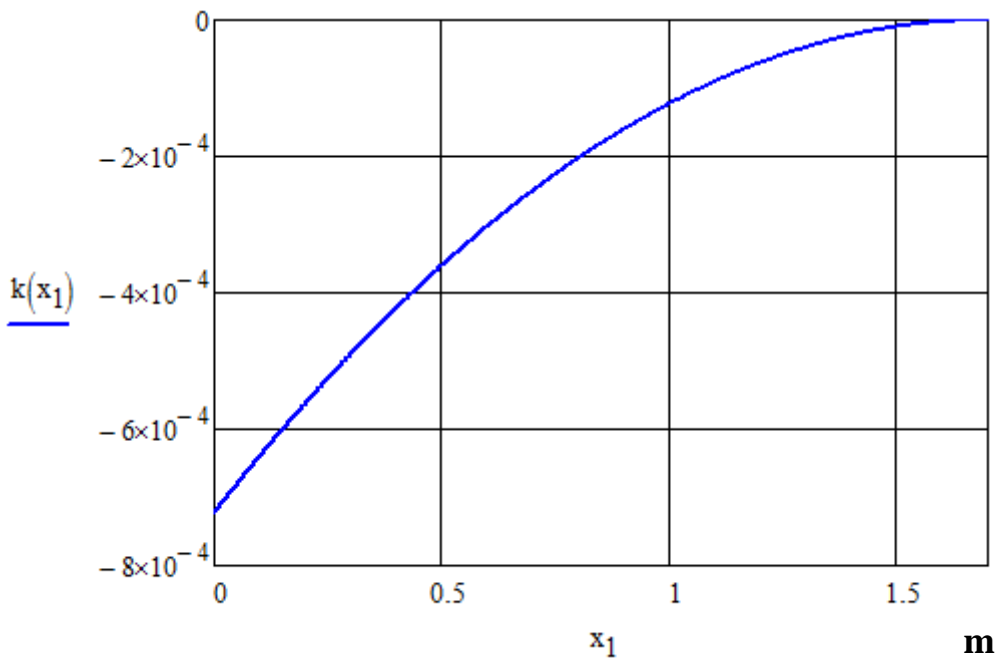


Figura 5.19: Gráfico da curvatura que os braços sofrem,  $k(x_1)$ , em unidade adimensional pelo comprimento do braço da empilhadeira,  $x_1$ , em m.

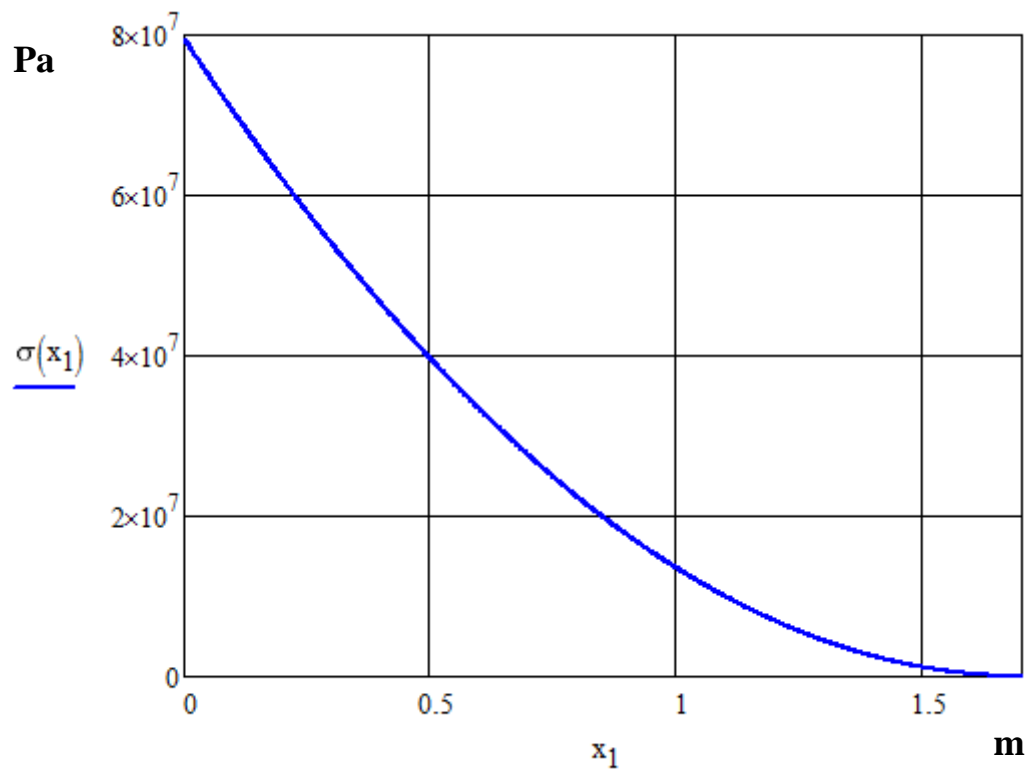


Figura 5.20: Gráfico da Tensão de Flexão,  $\sigma(x_1)$ , em Pa pelo comprimento do braço da empilhadeira em m.

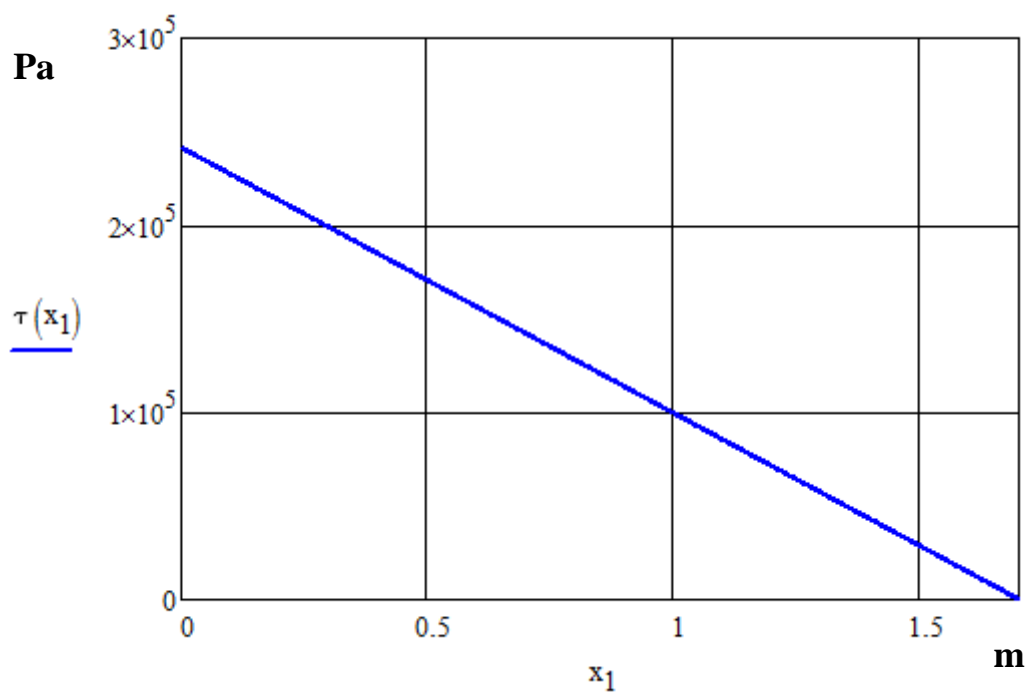


Figura 5.21: Gráfico da Tensão Cisalhante  $\tau(x_1)$ , em Pa pelo comprimento do braço da empilhadeira em m

### 5.1.3.3. Análise com o Barco Optimist

Peso do Barco Optimist

$$W_{\text{barco}} := 343.2\text{N}$$

Fator de correção de unidade

$$f_{\text{co}} := 1\text{m}$$

Densidade de carga distribuída

$$w := \left( \frac{W_{\text{barco}}}{2 \cdot l_{\text{braço}} \cdot f_{\text{co}}} \right) + \frac{P_{\text{braço}}}{l_{\text{braço}} \cdot f_{\text{co}}}$$

$$w = 20.3 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{m}}$$

Correção de unidade

$$Nm := 1\text{J}$$

Resistência feita pelos braços no equipamento

$$R_1 := w \cdot l_{\text{braço}} \cdot f_{\text{co}}$$

$$R_1 = 337.8\text{N}$$

Momento fletor gerado pela carga

$$M_1 := \frac{w \cdot (f_{\text{co}} \cdot l_{\text{braço}})^2}{2}$$

$$M_1 = 287.2 \cdot \text{Nm}$$

Variável no eixo x

$$x_1 := 0, 0.1 \dots l_{\text{braço}}$$

Esforço cortante

$$V_{\text{braço}}(x_1) := w \cdot (l_{\text{braço}} - x_1) \cdot f_{\text{co}}$$

$$V_{\text{min}} := V_{\text{braço}}(l_{\text{braço}})$$

$$V_{\text{min}} = 0\text{N}$$

$$V_{\text{med}} := V_{\text{braço}}\left(\frac{l_{\text{braço}}}{2}\right)$$

$$V_{\text{med}} = 168.9\text{N}$$

$$V_{\text{max}} := V_{\text{braço}}(0)$$

$$V_{\text{max}} = 337.8\text{N}$$



Momento

$$M_{\text{braço}}(x_1) := \frac{-w}{2} [(l_{\text{braço}} - x_1) f_{\text{co}}]^2$$

$$M_{\text{min}} := M_{\text{braço}}(l_{\text{braço}})$$

$$M_{\text{min}} = 0 \cdot \text{Nm}$$

$$M_{\text{med}} := M_{\text{braço}}\left(\frac{l_{\text{braço}}}{2}\right)$$

$$M_{\text{med}} = -71.8 \cdot \text{Nm}$$

$$M_{\text{max}} := M_{\text{braço}}(0)$$

$$M_{\text{max}} = -287.2 \cdot \text{Nm}$$

Deflexão da viga

$$y(x_1) := \frac{w \cdot x_1^2}{24 \cdot E \cdot I_y} \cdot (4 \cdot l_{\text{braço}} \cdot x_1 - x_1^2 - 6 \cdot l_{\text{braço}}^2) \cdot f_{\text{co}}^4$$

$$y_{\text{min}} := y(0)$$

$$y_{\text{min}} = 0 \cdot \text{mm}$$

$$y_{\text{med}} := y\left(\frac{l_{\text{braço}}}{2}\right)$$

$$y_{\text{med}} = -0.1 \cdot \text{mm}$$

$$y_{\text{max}} := y(l_{\text{braço}})$$

$$y_{\text{max}} = -0.3 \cdot \text{mm}$$

Curvatura da Viga

$$k(x_1) := \frac{M_{\text{braço}}(x_1)}{E \cdot I_y}$$

$$k_{\text{min}} := \frac{M_{\text{min}}}{E \cdot I_y}$$

$$k_{\text{min}} = 0 \frac{1}{\text{m}}$$

$$k_{\text{med}} := \frac{M_{\text{med}}}{E \cdot I_y}$$

$$k_{\text{med}} = -1 \times 10^{-4} \frac{1}{\text{m}}$$

$$k_{\text{max}} := \frac{M_{\text{max}}}{E \cdot I_y}$$

$$k_{\text{max}} = -4.2 \times 10^{-4} \frac{1}{\text{m}}$$

## Tensões

### Tensão de Flexão

$$\sigma(x_1) := \frac{-M_{\text{braço}}(x_1)}{W_y}$$

$$\sigma_{\text{min}} := \frac{-M_{\text{min}}}{W_y}$$

$$\sigma_{\text{min}} = 0 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{\text{med}} := \frac{-M_{\text{med}}}{W_y}$$

$$\sigma_{\text{med}} = 1.2 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{\text{max}} := \frac{-M_{\text{max}}}{W_y}$$

$$\sigma_{\text{max}} = 4.6 \times 10^7 \text{ Pa}$$

### Tensão Cisalhante

$$\tau(x_1) := \frac{V_{\text{braço}}(x_1) \cdot W_y}{I_y \cdot t_w}$$

$$\tau_{\text{min}} := \frac{V_{\text{min}} \cdot W_y}{I_y \cdot t_w}$$

$$\tau_{\text{min}} = 0 \text{ Pa}$$

$$\tau_{\text{med}} := \frac{V_{\text{med}} \cdot W_y}{I_y \cdot t_w}$$

$$\tau_{\text{med}} = 7 \times 10^4 \text{ Pa}$$

$$\tau_{\text{max}} := \frac{V_{\text{max}} \cdot W_y}{I_y \cdot t_w}$$

$$\tau_{\text{max}} = 1.4 \times 10^5 \text{ Pa}$$

### Tensão equivalente de Von Mises

$$\sigma_M := \sqrt{[(\sigma_{\text{max}})^2 + 3 \cdot \tau_{\text{max}}^2]}$$

$$\sigma_M = 4.6 \times 10^7 \text{ Pa}$$

### Condição

$$\sigma_{\text{limit}} := \text{if}(\sigma_{\text{lesc}} > \sigma_M, \text{"OK"}, \text{"NO"})$$

$$\sigma_{\text{limit}} = \text{"OK"}$$

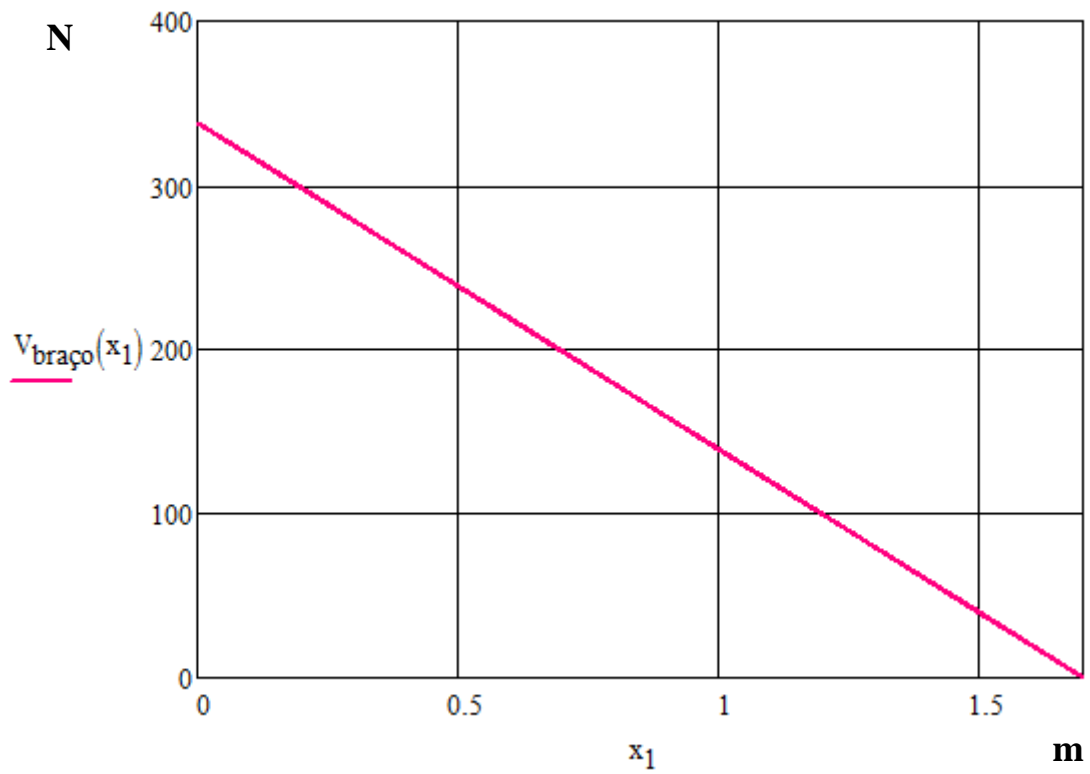


Figura 5.22: Gráfico do Cortante,  $V_{\text{braço}}(x.1)$ , em N pelo comprimento do braço da empilhadeira,  $x.1$ , em m.

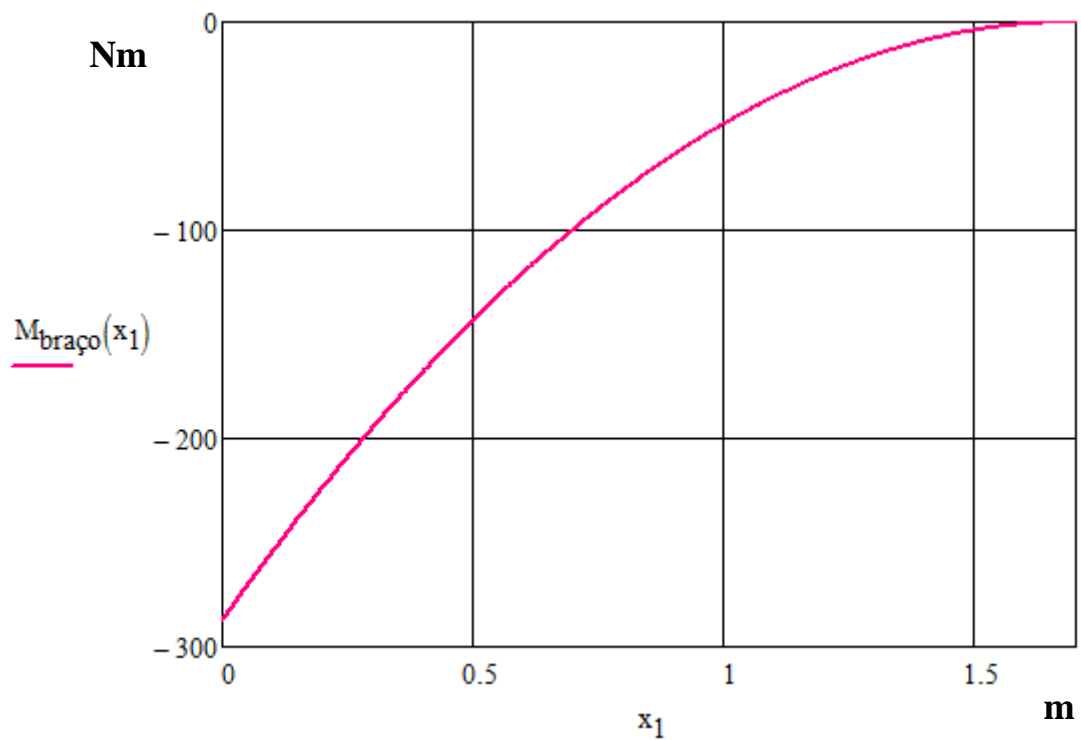


Figura 5.23: Gráfico do Momento,  $M_{\text{braço}}(x.1)$ , em Nm pelo comprimento do braço da empilhadeira,  $x.1$ , em m.

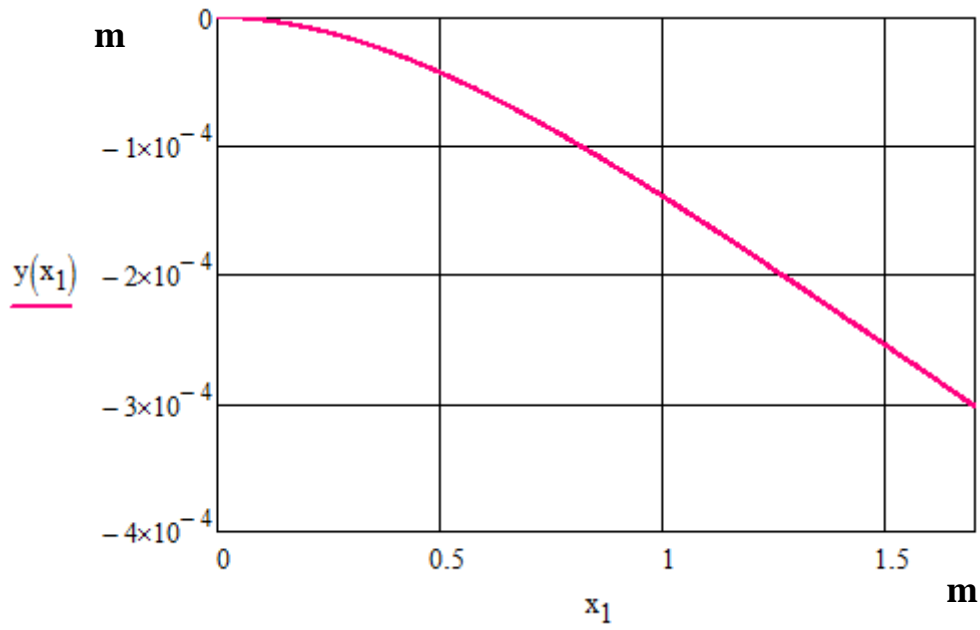


Figura 5.24: Gráfico da Deflexão sofrida pelos braços,  $y(x_1)$ , em m pelo comprimento do braço da empilhadeira,  $x_1$ , em m.

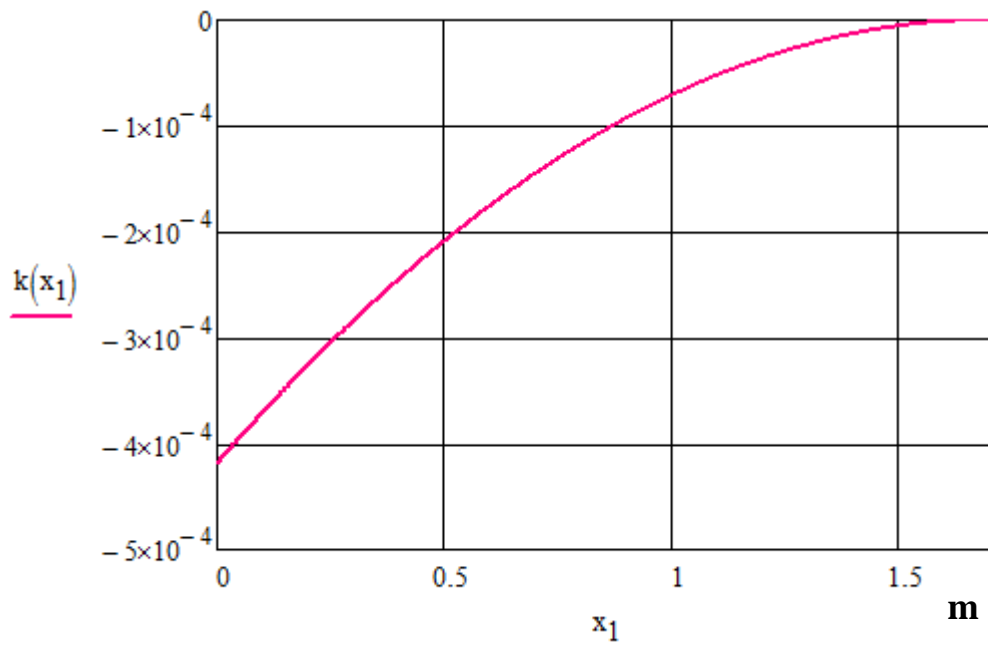


Figura 5.25: Gráfico da curvatura que os braços sofrem,  $k(x_1)$ , em unidade adimensional pelo comprimento do braço da empilhadeira,  $x_1$ , em m.

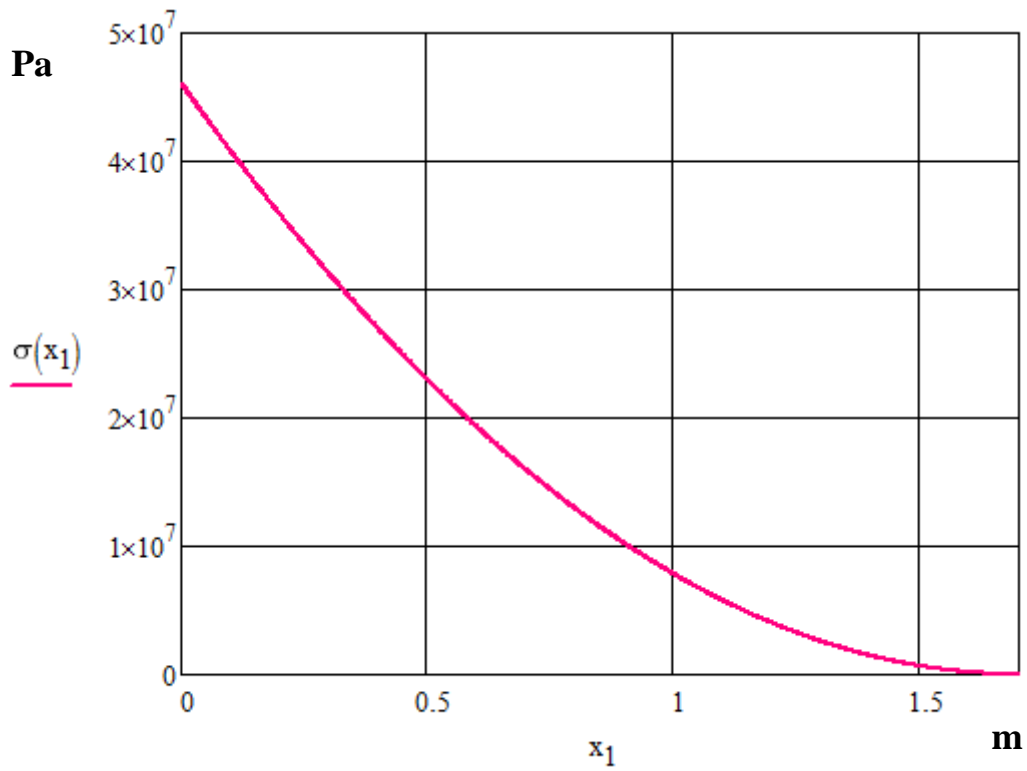


Figura 5.26: Gráfico da Tensão de Flexão,  $\sigma(x_1)$ , em Pa pelo comprimento do braço da empilhadeira em mm.

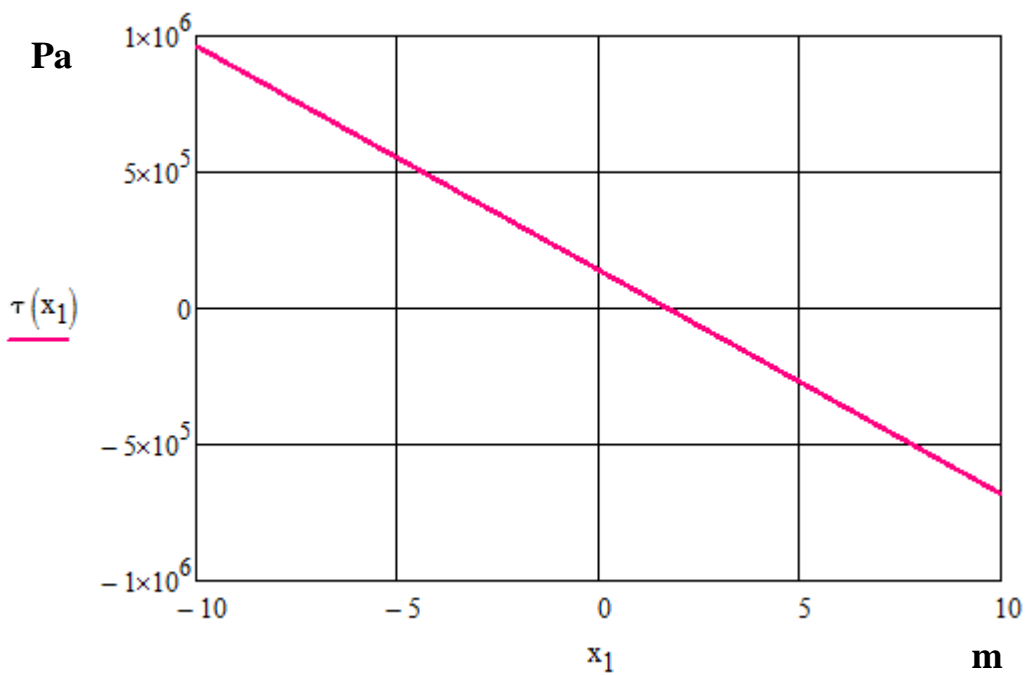


Figura 5.27: Gráfico da Tensão Cisalhante  $\tau(x_1)$ , em Pa pelo comprimento do braço da empilhadeira em m.

### 5.1.3.4. Análise com Margem de Segurança

Peso do Barco Dingue modelo antigo

$$W_{\text{barco}} := 3922.7\text{N}$$

Fator de correção de unidade

$$f_{\text{co}} := 1\text{m}$$

Densidade de carga distribuída

$$w := \left( \frac{W_{\text{barco}}}{2 \cdot l_{\text{braço}} \cdot f_{\text{co}}} \right) + \frac{P_{\text{braço}}}{l_{\text{braço}} \cdot f_{\text{co}}}$$

$$w = 127.6 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{m}}$$

Correção de unidade

$$N_{\text{m}} := 1\text{J}$$

Resistência feita pelos braços no equipamento

$$R_1 := w \cdot l_{\text{braço}} \cdot f_{\text{co}}$$

$$R_1 = 2127.6\text{N}$$

Momento fletor gerado pela carga

$$M_1 := \frac{w \cdot (f_{\text{co}} \cdot l_{\text{braço}})^2}{2}$$

$$M_1 = 1808.4 \cdot \text{Nm}$$

Variável no eixo x

$$x_1 := 0, 0.1 \dots l_{\text{braço}}$$

Esforço cortante

$$V_{\text{braço}}(x_1) := w \cdot (l_{\text{braço}} - x_1) \cdot f_{\text{co}}$$

$$V_{\text{min}} := V_{\text{braço}}(l_{\text{braço}})$$

$$V_{\text{min}} = 0\text{N}$$

$$V_{\text{med}} := V_{\text{braço}}\left(\frac{l_{\text{braço}}}{2}\right)$$

$$V_{\text{med}} = 1063.8\text{N}$$

$$V_{\text{max}} := V_{\text{braço}}(0)$$

$$V_{\text{max}} = 2127.6\text{N}$$

Momento

$$M_{\text{braço}}(x_1) := \frac{-w}{2} [(l_{\text{braço}} - x_1) f_{\text{co}}]^2$$

$$M_{\text{min}} := M_{\text{braço}}(l_{\text{braço}})$$

$$M_{\text{min}} = 0 \cdot \text{Nm}$$

$$M_{\text{med}} := M_{\text{braço}}\left(\frac{l_{\text{braço}}}{2}\right)$$

$$M_{\text{med}} = -452.1 \cdot \text{Nm}$$

$$M_{\text{max}} := M_{\text{braço}}(0)$$

$$M_{\text{max}} = -1808.4 \cdot \text{Nm}$$

Deflexão da viga

$$y(x_1) := \frac{w \cdot x_1^2}{24 \cdot E \cdot I_y} \cdot (4 \cdot l_{\text{braço}} \cdot x_1 - x_1^2 - 6 \cdot l_{\text{braço}}^2) \cdot f_{\text{co}}^4$$

$$y_{\text{min}} := y(0)$$

$$y_{\text{min}} = 0 \cdot \text{mm}$$

$$y_{\text{med}} := y\left(\frac{l_{\text{braço}}}{2}\right)$$

$$y_{\text{med}} = -0.7 \cdot \text{mm}$$

$$y_{\text{max}} := y(l_{\text{braço}})$$

$$y_{\text{max}} = -1.9 \cdot \text{mm}$$

Curvatura da Viga

$$k(x_1) := \frac{M_{\text{braço}}(x_1)}{E \cdot I_y}$$

$$k_{\text{min}} := \frac{M_{\text{min}}}{E \cdot I_y}$$

$$k_{\text{min}} = 0 \frac{1}{\text{m}}$$

$$k_{\text{med}} := \frac{M_{\text{med}}}{E \cdot I_y}$$

$$k_{\text{med}} = -6.6 \times 10^{-4} \frac{1}{\text{m}}$$

$$k_{\text{max}} := \frac{M_{\text{max}}}{E \cdot I_y}$$

$$k_{\text{max}} = -0 \frac{1}{\text{m}}$$

## Tensões

### Tensão de Flexão

$$\sigma(x_1) := \frac{-M_{\text{braço}}(x_1)}{W_y}$$

$$\sigma_{\text{min}} := \frac{-M_{\text{min}}}{W_y}$$

$$\sigma_{\text{med}} := \frac{-M_{\text{med}}}{W_y}$$

$$\sigma_{\text{max}} := \frac{-M_{\text{max}}}{W_y}$$

$$\sigma_{\text{min}} = 0 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{\text{med}} = 7.3 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{\text{max}} = 2.9 \times 10^8 \text{ Pa}$$

### Tensão Cisalhante

$$\tau(x_1) := \frac{V_{\text{braço}}(x_1) \cdot W_y}{I_y \cdot t_w}$$

$$\tau_{\text{min}} := \frac{V_{\text{min}} \cdot W_y}{I_y \cdot t_w}$$

$$\tau_{\text{med}} := \frac{V_{\text{med}} \cdot W_y}{I_y \cdot t_w}$$

$$\tau_{\text{max}} := \frac{V_{\text{max}} \cdot W_y}{I_y \cdot t_w}$$

$$\tau_{\text{min}} = 0 \text{ Pa}$$

$$\tau_{\text{med}} = 4.4 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$\tau_{\text{max}} = 8.8 \times 10^5 \text{ Pa}$$

### Tensão equivalente de Von Mises

$$\sigma_{M4} := \sqrt{[(\sigma_{\text{max}})^2 + 3 \cdot \tau_{\text{max}}^2]}$$

$$\sigma_{M4} = 2.9 \times 10^8 \text{ Pa}$$

### Condição

$$\sigma_{\text{limit}} := \text{if}(\sigma_{\text{lesc}} > \sigma_{M4}, \text{"OK"}, \text{"NO"})$$

$$\sigma_{\text{limit}} = \text{"OK"}$$



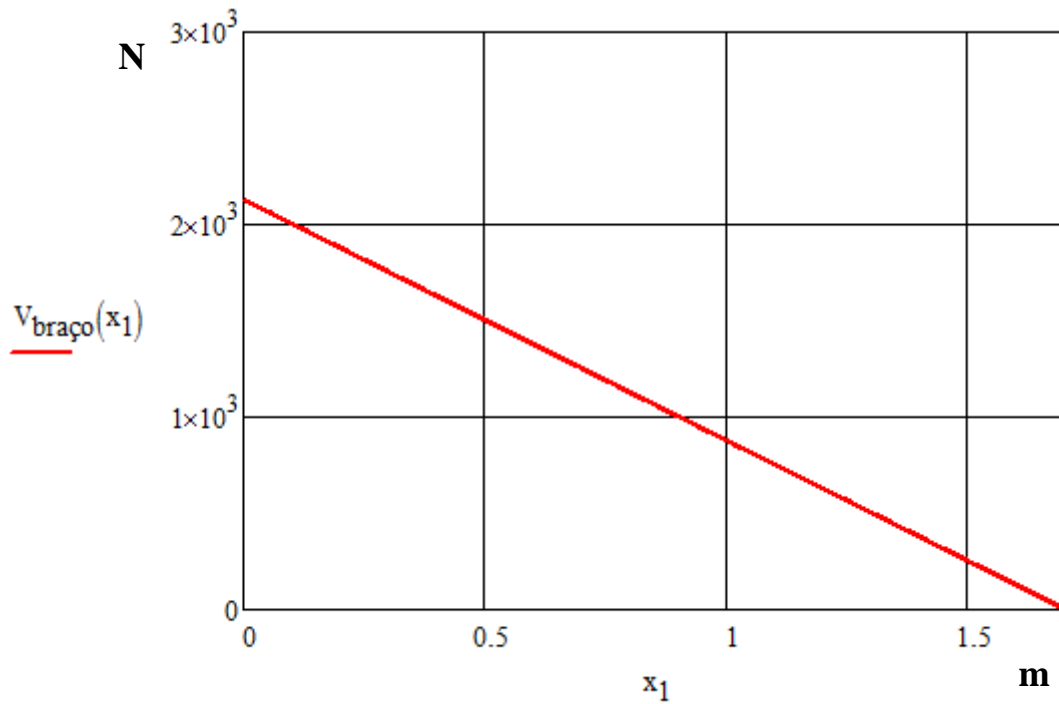


Figura 5.28: Gráfico do Cortante,  $V_{\text{braço}}(x_1)$ , em N pelo comprimento do braço da empilhadeira,  $x_1$ , em m.

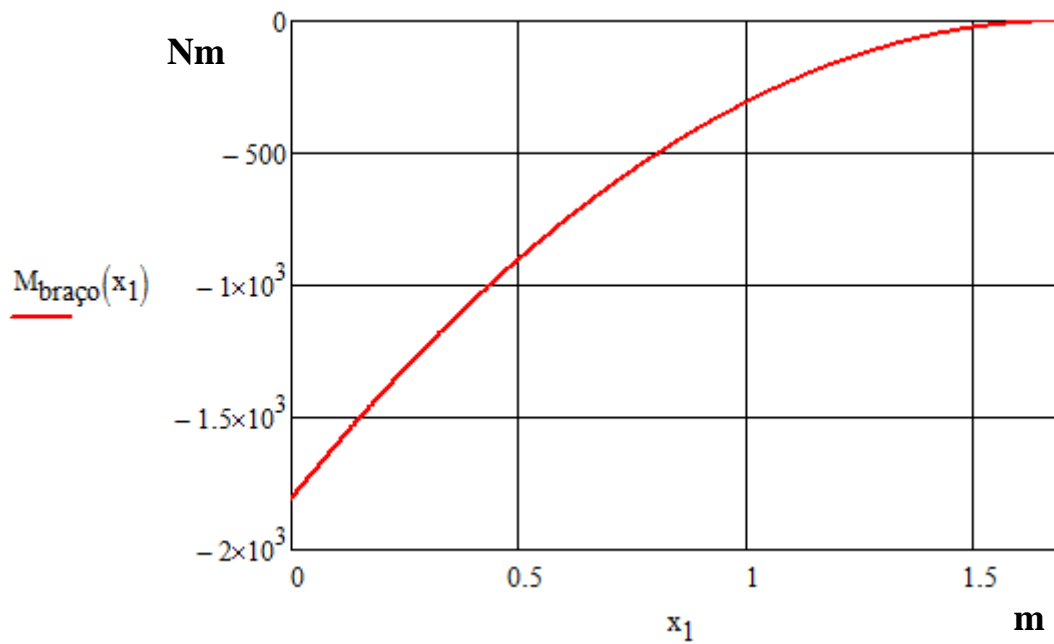


Figura 5.29: Gráfico do Momento,  $M_{\text{braço}}(x_1)$ , em Nm pelo comprimento do braço da empilhadeira,  $x_1$ , em m.

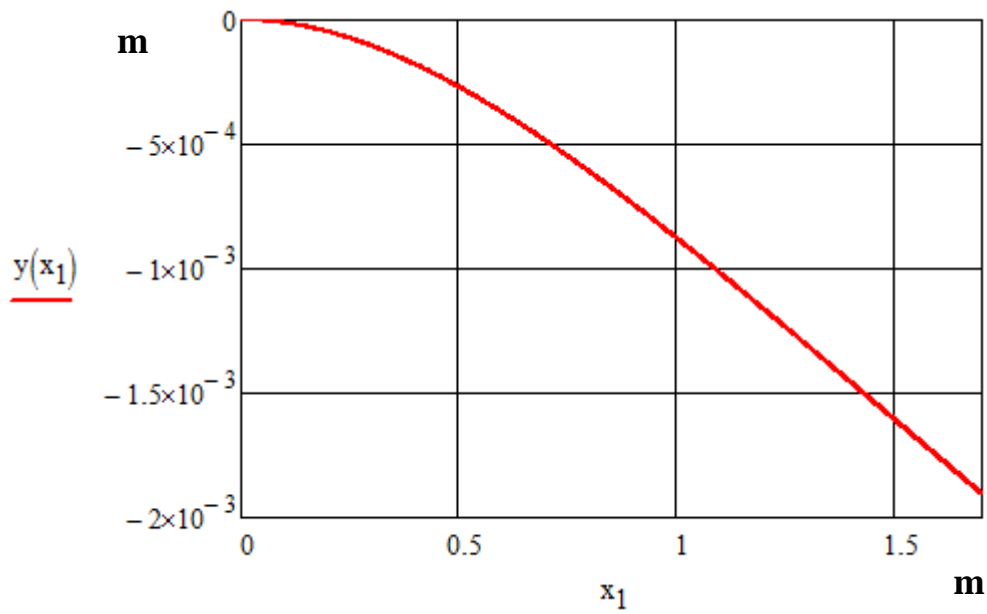


Figura 5.30: Gráfico da Deflexão sofrida pelos braços,  $y(x.1)$ , em m pelo comprimento do braço da empilhadeira,  $x.1$ , em m.

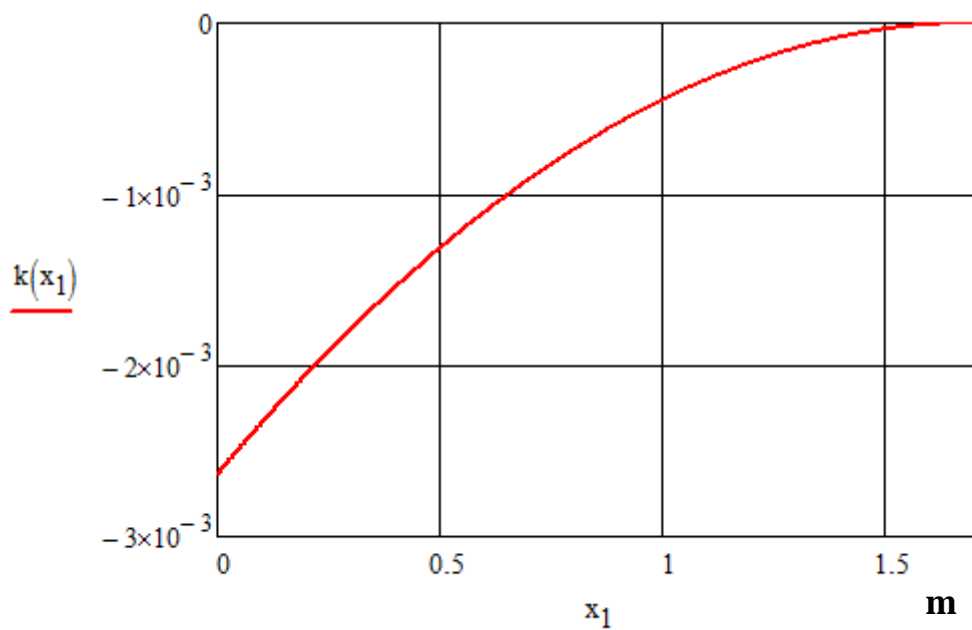


Figura 5.31: Gráfico da curvatura que os braços sofrem,  $k(x.1)$ , em unidade adimensional pelo comprimento do braço da empilhadeira,  $x.1$ , em m.

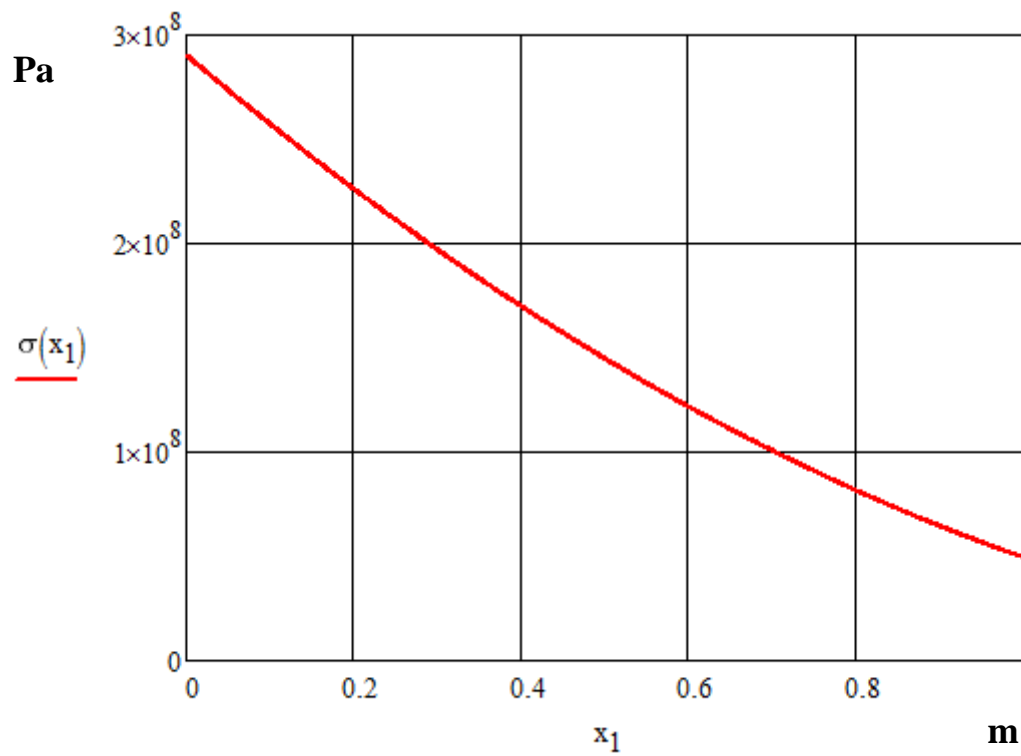


Figura 5.32: Gráfico da Tensão de Flexão,  $\sigma(x_1)$ , em Pa pelo comprimento do braço da empilhadeira em m.

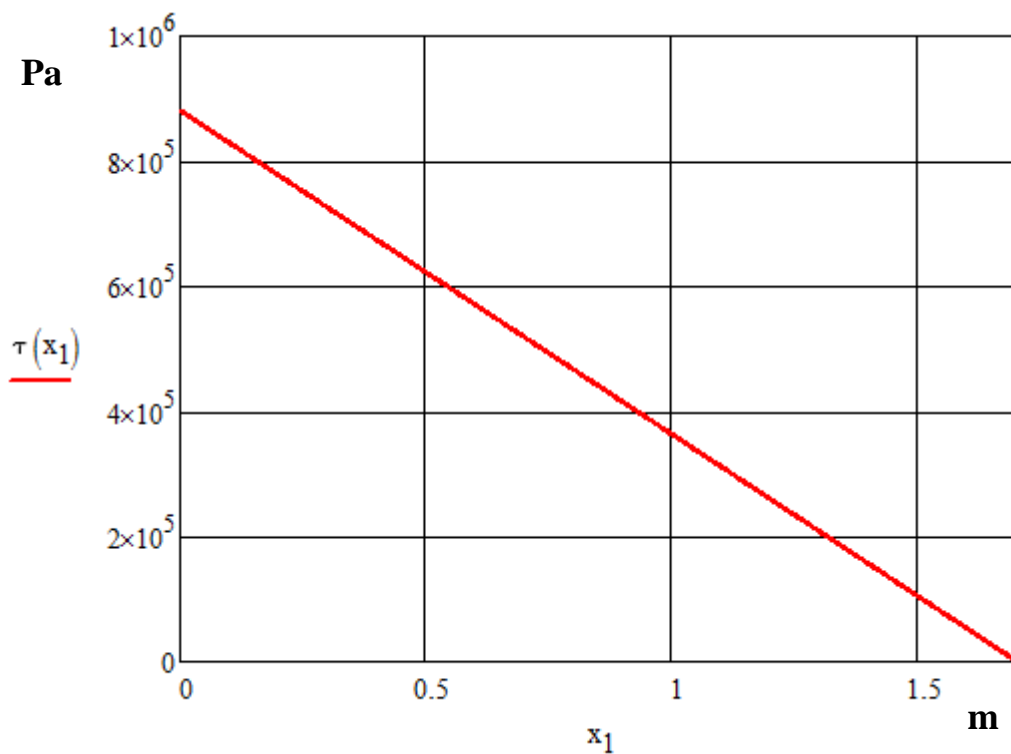


Figura 5.33: Gráfico da Tensão Cisalhante  $\tau(x_1)$ , em Pa pelo comprimento do braço da empilhadeira em m.

### 5.1.3.5. Fatores de Segurança

$$\sigma_{\text{lesc}} = 2.3 \times 10^9 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{\text{M1}} = 9 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{\text{M2}} = 8 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{\text{M3}} = 4.6 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{\text{M4}} = 2.9 \times 10^8 \text{ Pa}$$

$$\text{FS}_1 := \frac{\sigma_{\text{lesc}}}{\sigma_{\text{M1}}}$$

$$\text{FS}_1 = 25.7$$

$$\text{FS}_2 := \frac{\sigma_{\text{lesc}}}{\sigma_{\text{M2}}}$$

$$\text{FS}_2 = 28.9$$

$$\text{FS}_3 := \frac{\sigma_{\text{lesc}}}{\sigma_{\text{M3}}}$$

$$\text{FS}_3 = 49.9$$

$$\text{FS}_4 := \frac{\sigma_{\text{lesc}}}{\sigma_{\text{M4}}}$$

$$\text{FS}_4 = 7.9$$

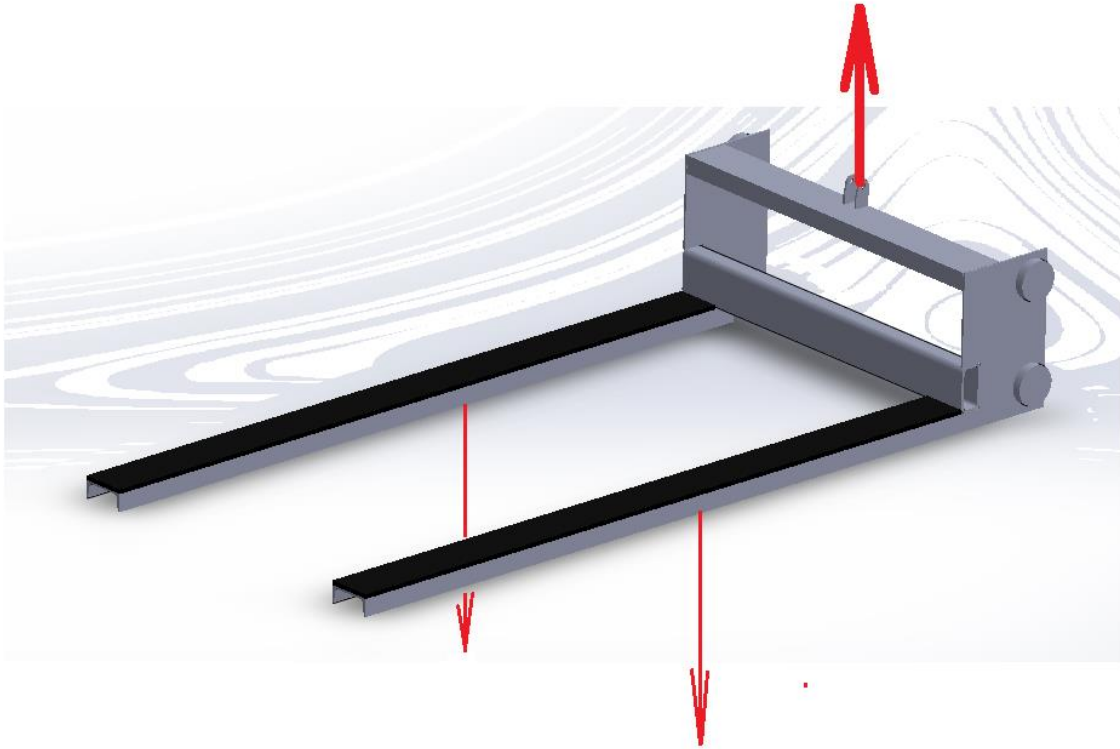
A justificativa para margens de segurança tão altas é simples. Como o equipamento será operado nos clubes náuticos pelos funcionários responsáveis pela movimentação de barcos, a segurança dos mesmos é muito importante. Prevendo um possível mau uso dos equipamentos, os funcionários poderiam tentar levantar outros barcos com o equipamento que não estão especificados no projeto. Ainda que o pistão não consiga levantar esses barcos mais pesados, é necessário que o equipamento resista a um possível esforço maior que o previsto, e que as forquilhas não se deformem plasticamente.

## 5.2. Análise do Sistema Hidráulico

O cilindro hidráulico irá empurrar para cima a haste que está diretamente ligada a um tipo de roldana por onde passa a corrente de rolos. Ao subir a haste, a corrente desliza pela roldana transferindo o movimento para o conjunto forquilha e talão que sobe também através do trilho. Desta forma o peso do barco e do conjunto forquilha e talão são resistidos pela corrente que segura o conjunto. A força exercida na roldana e conseqüentemente na haste do cilindro é, portanto o dobro da carga.



Figura 5.34: Mastro fixo junto com Forquilhas



**Figura 5.35: Análise das forças no conjunto da Forquilha**



**Figura 5.36: Análise das forças atuando na empilhadeira**

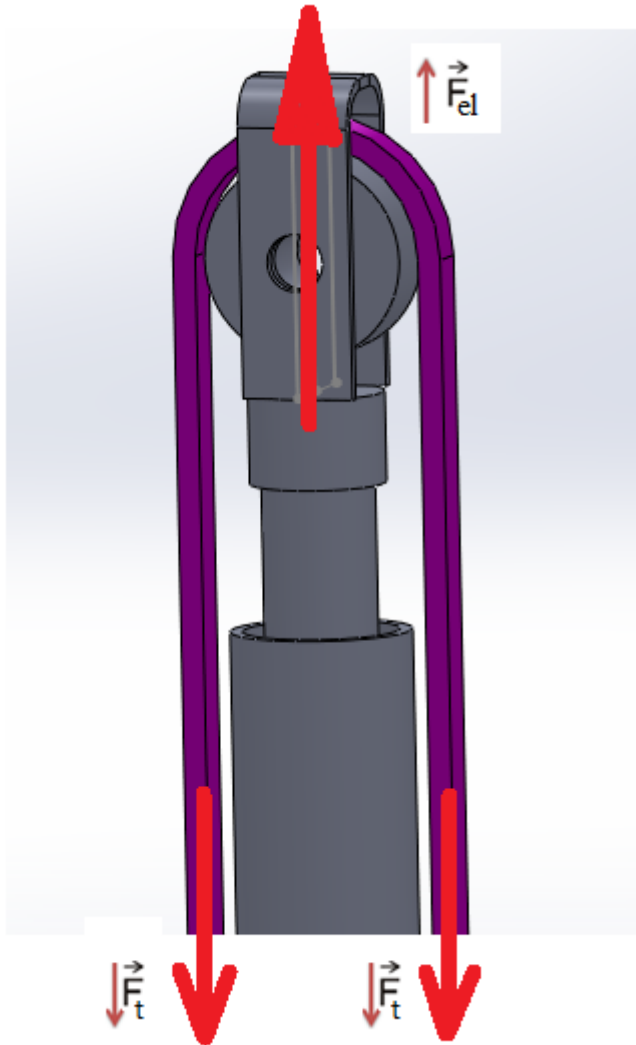


Figura 5.37: Análise de forças atuando no conjunto pistão, roldana e corrente (representada na cor roxa)

Para elevar a carga

$$\sum F = F_R = F_{el} - 2F_t$$

Para baixar a carga

$$\sum F = F_R = 2F_t - F_{el}$$

A força necessária para a elevação da carga deverá ser portanto maior que o dobro da força de tração exercida pela corrente.

Peso do Barco a ser considerado

$$F_{\text{carga}} := 980.7\text{N}$$

Cargas atuantes na corrente

$$F_{\text{tração}} := 2(F_{\text{carga}} + P_{\text{conjunto}})$$

$$F_{\text{tração}} = 2920.4\text{N}$$

$$F_{\text{tração}} = 297.8 \cdot \text{kgf}$$

Força necessária para elevar o pistão

$$F_{\text{el}} := 350\text{kgf}$$

Condição

$$F_{\text{ellimit}} := \text{if}(F_{\text{el}} > F_{\text{tração}}, \text{"OK"}, \text{"NO"})$$

$$F_{\text{ellimit}} = \text{"OK"}$$



### 5.2.1. Bombeamento feito com as mãos



**Figura 5.38: Homem bombeando um macaco hidráulico do tipo garrafa com as mãos [20].**

A figura 5.38 acima mostra como se dá o sistema de bombeio operado pela mão do homem. Abaixo na figura 5.39 nós podemos observar uma representação esquemática do modelo para o cálculo de forças...

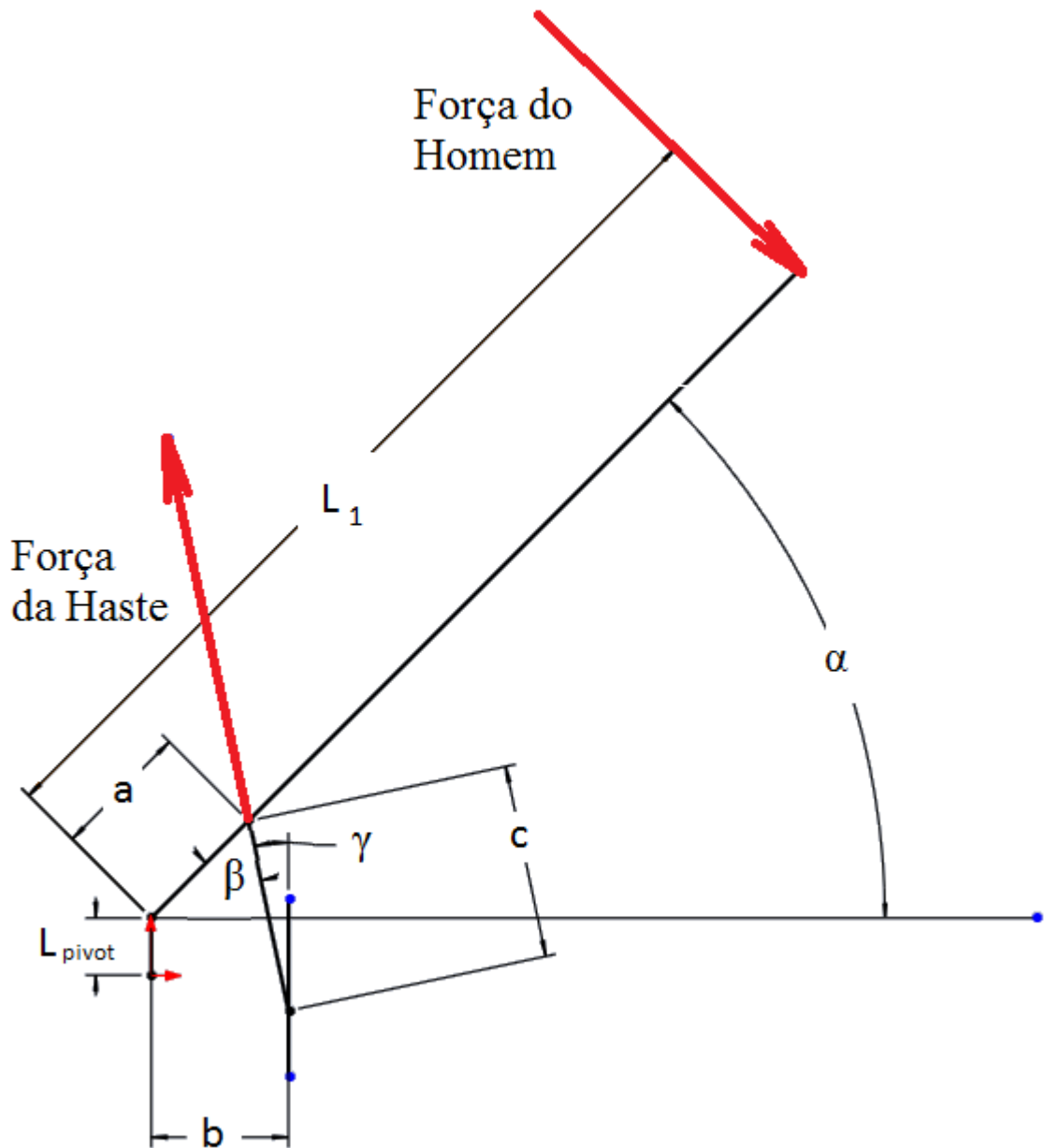


Figura 5.39: Representação esquemática do sistema de forças

O homem irá exercer uma força na ponta da alavanca que nós iremos considerar constante e sempre de forma perpendicular à mesma.

Força do Homem

$$F_h := 25\text{kgf}$$

$$F_h = 245.2\text{N}$$

O ângulo  $\alpha$  pode variar de  $0^\circ$  até  $90^\circ$ . Em um movimento típico utilizando o pedal, o ângulo irá variar em sua amplitude máxima. No entanto em um movimento típico usando as mãos, o ângulo  $\alpha$  irá variar de  $90^\circ$  até aproximadamente  $45^\circ$ .

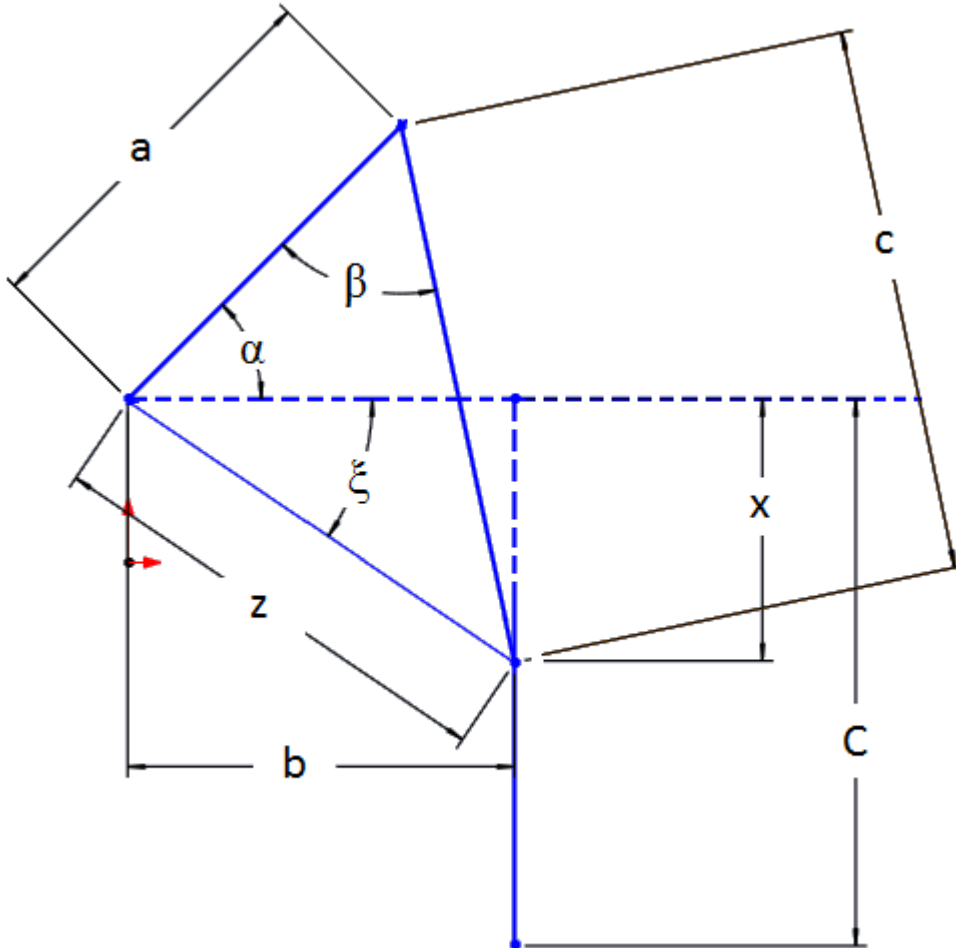


Figura 5.40: Detalhe da geometria do sistema de forças

Todas as medidas utilizadas nesta parte do cálculo deverão estar em mm.

Os ângulos irão variar em função da altura do curso C

$$a := 120 \quad b := 120 \quad c := 169.7 \quad C := 169.7$$

Pelo desenho do sistema, podemos observar que x varia de 0 até o tamanho do curso C.

$$x := 0,01..C$$

$$\begin{aligned} \hat{\text{Ângulo}} \zeta & \quad \xi(x) := \operatorname{atan}\left(\frac{x}{b}\right) & 5.10 \\ & \quad \xi_{\min} := \xi(0) & \xi_{\min} = 0 \\ & \quad \xi_{\text{med}} := \xi\left(\frac{C}{4}\right) & \xi_{\text{med}} = 0.3 \\ & \quad \xi_{\max} := \xi\left(\frac{C}{2}\right) & \xi_{\max} = 0.6 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Distância } z & \quad z(x) := \sqrt{(b^2 + x^2)} & 5.11 \\ & \quad z_{\min} := z(0) & z_{\min} = 120 \\ & \quad z_{\text{med}} := z\left(\frac{C}{4}\right) & z_{\text{med}} = 127.3 \\ & \quad z_{\max} := z\left(\frac{C}{2}\right) & z_{\max} = 147 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \hat{\text{Ângulo}} \beta & \quad \text{Num}(x) := \frac{(a^2 + c^2 - z(x)^2)}{2c \cdot a} & 5.12 \\ & \quad \beta(x) := \operatorname{acos}(\text{Num}(x)) \\ & \quad \beta_{\min} := \beta(0) & \beta_{\min} = 45 \cdot \text{deg} \\ & \quad \beta_{\text{med}} := \beta\left(\frac{C}{4}\right) & \beta_{\text{med}} = 48.5 \cdot \text{deg} \\ & \quad \beta_{\max} := \beta\left(\frac{C}{2}\right) & \beta_{\max} = 58 \cdot \text{deg} \end{aligned}$$

$$\theta(x) := \alpha(x) + \xi(x) \quad 5.13$$

$$\begin{aligned} \hat{\text{Ângulo}} \theta & \quad \text{Num}_2(x) := \frac{(c \cdot \sin(\beta(x)))}{z(x)} & 5.14 \\ & \quad \theta(x) := \text{asin}(\text{Num}_2(x)) \\ & \quad \theta_{\min} := \theta\left(\frac{C}{2}\right) & \theta_{\min} = 78.2 \cdot \text{deg} \\ & \quad \theta_{\text{med}} := \theta\left(\frac{C}{4}\right) & \theta_{\text{med}} = 86.6 \cdot \text{deg} \\ & \quad \theta_{\max} := \theta(0) & \theta_{\max} = 90 \cdot \text{deg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \hat{\text{Ângulo}} \alpha & \quad \alpha(x) := \theta(x) - \xi(x) & 5.15 \\ & \quad \alpha_{\min} := \alpha\left(\frac{C}{2}\right) & \alpha_{\min} = 43 \cdot \text{deg} \\ & \quad \alpha_{\text{med}} := \alpha\left(\frac{C}{4}\right) & \alpha_{\text{med}} = 67.1 \cdot \text{deg} \\ & \quad \alpha_{\max} := \theta(0) & \alpha_{\max} = 90 \cdot \text{deg} \end{aligned}$$

Braço de alavanca da Força do Homem  $L_1 := 1200\text{mm}$

Para um sistema em equilíbrio, o balanço de momentos fica da seguinte forma

$$\sum M_1 = 0 = F_h \cdot L_1 - F_2(x) \cdot (a \cdot \sin(\beta(x))) \quad 5.16$$

Fator de correção de unidade  $f_{\text{Cor}} := 1\text{mm}$

Força feita pela haste no êmbolo

$$F_2(x) := \frac{F_h \cdot L_1}{a \cdot \sin(\beta(x)) f_{\text{Cor}}} \quad 5.17$$

$$F_{2\min} := F_2(C) \quad F_{2\min} = 2.5 \cdot \text{kN}$$

$$F_{2\max} := F_2(0) \quad F_{2\max} = 3.5 \cdot \text{kN}$$

Diâmetro do êmbolo

$$D_{em} := 36\text{mm}$$

Raio do êmbolo

$$R_{em} := \frac{D_{em}}{2}$$

$$R_{em} = 18 \cdot \text{mm}$$

Área do êmbolo

$$A_{em} := \pi \cdot R_{em}^2$$

$$A_{em} = 1017.9 \cdot \text{mm}^2$$

$$A_{em} = 10.2 \cdot \text{cm}^2$$

Pressão exercida pela Força da Haste

$$P(x) := \frac{F_2(x)}{A_{em}} \quad 5.18$$

$$P_{\min} := P(C) \quad P_{\min} = 24.1 \cdot \text{bar}$$

$$P_{\max} := P(0) \quad P_{\max} = 34.1 \cdot \text{bar}$$

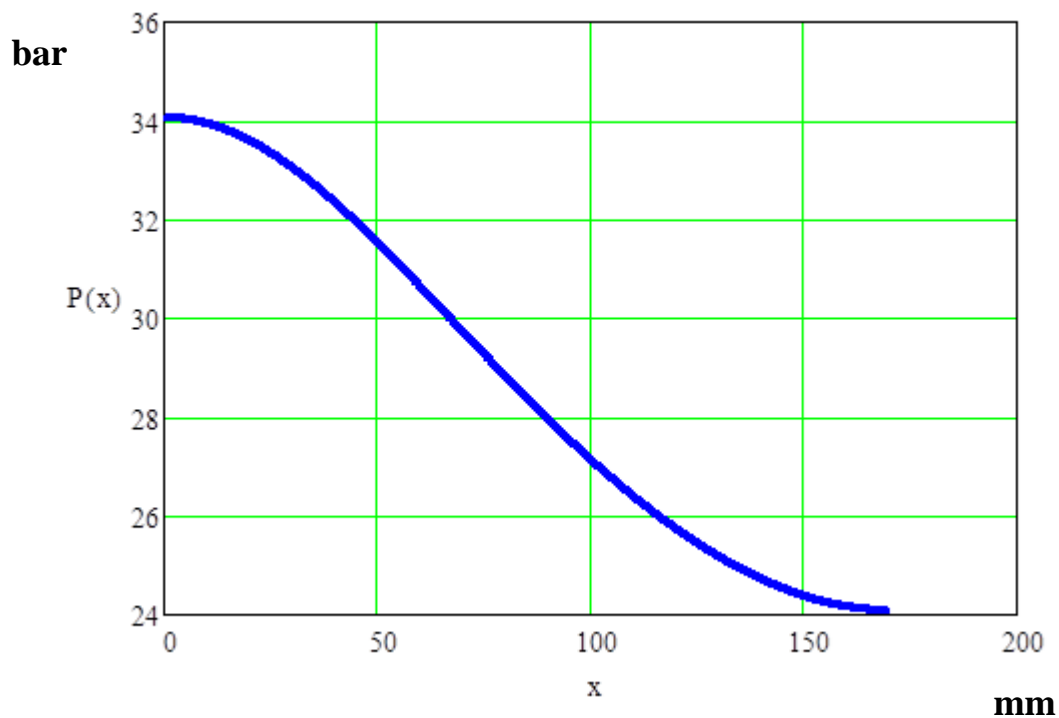


Figura 5.41: Gráfico com as pressões resultantes das bombadas com as mãos

Pressão mínima exercida na pior situação a ser adotada

$$P_{ad} := 14\text{bar}$$

Área do pistão necessária

$$A_p := \frac{F_{el}}{P_{ad}}$$

$$A_p = 2451.7 \cdot \text{mm}^2$$

$$A_p = 24.5 \cdot \text{cm}^2$$

Raio referente à Área do pistão

$$R_p := \sqrt{\frac{A_p}{\pi}}$$

$$R_p = 27.9 \cdot \text{mm}$$

$$R_p = 2.8 \cdot \text{cm}$$

Diâmetro referente à Área

$$D_p := 2 \cdot R_p$$

$$D_p = 0.1 \text{ m}$$

$$D_p = 5.6 \cdot \text{cm}$$

A Força de retorno se dará pela gravidade portanto ela deverá ser menor que a carga elevada

Força de retorno

$$F_R := 50\text{kgf}$$

Condição

$$F_{R\text{limit}} := \text{if}(F_R < 400\text{kgf}, \text{"OK"}, \text{"NO"})$$

$$F_{R\text{limit}} = \text{"OK"}$$

Área da Coroa

$$A_c := \frac{F_R}{P_{ad}}$$

$$A_c = 3.5 \cdot \text{cm}^2$$

Área da Haste

$$A_h := A_p - A_c$$

$$A_h = 21 \cdot \text{cm}^2$$

Raio referente à Área da Haste

$$R_h := \sqrt{\frac{A_h}{\pi}}$$

$$R_h = 0 \text{ m}$$

$$R_h = 2.6 \cdot \text{cm}$$

Diâmetro referente à Área da Haste

$$D_h := 2 \cdot R_h$$

$$D_h = 0.1 \text{ m}$$

$$D_h = 5.2 \cdot \text{cm}$$

### Dimensões Reais do Pistão

Diâmetro do Pistão

$$D_{pe} := 8.0 \text{ cm}$$

$$A_{pe} := \pi \cdot \left( \frac{D_{pe}}{2} \right)^2$$

$$A_{pe} = 50.3 \cdot \text{cm}^2$$

Condição

$$DP_{limit} := \text{if}(D_{pe} > D_p, \text{"OK"}, \text{"NO"})$$

$$DP_{limit} = \text{"OK"}$$

Diâmetro da Haste

$$D_{he} := 5.6 \text{ cm}$$

$$A_{he} := \pi \cdot \left( \frac{D_{he}}{2} \right)^2$$

$$A_{he} = 24.6 \cdot \text{cm}^2$$



Condição	$D_{h_{limit}} := \text{if}(D_{he} > D_h, \text{"OK"}, \text{"NO"})$	
	$D_{h_{limit}} = \text{"OK"}$	
Curso do Pistão	$C_{pe} := 1.7\text{m}$	
Área da Coroa	$A_{ce} := A_{pe} - A_{he}$	
	$A_{ce} = 25.6 \cdot \text{cm}^2$	
Nova pressão necessária	$NP := \frac{F_{el}}{A_{pe}}$	5.19
	$NP = 6.8 \cdot \text{bar}$	
Nova pressão de retorno	$NP_R := \frac{F_R}{A_{ce}}$	5.20
	$NP_R = 1.9 \cdot \text{bar}$	
Condição	$NP_{limit} := \text{if}(NP > NP_R, \text{"OK"}, \text{"NO"})$	
	$NP_{limit} = \text{"OK"}$	
Força Total	$F_{to} := P_{min} \cdot A_{pe}$	5.21
	$F_{to} = 12.1 \cdot \text{kN}$	
Fator de Segurança	$FS := \frac{F_{to}}{F_{tração}}$	
	$FS = 4.1$	

## Vazão, Volume e Tempo

Volume do Pistão  $V_{pe} := A_{pe} \cdot C_{pe}$

$V_{pe} = 8.5L$

Volume do reservatório  $V_{res} := 10L$

$V_{R.limit} := \text{if}(V_{res} > V_{pe}, "OK", "NO")$

$V_{R.limit} = "OK"$

Altura do cilindro de bombeio  $H_{cil} := C \cdot \text{mm}$

Diâmetro do cilindro de bombeio  $D_{cil} := D_{em}$

$D_{cil} = 3.6 \cdot \text{cm}$

Volume do cilindro de bombeio  $V_{cil} := \pi \cdot \left(\frac{D_{cil}}{2}\right)^2 \cdot H_{cil}$

$V_{cil} = 0.2L$

Normalmente, ao bombear com as mãos, o operador não costuma utilizar todo o curso da alavanca de bombeio, normalmente nestes casos o operador aproveita apenas a metade do curso total do bombeio

Altura que o pistão sobe por bombada  $H_{bomb} := \frac{V_{cil}}{2A_{pe}}$  5.22

$H_{bomb} = 17.2 \cdot \text{mm}$

$H_{bomb} = 1.7 \cdot \text{cm}$

Altura que os braços da empilhadeira sobem por bombada  $H_{braço} := 2H_{bomb}$  5.23

$H_{braço} = 34.4 \cdot \text{mm}$

$H_{braço} = 3.4 \cdot \text{cm}$

Número de bombadas necessário para elevação total do sistema

$$N_{\text{bomb}} := \text{trunc}\left(\frac{C_{\text{pe}}}{H_{\text{bomb}}}\right) + 1 \quad 5.24$$

$$N_{\text{bomb}} = 99$$

Tempo estimado por bombada

$$T_{\text{bomb}} := 4\text{s}$$

Tempo estimado para elevação total da carga

$$T_{\text{total}} := T_{\text{bomb}} \cdot N_{\text{bomb}} \quad 5.25$$

$$T_{\text{total}} = 6.6 \cdot \text{min}$$

### 5.2.2. Bombeamento feito com os pés

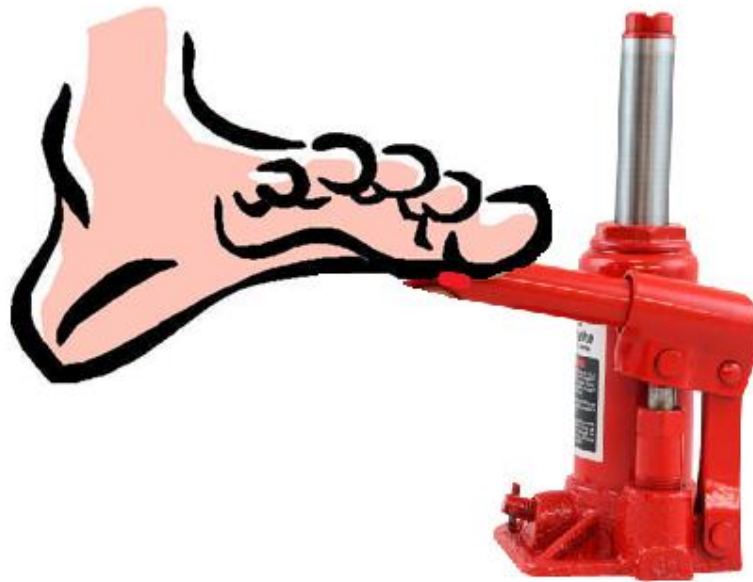


Figura 5.42: Homem bombeando um macaco hidráulico do tipo garrafa com os pés

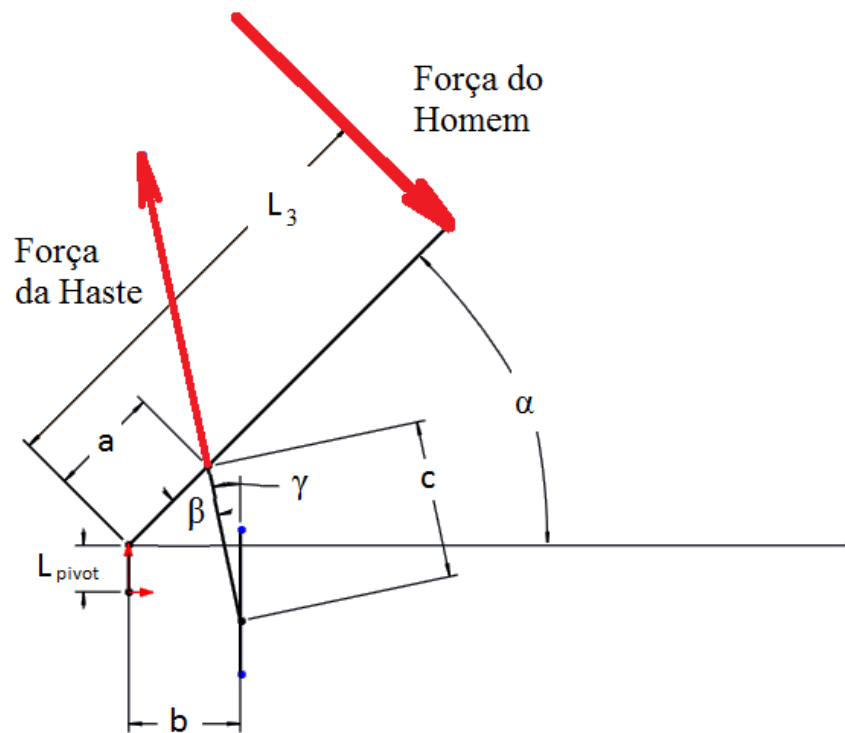


Figura 5.43: O diagrama de forças é o mesmo do caso anterior

O homem irá exercer uma força na ponta da alavanca que nós iremos considerar constante e sempre de forma perpendicular à mesma.

Força do Homem

$$F_{pd} := 60\text{kgf}$$

$$F_{pd} = 588.4\text{N}$$

O ângulo  $\alpha$  pode variar de  $0^\circ$  até  $90^\circ$ . Como apresentado anteriormente, em um movimento típico utilizando o pedal, o ângulo irá variar em sua amplitude máxima.

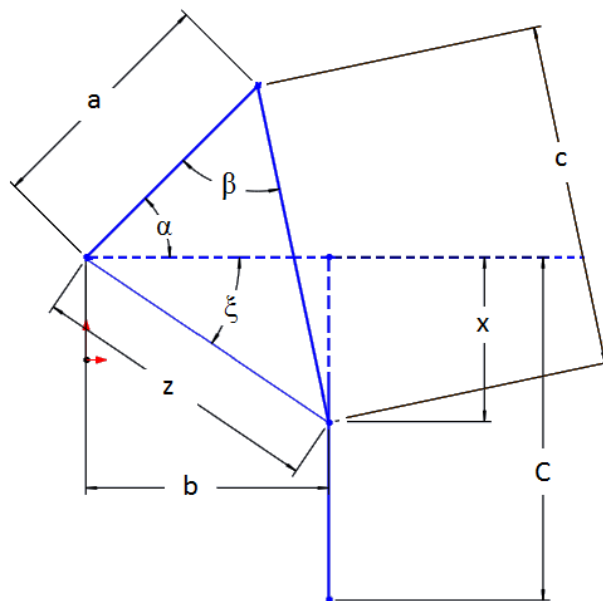


Figura 5.44: A geometria do sistema de forças é a mesma do caso anterior

Todas as medidas utilizadas nesta parte do cálculo deverão estar em mm.

Os ângulos irão variar em função da altura do curso C

$$a = 120 \quad b = 120 \quad c = 169.7 \quad C = 169.7$$

Pelo desenho do sistema, podemos observar que x varia de 0 até o tamanho do curso C.

$$x := 0,0.1..C$$

Ângulo

$$\xi_{\min 2} := \xi(0) \quad \xi_{\min 2} = 0$$

$$\xi_{\text{med} 2} := \xi\left(\frac{C}{2}\right) \quad \xi_{\text{med} 2} = 0.6$$

$$\xi_{\max 2} := \xi(C) \quad \xi_{\max 2} = 1$$

Distância z

$$z_{\min 2} := z(0) \quad z_{\min 2} = 120$$

$$z_{\text{med} 2} := z\left(\frac{C}{2}\right) \quad z_{\text{med} 2} = 147$$

$$z_{\max 2} := z(C) \quad z_{\max 2} = 207.8$$

Ângulo

$$\beta_{\min 2} := \beta(0) \quad \beta_{\min 2} = 45 \cdot \text{deg}$$

$$\beta_{\text{med} 2} := \beta\left(\frac{C}{2}\right) \quad \beta_{\text{med} 2} = 58 \cdot \text{deg}$$

$$\beta_{\max 2} := \beta(C) \quad \beta_{\max 2} = 90 \cdot \text{deg}$$

$$\theta(x) := \alpha(x) + \xi(x)$$

Ângulo

$$\theta_{\min 2} := \theta(C) \quad \theta_{\min 2} = 54.7 \cdot \text{deg}$$

$$\theta_{\text{med} 2} := \theta\left(\frac{C}{2}\right) \quad \theta_{\text{med} 2} = 78.2 \cdot \text{deg}$$

$$\theta_{\max 2} := \theta(0) \quad \theta_{\max 2} = 90 \cdot \text{deg}$$

Ângulo

$$\alpha_{\min 2} := \alpha(C) \quad \alpha_{\min 2} = -6.4 \times 10^{-15} \cdot \text{deg}$$

$$\alpha_{\text{med} 2} := \alpha\left(\frac{C}{2}\right) \quad \alpha_{\text{med} 2} = 43 \cdot \text{deg}$$

$$\alpha_{\max 2} := \alpha(0) \quad \alpha_{\max 2} = 90 \cdot \text{deg}$$

Braço de alavanca da Força no Pedal

$$L_3 := 300\text{mm}$$

Força feita pela haste no êmbolo

$$F_3(x) := \frac{F_{pd} \cdot L_3}{a \cdot \sin(\beta(x)) f_{Cor}}$$

$$F_{3min} := F_3(C)$$

$$F_{3min} = 1.5 \cdot \text{kN}$$

$$F_{3max} := F_3(0)$$

$$F_{3max} = 2.1 \cdot \text{kN}$$

Diâmetro do êmbolo

$$D_{em} = 36 \cdot \text{mm}$$

Área do êmbolo

$$A_{em} = 10.2 \cdot \text{cm}^2$$

Pressão exercida pela Força da Haste

$$P_{pd(x)} := \frac{F_3(x)}{A_{em}}$$

$$P_{pdmin} := P_{pd}(C)$$

$$P_{pdmin} = 14.5 \cdot \text{bar}$$

$$P_{pdmax} := P_{pd}(0)$$

$$P_{pdmax} = 20.4 \cdot \text{bar}$$

Condição

$$P_{adlimit} := \text{if}(P_{ad} < P_{pdmin}, \text{"OK"}, \text{"NO"})$$

$$P_{adlimit} = \text{"OK"}$$

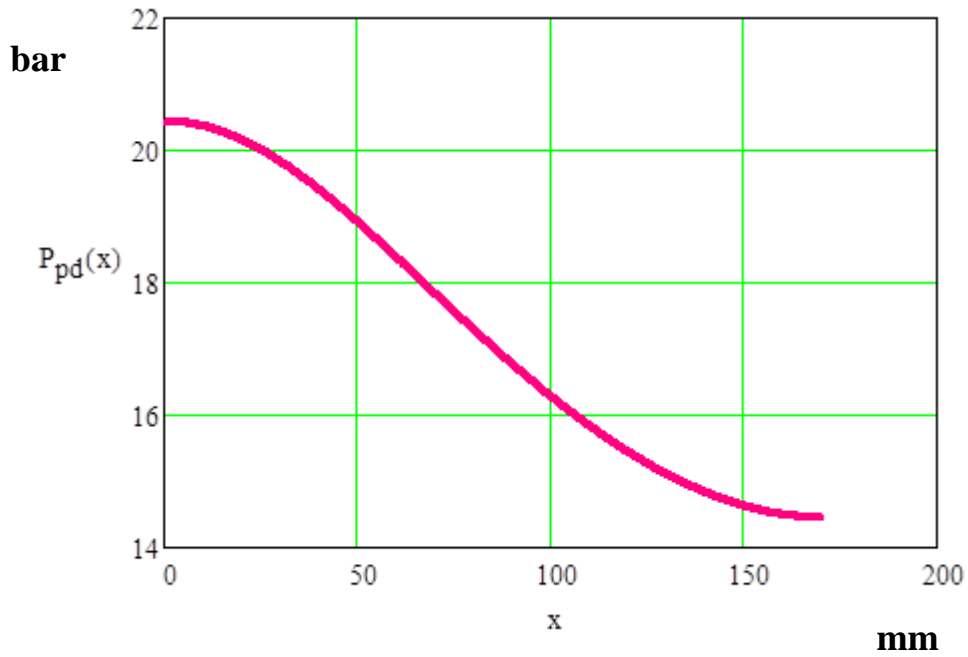


Figura 5.45: Gráfico com as pressões resultantes das bombadas com os pés

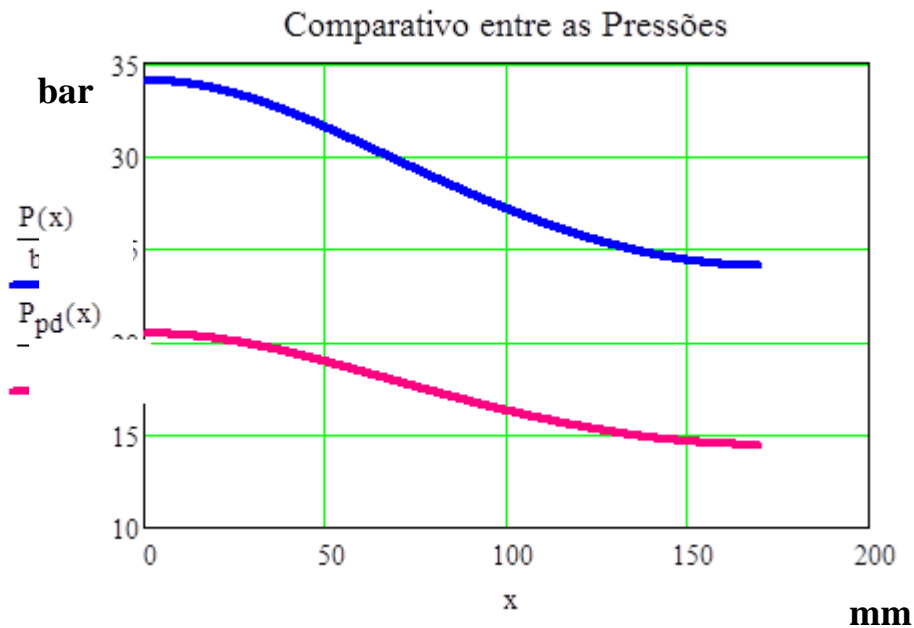


Figura 5.46: Gráfico com um comparativo entre as pressões realizadas.  $P(x)$  em azul e  $P_{pd}(x)$  em rosa.

O gráfico mostra que a pressão resultante do bombeamento com os braços é maior do que a pressão resultante do bombeamento com os pés. Isso se dá porque apesar de a força exercida pelos pés ser sensivelmente maior que a força exercida pelas mãos, o



braço de alavanca da haste utilizada para bombear é muito maior que a distância do pedal. Portanto o homem bombeia com mais facilidade com as mãos. O pedal é utilizado por ser mais prático para o bombeamento, cansando menos.

Força Total  $F_{t2} := P_{pdmin} \cdot A_{pe}$   $F_{t2} = 7264.2 \cdot N$

Fator de Segurança  $FS2 := \frac{F_{t2}}{F_{tração}}$   $FS2 = 2.5$

### Vazão, Volume e Tempo

Altura do cilindro de bombeio  $H_{cil} = 169.7 \cdot mm$

Diâmetro do cilindro de bombeio  $D_{cil} = 3.6 \cdot cm$

Volume do cilindro de bombeio  $V_{cil} = 0.2L$

Volume do reservatório  $V_{res} = 10L$

Altura que o pistão sobe por bombada  $H_{bomb2} := \frac{V_{cil}}{A_{pe}}$

$H_{bomb2} = 34.4 \cdot mm$

$H_{bomb2} = 3.4 \cdot cm$

Altura que os braços da empilhadeira sobem por bombada  $H_{braço2} := 2H_{bomb2}$

$H_{braço2} = 68.7 \cdot mm$

$H_{braço2} = 6.9 \cdot cm$

Número de bombadas necessário para elevação total do sistema  $N_{bomb2} := \text{trunc}\left(\frac{C_{pe}}{H_{bomb2}}\right) + 1$

$N_{bomb2} = 50$

O tempo estimado para bombear com o pé é muito menor que o tempo para bombear com os braços, portanto,

Tempo estimado por bombada

$$T_{\text{bomb2}} := 2\text{s}$$

Tempo estimado para elevação total da carga

$$T_{\text{total2}} := T_{\text{bomb2}} \cdot N_{\text{bomb2}}$$

$$T_{\text{total2}} = 1.7 \cdot \text{min}$$

Fatores de Segurança

Bombeando com as mãos

$$FS = 4.1$$

Bombeando com os pés

$$FS2 = 2.5$$

Carga Máxima que o Pistão aguentaria com segurança

$$F_{\text{cmax}} := F_{t2} - P_{\text{conjunto}}$$

$$F_{\text{cmax}} = 691.8 \text{ kgf}$$

Portanto, o risco do pistão falhar por conta de carga extra é muito pequeno. O sistema foi dimensionado com um bom fator de segurança, levando em consideração as possíveis condições extremas de uso.

### 5.3. Análise de Flambagem da Haste do Cilindro Hidráulico

Quando um elemento sob compressão atinge uma carga crítica ( $P_{cr}$ ), ele subitamente deflete lateralmente. Esta deflexão lateral devido à carga compressiva axial é chamada de Flambagem. Uma outra definição para carga crítica seria a carga na qual a transição do equilíbrio estável para o equilíbrio instável ocorre.

A partir do diagrama de corpo livre de uma viga, é possível formular o problema e descobrir as equações que descrevem a situação e as soluções que resolvem o problema.

O problema será modulado com uma viga, uma coluna ideal, com restrição completa em uma extremidade (engaste) e fixada por pino na outra extremidade. A análise de flambagem será feita na haste do pistão. Como a parte inferior da haste o movimento dela é limitado pelo próprio cilindro do pistão em todas as direções, podendo apenas se mover na vertical, ela irá ser representada como um engaste. Como na parte superior da haste ela pode girar em todas as direções, no entanto fica restrita ao movimento vertical pelo trilho do mastro, será feita como se fosse fixada por pino na extremidade.

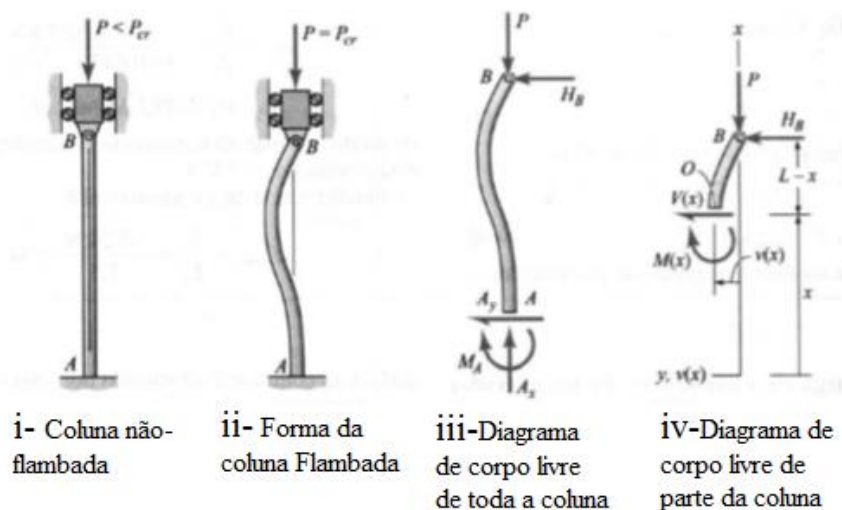


Figura 5.47: Modelagem do problema

Na figura acima ii, é possível observar a configuração da coluna flambada. O desenho está com as deflexões exageradas com o intuito de facilitar a compreensão e identificação da forma apresentada pela viga após sofrer a flambagem. Ao observarmos a viga nos apoios A e B é possível ver que ela apresenta curvaturas diferentes. Enquanto o apoio B funciona como um pino, permitindo a viga rotacionar, o apoio A funciona como um engaste, não permitindo que a viga rotacione. Portanto esta curvatura em A corresponde a um momento  $M_a$  no sentido mostrado na figura iii. Através das equações de estática.

$$\Sigma F_x = 0 \quad A_x = P$$

$$\Sigma M_a = Hb$$

A partir do diagrama de corpo livre da figura iv\*:

$$\Sigma M_0 = 0 \quad M_x = Hb*(L-x) - P*v(x) \quad 5.26$$

Utilizando a equação acima na equação diferencial momento-curvatura apresentada no texto obtemos,

$$\begin{aligned} EIv''(x) &= M(x) \\ EIv''(x) + P*v(x) &= Hb* L - HB* x \end{aligned} \quad 5.27$$

Levando em consideração apenas colunas uniformes e empregando-se a definição de  $\lambda$ , pode-se reescrever a equação da seguinte forma,

$$\begin{aligned} v''(x) + (P*v(x)/EI) &= (Hb* L/EI) - (HB* x/EI) \\ v''(x) + \lambda^2 *v(x) &= (Hb* L/EI) - (HB* x/EI) \end{aligned} \quad 5.28$$

Obtem-se portanto uma equação diferencial ordinária linear, não homogênea e de segunda ordem com coeficientes constantes.

As condições de contorno são respectivamente:

$$v(0) = 0 \quad 5.29$$

$$v'(0) = 0 \text{ (tangente à curvatura vertical)} \quad 5.30$$

$$v(L) = 0 \quad 5.31$$



**Figura 5.48: Forma da coluna Flambada**

A solução da equação diferencial com as condições de contorno impostas, consiste em uma solução complementar da solução particular. A solução complementar é obtida ao igualar-se o lado direito da equação diferencial a zero.

$$v''(x) + \lambda^2 v(x) = 0 \quad 5.32$$

Solução:

$$v(x) = C_1 \sin \lambda x + C_2 \cos \lambda x \quad 5.33$$

Como o lado direito da equação diferencial consiste em um termo constante e um termo que é linear em (x), tenta-se a seguinte solução particular:

$$v_p(x) = C_3 + C_4(x)$$

Substituindo-se essa solução na equação diferencial, observando-se que:

$$v''p(x) = 0$$

$$\lambda^2 = P/EI$$

obtéem-se:

$$\lambda^2 (C3 + C4x) = (Hb*L - Hb*x) / EI$$

$$vp(x) = (Hb*L - Hb*x) / P$$

A solução geral completa é portanto:

$$v(x) = (Hb*L / P) - (Hb*x / P) + C1\text{sen}\lambda x + C2\text{cos}\lambda x \quad 5.34$$

Desta forma, têm-se três condições de contorno para obtenção das quatro constantes,  $\lambda$ ,  $Hb$ ,  $C1$  e  $C2$

$$v(0) = 0$$

$$C2 = -Hb*L / P$$

$$v'(x) = 0$$

$$C1 = Hb / \lambda P$$

$$v(L) = 0$$

$$C1\text{sen}\lambda L + C2\text{cos}\lambda L = 0$$

$$C1\text{sen}\lambda L - (Hb*L / P)\text{cos}\lambda L = 0$$

$$C1 (\text{sen}\lambda L - \lambda \text{cos}\lambda L) = 0 \quad 5.35$$

Além da solução trivial podemos obter outras soluções caso  $\lambda$  satisfaça a seguinte equação:

$$\text{sen}(\lambda n * L) - (\lambda n * L) * \text{cos}(\lambda n * L) = 0$$

$$\text{tg}(\lambda n * L) = \lambda * L, \quad n=1,2,3,\dots$$

Esta é chamada de Equação Característica! Existe um número infinito de soluções, mas como o caso da coluna bi-apoiados, deseja-se obter o menor valor de  $\lambda * L$  que satisfaça a equação acima. Um modo de resolver esta equação é plotar:

$$f(\lambda * L) = \operatorname{tg}(\lambda * L) \quad \text{x} \quad \lambda * L$$

$$g(\lambda * L) = \lambda * L \quad \text{x} \quad \lambda * L$$

O menor valor onde as curvas se interceptam é de  $\lambda n * L = 4,4934$

Combinando este valor com a equação  $\lambda^2 = P / EI$  tem-se:

$$P_{cr} = (20,1906) * EI / L^2 \quad 5.36$$

Módulo de Elasticidade da Haste do Cilindro:

Material da Haste do cilindro: Ferro Fundido

$$E_{he} := 180 \text{ GPa}$$

Comprimento da Haste do Cilindro: Aproximadamente igual ao curso do Pistão.

$$L_{he} := C_{pe}$$

$$L_{he} = 1.7 \text{ m}$$

Haste cilíndrica maciça de seção circular.

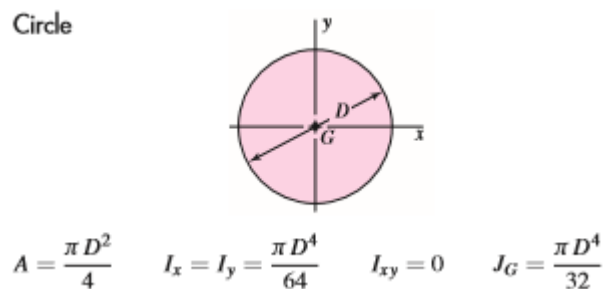


Figura 5.49: Seção da Haste do cilindro.

Momento de Inércia da Haste do Cilindro

$$I_{he} := \pi \cdot \frac{D_{he}^4}{64}$$
$$I_{he} = 2 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

Carga crítica de Flambagem

$$P_{cr} := 20.1906 \cdot \frac{E_{he} \cdot I_{he}}{(L_{he})^2}$$

$$P_{cr} = 385.8 \cdot \text{kN}$$

Condição

$$P_{crlimit} := \text{if}(P_{cr} > 2 \cdot F_{\text{tração}}, \text{"OK"}, \text{"NO"})$$

$$P_{crlimit} = \text{"OK"}$$

Fator de segurança

$$FS_{pcr} := \frac{P_{cr}}{2 \cdot F_{\text{tração}}}$$

$$FS_{pcr} = 66.1$$

A carga crítica de flambagem  $P_{cr}$  é portanto de um valor muito elevado e muito maior do que a carga máxima sofrida pela haste. Não há portanto um risco real de flambagem da haste do cilindro. Mais uma vez, um fator de segurança tão elevado, pelos mesmos motivos dos fatores de segurança na análise das forquilhas. O equipamento deve estar preparado para as diferentes situações em que o mau uso do equipamento pode ser previsto.



## 5.4. Análise da corrente

A principal característica a ser observada no dimensionamento e seleção da corrente a ser utilizada, será a resistência mínima à tração da corrente. Como no nosso caso a corrente não irá ser utilizada para a transmissão de potência e sim, transmissão de movimento, o principal problema a ser verificado seriam as cargas que estariam atuando na corrente. Como nosso problema não requer cargas elevadas serão sempre consideradas correntes simples.

Cargas atuantes na corrente

$$F_{\text{tração}} = 2255.5\text{N}$$

<b>Correntes de Rolos</b>						
<b>Número da corrente AISI</b>	<b>Passo (mm)</b>	<b>Largura (mm)</b>	<b>Resistência mínima à tração (N)</b>	<b>Peso médio (N/m)</b>	<b>Diâmetro do rolete (mm)</b>	<b>Distância entre correntes múltiplas (mm)</b>
25	6.35	3.18	3470	1.31	3.30	6.40
35	9.52	4.76	7830	3.06	5.08	10.13
41	12.70	6.35	6670	3.65	7.77	-
40	12.70	7.94	13920	6.13	7.92	14.38
50	15.88	9.52	21700	10.1	10.16	18.11
60	19.05	12.70	31300	14.6	11.91	22.78
80	25.40	15.88	55600	25.0	15.87	29.29
100	31.75	19.05	86700	37.7	19.05	35.76
120	38.10	25.40	124500	56.5	22.22	45.44
140	44.45	25.40	169000	72.2	25.40	48.87
160	50.80	31.75	222000	96.5	28.57	58.55
180	57.15	35.71	280000	132.2	35.71	65.84
200	63.50	38.10	347000	160	39.67	71.55
240	76.70	47.63	498000	239	47.62	87.83

Figura 5.50: Padronização das dimensões das correntes de rolos

Uma corrente deverá ser escolhida para ser testada e ver se satisfaz as condições do problema.

Corrente escolhida:

<b>Correntes de Rolos</b>						
<b>Número da corrente AISI</b>	<b>Passo (mm)</b>	<b>Largura (mm)</b>	<b>Resistência mínima à tração (N)</b>	<b>Peso médio (N/m)</b>	<b>Diâmetro do rolete (mm)</b>	<b>Distância entre correntes múltiplas (mm)</b>
35	9.52	4.76	7830	3.06	5.08	10.13

Figura 5.51: Corrente escolhida

Número da Corrente AISI Selecionada

NumCorrente := 35

Passo

P<sub>cor</sub> := 9.52mm

Largura

L<sub>lacor</sub> := 4.76mm

Resistência mínima à tração

R<sub>traçãocor</sub> := 7830N

Peso médio

P<sub>médiocor</sub> := 3.06

Diâmetro do rolete

D<sub>roletecor</sub> := 5.08mm

Condição

R<sub>traçãolimit</sub> := if(F<sub>tração2</sub> < R<sub>traçãocor</sub>, "OK", "NO")

R<sub>traçãolimit</sub> = "OK"

Fator de segurança

$$FS_{cor} := \frac{R_{traçãocor}}{F_{tração2}}$$

FS<sub>cor</sub> = 1.6

Comprimento da corrente

L<sub>comcor</sub> := 5m

Número de elos mínimo

$$N_{elos} := \frac{L_{comcor}}{P_{cor}}$$

N<sub>elos</sub> = 525.2

Número real de elos

$$N_{\text{realelos}} := \text{Round}(N_{\text{elos}}, 1)$$

$$N_{\text{realelos}} = 525$$

Comprimento real da corrente

$$\text{Comprimento}_{\text{real}} := N_{\text{realelos}} \cdot P_{\text{cor}}$$

$$\text{Comprimento}_{\text{real}} = 5 \text{ m}$$

Conta inversa para Cálculo de Carga Máxima

$$\text{Carga}_{\text{Max}} := \frac{F_{\text{tração}2}}{2} - P_{\text{suporte}}$$

5.37

$$\text{Carga}_{\text{Max}} = 2352.9 \text{ N}$$

$$\text{Carga}_{\text{Max}} = 239.9 \text{ kgf}$$

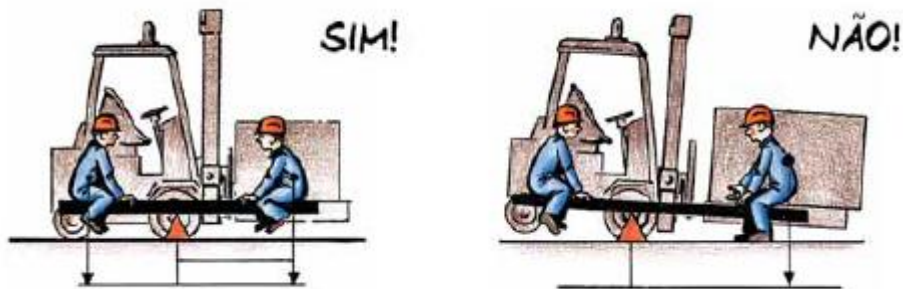
O peso máximo de um barco que o equipamento poderia suportar com segurança seria o de aproximadamente 385kgf. Caso o barco seja mais pesado, a corrente poderá se romper fazendo com que o conjunto da forquilha-talão e o barco caiam ao chão. No entanto mesmo esta carga, o projeto não foi feito para suportar. Estas são apenas análises com fatores de segurança. A carga de projeto é de 100kgf e a carga máxima recomendada é portanto de 200kgf. Essa margem é necessária imaginando que o barco pode estar velho e mais pesado devido a remendos feitos ou imaginando que um dos operadores pode se apoiar no barco jogando o seu peso em cima do equipamento. A corrente é portanto a limitadora do equipamento.

## 6. UTILIZAÇÃO DO EQUIPAMENTO

Para que o equipamento seja utilizado de forma correta, este capítulo se apresenta como uma forma de manual prevendo os possíveis problemas decorrentes do mal uso.

Para que o equipamento se encontre estável, é necessário que a carga, que no caso seriam os barcos, seja retirada do apoio de forma adequada. O primeiro princípio é que

o barco não deve ser pego pela ponta. Isto altera de forma muito impactante na estabilidade do equipamento podendo tombar para frente.



**Figura 6.1:** Carga sendo erquida utilizando toda a extensão das Forquilhas



**Figura 6.2:** A carga deve estar alinhada

O barco deverá ser pego de forma alinhada, perpendicular às forquilhas. Caso contrário a estabilidade também estará comprometida e o equipamento poderá esbarrar em outros barcos pelo caminho, causando danos e prejuízos.

Sempre que a empilhadeira estiver se movimentando, com carga ou vazia, será sempre com as forquilhas situadas em uma posição embaixo do mastro. Isto evita acidentes pois estando mais embaixo a visualização do equipamento se torna mais fácil e a movimentação mais estável. Em hipótese alguma a empilhadeira deverá se movimentar para frente, caso o operador da empilhadeira não tenha um campo de visão bom.

O risco da empilhadeira se virar quando o chão estiver inclinado é maior. Portanto a empilhadeira não é recomendada para ser utilizada em solos que possuam um desnível maior que 10°.



**Figura 6.3: Inclinação limite do solo**

Características do chão são muito importantes. É mais seguro trabalhar e se movimentar sobre chãos lisos, planos, limpos; resistentes ao peso e aos movimentos da empilhadeira.

Em rampas a atenção deve ser redobrada. Para não se virar, as cargas deverão estar sempre voltadas para a parte superior da rampa, tanto se subir como se descer.

Diferenças bruscas de velocidade: as travagens, acelerações e desacelerações aumentam o risco de se virar. Portanto, é recomendado aos operadores das empilhadeiras, um movimento suave e tranquilo para evitar acidentes.

O equipamento deverá estar sempre montado de forma completa. A utilização da grade é importante para a proteção do operador, impedindo que este se machuque com a corrente de rolos. A altura e a largura do lugar de trabalho devem estar de acordo com o tamanho da empilhadeira. Não é recomendado utilizar as empilhadeiras em locais muito apertados onde não tenha espaço adequado para o operador.

A empilhadeira deve ser adequada à resistência e às desigualdades do chão sobre o qual se trabalha. Não é recomendado utilizar o equipamento em terreno arenoso ou

pedregoso. O movimento do empilhador e o movimento da carga são movimentos que sempre se devem fazer de forma individual e consecutiva, nunca ao mesmo tempo.



**Figura 6.4: Movimento da empilhadeira e da carga**

O peso da carga transportada não deve superar nunca o peso máximo recomendado pelo projeto que é de 200 kgf. Caso o peso seja maior, o equipamento poderá tombar ou a corrente tracionadora poderá romper.

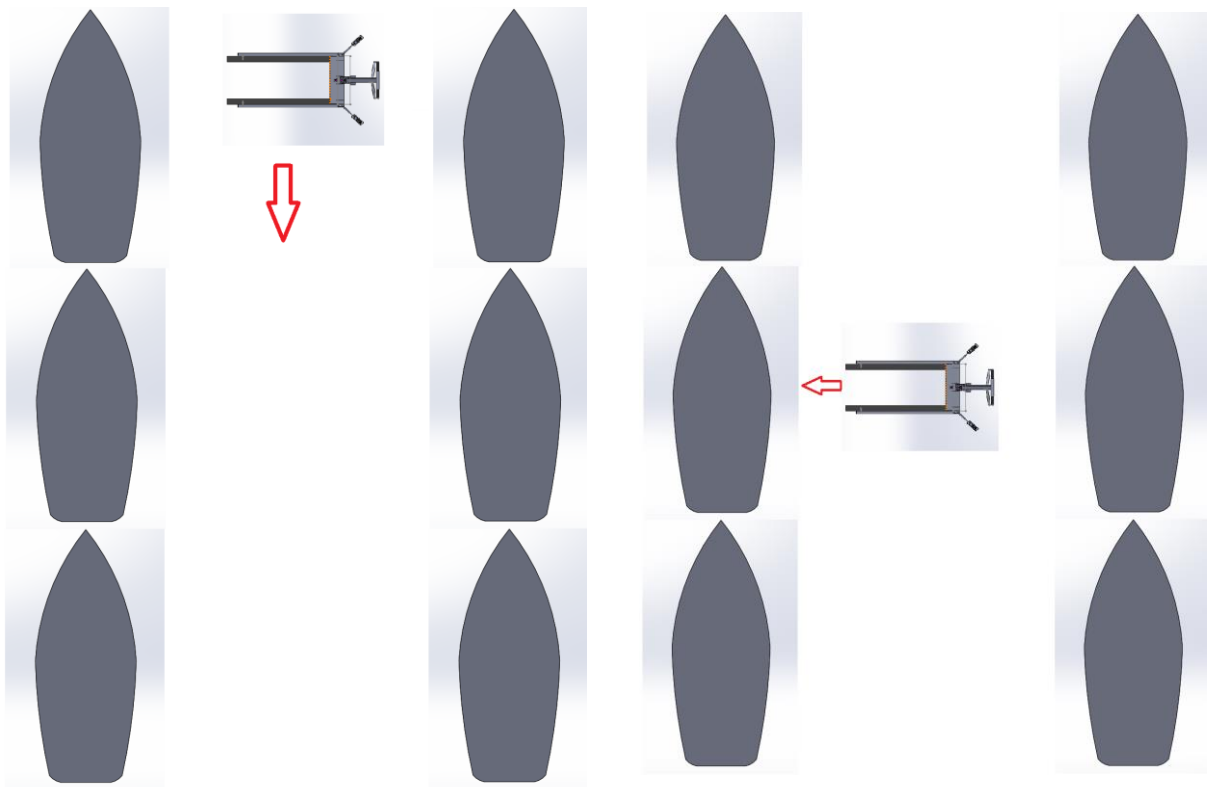


**Figura 6.5: Carga equivalente muito pesada**

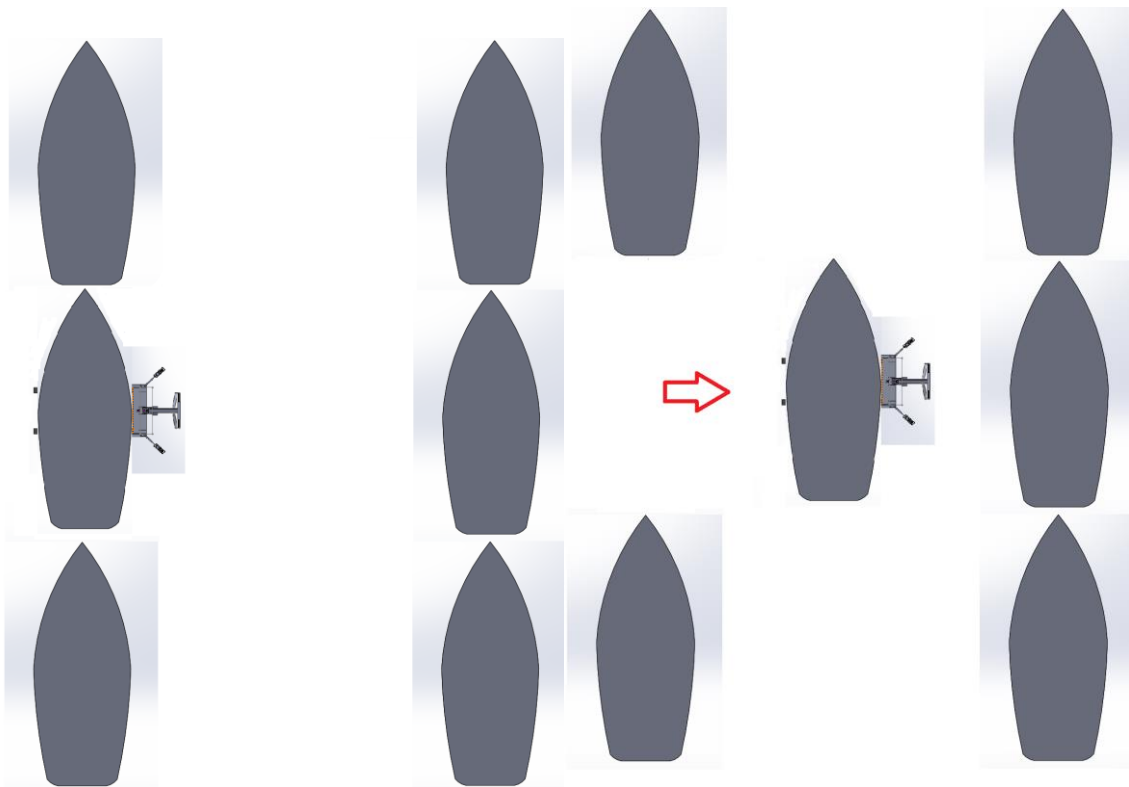
O transporte do barco nos corredores do clube deve ser feito de lado. Isto é muito importante para evitar acidentes, pois normalmente o corredor é estreito e não há espaço suficiente para que o barco passe de forma horizontal.

Portanto o Operador irá adentrar no corredor com o equipamento, andar até o local escolhido e parar a empilhadeira de frente para o barco. Irá então subir o tabuleiro com as forquilha até a altura desejada. Após subir até a altura desejada ele irá encaixar a empilhadeira no barco e içar o barco apenas o suficiente para que este esteja completamente apoiado na empilhadeira sem que a estante esteja recebendo qualquer

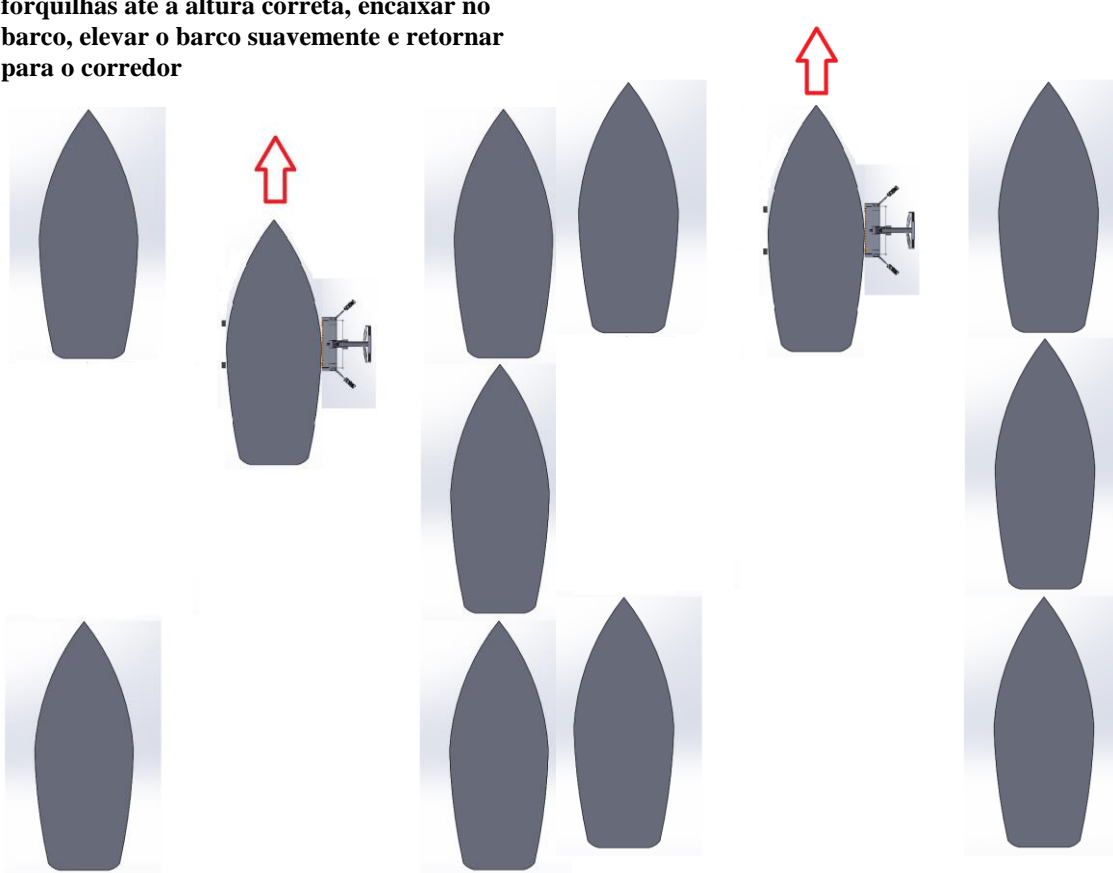
esforço. Após esta etapa, o operador irá retornar a empilhadeira para o corredor e baixar o barco até uma altura segura , isto é, no máximo 50cm do solo. Após baixar o barco, o operador poderá retornar pelo corredor andando com a empilhadeira em um movimento lateral.



**Figura 6.6: Início do percurso que a empilhadeira deve percorrer, entrando no corredor de barcos e se alinhando com a estante de barcos escolhida.**



**Figura 6.7:** Após alinhar a empilhadeira com o barco escolhido a empilhadeira deve elevar as forquilha até a altura correta, encaixar no barco, elevar o barco suavemente e retornar para o corredor



**Figura 6.8:** Após retornar ao corredor, o operador deverá baixar a carga até uma altura máxima de 50cm e então deverá sair pelo corredor andando lateralmente com o equipamento e o barco transportado



## 7. CONCLUSÃO

O projeto da HAROSI-200 é um projeto único e de valor agregado significativo, pois ele se propõe a resolver todos os problemas característicos dos clubes náuticos ao manusear os barcos Dingue e *Optimist*. Esses problemas são essencialmente a falta de espaço para o armazenamento de mais barcos e o mais importante sem dúvidas, a segurança dos barcos a serem transportados e principalmente dos funcionários do clube. No entanto, desses problemas, diversos obstáculos surgem. O espaço para a utilização da empilhadeira é muito restrito e os corredores são estreitos, de forma que não há espaço para manobrar a empilhadeira carregada com o barco. O ambiente sofre gravemente com a ação da oxidação pela proximidade com o mar, portanto o equipamento deve ser resistente à corrosão. O sistema deve ser de fácil operação, de forma que não necessite de um treinamento complexo e de fácil manutenção. A proposta é criar um mecanismo que torne o transporte mais simples e fácil, precisando de menos trabalhadores.

Ao analisarmos o projeto da HAROSI-200 podemos perceber que ela atende a todos os requisitos de projeto. O equipamento é simples, de fácil utilização e manutenção. O equipamento é extremamente leve, de forma que a movimentação é fácil, não precisando de mais do que um operador. As rodas que giram em 360° em torno do eixo vertical, permitem que o equipamento se movimente de lado carregando os barcos pelos corredores estreitos sem problemas. As forquilha possuem uma camada de borracha para evitar danos no casco do barco. Todo o sistema foi calculado com uma boa margem de segurança, de forma que os braços não irão fletir e nem se deformar plasticamente, o cilindro irá aguentar e elevar a carga, a corrente irá transmitir o movimento sem problemas e a haste do cilindro não irá flambar. Um guia de boas

práticas foi elaborado como uma forma de manual para que o equipamento seja utilizado de forma correta e todas as medidas do equipamento foram dimensionadas de forma correta e que corresponde às medidas das estantes onde os barcos são guardados e dos corredores.

Como o projeto foi todo calculado a partir de uma memória de cálculo desenvolvida no software mathcad onde os inputs, dados pelo projetista ficam destacados em azul e os outputs em amarelo, é possível mudar os inputs para adaptar o projeto. O projeto da HAROSI-200, portanto soluciona o problema do Clube Charitas, mas é capaz de se adaptar às mais diferentes condições e solucionar os mesmos problemas encontrados em qualquer outro clube.



**Figura 6.1. Desenho do modelo proposto HAROSI-200.**

## 8. BIBLIOGRAFIA

- [1] <http://www.planetseed.com/pt-br/sciencearticle/iatismo-do-trabalho-para-diversao> acessado em 12 de Janeiro de 2013
- [2] <http://www.webnauticos.com.br/bib/default.asp?Pag=2&Cod=20#maisBibliotecas> acessado em 12 de Janeiro de 2013
- [3] <http://360graus.terra.com.br/iatismo/default.asp?did=21538&action=reportagem> acessado em 12 de Janeiro de 2013
- [4] <http://pt.wikipedia.org/wiki/Optimist> acessado em 15 de Janeiro de 2013
- [5] <http://holosbrasil.com/dingue/> acessado em 15 de Janeiro de 2013
- [6] <http://www.eboat.com.br/nautica/guia-barcos-ficha.asp?id=158> acessado em 16 de Janeiro de 2013
- [7] <http://www.oceanica.ufrj.br/ocean/arqii2/arquitetura%20naval%20II-trabalhos/vela/dingue.htm> acessado em 23 de Maio de 2013
- [8] <https://plus.google.com/photos/108592355311786680614/albums/5675749374608005137/5675750017179460178?banner=pwa&pid=5675750017179460178&oid=108592355311786680614> acessado em 30 de Março de 2013
- [9] Visita técnica ao clube Charitas em 12 de Dezembro de 2012
- [10] <http://www.tecnofranteconomia.com.br/manutencao.asp> acessado em 8 de Maio de 2013
- [11] Rexnord Hidráulica Ltda. Manual de Hidráulica Básica. 3. Ed. 1981.
- [12] Rexnord Hidráulica Ltda. Treinamento Hidráulico, Apostila de Instrução e Informação sobre Hidráulica Industrial. 1. Ed. 1981
- [13] [http://www.fisica.ufmg.br/fmsfdist/pressao/pressao\\_guia\\_impressao.htm](http://www.fisica.ufmg.br/fmsfdist/pressao/pressao_guia_impressao.htm) acessado em 23 de abril de 2013
- [14] Filho, Flávio de Marco. Apostila de Elementos de Máquinas, UFRJ, 2010
- [15] <http://www.translift.com.br/> acessado em 22 de Março de 2013
- [16] <http://www.sunnforest.com/> acessado em 13 de Junho de 2013
- [17] <http://www.hoistlift.com/default.aspx> acessado em 15 de Maio de 2013
- [18] Calister Jr., William D. Ciência e Engenharia de Materiais: uma introdução, 5. Ed.

Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A, 2002.

[19] [http://www.engineeringtoolbox.com/american-standard-steel-channels-d\\_1321.html](http://www.engineeringtoolbox.com/american-standard-steel-channels-d_1321.html) acessado em 15 de Julho de 2013

[20] <http://www.retentive.com.br/kitIndustrialLinhas.php> acessado em 8 de Fevereiro em 2013

[21] Shigley, Joseph E., Projeto de Engenharia Mecânica/Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke, Richard G. Budynas; Tradução João Batista de Aguiar, José Manuel de Aguiar.,8. Ed.- Porto Alegre: Bookman, 2005.

[22] Reshtov, D. N., Atlas de Construção de Máquinas, Hemus Editora Ltda., São Paulo, 2005.

[23] Filho, Flávio de Marco. Apostila de Elementos de Máquinas, UFRJ, 2010

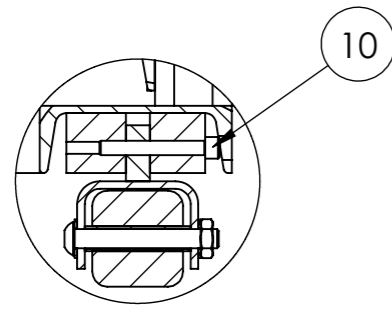
[24] Maxfield, Brent. Essential Mathcad for Engineering, Science, and Math, 2. Ed.

[25] Crandall, Stephen H. An introduction to the Mechanics of Solids, 2. Ed.

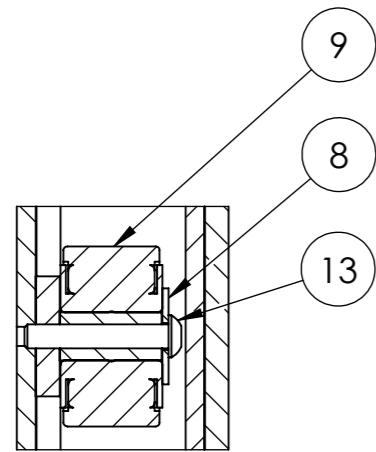
[26] do Vale, Frederico A.M. Desenho de Máquinas, 2006/01

## **ANEXO A - DESENHOS**

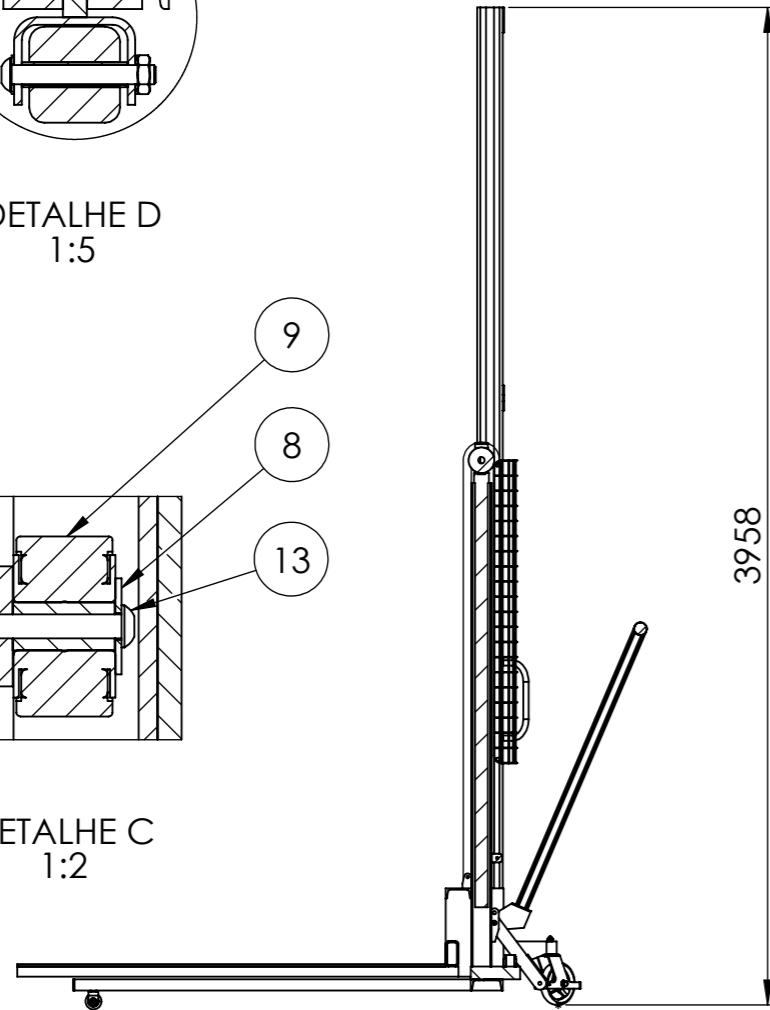
ITEM	QT	DESCRIÇÃO	MATERIAL	DIM./OBS
1	1	CONJ. MASTRO FIXO	-----	
2	1	CONJ. GARFO DE ELEVAÇÃO	-----	
3	1	CONJ. BRAÇO C/ PEDAL	-----	
4	1	CONJ.PISTÃO	-----	
5	2	CONJ. RODAS TRASEIRAS	-----	180mm
6	2	CONJ. RODAS DIANTEIRAS	-----	50mm
7	1	GRADE	AÇO INOX	1203 X 852 mm
8	4	ARRUELA TIPO B	AÇO INOX	M6
9	4	ROLAMENTO	AÇO INOX	30NIU15
10	2	PARAFUSO DO PERFIL	AÇO INOX	ALLEN M6 X40
11	4	ARRUELA TIPO B LARGA	AÇO INOX	M12
12	2	PORCA FECHADA	AÇO INOX	M6
13	2	PARAFUSO DO PERFIL	AÇO INOX	ALLEN M12 X70



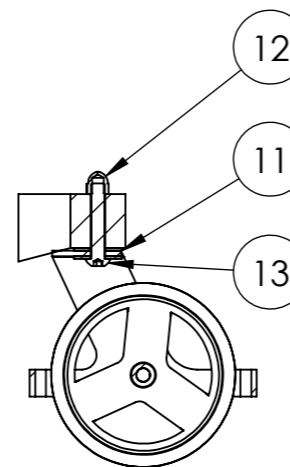
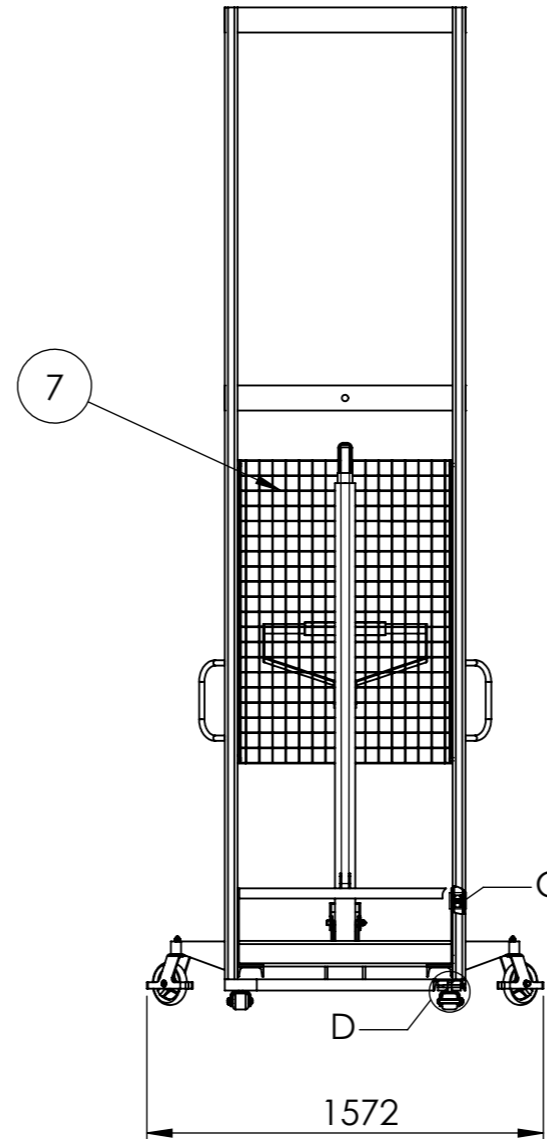
DETALHE D  
1:5



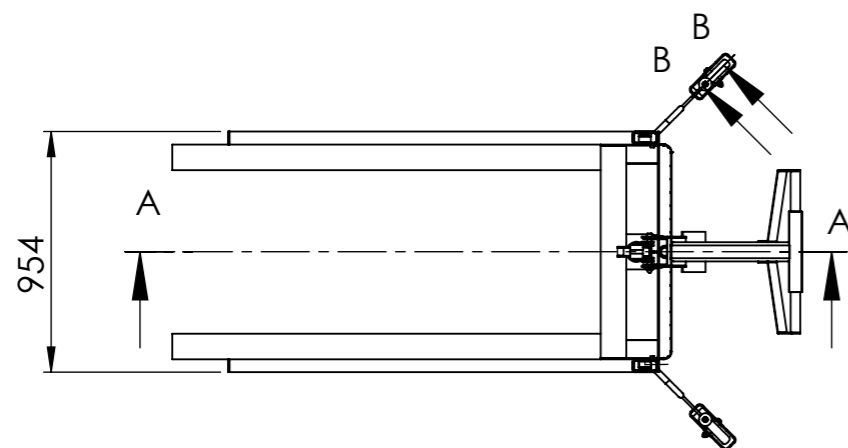
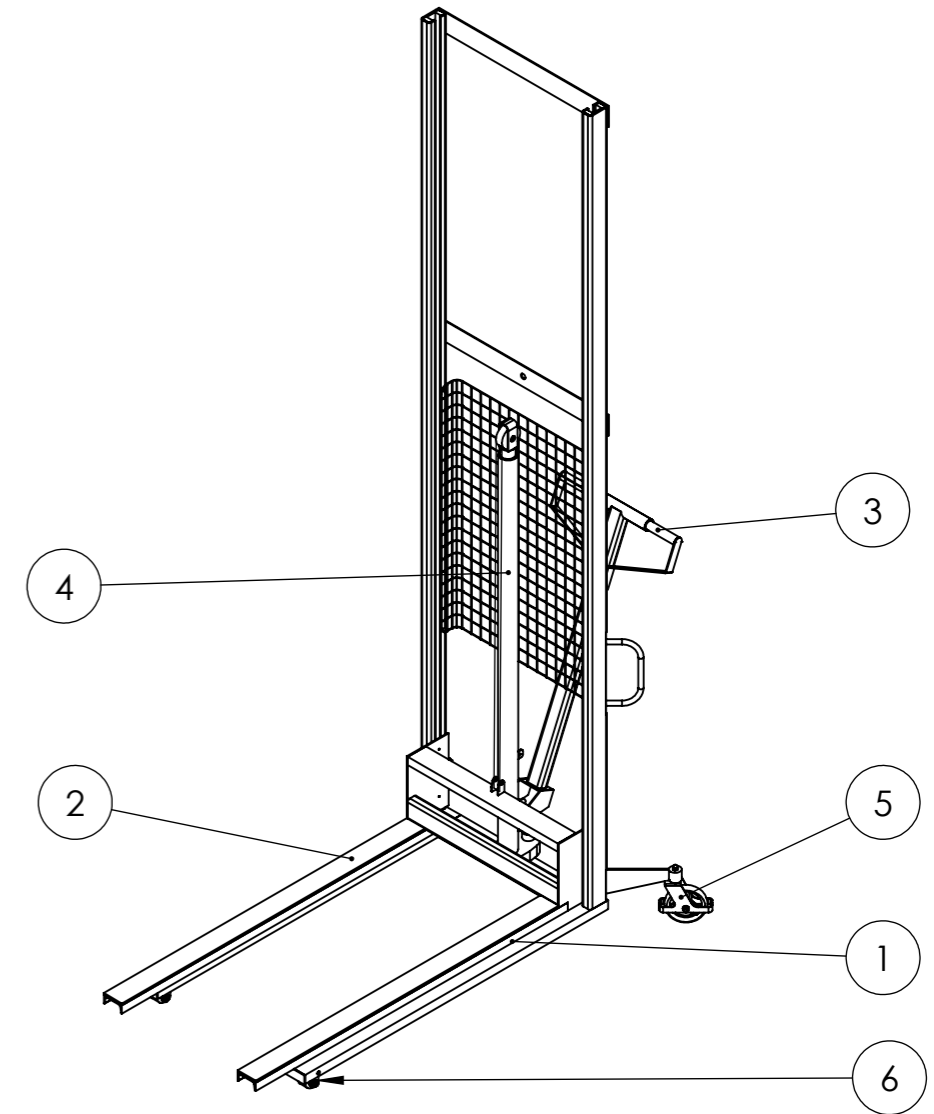
DETALHE C  
1:2



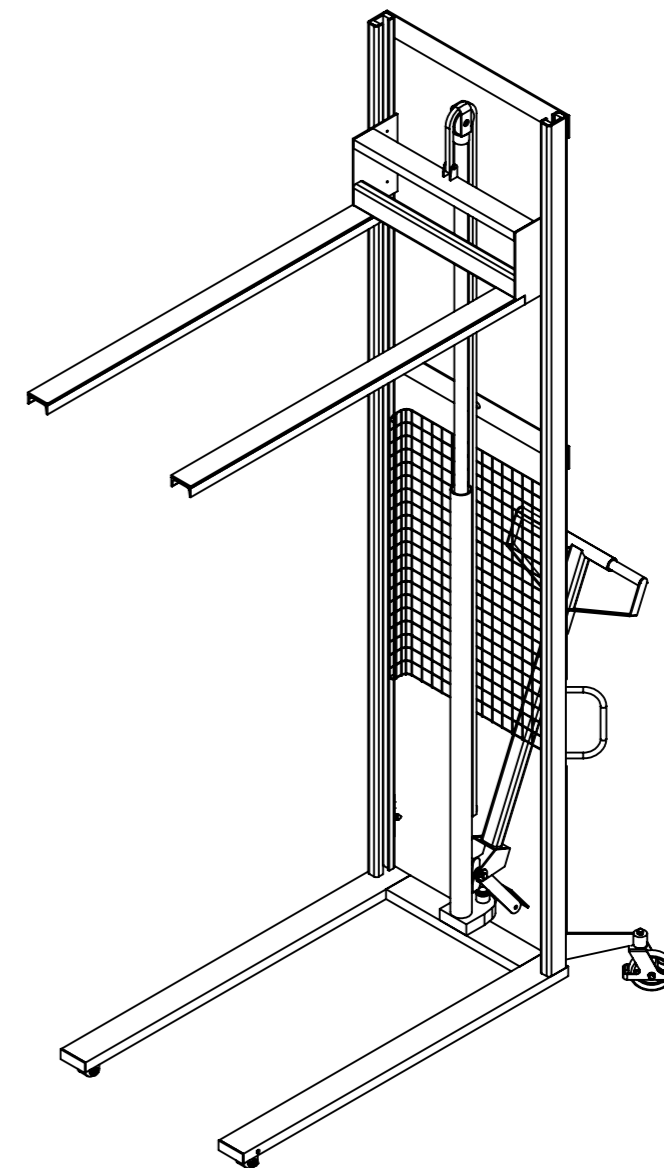
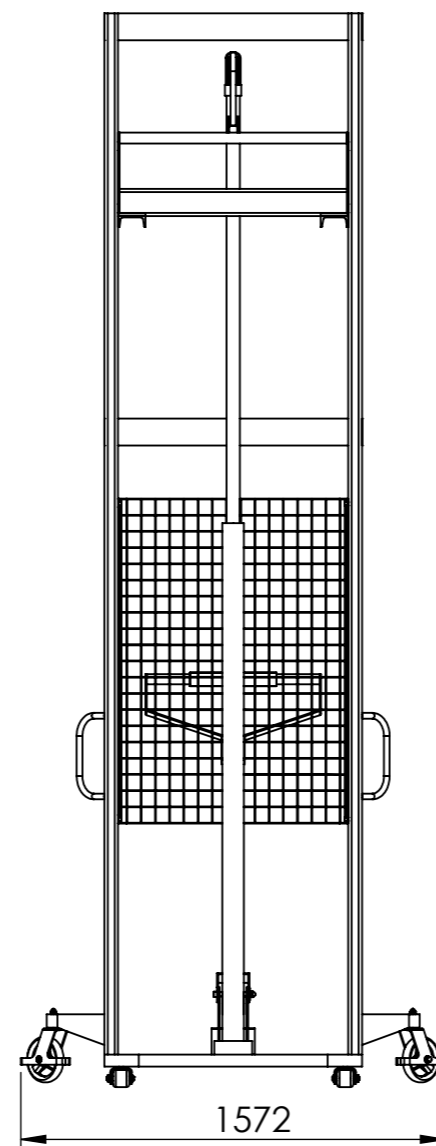
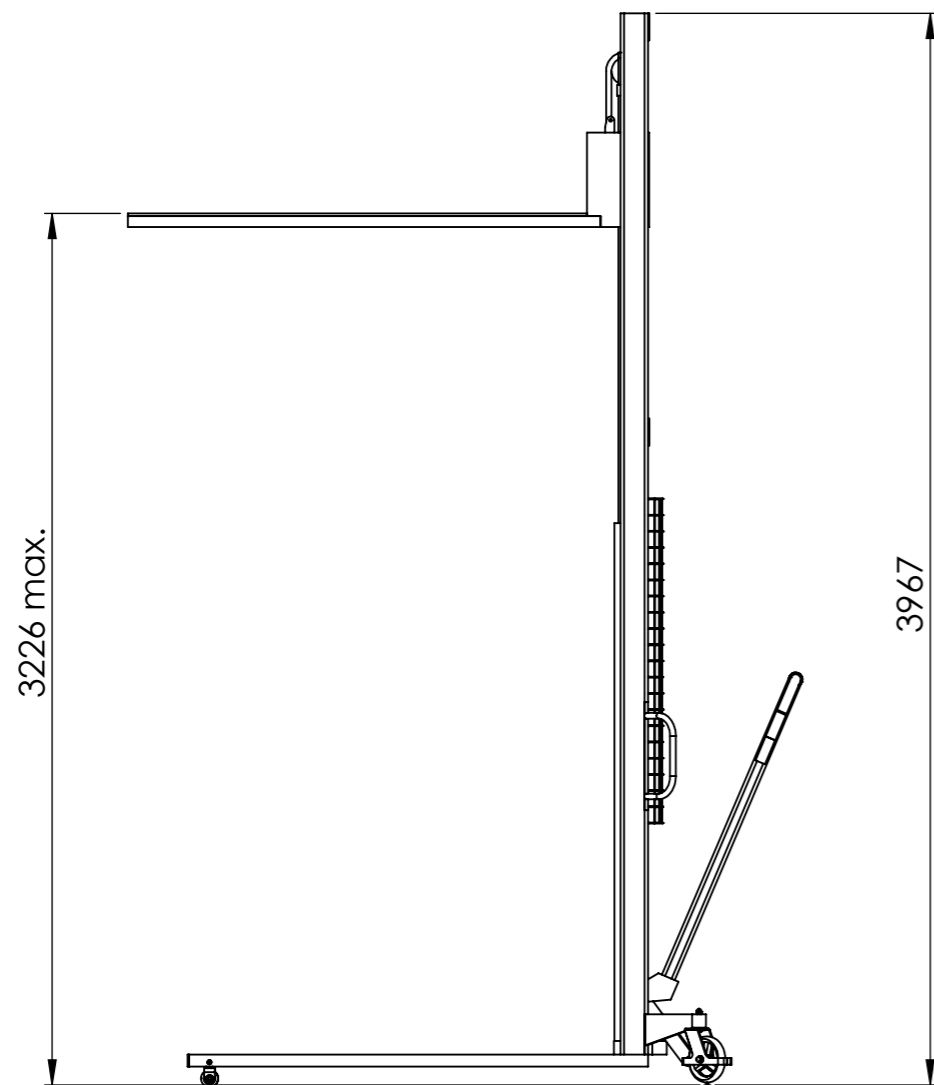
SEÇÃO A-A  
1:28



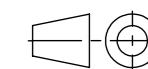
SEÇÃO B-B  
1:5



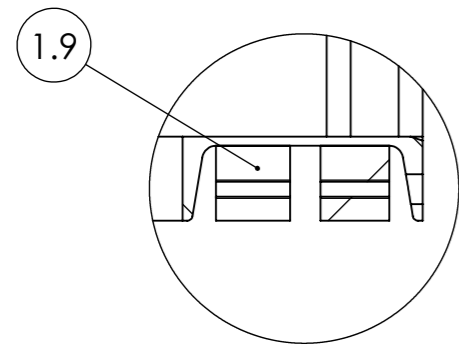
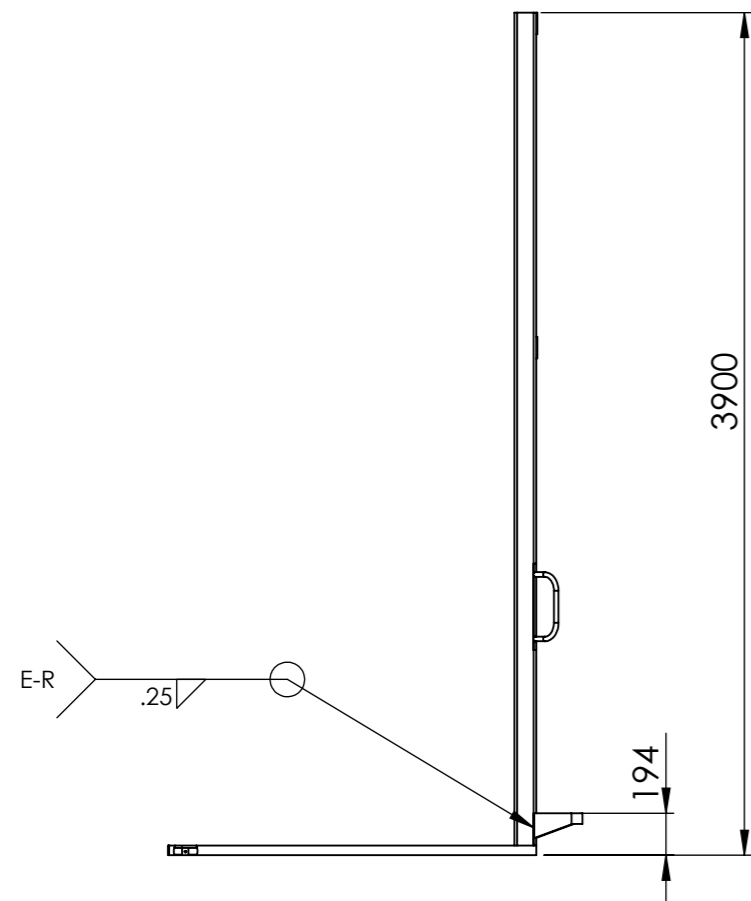
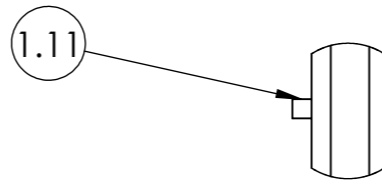
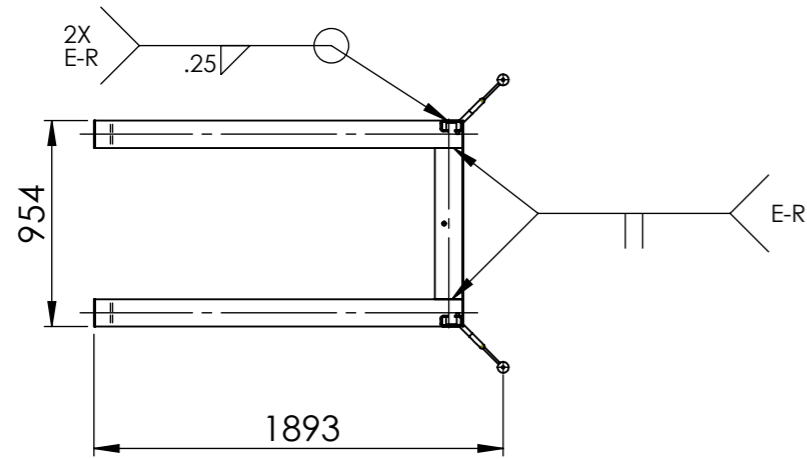
ESCOLA POLITÉCNICA DA UFRJ			
Departamento de Engenharia Mecânica		Graduação em Engenharia Mecânica	
<b>TOLERÂNCIAS GERAIS (mm)</b>			
LINEAR	0 Dec. ±0,5 1 Dec. ±0,1 2 Dec. ±0,05	ANGULAR	0 Dec. ±1° 1 Dec. ±0,5°
NUM	<b>HA200-1.00A</b>		Autor: Iuri Rossi
ESCALA	COTAS	REVISÃO	Orientador: Vitor Ferreira Romano
1/30	mm	A	PRODUTO Disp. Elevação de Barcos DATA:17/08/2013



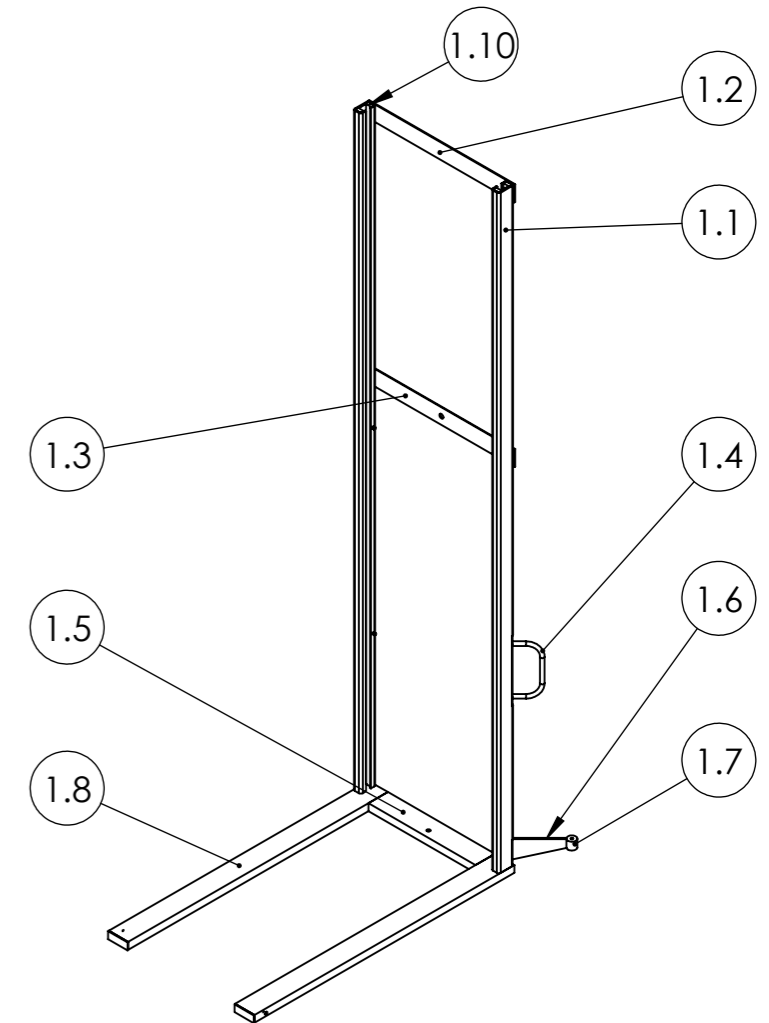
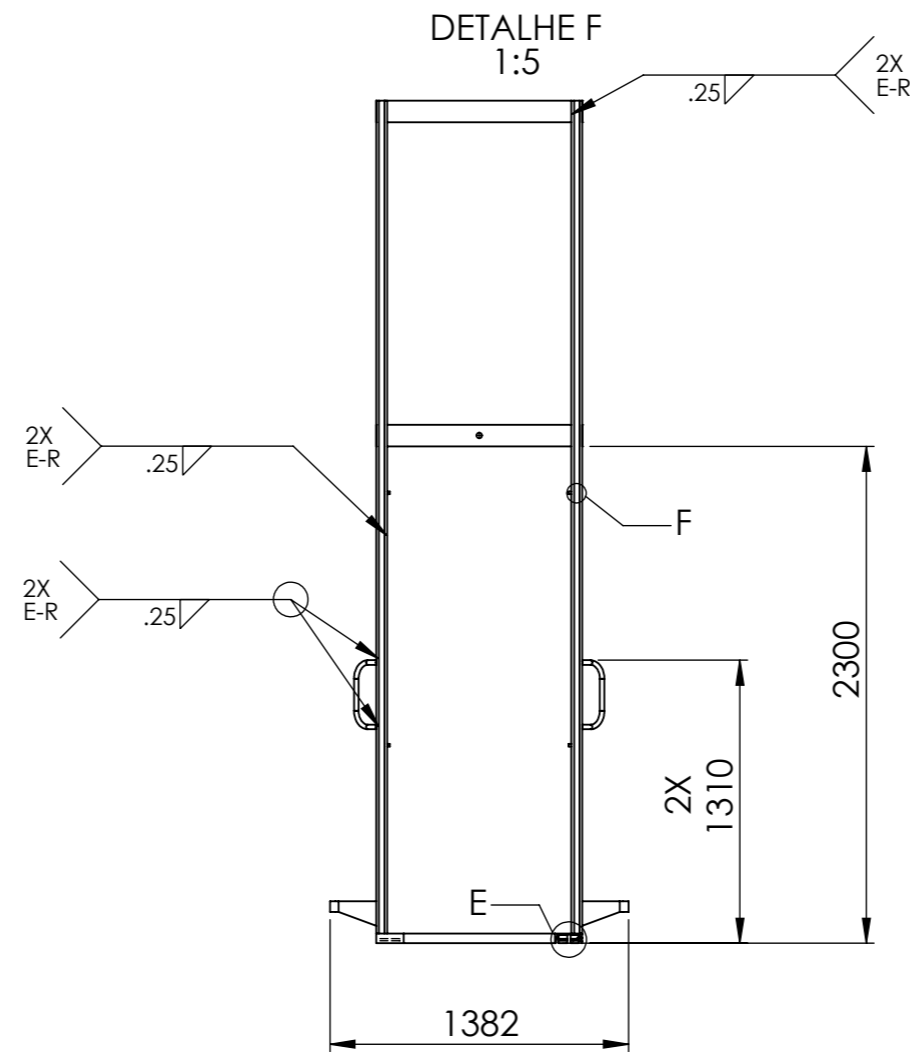
ESCOLA POLITÉCNICA DA UFRJ			
Departamento de Engenharia Mecânica		Graduação em Engenharia Mecânica	
<b>TOLERÂNCIAS GERAIS (mm)</b>			
LINEAR	0 Dec. ± 0,5 1 Dec. ± 0,1 2 Dec. ± 0,05	ANGULAR	0 Dec. ± 1° 1 Dec. ± 0,5°
NUM	<b>HA200-1.00B</b>		Autor: Iuri Rossi
ESCALA	COTAS	REVISÃO	Orientador: Vitor Ferreira Romano
1/28	mm	A	PRODUTO Disp. Elevação de Barcos DATA: 17/08/2013



ITEM	QT	DESCRIÇÃO	MATERIAL	DIM./OBS
1.1	2	TUBO RETANGULAR	AÇO INOX	4 X 2 X 0.25 ANSI POL.
1.2	1	CHAPA	AÇO INOX	5 mm ESP.
1.3	1	CHAPA	AÇO INOX	5 mm ESP.
1.4	2	TUBO	AÇO INOX	0.5 SCH 40 ANSI POL.
1.5	1	VIGA U	AÇO INOX	C5 X 6.7 ANSI POL.
1.6	2	CHAPA	AÇO INOX	10mm ESP.
1.7	2	BARRA CILINDRICA	AÇO INOX	Ø2 POL.
1.8	2	VIGA U	AÇO INOX	C5 X 6.7 ANSI POL.
1.9	4	BARRA CILINDRICA	AÇO INOX	Ø2" POL.
1.10	2	BARRAQUADRADA	NYLON	100 X 50
1.11	4	BARRA CILINDRICA	AÇO INOX	Ø 1/2 POL.

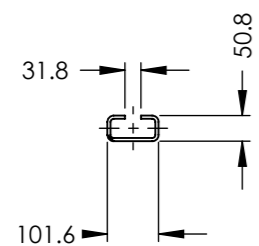
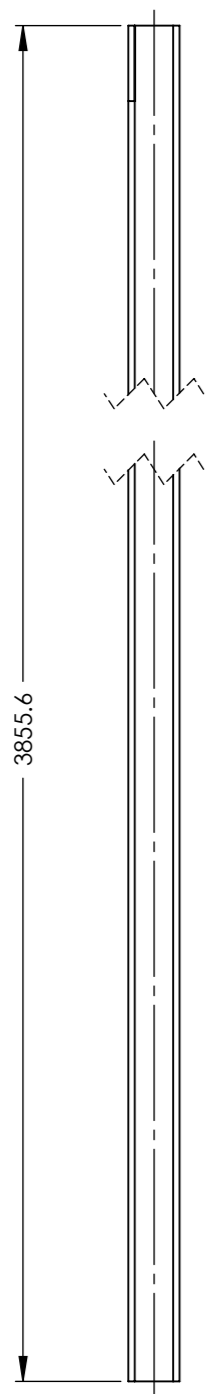


DETALHE E  
1:4



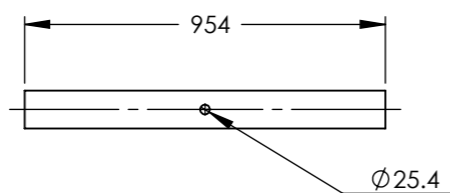
ESCOLA POLITÉCNICA DA UFRJ			
Departamento de Engenharia Mecânica		Graduação em Engenharia Mecânica	
<b>TOLERÂNCIAS GERAIS (mm)</b>			
LINEAR	0 Dec. ±0,5 1 Dec. ±0,1 2 Dec. ±0,05	ANGULAR	0 Dec. ±1° 1 Dec. ±0,5°
NUM	<b>HA200-1.01A</b>		Autor: Iuri Rossi
ESCALA	COTAS	REVISÃO	Orientador: Vitor Ferreira Romano
1/35	mm	A	PRODUTO Conj. Mastro Fixo DATA:17/08/2013

1.1



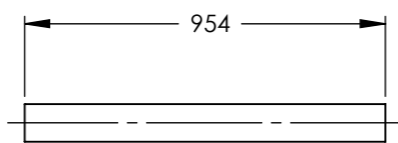
1:15

1.2



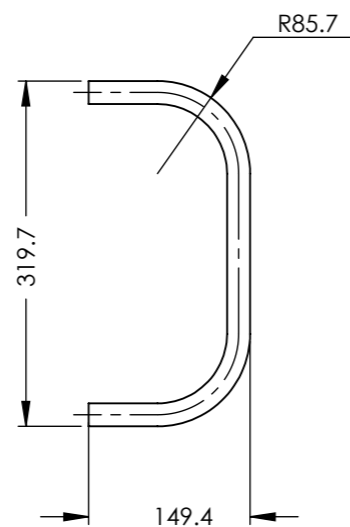
1:20

1.3



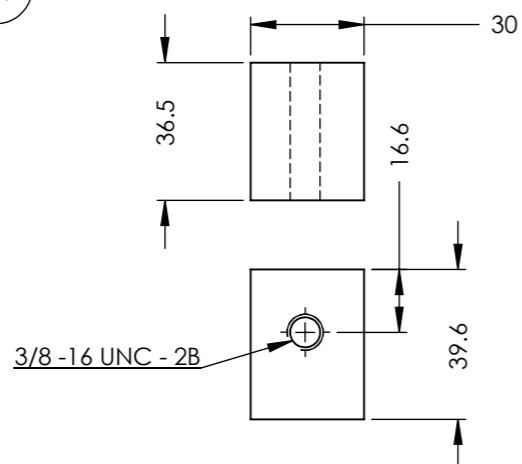
1:20

1.4



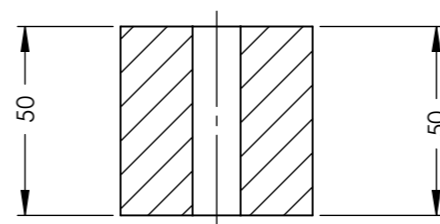
1:7

1.9

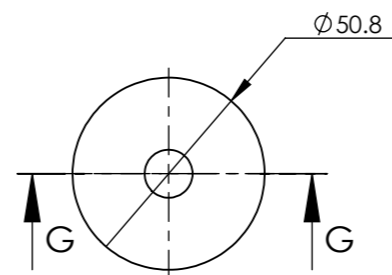


1:2

1.7

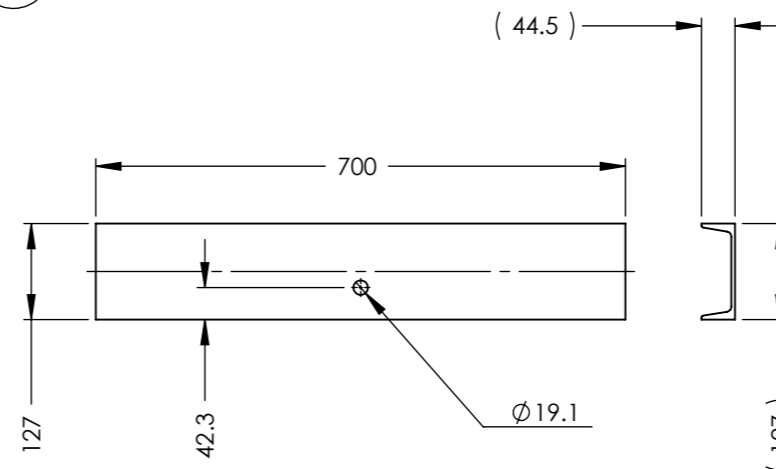


SEÇÃO G-G  
1:2



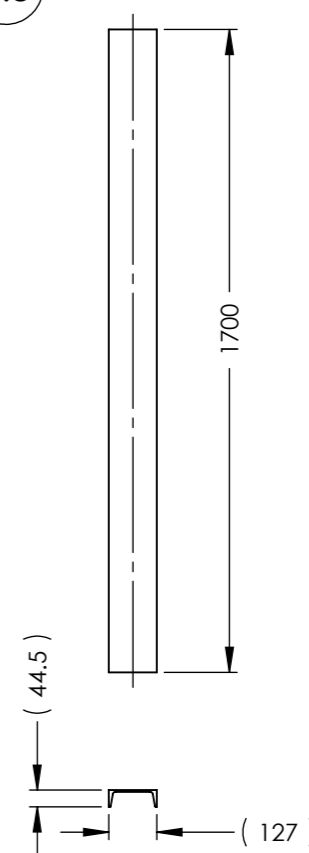
1:2

1.5



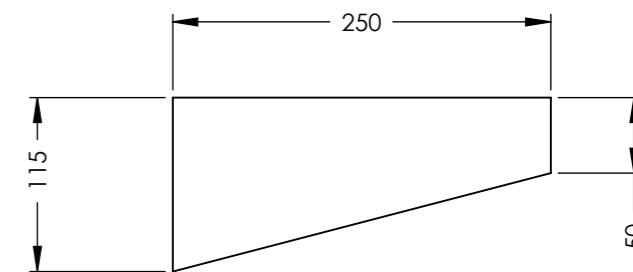
1:10

1.8



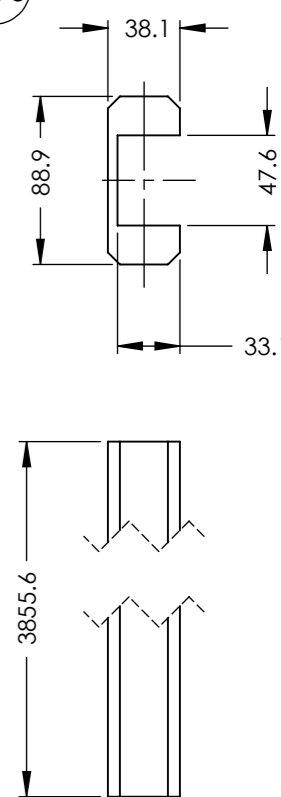
1:20

1.6



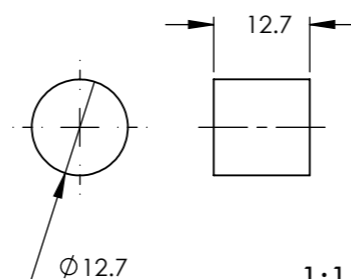
1:5

1.10



1:4

1.11



1:1

ESCOLA POLITÉCNICA DA UFRJ

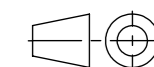
Departamento de Engenharia Mecânica

Graduação em Engenharia Mecânica

TOLERÂNCIAS GERAIS (mm)

LINEAR	0 Dec. ±0,5 1 Dec. ±0,1 2 Dec. ±0,05	ANGULAR	0 Dec. ±1° 1 Dec. ±0,5°
--------	--	---------	----------------------------

HAROSI-200



NUM HA200-1.01B

Autor: Iuri Rossi

ESCALA COTAS REVISÃO

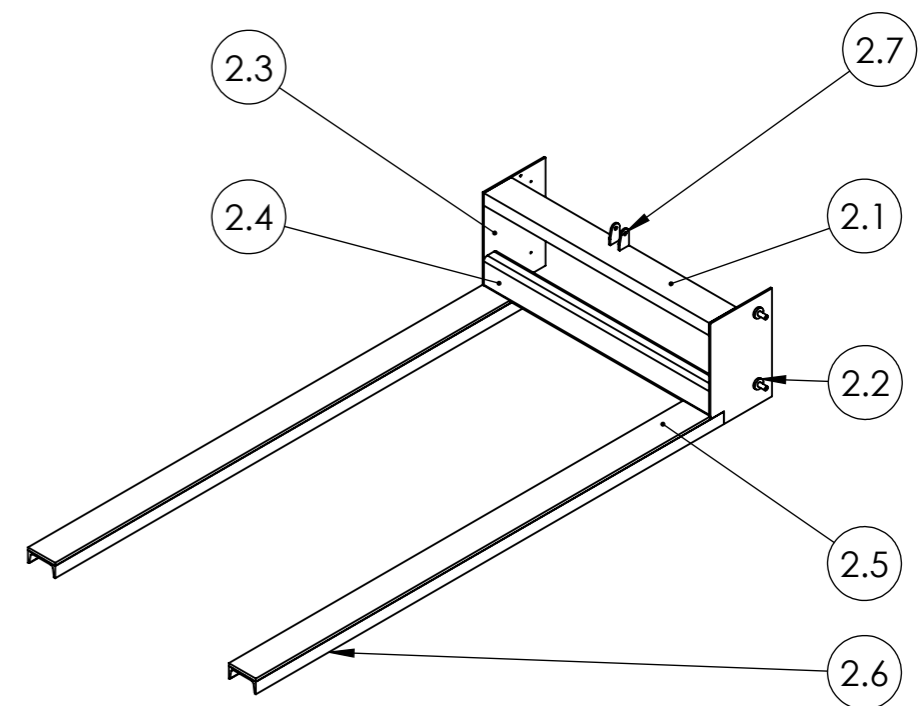
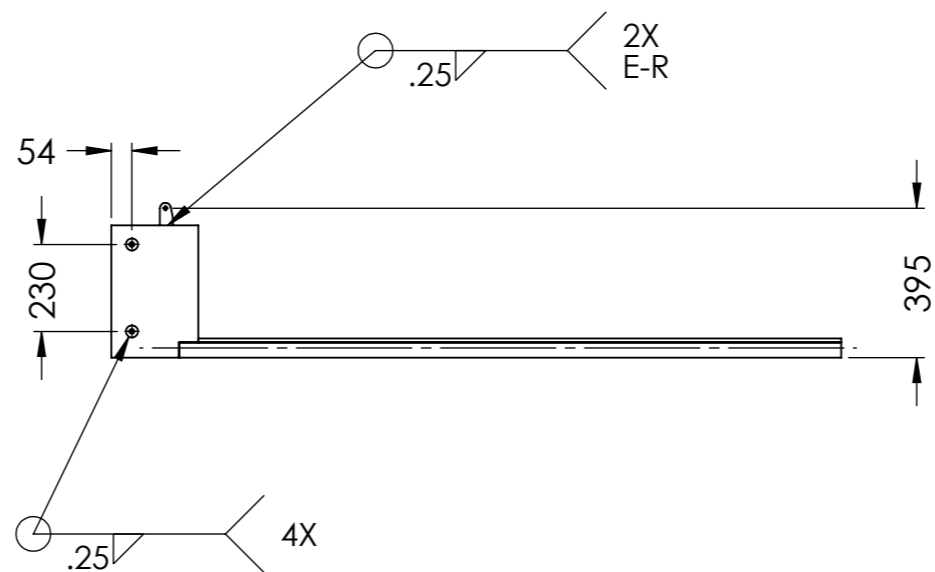
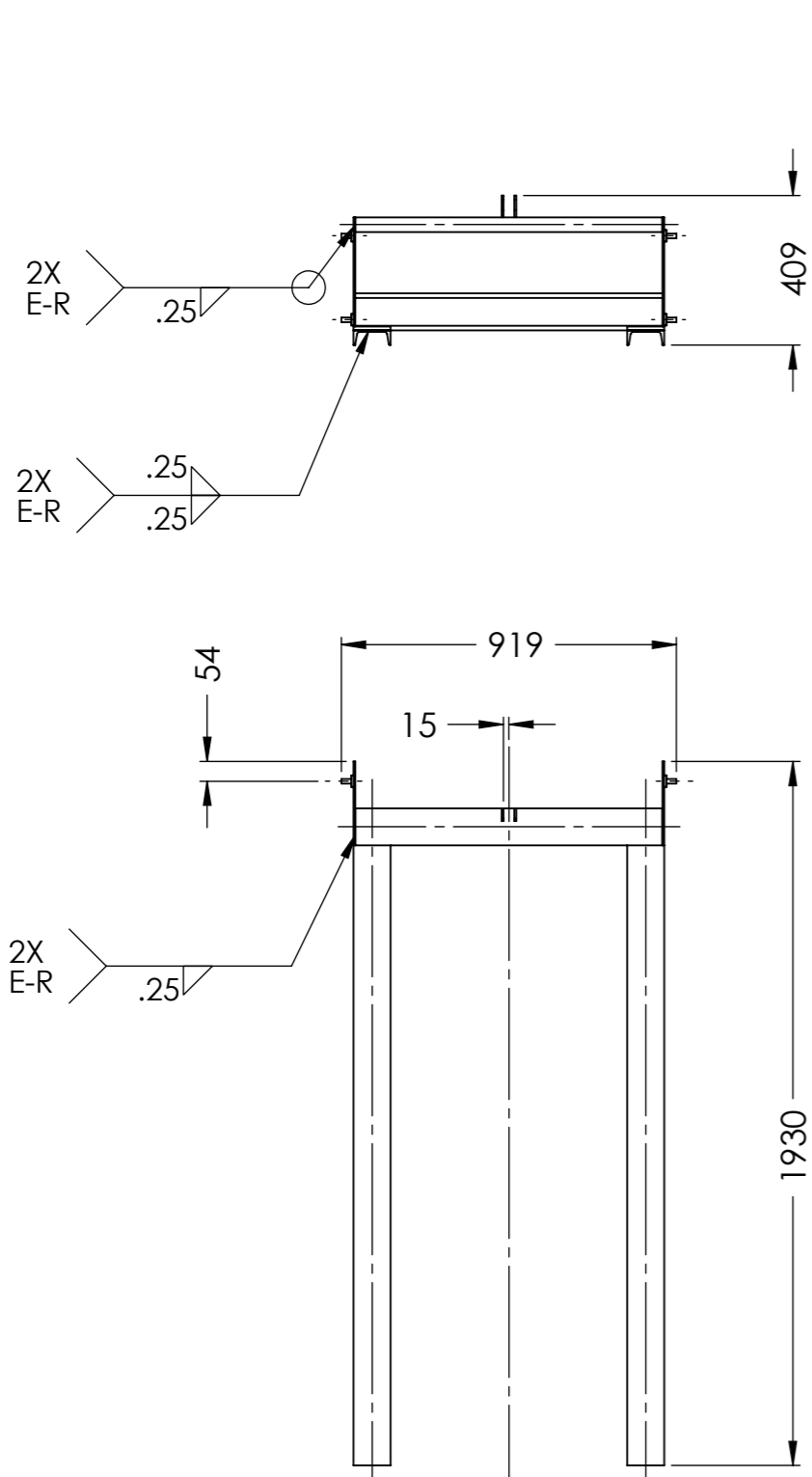
Orientador: Vitor Ferreira Romano

----- mm A

PRODUTO Peças. Mastro Fixo DATA:17/08/2013

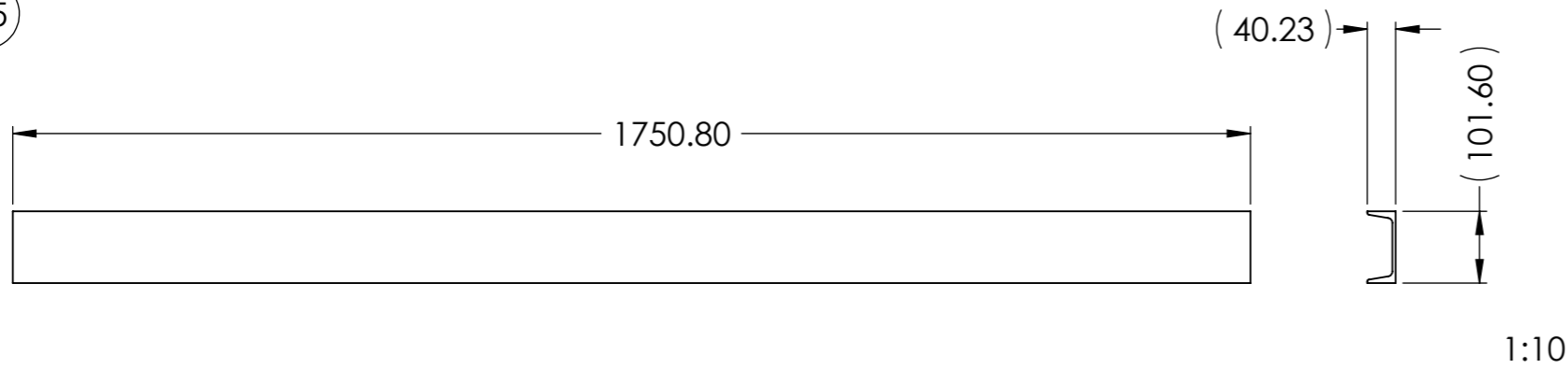


ITEM	QT	DESCRIÇÃO	MATERIAL	DIM./OBS
2.1	1	VIGA U	AÇO INOX	4 X 5.4 ANSI POL.
2.2	4	BARRA CILINDRICA	AÇO INOX	Ø 11/4 POL.
2.3	2	CHAPA	AÇO INOX	5mm ESP.
2.4	1	TUBO	AÇO INOX	4 X 2 X .25 ANSI PL.
2.5	2	PLACA	AÇO INOX	10mm ESP.
2.6	2	VIGA U	AÇO INOX	4 X 5.4 ANSI POL.
2.7	2	CHAPA	AÇO INOX	5mm ESP.

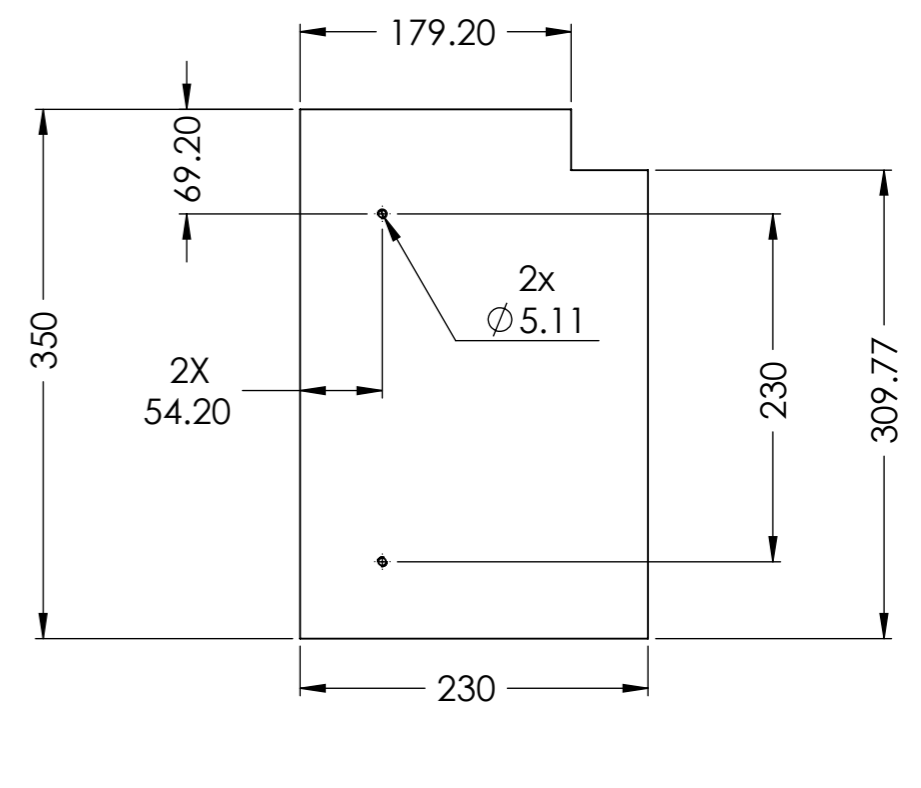


ESCOLA POLITÉCNICA DA UFRJ			
Departamento de Engenharia Mecânica		Graduação em Engenharia Mecânica	
<b>TOLERÂNCIAS GERAIS (mm)</b>			
LINEAR	0 Dec. ± 0,5 1 Dec. ± 0,1 2 Dec. ± 0,05	ANGULAR	0 Dec. ± 1° 1 Dec. ± 0,5°
NUM	<b>HA200-1.02A</b>		Autor: Iuri Rossi
ESCALA	COTAS	REVISÃO	Orientador: Vitor Ferreira Romano
	1/20	mm	A
PRODUTO		CONJ. GARFO DE ELEVAÇÃO	DATA: 17/08/2013

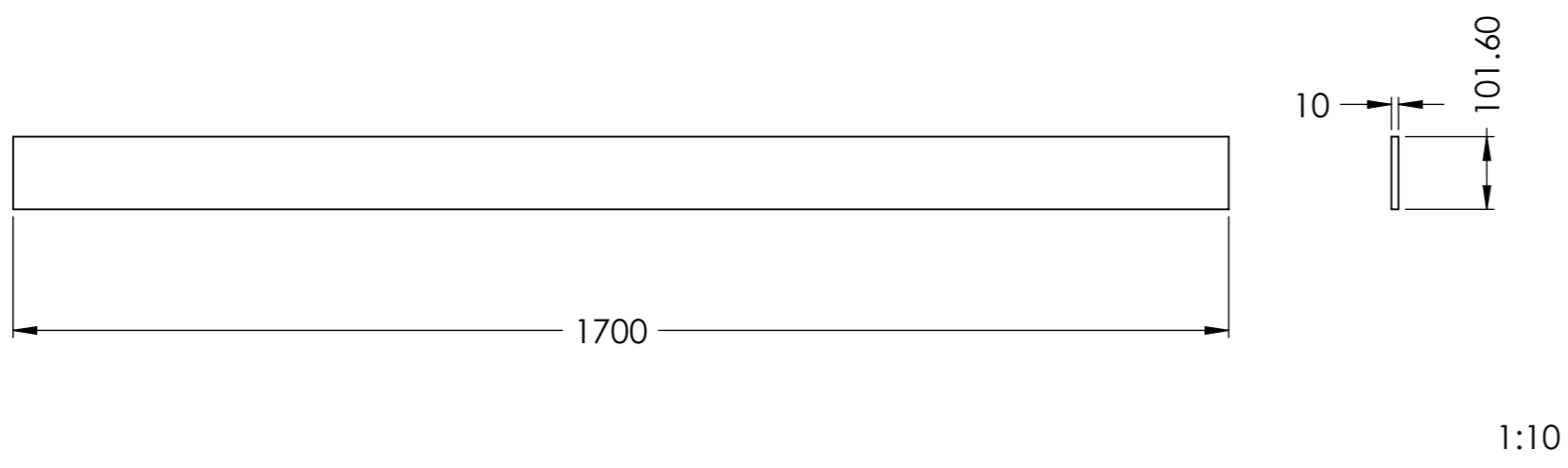
2.5



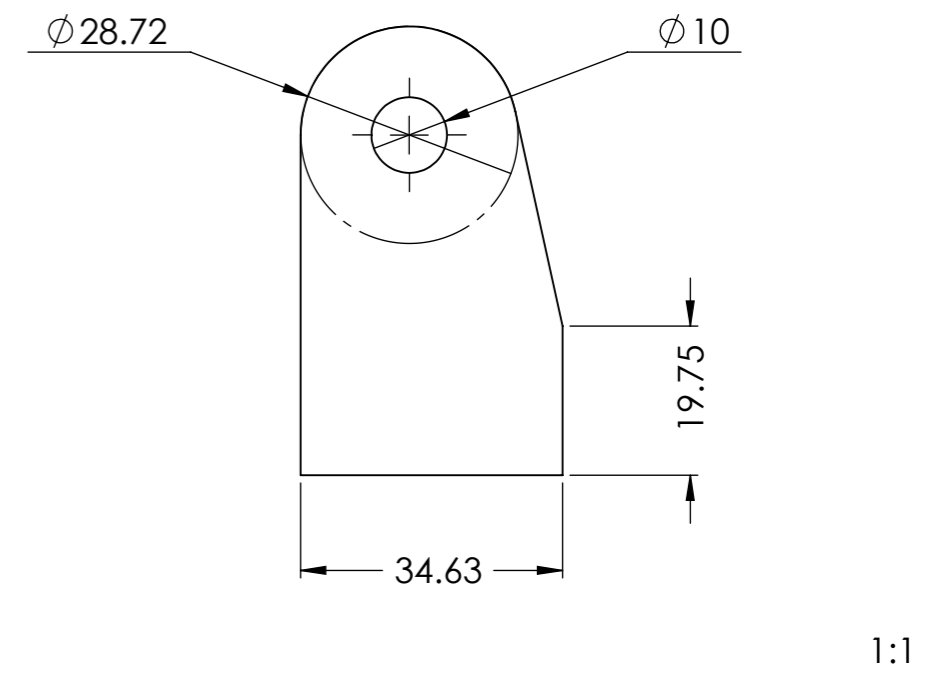
2.1



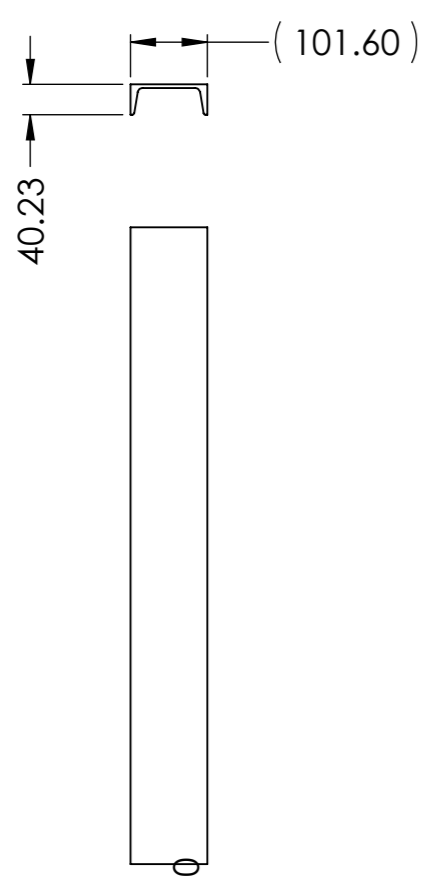
2.6



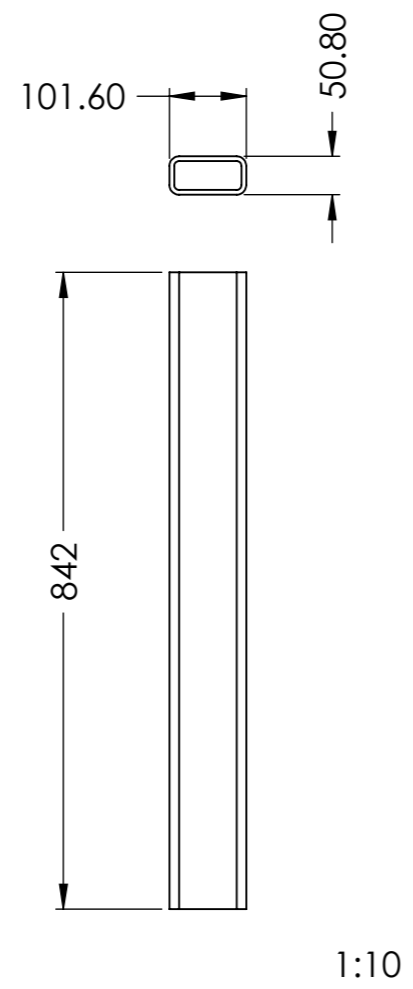
2.7



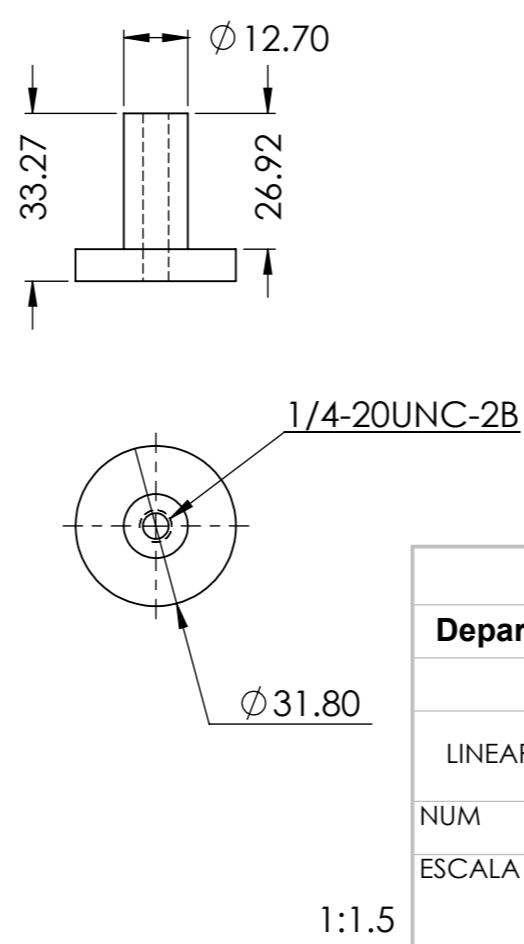
2.3



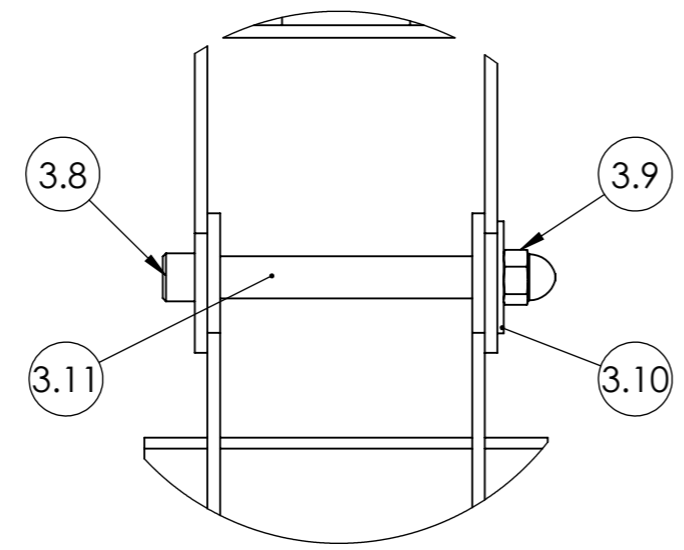
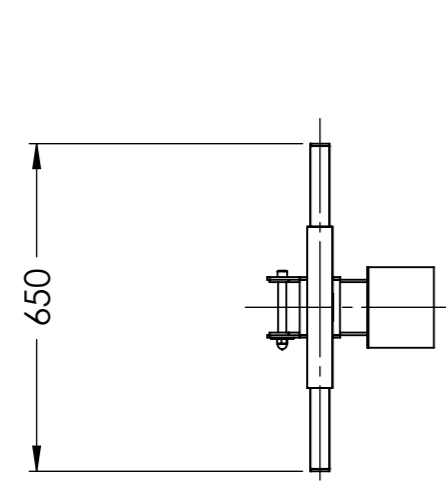
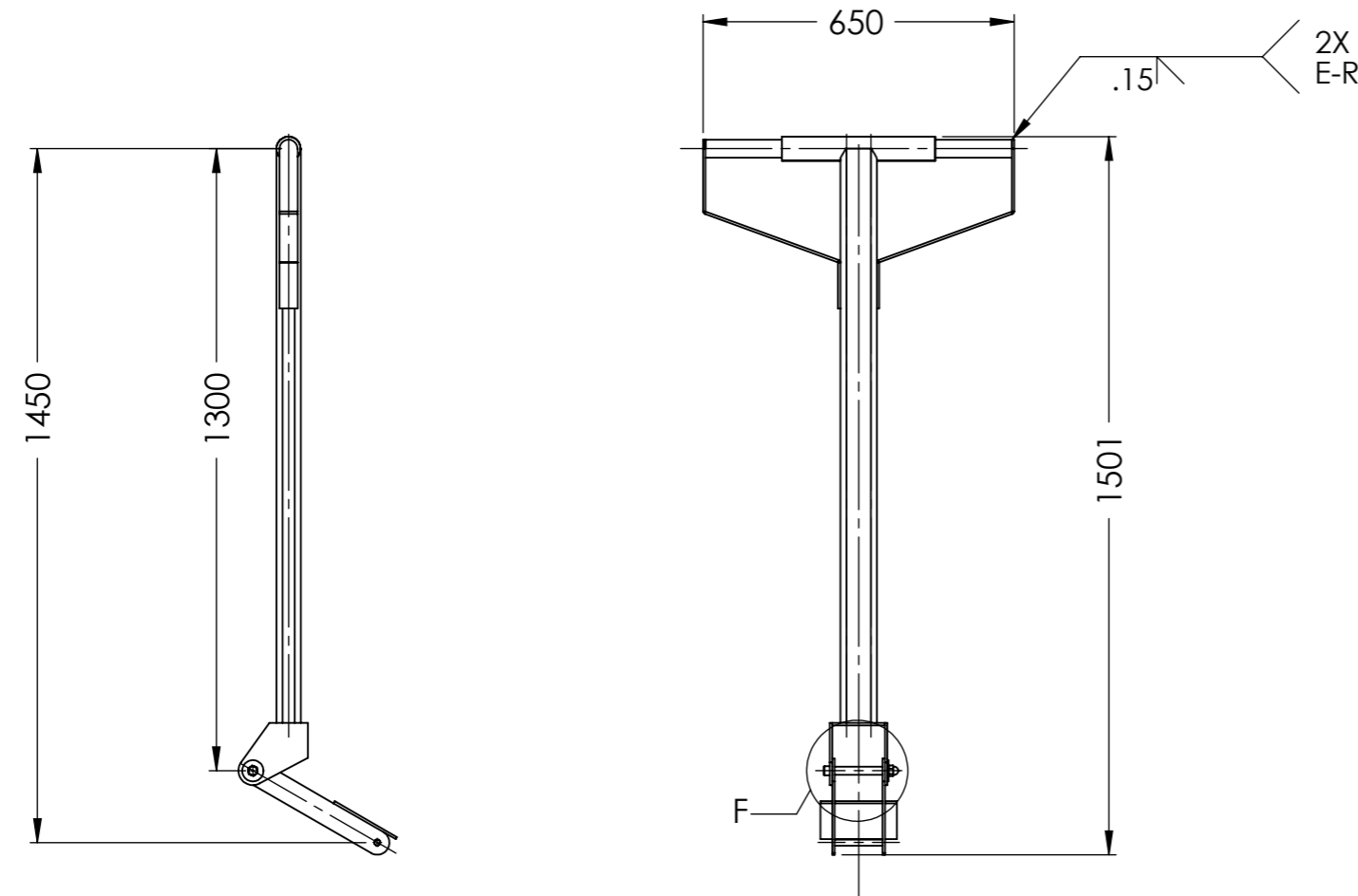
2.4



2.2

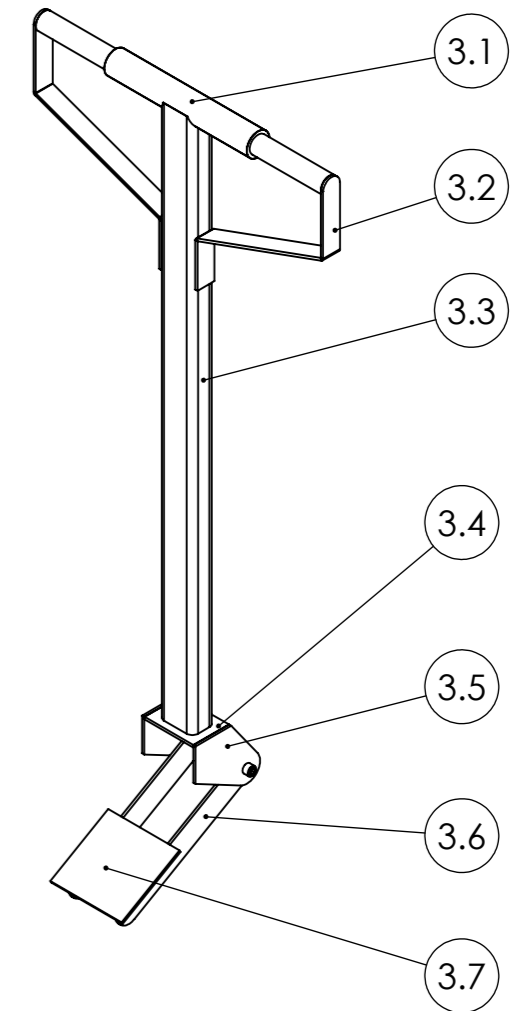


<b>ESCOLA POLITÉCNICA DA UFRJ</b>			
Departamento de Engenharia Mecânica		Graduação em Engenharia Mecânica	
<b>TOLERÂNCIAS GERAIS (mm)</b>			
LINEAR	0 Dec. ± 0,5 1 Dec. ± 0,1 2 Dec. ± 0,05	ANGULAR	0 Dec. ± 1° 1 Dec. ± 0,5°
NUM	<b>HA200-1.02B</b>		Autor: Iuri Rossi
ESCALA	COTAS	REVISÃO	Orientador: Vitor Ferreira Romano
----	mm	A	PRODUTO PEÇAS GARFO DE ELEVAÇÃO DATA: 17/08/2013

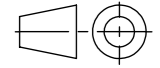


DETALHE F  
1:3

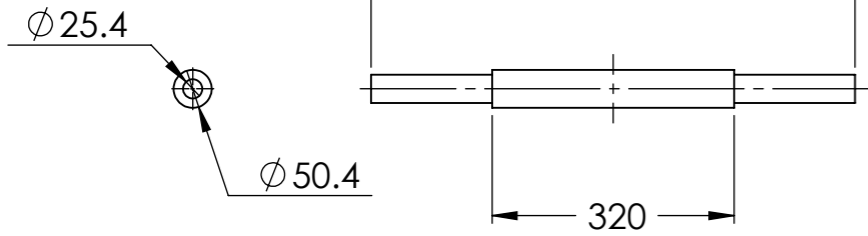
ITEM	QT	MATERIAL	DESCRIÇÃO	DIM./OBS
3.1	1	AÇO INOX	TUBO	Ø 2POL.
3.2	2	AÇO INOX	CHAPA	5mm ESP.
3.3	1	AÇO INOX	TUBO	3 X 2 X .25
3.4	1	AÇO INOX	CHAPA	5mm ESP.
3.5	2	AÇO INOX	CHAPA	5mm ESP.
3.6	2	AÇO INOX	CHAPA	5mm ESP.
3.7	1	AÇO INOX	CHAPA	5mm ESP.
3.8	1	AÇO INOX	ARRUELA TIPO B LARGA	M12
3.9	1	AÇO INOX	PORCA FECHADA	M12
3.10	1	AÇO INOX	ARRUELA TIPO B LARGA	M12
3.11	1	UHMW	TUBO	Ø 1POL.



ESCOLA POLITÉCNICA DA UFRJ			
Departamento de Engenharia Mecânica		Graduação em Engenharia Mecânica	
<b>TOLERÂNCIAS GERAIS (mm)</b>			
LINEAR	0 Dec. ± 0,5 1 Dec. ± 0,1 2 Dec. ± 0,05	ANGULAR	0 Dec. ± 1° 1 Dec. ± 0,5°
NUM	HA200-1.03A		Autor: Iuri Rossi
ESCALA	COTAS	REVISÃO	Orientador: Vitor Ferreira Romano
1/12	mm	A	PRODUTO
		CONJ. GARFO C/ PEDAL	DATA: 17/08/2013

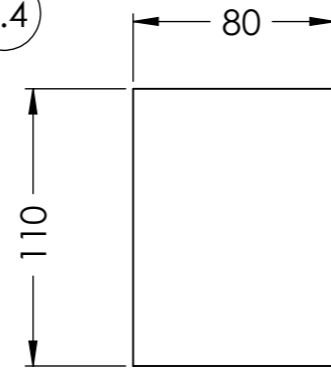


3.1



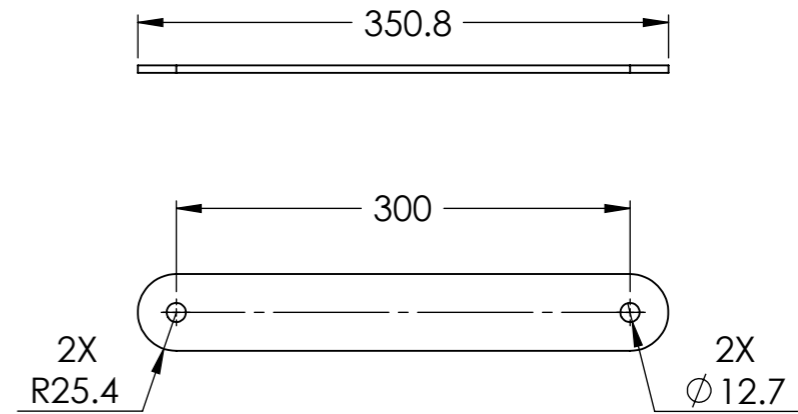
1:10

3.4



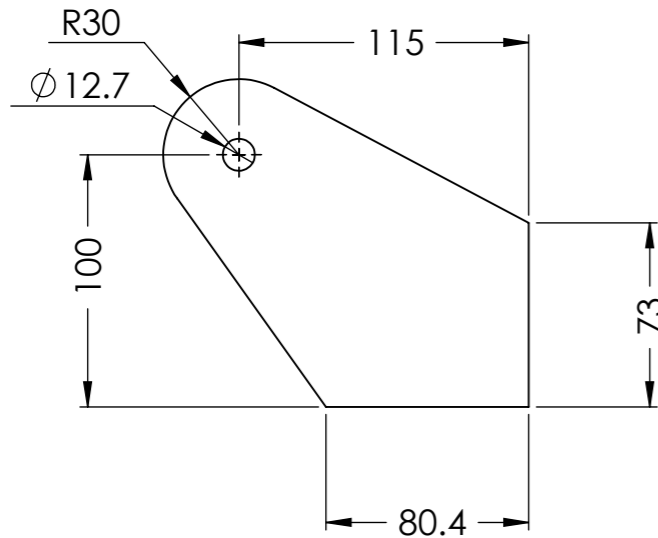
1:3

3.6



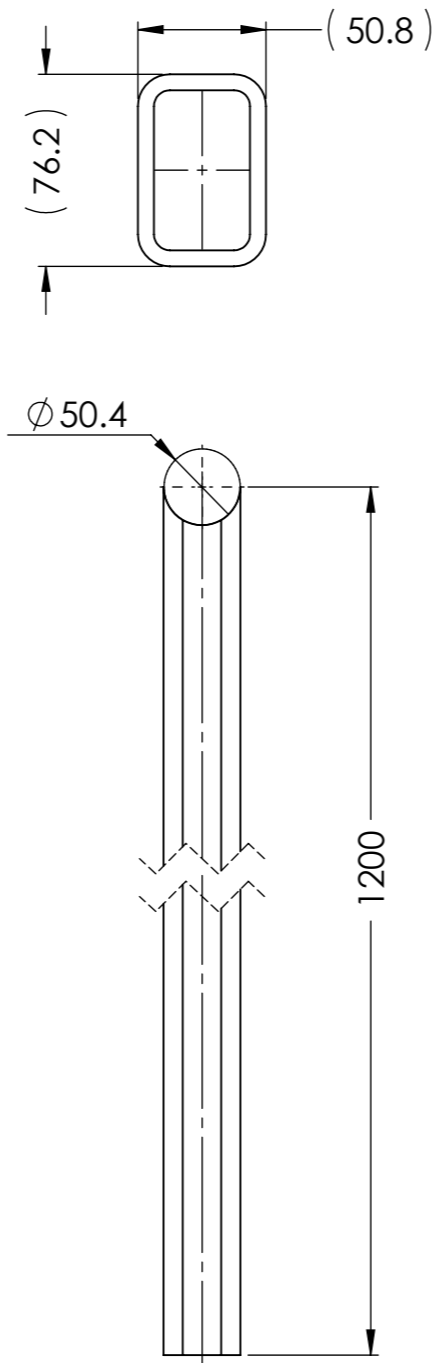
1:5

3.5



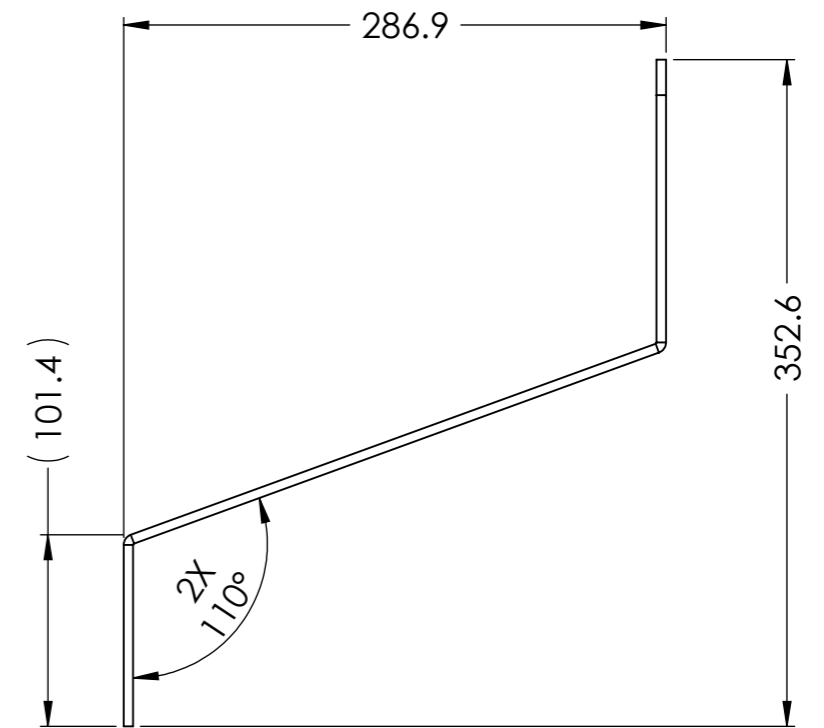
1:3

3.3



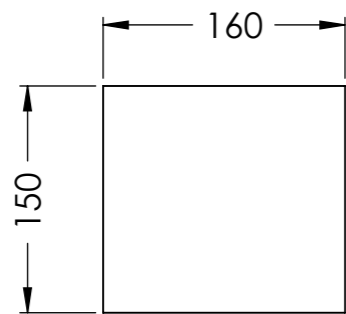
1:5

3.2



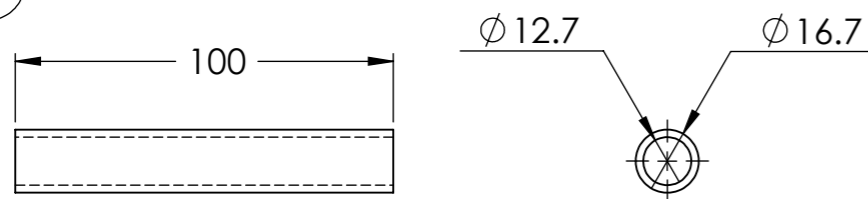
1:4

3.7



1:5

3.11



1:2

ESCOLA POLITÉCNICA DA UFRJ

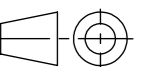
Departamento de Engenharia Mecânica

Graduação em Engenharia Mecânica

TOLERÂNCIAS GERAIS (mm)

LINEAR	0 Dec. ± 0,5	ANGULAR	0 Dec. ± 1°
	1 Dec. ± 0,1		1 Dec. ± 0,5°
	2 Dec. ± 0,05		

HAROSI-200



NUM HA200-1.03B

Autor: Iuri Rossi

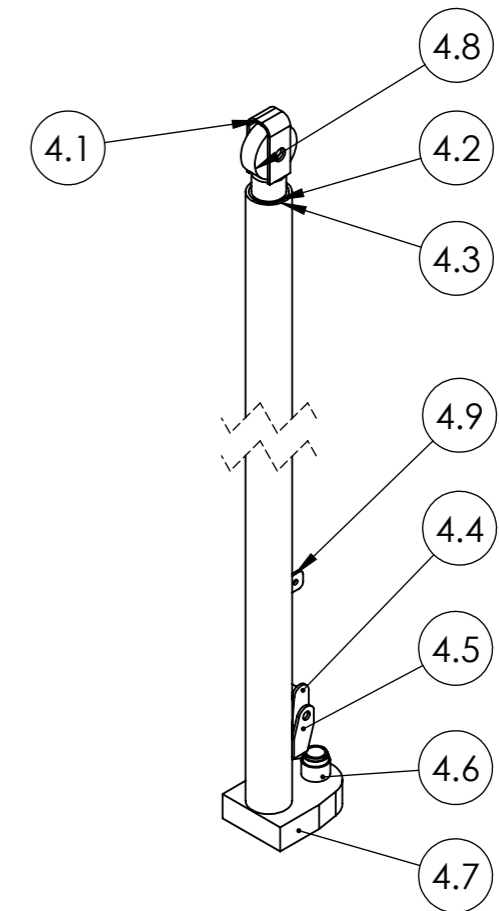
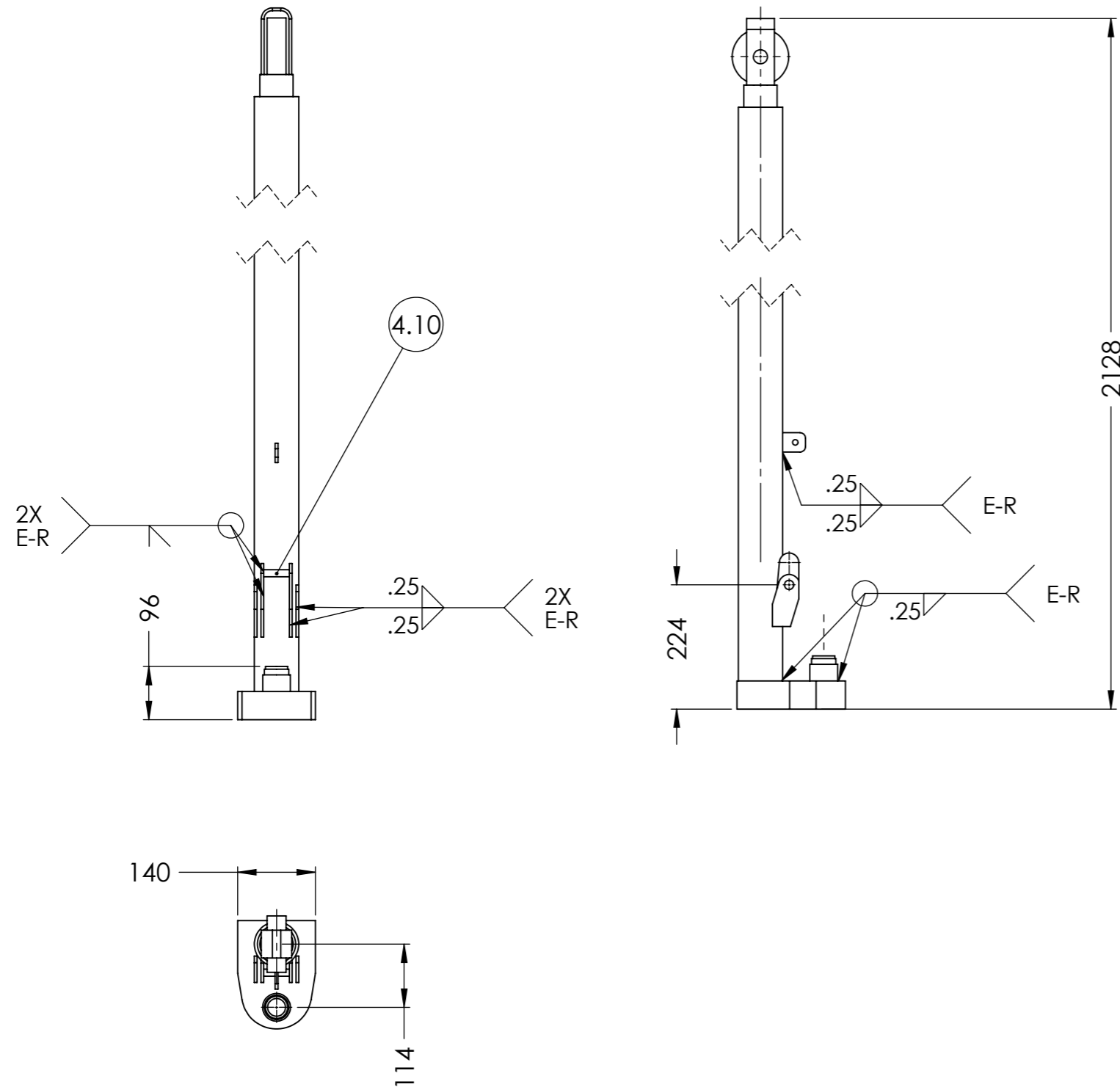
ESCALA COTAS REVISÃO

Orientador: Vitor Ferreira Romano

----- mm A

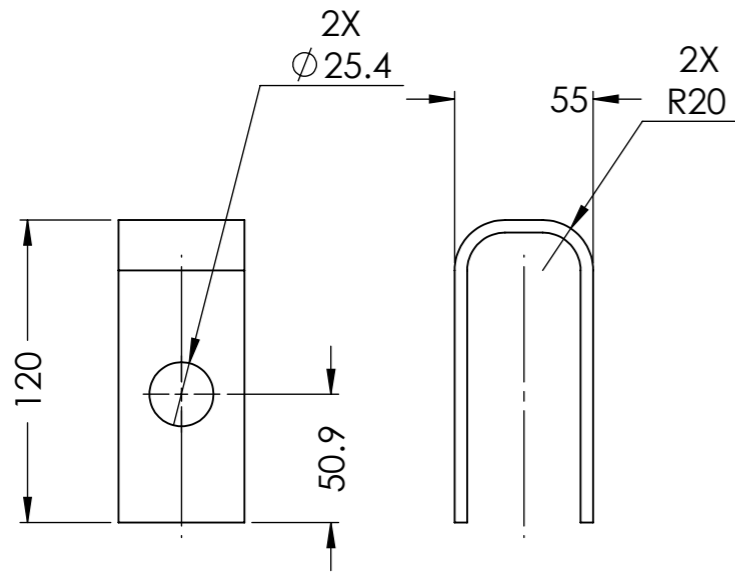
PRODUTO Peças Conj. Braço Com Pedal DATA:17/08/2013

ITEM	QT	DESCRIÇÃO	MATERIAL	DIM./OBS
4.1	1	CHAPA	AÇO INOX	5mm esp.
4.2	1	BARRA CILINDRICA	AÇO INOX	Ø 2 POL.
4.3	1	TUBO	AÇO INOX	8.0 SCH 40
4.4	2	CHAPA	AÇO INOX	5mm esp.
4.5	2	CHAPA	AÇO INOX	5mm esp.
4.6	1	BARRA CILINDRICA	AÇO INOX	Ø 2 POL.
4.7	1	CHAPA	AÇO INOX	2mm esp.
4.8	1	ROLDANA	AÇO INOX	Ø 101.7 POL.
4.9	1	CHAPA	AÇO INOX	5mm esp.
4.10	1	BARRA CILINDRICO	AÇO INOX	Ø 0.5 POL.



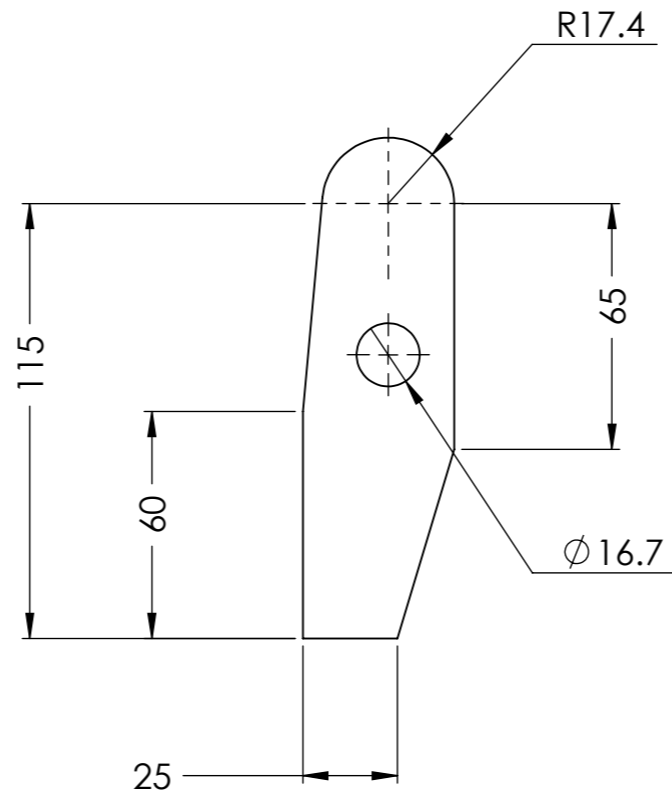
ESCOLA POLITÉCNICA DA UFRJ			
Departamento de Engenharia Mecânica		Graduação em Engenharia Mecânica	
<b>TOLERÂNCIAS GERAIS (mm)</b>			
LINEAR	0 Dec. ± 0,5 1 Dec. ± 0,1 2 Dec. ± 0,05	ANGULAR	0 Dec. ± 1° 1 Dec. ± 0,5°
NUM	<b>HA200-1.04A</b>		Autor: Iuri Rossi
ESCALA	COTAS	REVISÃO	Orientador: Vitor Ferreira Romano
1/10	mm	A	PRODUTO CONJ. DO PISTÃO DATA: 17/08/2013

4.1



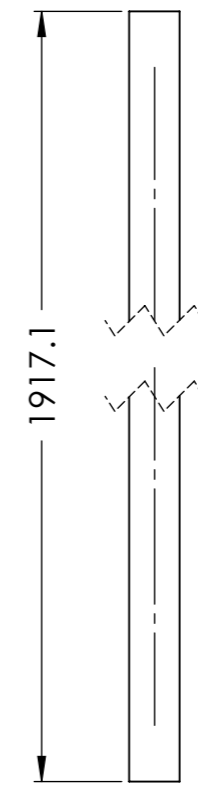
1:3

4.4



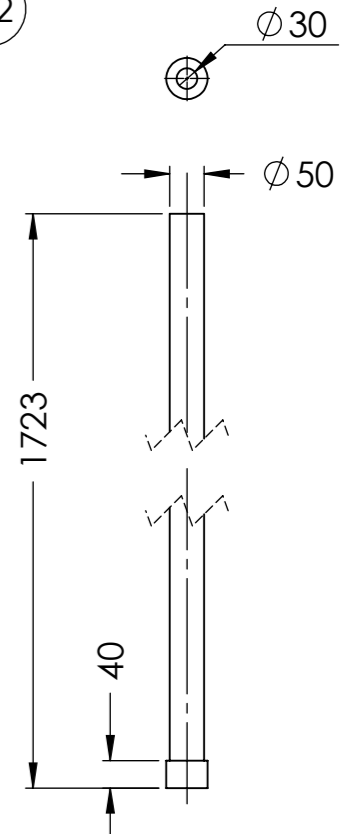
1:2

4.3



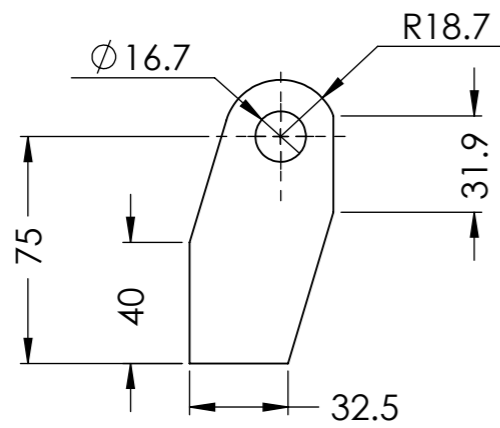
1:12

4.2



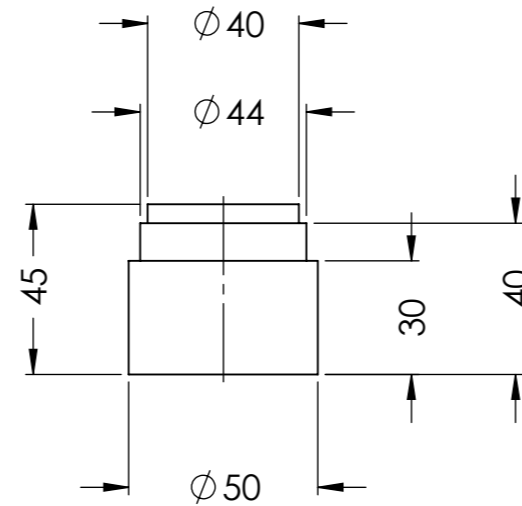
1:11

4.5



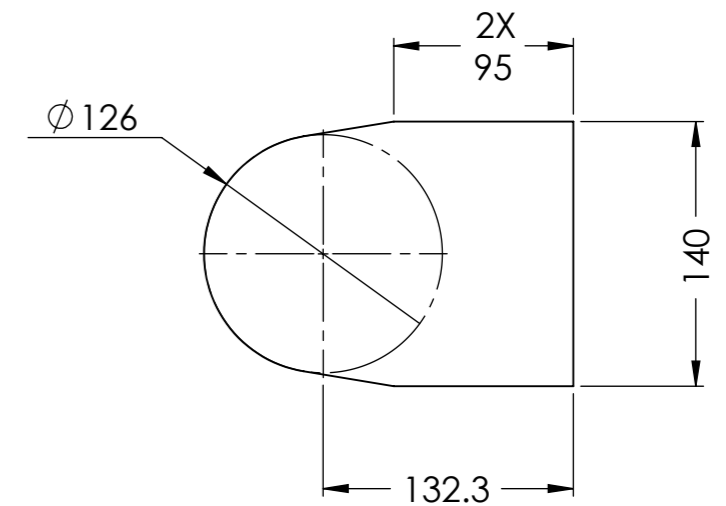
1:2.5

4.6



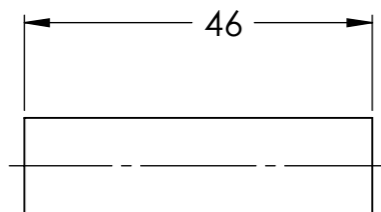
1:2

4.7



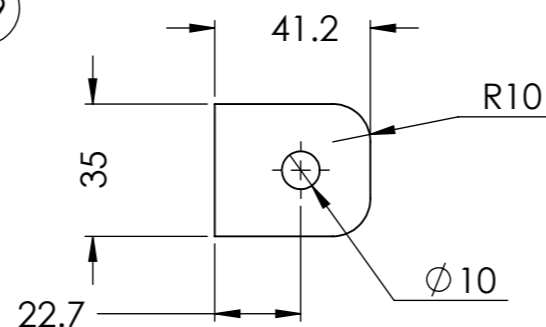
1:4

4.10



1:1

4.9



1:2

ESCOLA POLITÉCNICA DA UFRJ

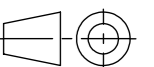
Departamento de Engenharia Mecânica

Graduação em Engenharia Mecânica

TOLERÂNCIAS GERAIS (mm)

LINEAR	0 Dec. ± 0,5	ANGULAR	0 Dec. ± 1°
	1 Dec. ± 0,1		1 Dec. ± 0,5°
	2 Dec. ± 0,05		

HAROSI-200



NUM HA200-1.04B

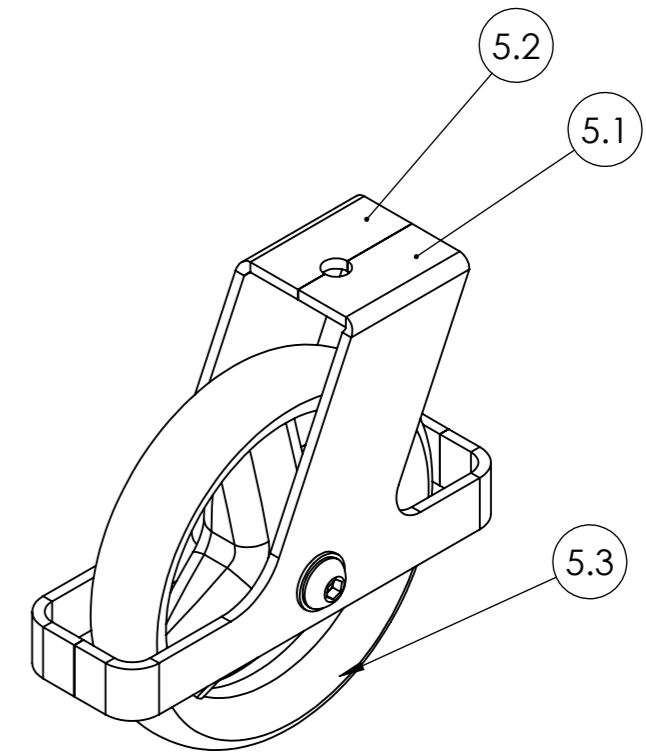
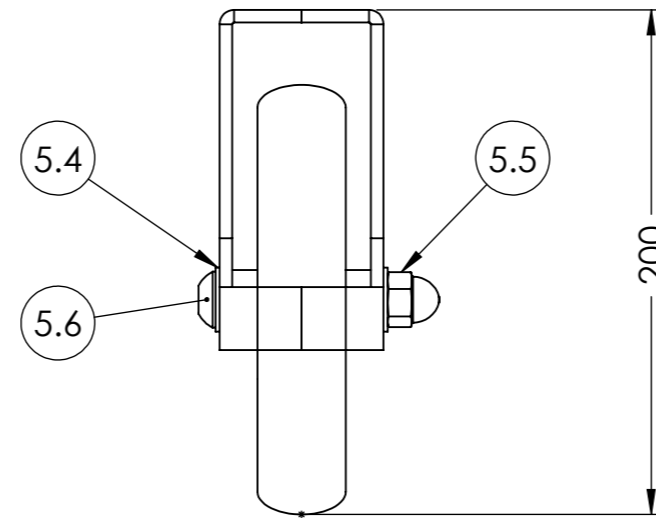
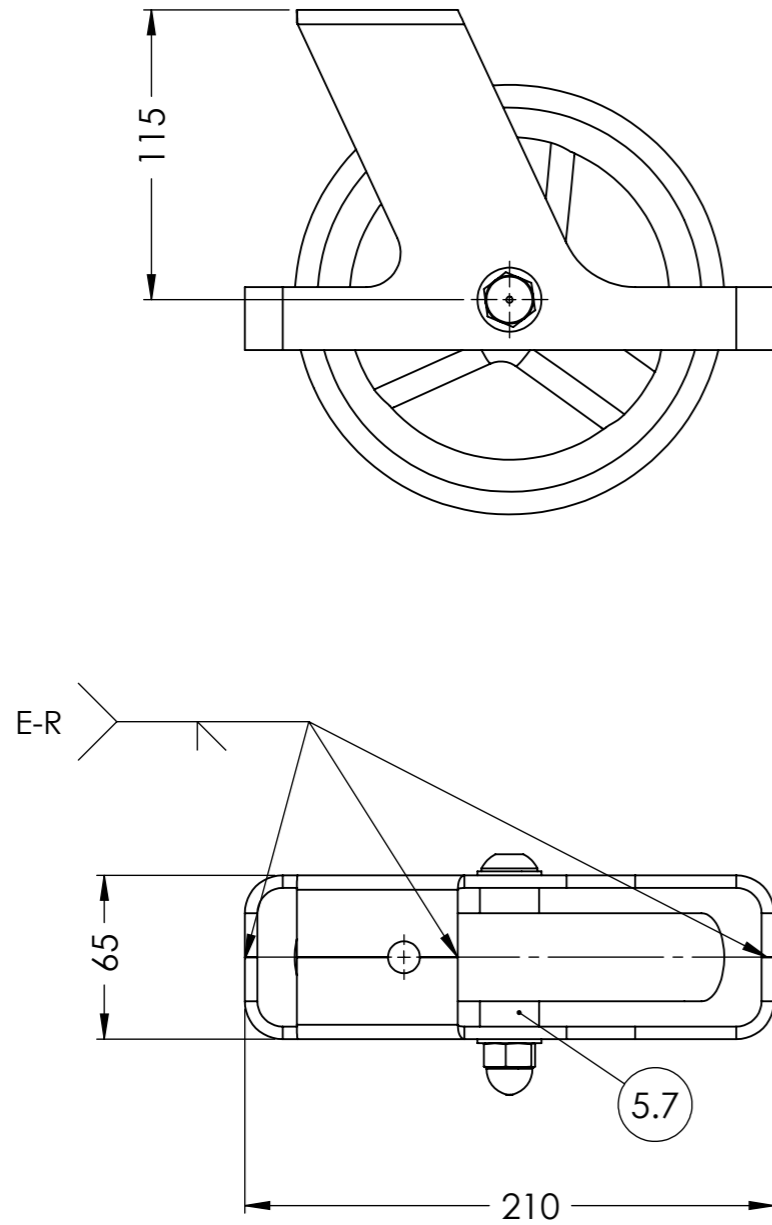
Autor: Iuri Rossi

ESCALA COTAS REVISÃO

Orientador: Vitor Ferreira Romano

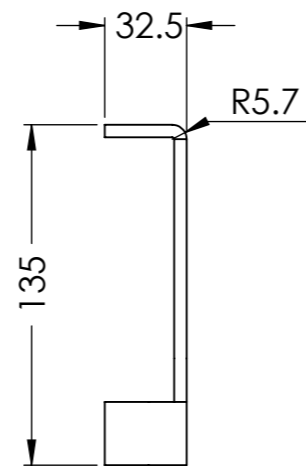
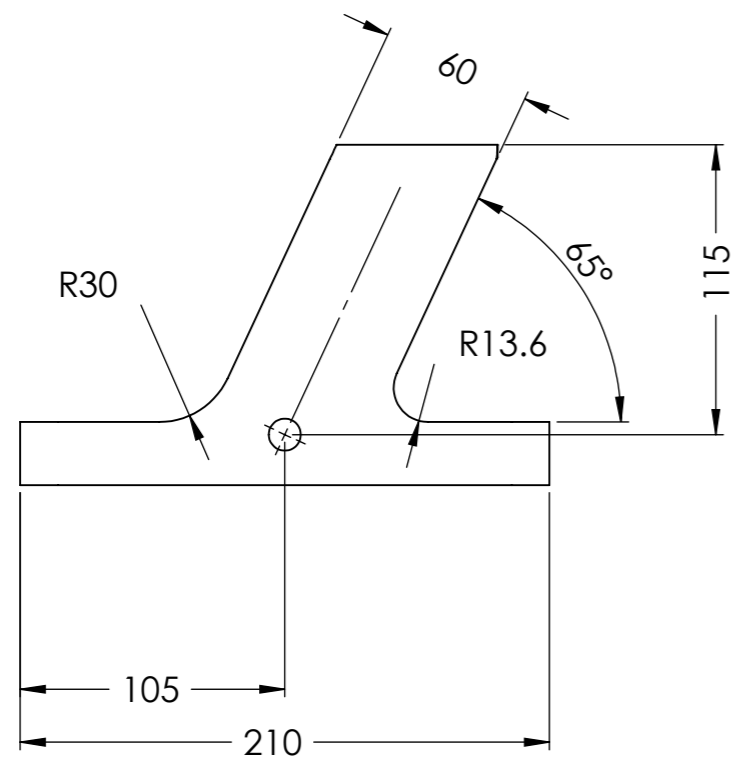
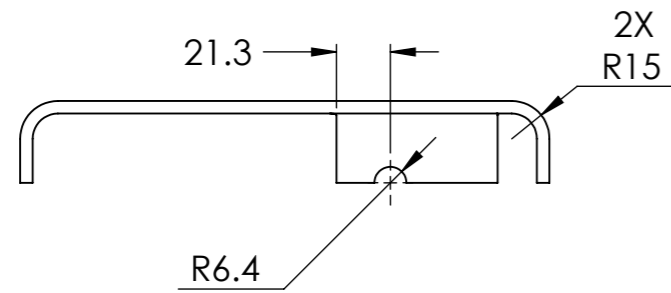
PRODUTO PEÇAS CONJ. PISTÃO DATA: 17/08/2013

ITEM	QT	DESCRIÇÃO	MATERIAL	DIM./OBS
5.1	1	CHAPA	AÇO INOX	5mm ESP.
5.2	1	CHAPA	AÇO INOX	5mm ESP.
5.3	1	RODAS	NYLON	Ø 180mm
5.4	2	ARRUELA TIPO B LARGA	AÇO INOX	M12
5.5	1	PORCA FECHADA	AÇO INOX	M12
5.6	1	PARAFUSO DO PERFIL	AÇO INOX	ALLEN M12 X 135
5.7	1	ESPAÇADOR	UHMW	Ø 1POL.

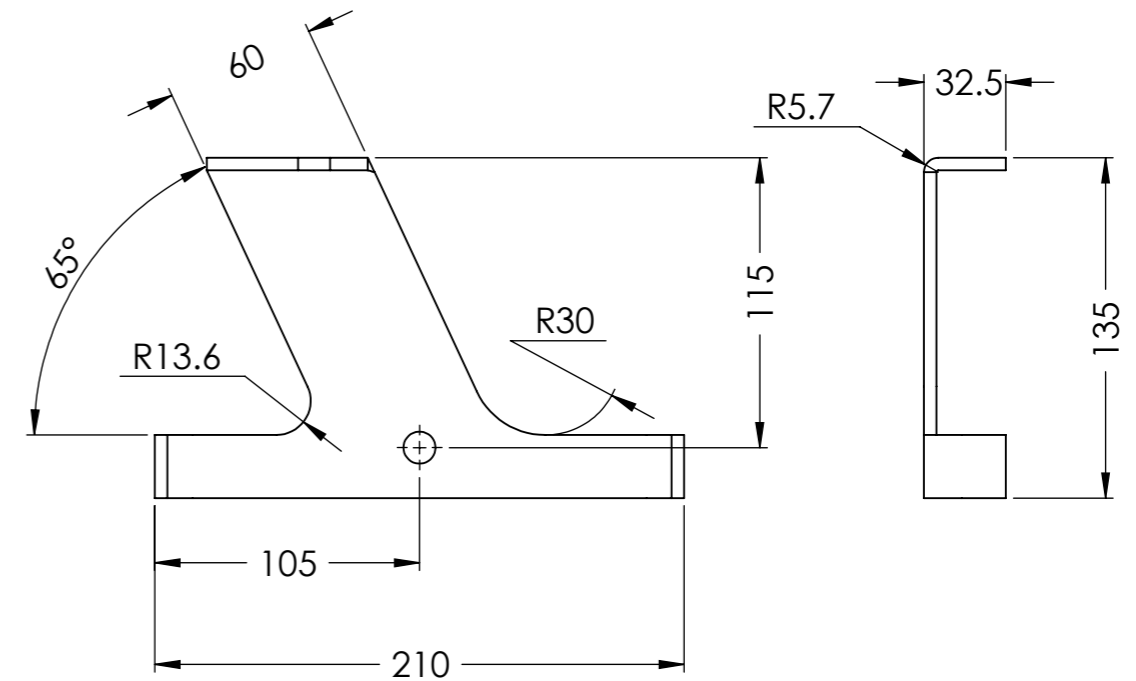
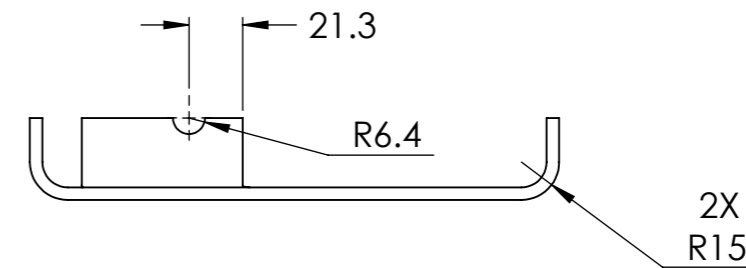


ESCOLA POLITÉCNICA DA UFRJ			
Departamento de Engenharia Mecânica		Graduação em Engenharia Mecânica	
<b>TOLERÂNCIAS GERAIS (mm)</b>			
LINEAR	0 Dec. ± 0,5 1 Dec. ± 0,1 2 Dec. ± 0,05	ANGULAR	0 Dec. ± 1° 1 Dec. ± 0,5°
NUM	<b>HA200-1.05A</b>		Autor: Iuri Rossi
ESCALA	COTAS	REVISÃO	Orientador: Vitor Ferreira Romano
1/3	mm	A	PRODUTO
		CONJ. RODAS TRASEIRAS	DATA: 17/08/2013

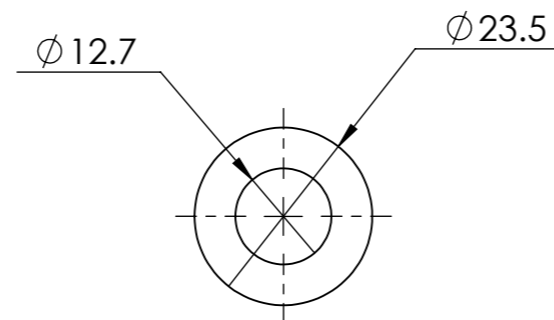
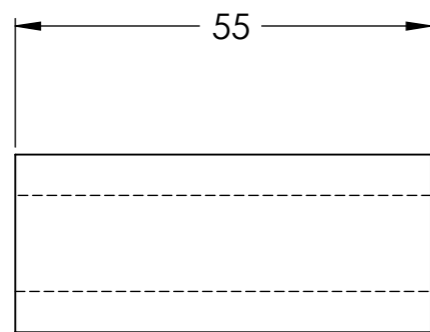
5.1



5.2

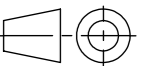


5.7



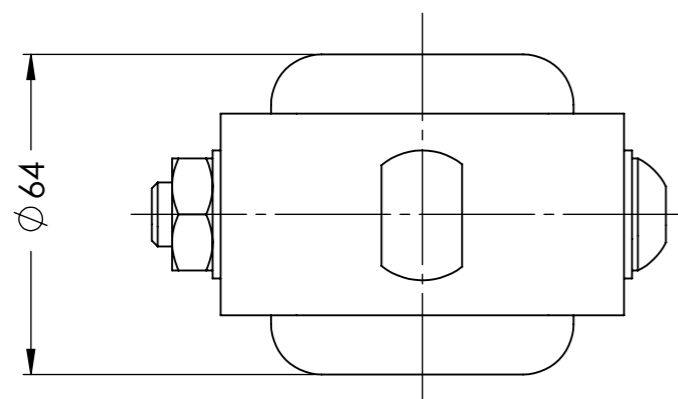
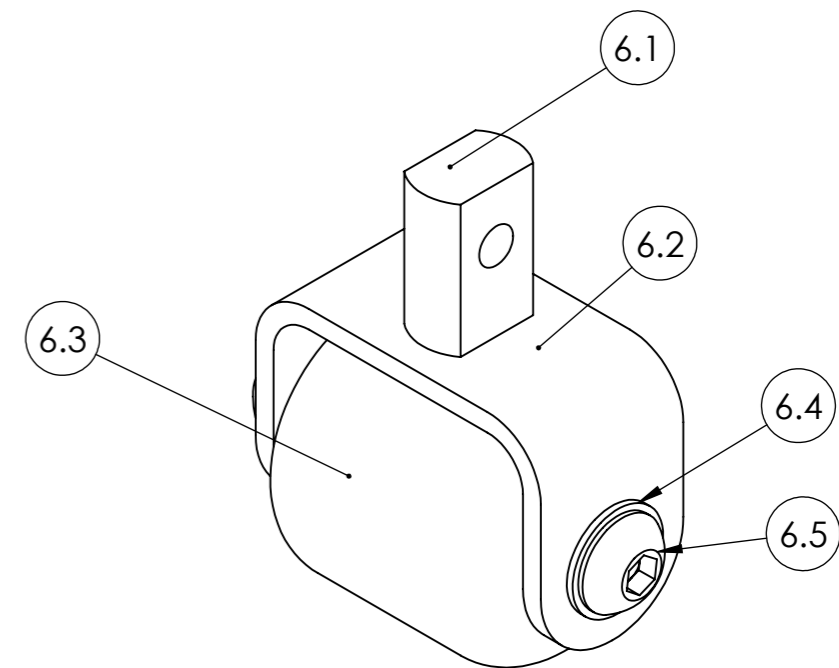
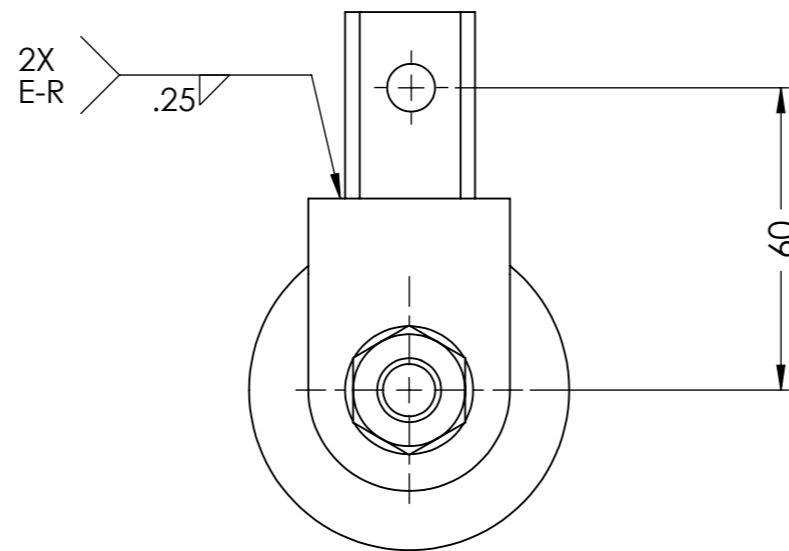
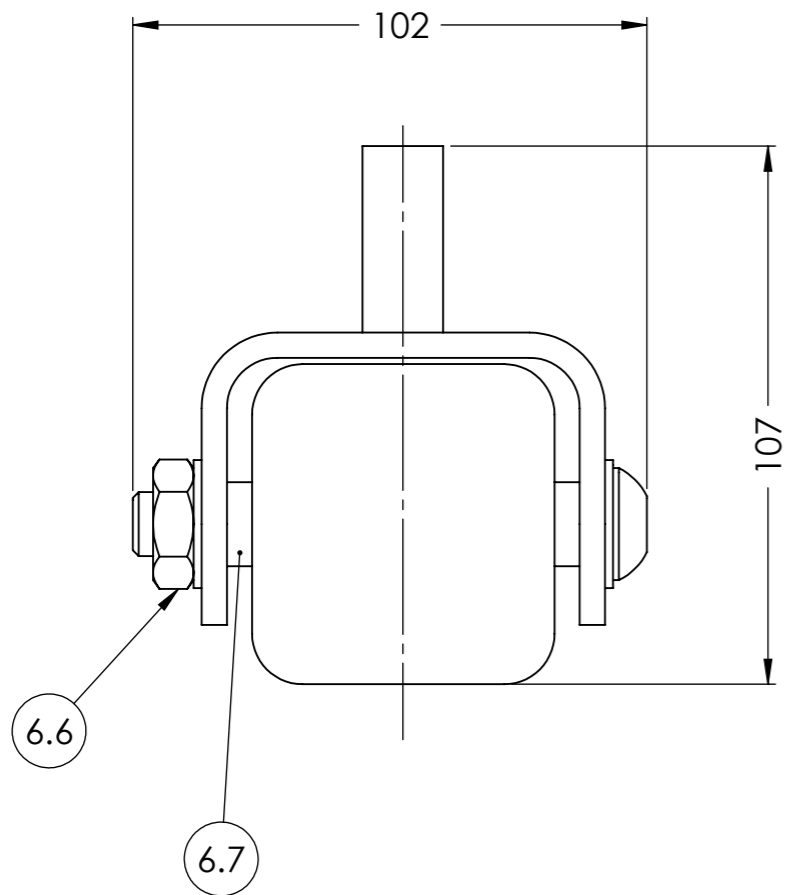
ESCOLA POLITÉCNICA DA UFRJ			
Departamento de Engenharia Mecânica		Graduação em Engenharia Mecânica	
<b>TOLERÂNCIAS GERAIS (mm)</b>			
LINEAR	0 Dec. $\pm 0,5$ 1 Dec. $\pm 0,1$ 2 Dec. $\pm 0,05$	ANGULAR	0 Dec. $\pm 1^\circ$ 1 Dec. $\pm 0,5^\circ$
NUM	HA200-1.05B		Autor: Iuri Rossi
ESCALA	COTAS	REVISÃO	Orientador: Vitor Ferreira Romano
----	mm	A	PRODUTO
			PEÇA DA RODA TRASEIRA DATA: 17/08/2013

**HAROSI-200**



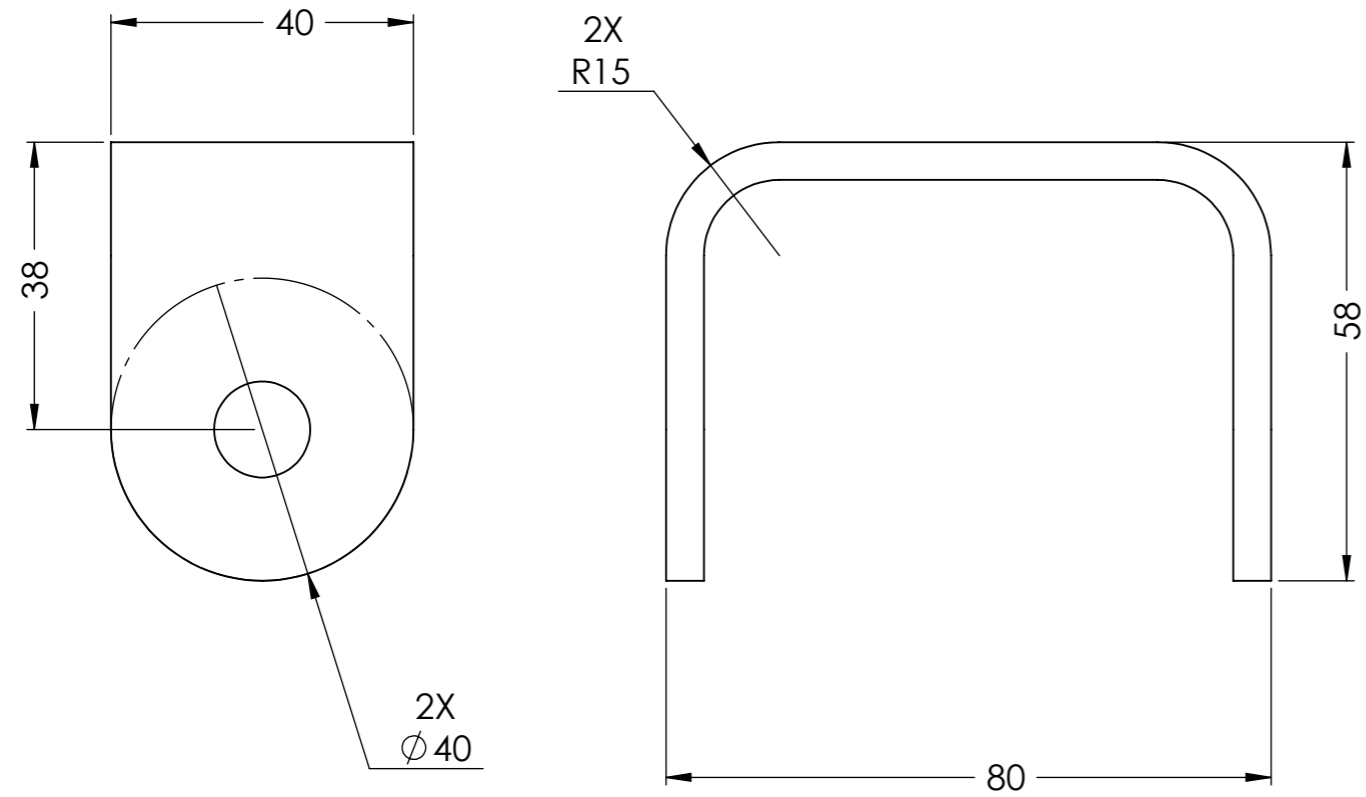


ITEM	QT	DESCRIÇÃO	MATERIAL	DIM./OBS
6.1	1	BARRA CILINDRICA	AÇO INOX	Ø 1POL.
6.2	1	CHAPA	AÇO INOX	5mm ESP.
6.3	1	RODAS	NYLON	Ø 50mm
6.4	1	ARRUELA TIPO B LARGA	AÇO INOX	M12
6.5	1	PARAFUSO DO PERFIL	AÇO INOX	M12 X 95
6.6	1	PORCA DO PERFIL	AÇO INOX	M12
6.7	1	ESPAÇADOR	UHMW	Ø 1 POL.



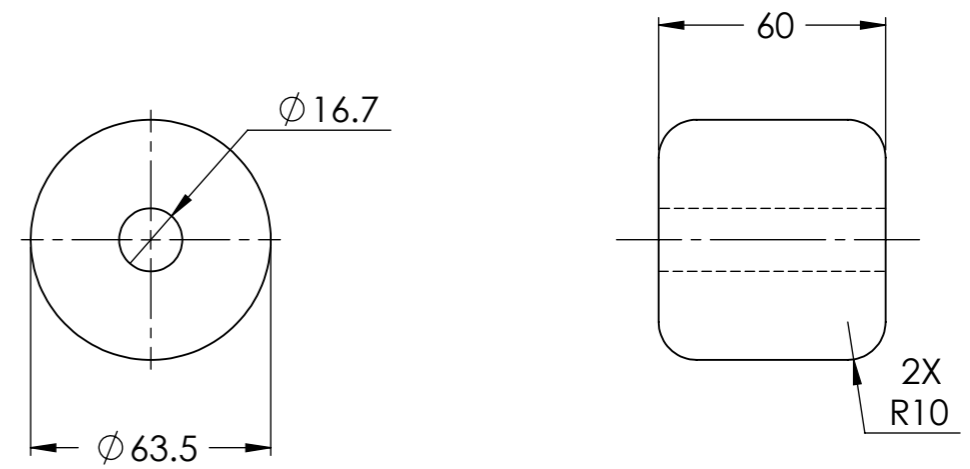
ESCOLA POLITÉCNICA DA UFRJ					
Departamento de Engenharia Mecânica			Graduação em Engenharia Mecânica		
<b>TOLERÂNCIAS GERAIS (mm)</b>					
LINEAR	0 Dec. ± 0,5 1 Dec. ± 0,1 2 Dec. ± 0,05	ANGULAR	0 Dec. ± 1° 1 Dec. ± 0,5°	<b>HAROSI-200</b>	
NUM	<b>HA200-1.06A</b>			Autor: Iuri Rossi	
ESCALA	COTAS	REVISÃO	Orientador: Vitor Ferreira Romano		
	1/2	mm	A	PRODUTO	Conj. Rodas Dianteira DATA: 17/08/2013

6.2



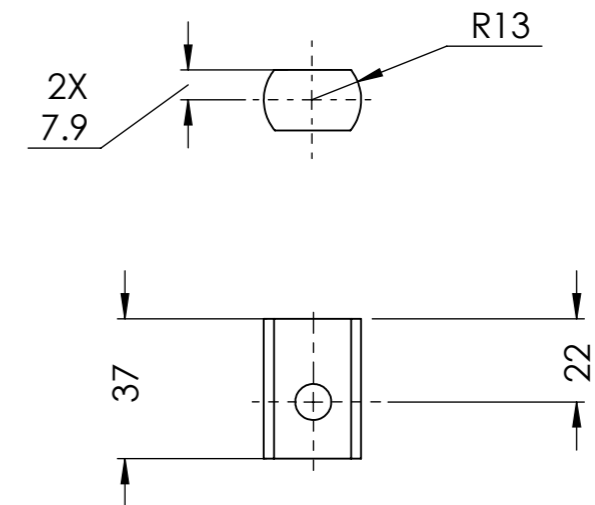
1:1

6.3



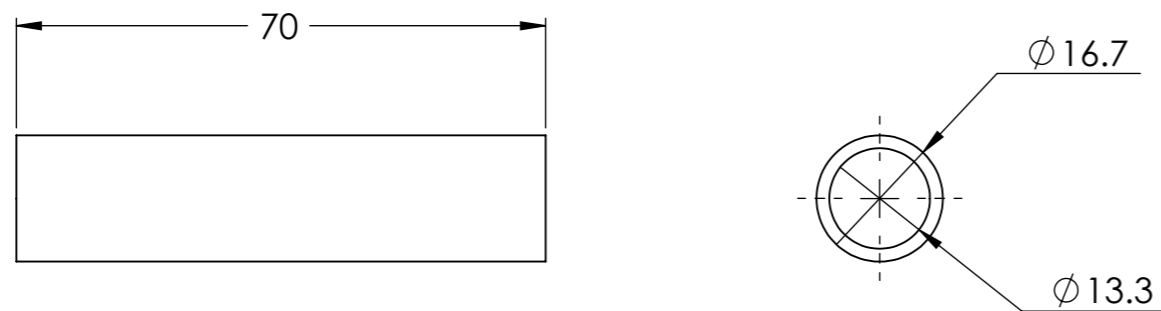
1:2

6.1



1:2

6.7



1:1

**ESCOLA POLITÉCNICA DA UFRJ**

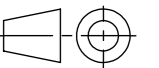
**Departamento de Engenharia Mecânica**

**Graduação em Engenharia Mecânica**

**TOLERÂNCIAS GERAIS (mm)**

LINEAR	0 Dec. ±0,5	ANGULAR	0 Dec. ±1°
	1 Dec. ±0,1		1 Dec. ±0,5°
	2 Dec. ±0,05		

**HAROSI-200**



NUM **HA200-1.06B**

Autor: Iuri Rossi

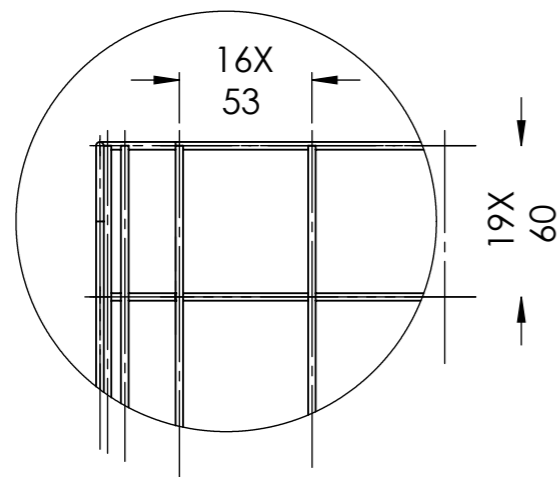
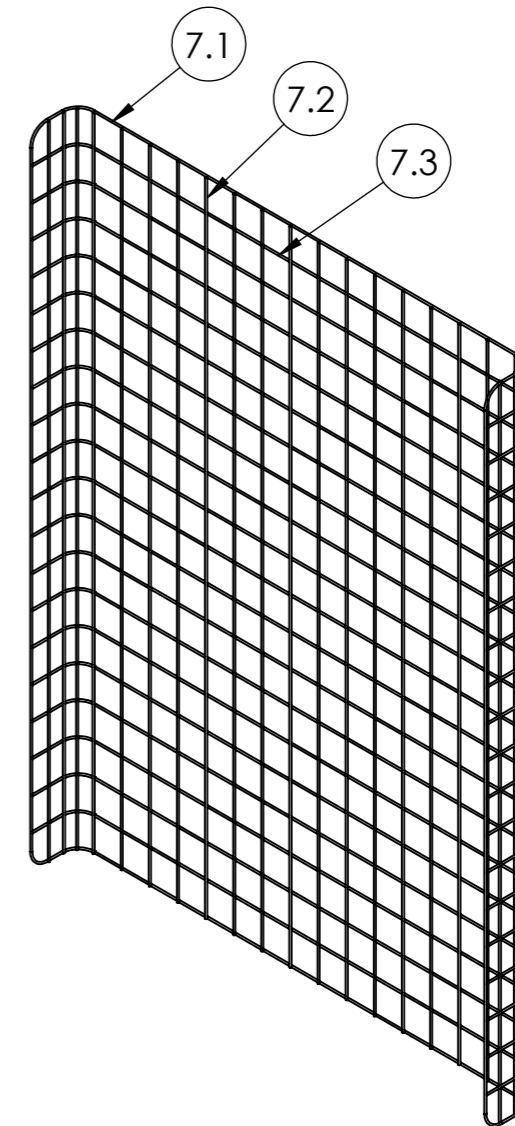
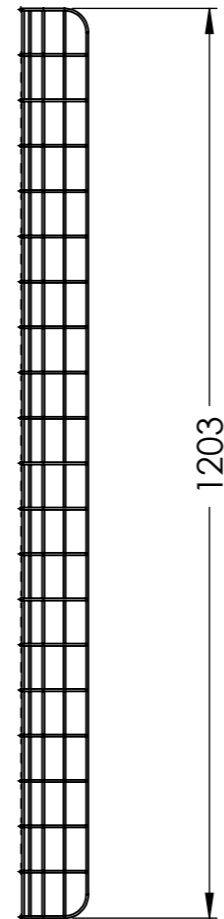
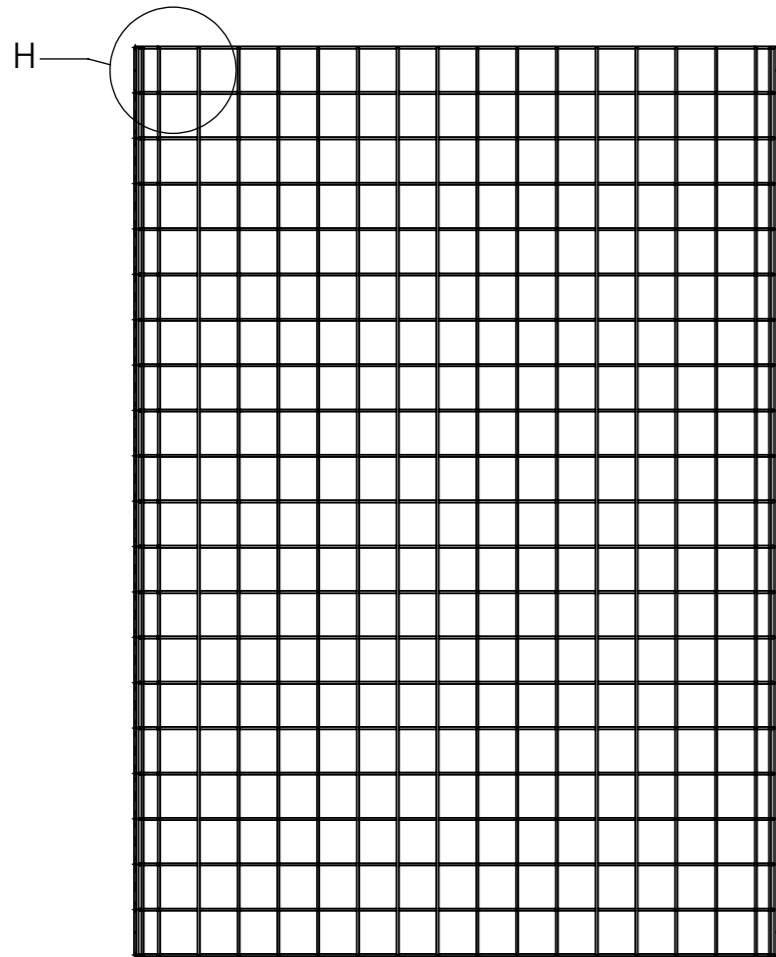
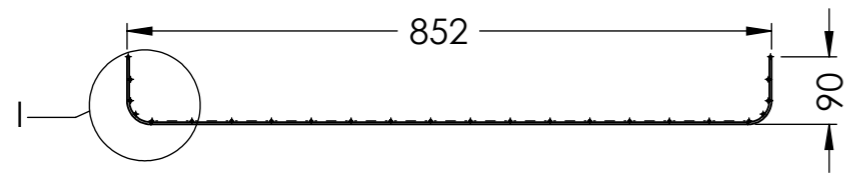
ESCALA COTAS REVISÃO

Orientador: Vitor Ferreira Romano

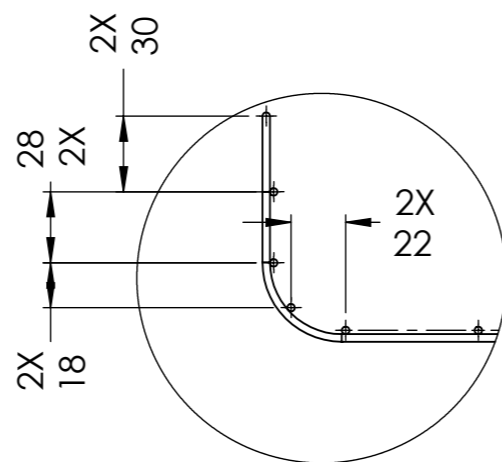
---- mm A

PRODUTO Peças Rodas Dianteiras DATA:17/08/2013

ITEM	QT	DESCRIÇÃO	MATERIAL	DIM./OBS
7.1	1	TUBO	AÇO INOX	TUBO, Ø3MM
7.2	21	TUBO	AÇO INOX	TUBO, Ø3MM
7.3	19	TUBO	AÇO INOX	TUBO, Ø3MM

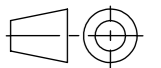


DETALHE H  
1:3

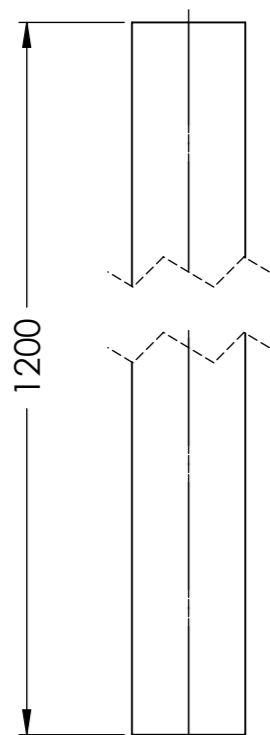


DETALHE I  
1:3

Escola Politécnica de Engenharia			
Departamento de Engenharia Mecânica		Graduação em Engenharia Mecânica	
<b>TOLERÂNCIAS GERAIS (MM)</b>			
LINEAR	0 Dec. ±0,5 1 Dec. ±0,1 2 Dec. ±0,05	ANGULAR	0 Dec. ±1° 1 Dec. ±0,5°
NUM	<b>HA200-1.07A</b>		Autor: Iuri Rossi
ESCALA	COTAS	REVISÃO	Orientador: Vitor Ferreira Romano
1/10	mm	A	PRODUTO
			Grade DATA:17/08/2013

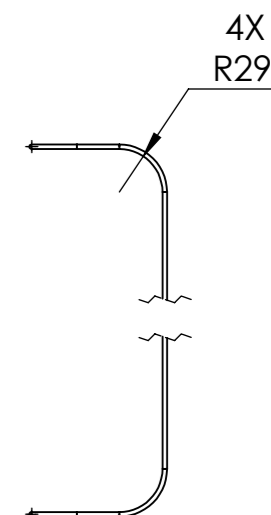
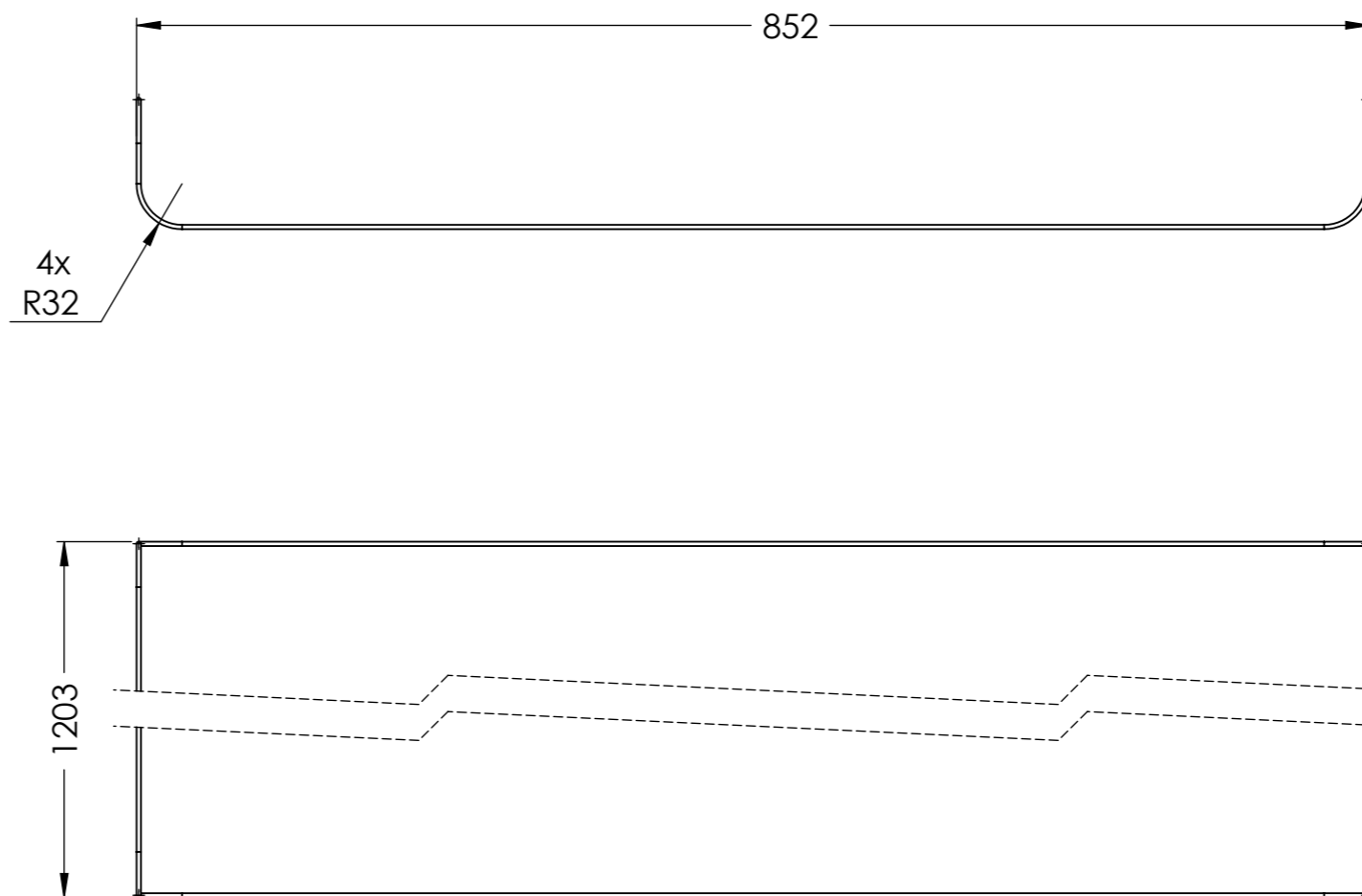


7.2



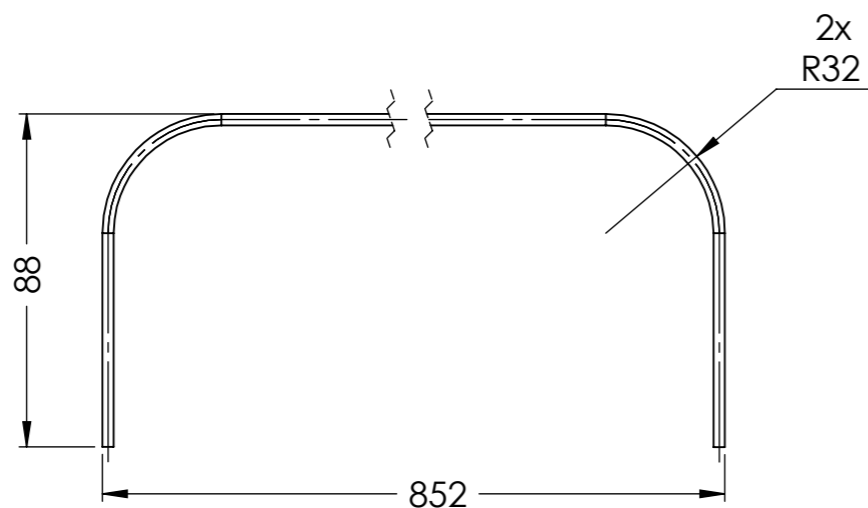
5:1

7.1



1:5

7.3



1:2

ESCOLA POLITÉCNICA DA UFRJ					
Departamento de Engenharia Mecânica			Graduação em Engenharia Mecânica		
<b>TOLERÂNCIAS GERAIS (mm)</b>					
LINEAR	0 Dec. ± 0,5 1 Dec. ± 0,1 2 Dec. ± 0,05	ANGULAR	0 Dec. ± 1° 1 Dec. ± 0,5°	<b>HAROSI-200</b>	
NUM	<b>HA200-1.07B</b>		Autor: Iuri Rossi		
ESCALA	COTAS	REVISÃO	Orientador: Vitor Ferreira Romano		
----	mm	A	PRODUTO	Grade	DATA: 17/08/2013