

UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO
CENTRO TECNOLÓGICO
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DHEILSON DE NARDI
MATHEUS ANTINO GAVA

PROJETO E CÁLCULO ESTRUTURAL DE UM REBOQUE
PARA IÇAR ASA DELTA E PARAPENTE

VITÓRIA
2005

DHEILSON DE NARDI
MATHEUS ANTINO GAVA

PROJETO E CÁLCULO ESTRURAL DE UM REBOQUE PARA IÇAR ASA DELTA E PARAPENTE

Projeto de graduação apresentado ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade federal do Espírito Santo, como requisito para a obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.
Orientador: Prof. M. Sc. Sergio Leite Lopes.

VITÓRIA
2005

**DHEILSON DE NARDI
MATHEUS ANTINO GAVA**

PROJETO E CÁLCULO ESTRUTURAL DE UM REBOQUE PARA IÇAR ASA DELTA E PARAPENTE

Projeto de graduação apresentado ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade federal do Espírito Santo, como requisito para a obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

COMISSÃO EXAMINADORA

**Prof. M. Sc. Sergio Leite Lopes
Universidade Federal do Espírito Santo
Orientador**

**Prof. Dr. Elias Antônio Dalvi
Universidade Federal do Espírito Santo**

**Prof. Dr. Juan Sergio Romero Saenz
Universidade Federal do Espírito Santo**

Ao professor Sergio por ter sido idealizador e grande incentivador deste projeto e pela grande ajuda em nossa conquista.

Aos nossos amigos, às nossas famílias que sempre nos deram apoio e incentivo pra seguirmos nossos caminhos e principalmente a Deus que nos proporcionou este momento.

RESUMO

É cada vez maior o número de praticantes de esportes como o vôo livre, mas os praticantes deste esporte sempre tiveram a limitação de só poderem levantar vôo em rampas localizadas em montanhas, fato que impedia que este esporte fosse praticado em lugares planos, até que surgiu uma modalidade de vôo livre chamada TOWING, ou vôo rebocado, onde uma corda presa à asa delta é liberada de um carretel com tensão constante fazendo com que o piloto levante vôo. Os equipamentos que realizam esta operação são importados, podendo custar até R\$ 56.000,00, para o reboque móvel com controle hidráulico de tensão da corda, preço que praticamente impossibilita a prática desta modalidade de vôo no Brasil.

Assim sendo decidimos desenvolver um equipamento que execute a mesma função, para isso utilizamos conceitos de resistência dos materiais para projetar a base do nosso equipamento e de elementos de máquinas para projetar os eixos e polias utilizados no mecanismo.

Durante o projeto sempre tivemos a preocupação de projetar as peças e partes utilizando material encontrado no mercado e não somente em projetar uma estrutura ideal, mas, que fosse impossível, ou muito cara, de ser construída. Uma das grandes vantagens deste projeto é sua possibilidade de ser construído e até comercializado, uma vez que existe uma carência comprovada deste tipo de equipamento nos mercados brasileiro e argentino.

SUMÁRIO

1	HISTÓRICO.....	09
1.1	No Mundo.....	09
1.1.1	O Renascimento do Vôo Rebocado.....	10
1.2	Brasil.....	12
2	TIPOS DE REBOQUE.....	13
2.1	Tipos De Controles De Tensão.....	15
3	PROJETO DA ESTRUTURA DO REBOQUE.....	15
3.1	Propriedades do aço inox ABNT 304.....	20
3.2	Dimensionamento das barras de fixação da torre.....	21
4	PROJETO DO EIXO MOVIDO.....	25
4.1	Cálculo das forças.....	25
4.2	Cálculo dos momentos máximos.....	28
4.3	Material do eixo.....	28
4.4	Calculo do diâmetro resistente do eixo movido e seleção de rolamentos.....	29
4.5	Dimensionamento da chaveta e determinação do diâmetro nominal do eixo.....	30
5	PROJETO DO EIXO MOTOR.....	31
6	SELEÇÃO DAS CORREIAS TRAPEZOIDAIS.....	33
6.1	Potência de projeto (H_{pp}).....	33
6.2	Perfil da correia.....	33

6.3	Diâmetro das polias.....	34
6.4	Comprimento experimental da correia (L).....	34
6.5	Comprimento correto da correia.....	35
6.6	Recalculando a distância entre centros.....	35
6.7	Potência transmitida por correia.....	35
6.8	Cálculo do numero de correias.....	36
7	ESPECIFICAÇÕES DAS POLIAS.....	36
7.1	Polia motora.....	36
7.2	Polia Movida.....	37
8	BASE DE SUSTENTAÇÃO DO MOTOR.....	39
9	CARRETEL.....	41
10	CONTROLE DE TENSÃO NA CORDA.....	42
11	VISTAS DO CONJUNTO.....	44
12	CUSTO COM MATERIAIS.....	46
13	COMCLUSÃO.....	47
14	REFERENCIAS.....	47

LISTA DE FIGURAS

Figura 01: Vôo livre em 1871.

Figura 02: Primeiro vôo rebocado por um barco.

Figura 03: Asa Rogallo sendo rebocada por um avião

Figura 04: Bill Moyes e Bill Bennett num vôo rebocado por lancha no rio Hawkesberry na Australia.

Figura 05: Reboque fixo.

Figura 06: Reboque móvel.

Figura 07: Controle de tensão do cabo.

Figura 08: estrutura metálica do reboque

Figura 09: Vista lateral

Figura 10: Detalhe do pé da torre

Figura 11: Vista superior

Figura 12: Detalhe da fixação da torre

Figura 13: Detalhe da fixação das barras laterais

Figura 14: Detalhe da fixação da torre à base

Figura 15: Ângulo entre a Barra 01 e a torre

Figura 16: Distribuição de forças

Figura 17: Distribuição de forças

Figura 18: Corte da torre

Figura 19: Representação do conjunto de polias e do ângulo de abraçamento

Figura 20: Angulo formado entre a direção da força e a horizontal

Figura 21: Diagrama de corpo livre

Figura 22: Dimensões da chaveta

Figura 23: Desenho do eixo movido

Figura 24: Eixo fabricado pela BOSCH.

Figura 25: Eixo projetado.

Figura 26: Desenho da polia motora

Figura 27: Cubo da polia movida

Figura 28: Vista em corte dos canais da polia movida

Figura 29: Vista em corte da polia movida

Figura 30: Vista frontal da base do motor

Figura 31: Vista lateral da base do motor

Figura 32: Vista superior da base do motor

Figura 33: vista em corte do carretel

Figura 34: Detalhes do carretel

Figura 35: Motor de arranque passando por adaptações

Figura 36: Bateria que irá mover o motor do reboque

Figura 37: Vista isométrica do conjunto

Figura 38: Vista frontal do conjunto

LISTA DE TABELAS

TABELA 01: PROPRIEDADES DO AÇO INOX 304

TABELA 02: RELAÇÃO ENTRE PESO E TENSÃO NA CORDA

TABELA 03: CUSTO DOS MATERIAIS DO REBOQUE

1.1 HISTÓRICO

1.1.1 No Mundo

Através da história desenhistas e sonhadores sempre tiveram a necessidade de alguma forma de propulsão para as aeronaves. Muitos, incluindo Leonardo da Vinci, pensavam na utilização de aerofólios como uma maneira de locomoção, principalmente observando criaturas que voam como pássaros, insetos e morcegos e que empregam este método de vôo. Da Vinci estudava uma forma simples de vôo que consistia em escorregar em uma montanha até atingir uma velocidade suficiente para adquirir força de sustentação, mas ao mesmo tempo, experimentos considerados *towing* (vôo rebocado) estavam sendo feitos como a melhor maneira de obter a propulsão desejada (Figura 01).



Figura 01: Vôo livre em 1871.

Por volta de 1830, Sir George Cayley ordenou que um seu servo realizasse um vôo rebocado por cavalos. Depois disto veio a aviação.

1.1.1 O Renascimento do Vôo Rebocado

Os alemães reinventaram o vôo livre em 1920, pois o mesmo ficou esquecido após o advento da aviação. Os primeiros planadores não voavam melhor que as asas deltas de hoje, mas eles tinham o benefício de utilizarem a avançada tecnologia dos controles desenvolvida pela aviação da época, desta forma, os vôos eram rebocados a cavalo ou por lanchas na região sul da Alemanha na cidade de Wasserkup (Figura 02).



Figura 02: Primeiro vôo rebocado por um barco.

Eventualmente, métodos de reboque com guincho com automóveis ou aviões foram criados mas os problemas continuavam até o renascimento das asas delta nos meados da década de 60. É notório o desenvolvimento em paralelo do towing, das asas delta e dos pilotos.

As primeiras asas delta usadas para a prática de towing eram como pipas planas e rebocadas por barcos. Estas asas eram muito propensas ao lockout, que são desvios que a asa sofre em relação à direção que é puxada e pode ser causado pelo piloto, turbulência ou ventos laterais, as asas também perdiam estabilidade quando eram soltas dos cabos de reboque devido à falta da força do reboque impedindo a continuidade do vôo, mas quando o modelo de asas Rogallo foi desenvolvido com o

formato triangular, houve uma melhora no desempenho e um aumento significativo da estabilidade (Figura 03).



Figura 03: Asa Rogallo sendo rebocada por um avião

O australiano John Dickenson projetou a barra de controle e dois de seus compatriotas Bill Moyes e Bill Bennett popularizaram o towing, disputando um com o outro quem atingia a maior altitude, e assim viajaram ao redor do mundo popularizando o towing com asa delta, a Figura 04 mostra Bill Moyes e Bill Bennett num vôo rebocado por lancha no rio Hawkesberry na Australia.

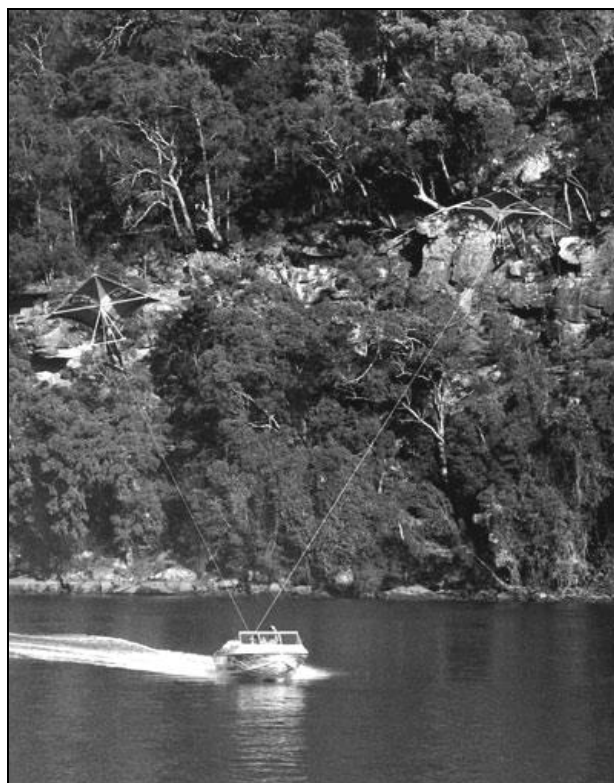


Figura 04: Bill Moyes e Bill Bennett num vôo rebocado por lancha no rio Hawkesberry na Australia.

1.2 Brasil

Em 1974 o vôo livre chega ao Brasil através do francês Stephan Dunoyer que realizou a primeira decolagem no Cristo Redetor e também realizou vários vôos em diversas cidades do Brasil. O primeiro brasileiro a voar foi o carioca Luis Cláudio Mattos. O primeiro brasileiro a conquistar um campeonato mundial foi Pedro Paulo Lopes em 1981, no Japão.

Os pioneiros do vôo rebocado foram os pilotos: Alberto Schimitz (RS), Juarez da Rocha (RS), Chico Santos (RJ) e Silvano Baptista (RS), que proporcionou o primeiro campeonato mundial de vôo livre rebocado, ocorrido em 1995, no interior do estado de São Paulo.

2 TIPOS DE REBOQUE

O vôo rebocado é uma alternativa para os lugares onde não existem montanhas, ou rampas de decolagem.

Há dois tipos de reboques: o fixo, feito com um motor estacionário que traciona o cabo conforme a Figura 05 e o tipo móvel que é acoplado a um carro, barco ou avião que libera o cabo do carretel conforme a Figura 06.



Figura 05: Reboque fixo.

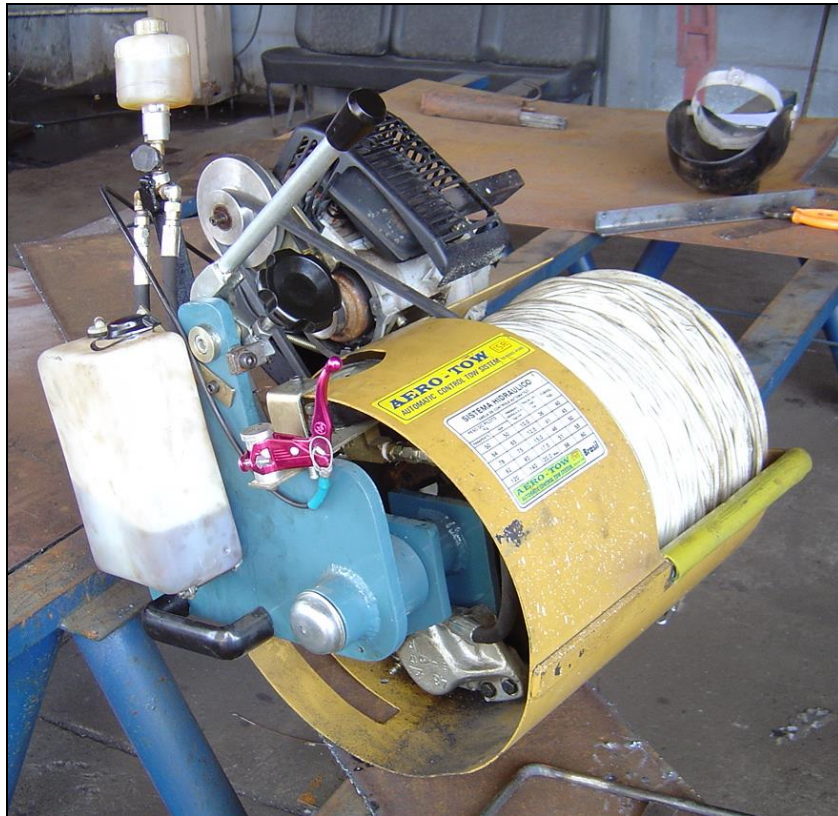


Figura 06: Reboque móvel.

Nos dois tipos é necessário que haja uma pessoa experiente para operar o reboque controlando o ângulo e a velocidade do parapente ou da asa delta. E existe ainda um terceiro tipo que é uma variação do reboque móvel sendo denominado reboque automático, pelo fato de existir uma regulação da tensão na corda, este reboque é mais compacto, usa um cabo muito mais fino, normalmente de Kevlar. A Figura 07 mostra o controle de tensão do reboque automático.



Figura 07: Controle de tensão do cabo.

2.1 Tipos De Controles De Tensão

O controle de tensão tem a função de manter o cabo tensionado de forma constante, compensando eventuais rajadas de vento e correntes térmicas e ainda variações da velocidade do veículo, proporcionando melhor controle e menor esforço da asa delta ou parapente, fazendo com que o piloto tenha a sensação semelhante a ter decolado de uma montanha com fortes ventos ascendentes.

Sem ajuste automático de tensão, a operação do reboque ficaria dependente de um bom operador e um excelente motorista, para compensar as variações de pressão sobre o piloto e a asa delta causadas por rajadas de vento e correntes térmicas, tendo para isso, que alterar a velocidade do veículo e a pressão do guincho manualmente, lembrando que o operador teria que estar sempre atento para atuar na tensão da corda que penaliza o piloto em situação turbulenta, após o piloto ter sofrido o efeito, daí a vantagem do sistema ter controle automático de tensão, tirando com isso responsabilidade do operador.

Existem dois tipos de controle de tensão do cabo, que são: Controle Hidráulico de Tensão e controle de Tensão Utilizando Freio a Disco.

3 PROJETO DA ESTRUTURA DO REBOQUE

Durante o desenvolvimento deste projeto uma das maiores preocupações foi construir a base e os demais componentes com materiais que fossem encontrados com facilidade no mercado, respeitassem as exigências estruturais e dos idealizadores do projeto.

A base do reboque deve ser leve, para facilitar o manuseio e transporte, e resistente o suficiente para suportar a força do cabo e suas variações de direção e intensidade. Uma das exigências de projeto era que a estrutura fosse feita usando um perfil quadrado e vazado em aço inox ABNT 304, o perfil que melhor se enquadrava em nossas necessidades foi o que possui paredes de 1,5mm de espessura e 50mm de lado, conforme figura abaixo. A fabricação de toda a

estrutura metálica em aço inox foi uma exigência do solicitante, uma vez que a estrutura citada será usada em embarcações e com isso sujeita a ação da água do mar. Baseando-se em formatos já existentes de bases de outros reboques foi concebida a base abaixo, onde se buscou atender o anseio do solicitante do projeto em questão de formato mais pratico, de custo mais baixo que o similar importado (aproximadamente R\$ 56.000,00, para o reboque móvel com controle de tensão hidráulico) e ainda que ofereça total segurança ao piloto. A Figura 08 ilustra a estrutura metálica do reboque. Todas as soldas devem ser feitas com eletrodo revestido E308L, apropriado para a solda do aço inox ABNT 304.

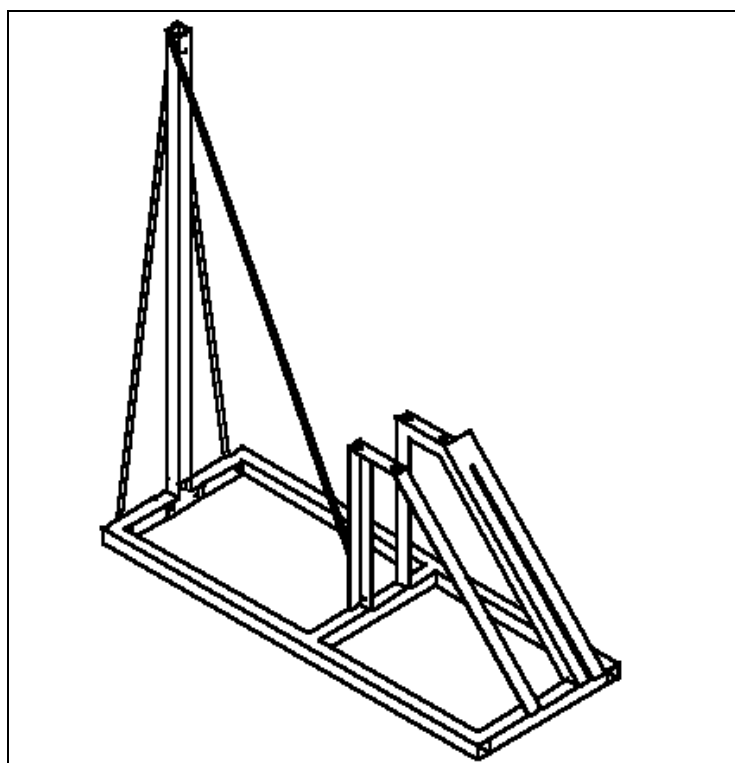


Figura 08: estrutura metálica do reboque

Nas Figuras 09, 10, 11, 12, 13 e 14, temos as vistas com as respectivas medidas de cada componente da base.

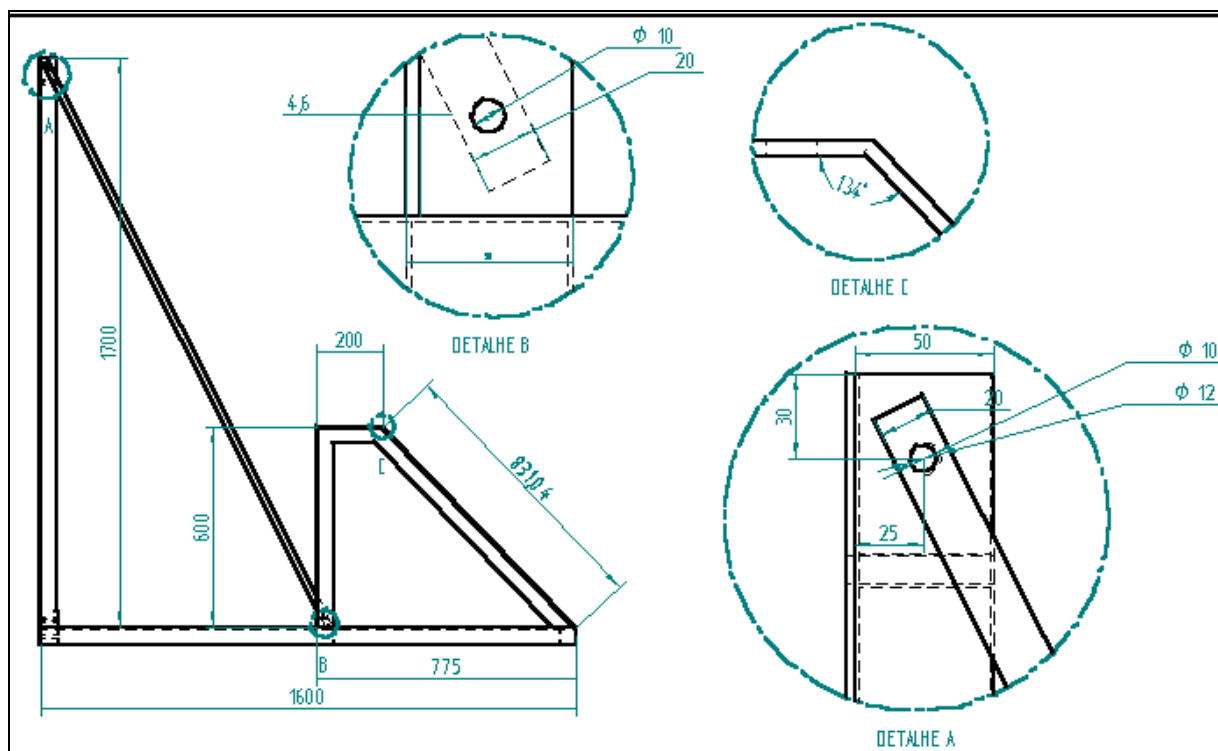


Figura 09: Vista lateral

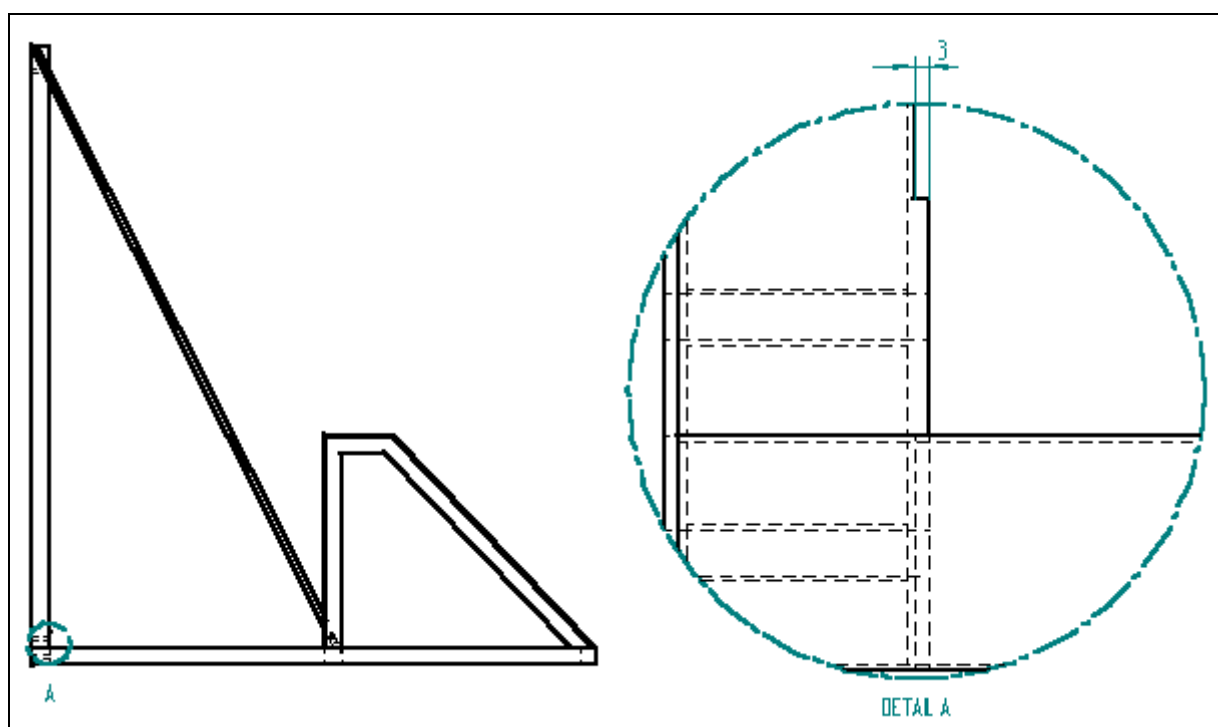


Figura 10: Detalhe do pé da torre

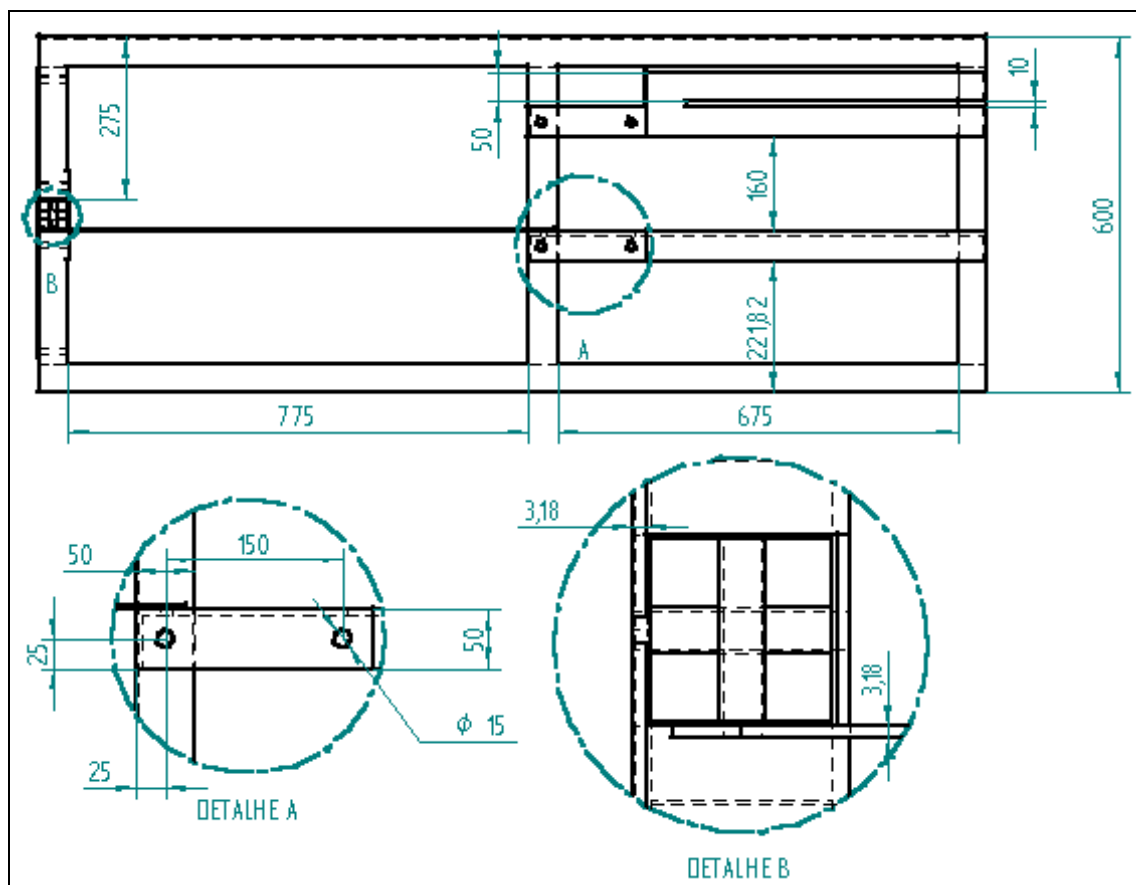


Figura 11: Vista superior

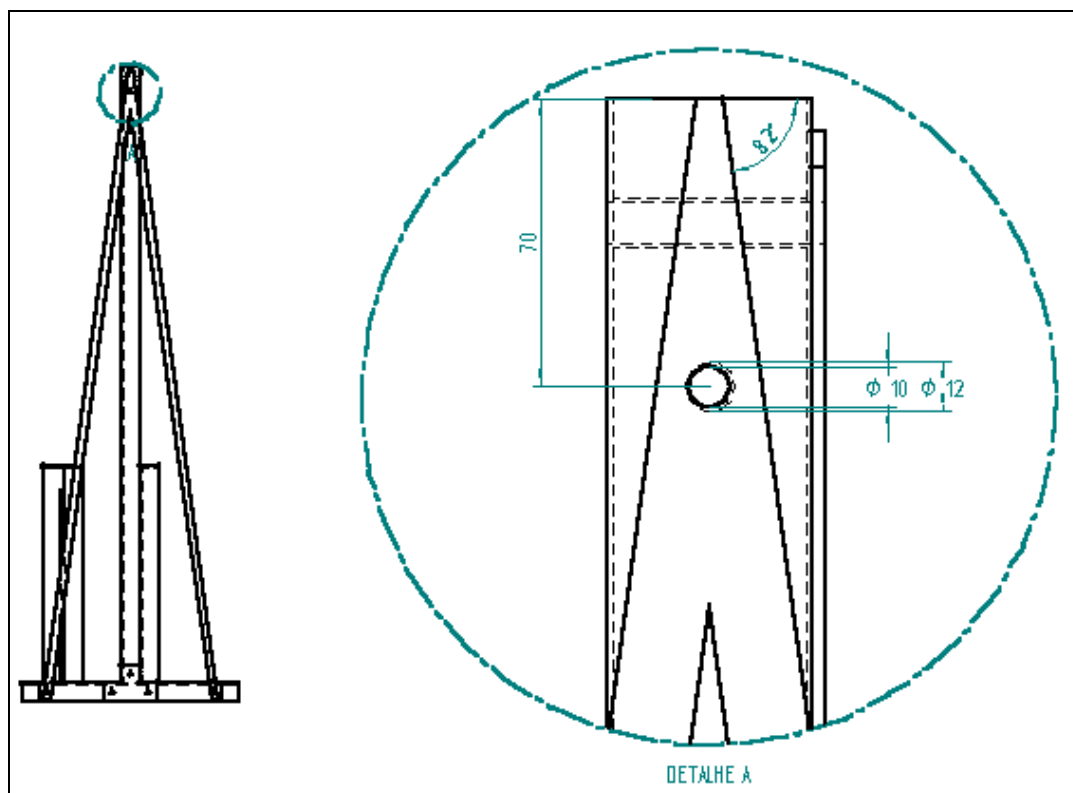


Figura 12: Detalhe da fixação da torre

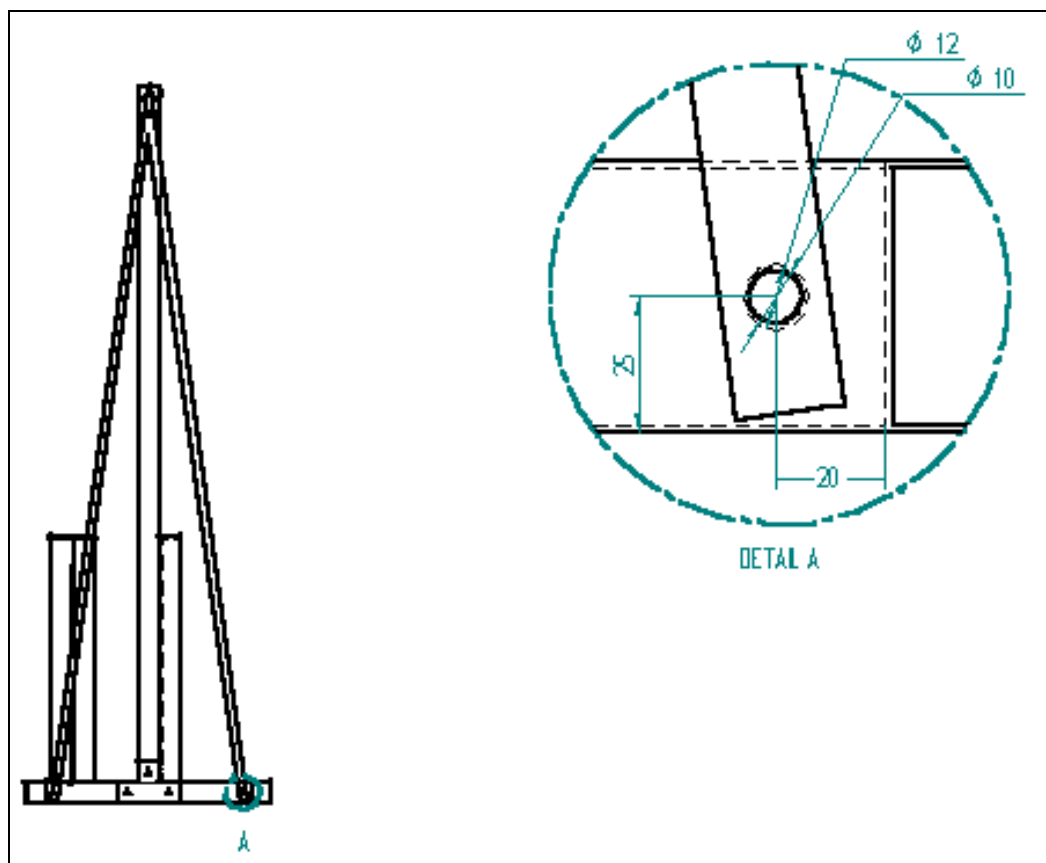


Figura 13: Detalhe da fixação das barras laterais

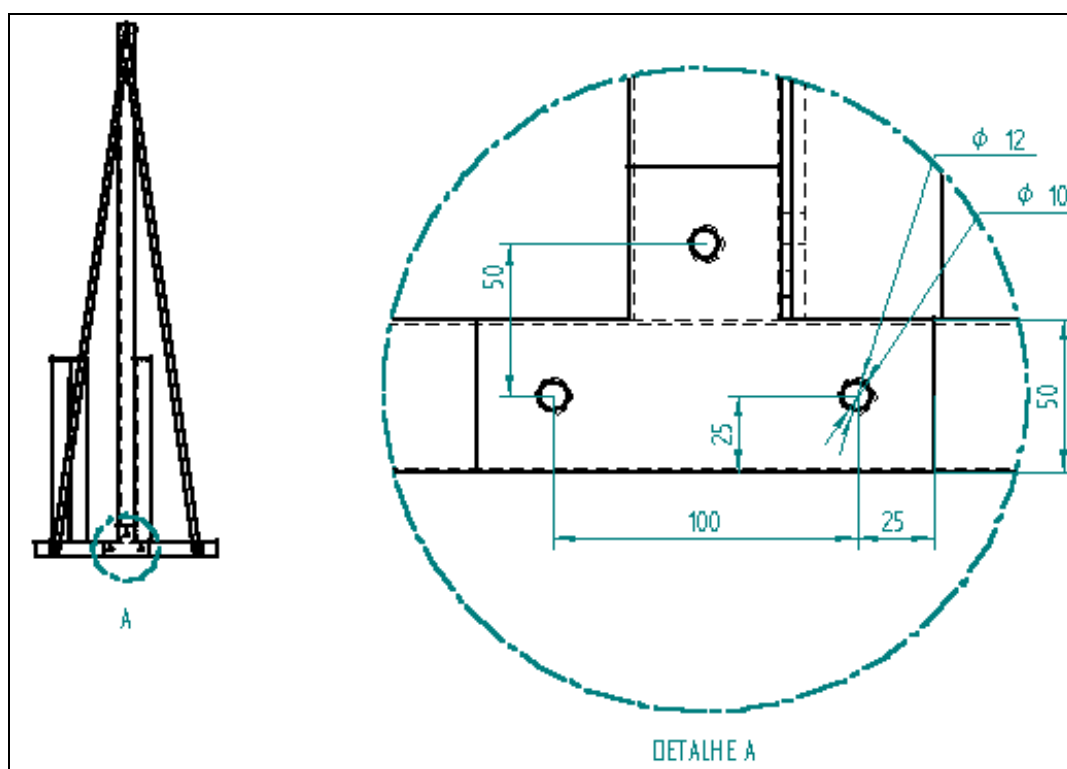


Figura 14: Detalhe da fixação da torre à base

3.1 Propriedades do aço inox ABNT 304

O aço inox ABNT 304 tem as seguintes propriedades:

TABELA 01
PROPRIEDADES DO AÇO INOX 304

Tipo de Aço ABNT	Estado	Resistência à tração N/mm ²	Limite de escoamento N/mm ²	Dureza Rockwell	Limite de resistência à fadiga N/mm ²
304	recozido	588	294	B 80	245

Fonte: www.pipesystem.com.br/Artigos_Tecnicos/Aco_Inox

Desta forma:

$$\sigma_e = 294 \text{ MPa}$$

Adotando o coeficiente de segurança igual a 2 (BEER, Ferdinand P.) temos:

$$F_s = 2 \text{ indicado por [2];}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_e}{F_s};$$

$$\sigma_{adm} = \frac{294}{2};$$

$$\sigma_{adm} = 147 \text{ MPa}$$

Esta tensão admissível será usada sempre que o material for o aço inox ABNT 304.

3.2 Dimensionamento das barras de fixação da torre

A torre, parte do reboque onde ficarão fixadas as roldanas por onde deve passar a corda, foi projetada para ser removível com o objetivo de facilitar o seu transporte e manuseio quando o reboque não estiver sendo usado. Para isto foram utilizados parafusos e barras chatas, também removíveis, serão as barras chatas que irão suportar os esforços e a torre suportará apenas uma leve compressão e seu objetivo principal é servir de suporte para as roldanas.

Sendo assim, é necessário que se estime qual é a tensão a que as barras chatas estarão sujeitas. Primeiro vamos dimensionar a barra que liga a torre à parte central do reboque, a qual chamaremos de Barra 1 conforme a Figura 15.

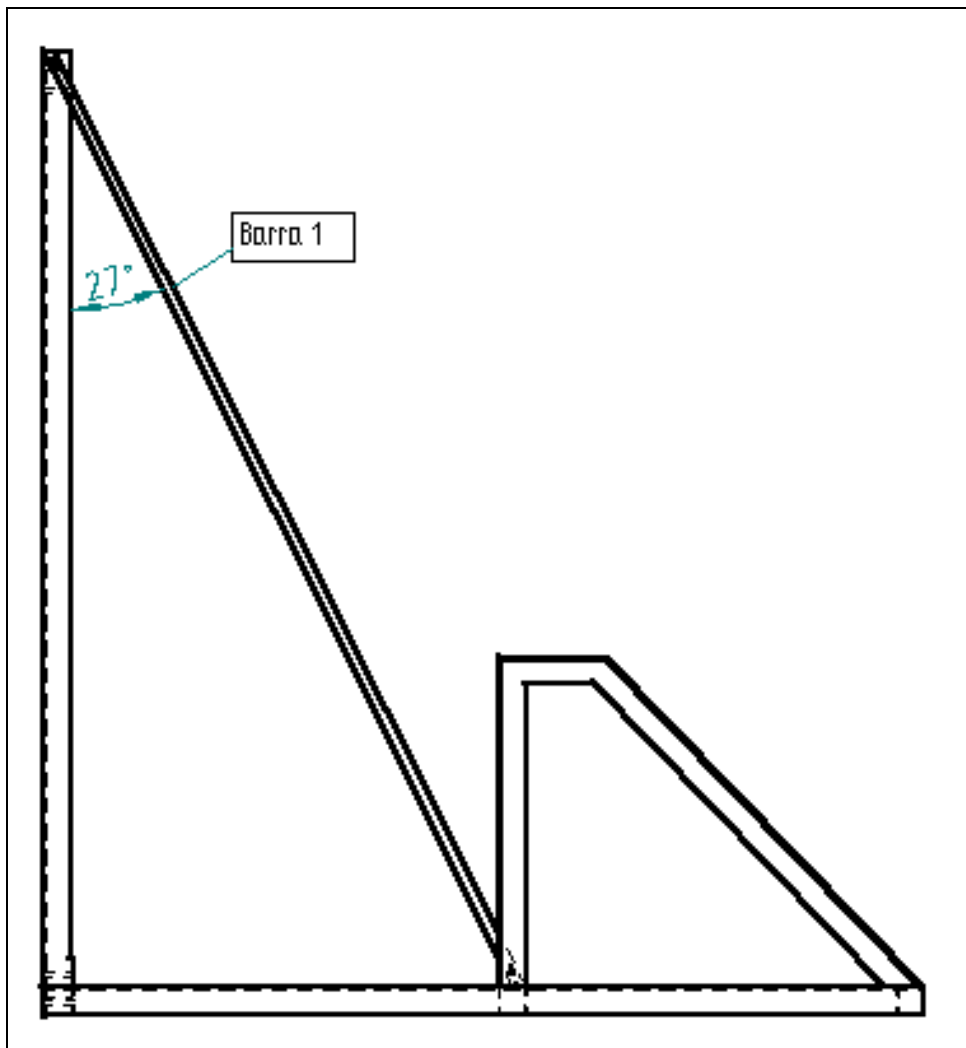


Figura 15: Ângulo entre a Barra 01 e a torre

Existe uma relação entre a tensão na corda e o peso que está sendo levantado pela asa delta ou parapente, esta relação está expressa na Tabela 02.

TABELA 02
RELAÇÃO ENTRE PESO E TENSÃO NA CORDA

Peso do Piloto		Tensão Recomendada no Cabo
Parapente	Asa Delta	
-	55 kg	420 N
-	58 kg	440 N
-	62 kg	460 N
48 kg	66 kg	490 N
54 kg	72 kg	530 N
60 kg	78 kg	550 N
66 kg	84 kg	600 N
72 kg	90 kg	630 N
90 kg	110 kg	720 N
120 kg	140 kg	800 N
160 kg	180 kg	880 N

Fonte: www.angelsoffire.com.br

Adotaremos a força máxima possível aplicada pela corda como sendo igual a 1000N. Isto leva à configuração de forças mostrada na Figura 16 quando a corda estiver no mesmo plano da Barra 1.

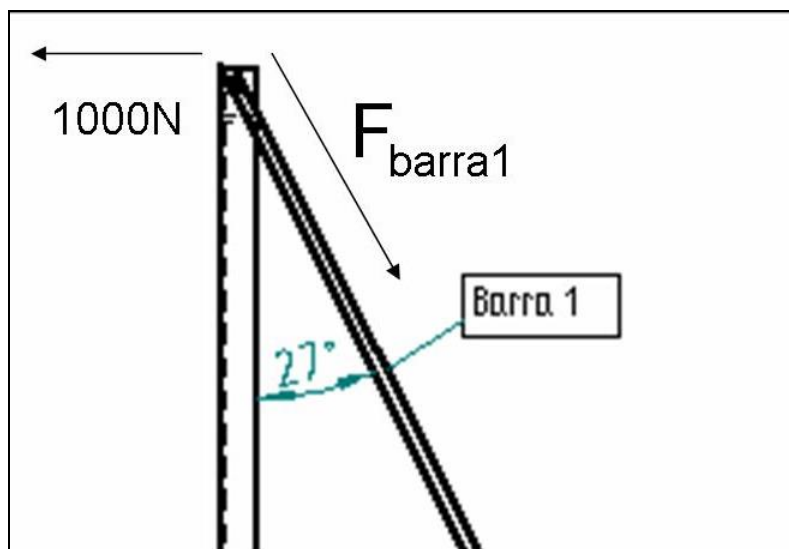


Figura 16: Distribuição de forças

Pelo equilíbrio de forças temos que:

$$F_{\text{barra1}} = \frac{1000}{\sin 27^\circ} = 2202\text{N}$$

Agora podemos determinar qual é a área mínima que a barra deve ter para que resista a este esforço, lembrando que esta barra será furada para a passagem do parafuso que terá 10mm de diâmetro.

$$A_{\text{minima}} = \frac{2202}{\sigma_{\text{adm}}}$$
$$A_{\text{minima}} = 15\text{mm}^2$$

Agora vamos dimensionar a barra que liga a torre à parte lateral do reboque, a qual chamaremos de Barra 2 conforme a Figura 12. Quando a corda se encontra no plano da Barra 2 a distribuição de forças fica conforme mostrado na Figura 17, embora existam duas destas barras os cálculos serão feitos considerando apenas uma, a que estiver tracionada, pois este perfil não suporta compressão na direção axial pois ocorre a flambagem com muita facilidade.

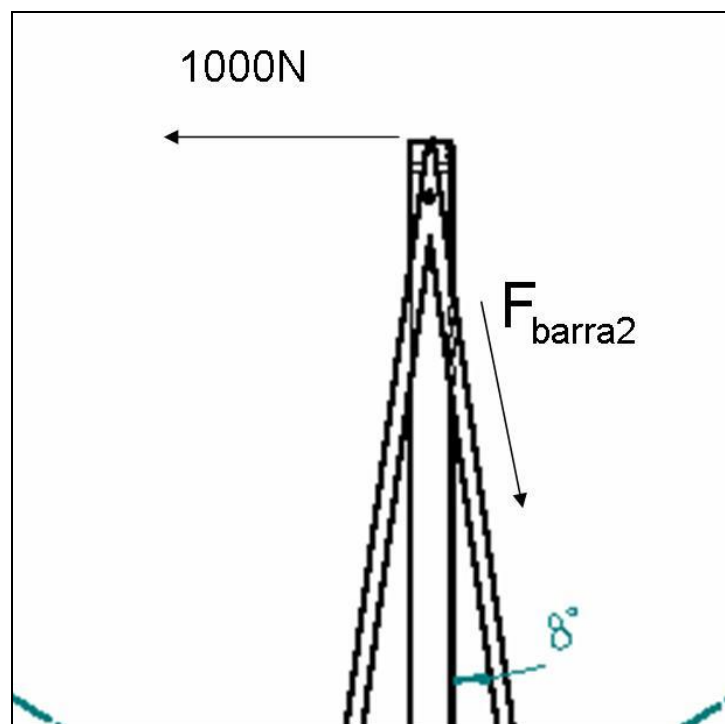


Figura 17: Distribuição de forças

Logo o calculo da força na Barra 2 é:

$$F_{\text{barra2}} = \frac{1000}{\cos 82^\circ} = 7185 \text{ N}$$

Devemos calcular novamente qual é a área mínima para resistir a este esforço:

$$A_{\text{minima}} = \frac{7185}{\sigma_{\text{adm}}} = 49 \text{ mm}^2$$

Adotaremos o mesmo perfil para as Barras 1 e 2 visando padronizar o material usado. O perfil que mais se aproximou da área desejada foi a barra chata com 25mm de largura e 3,18mm de espessura que com um furo de 10mm de diâmetro proporciona uma área resistente de $47,7 \text{ mm}^2$, perfeitamente aceitável visto que o coeficiente de segurança adotado foi igual a 2.

A torre estará sujeita a compressão, e esta compressão será máxima quando a corda estiver no plano da Barra 2, a tensão de compressão é calculada abaixo usando a área transversal da torre representada na Figura 18.

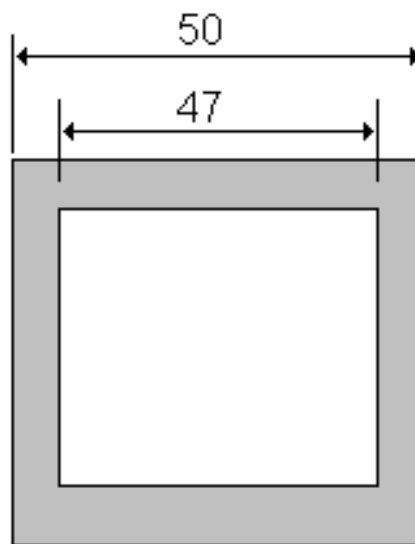


Figura 18: Corte da torre

$$A_{\text{torre}} = 50^2 - 47^2 = 291 \text{ mm}^2;$$

$$\sigma_{\text{torre}} = \frac{7185 \times \cos 8^\circ}{291 \times 10^{-6}} = 24,45 \text{ MPa} \ll \sigma_{\text{adm}}$$

4 PROJETO DO EIXO MOVIDO:

4.1 Cálculo das forças:

A maior força possível na corda do reboque é de 1000N, como o carretel tem 1m de diâmetro, podemos afirmar que o maior momento torçor atingido será de 500Nm, sabendo que a polia movida tem 500mm de diâmetro podemos afirmar que para que ocorra o mesmo momento torçor a diferença entre as forças nos ramos tenso e frouxo de cada correia deve ser de 2000N, pois, $2000 \cdot 0,25 = 1000 \cdot 0,5 = 500 \text{ Nm}$.

Com os diâmetros das duas polias, a distancia entre centros, a diferença entre as forças nos ramos das correias, encontrada com a ajuda das formulas abaixo, podemos encontrar a força resultante que irá atuar na direção radial e deverá ser considerada para a determinação do momento fletor que atua no eixo. Na Figura 19 mostrada abaixo se tem a representação do ângulo de abraçamento da polia menor e as forças nos ramos das correias.

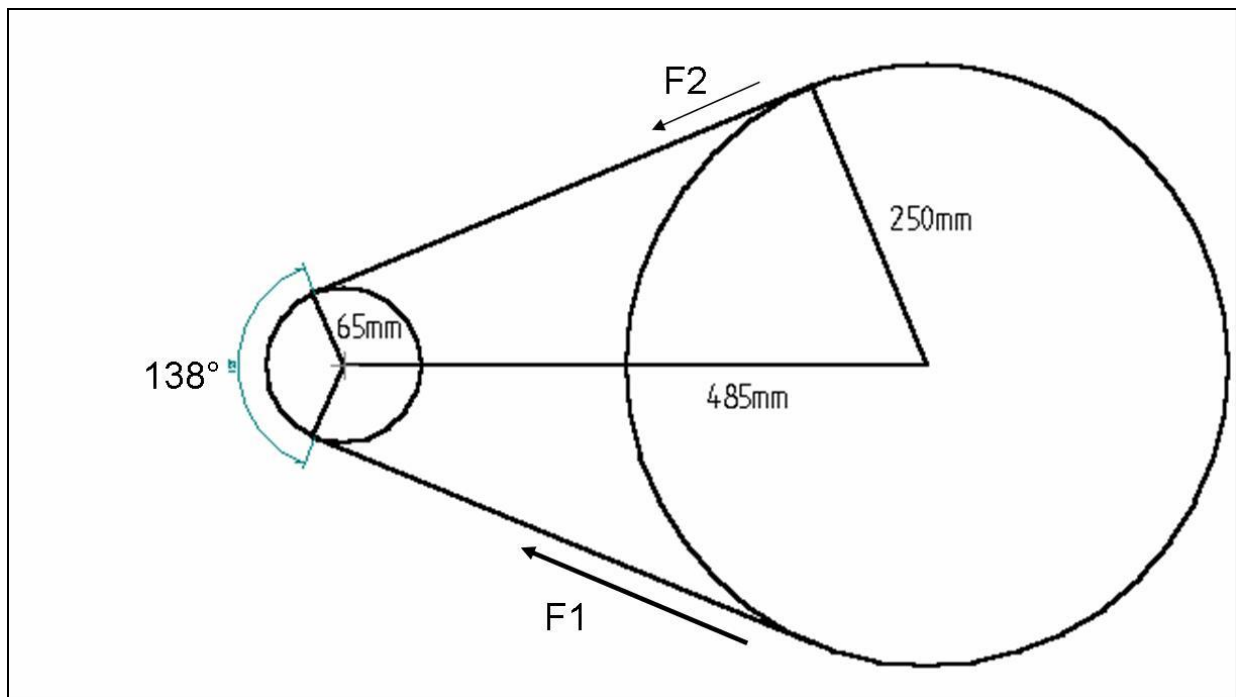


Figura 19: Representação do conjunto de polias e do ângulo de abraçamento

Segundo [5], a relação entre as forças $F1$ e $F2$, para velocidades periféricas inferiores a 15 m/s, é dada por:

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{(\mu\theta_1)}$$

onde:

μ = coeficiente de atrito entre a polia e a correia que foi estimado em 0,9;

θ_1 = ângulo de abraçamento da polia menor, que é igual a 138° .

Sabendo que:

$$F_1 = F_2 + 2000$$

E fazendo as devidas substituições, temos que:

$$F_1 = 2264\text{N} \text{ e } F_2 = 264\text{N}$$

Conforme Figura 20, percebe-se que o ângulo formado pela direção das forças com a horizontal é de 22° .

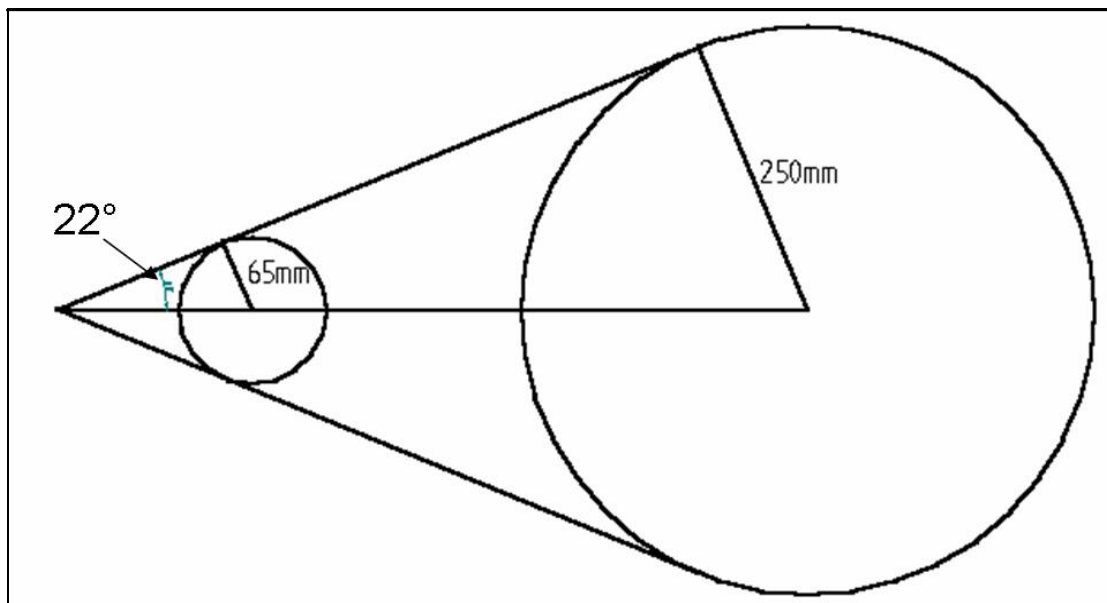


Figura 20: Ângulo formado entre a direção da força e a horizontal

Logo a força que resultante que atua na direção que contem os centros das polias é igual à soma das componentes de F_1 e F_2 nesta direção.

$$F_x = (F_1 + F_2) \cos 22^\circ$$

Substituindo os valores temos:

$$F_x = 264\text{N}$$

Desta forma pode-se construir o diagrama de corpo livre do eixo (Figura 21):

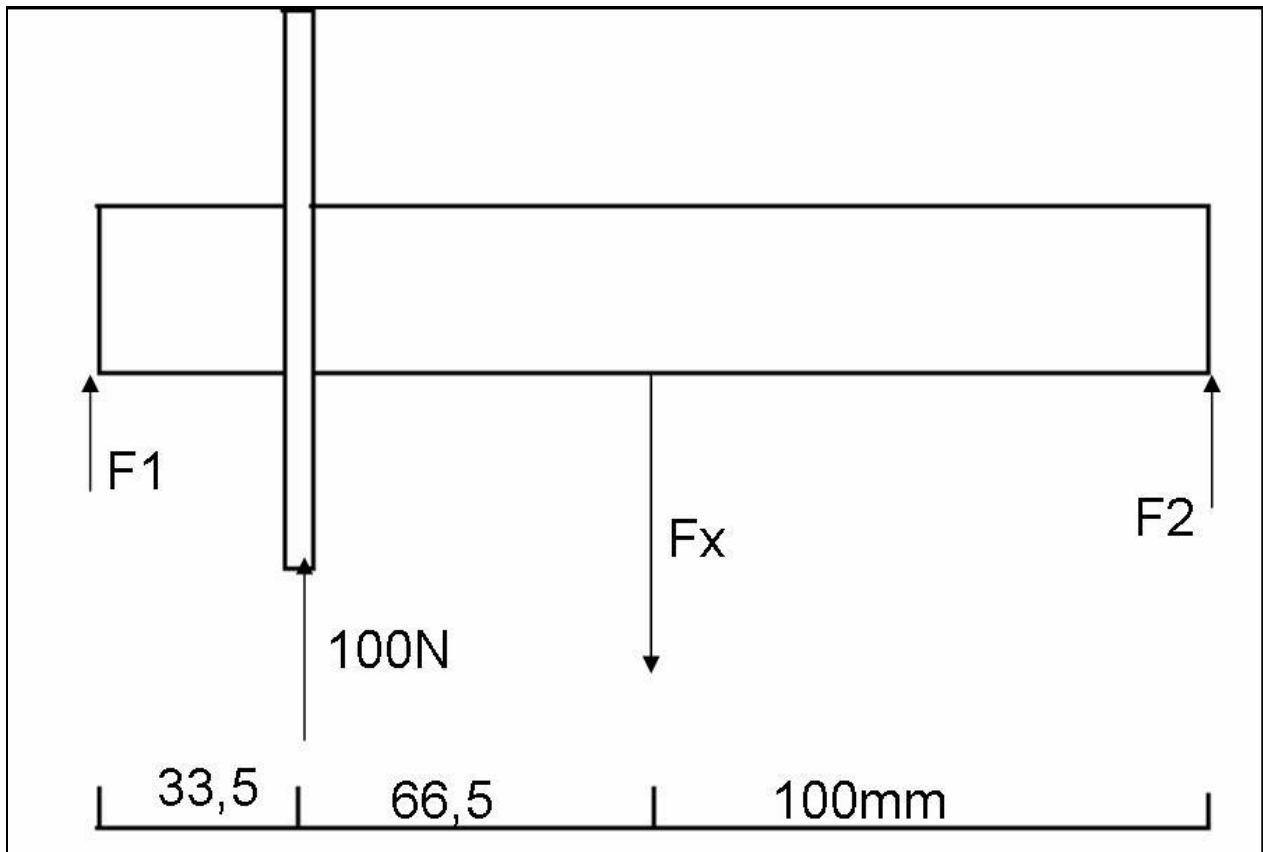


Figura 21: Diagrama de corpo livre

Pela estática sabemos que a soma das forças é igual a zero e a soma dos momentos em relação a um determinado ponto também é igual a zero.

$$\sum F = 0$$

$$F_1 + F_2 + 1000 - F_x = 0$$

Substituindo o valor de F_x temos:

$$F_1 = 1344 - F_2$$

$$\sum M_O = 0$$

$$200F_2 - 100F_x + 1000 \cdot 33,5 = 0$$

Substituindo o valor de F_x temos:

$$F_2 = 1004,5\text{N} , \text{ e conseqüentemente } F_1 = 339,5\text{N} .$$

4.2 Cálculo dos momentos máximos

O momento fletor máximo é dado por:

$$MF_{\max} = 0,1F_2 = 100,45\text{Nm}$$

O momento torçor máximo já foi calculado anteriormente e é igual a:

$$MT_{\max} = \left(\frac{D}{2}\right) \cdot F_{\max}$$

$$MT_{\max} = 500\text{Nm}$$

4.3 Material do eixo

O material usado na fabricação do eixo será o aço inox 304, cujo limite de elasticidade, σ_e , é igual a 294 MPa.

$$\sigma_{\text{adm}} = \frac{\sigma_e}{F_s}$$

Onde:

σ_{adm} = tensão admissível em MPa;

F_s = fator de segurança = 1,5 [6];

Realizando os cálculos temos que:

$$\sigma_{\text{adm}} = 147\text{MPa}$$

4.4 Cálculo do diâmetro resistente do eixo movido e seleção de rolamentos

$$d_j = \sqrt[3]{2,17 \cdot \left(\frac{M_{eq}}{\sigma_{adm}} \right)}$$

d_j = diâmetro mínimo que o eixo pode ter;

M_{eq} = momento estático equivalente;

σ_{adm} = tensão admissível em MPa.

Para calcular M_{eq} temos de [6]:

$$M_{eq} = \sqrt{(MF^2 + 0,75MT^2)}$$

Substituindo os valores de MF_{max} e MT_{max} encontramos:

$$M_{eq} = 444,5Nm$$

Substituindo este valor na equação de d_j temos:

$$d_j = 29mm$$

Com estes dados podemos também selecionar os rolamentos e caixas de rolamentos que irão sustentar o eixo movido, como os esforços axiais podem ser desprezados serão usados rolamentos para esforço radial, sabendo que o diâmetro interno dos rolamentos deve ser maior que 29mm e que o Máximo esforço a que serão submetidos os rolamentos é de 1004,5N, usando [4] temos que:

- Rolamentos fabricados pela FAG modelo 6306;
- Caixas de rolamentos fabricadas pela FAG modelo SN 507.

O ajuste entre o eixo e o cubo dos rolamentos deve ser com interferência leve, segundo [4] o diâmetro das pontas do eixo deve ser de 30mm e a sua tolerância de fabricação deve ser k6 para garantir esta interferência.

4.5 Dimensionamento da chaveta e determinação do diâmetro nominal do eixo

Para determinar as dimensões da chaveta usada na união entre o eixo e a polia movidos usaremos a norma DIN 6885/1 para chavetas de forma alta. Esta regra deve ser aplicada nas situações em que o material da polia, que será o alumínio, tem resistência mecânica inferior a do material do eixo.

Usando a norma obtemos a seguinte configuração para a chaveta B 10x8x56, (Figura 22)

onde:

$b = 10\text{mm}$ (largura);

$h = 8\text{mm}$ (altura);

$l = 56\text{mm}$ (comprimento).

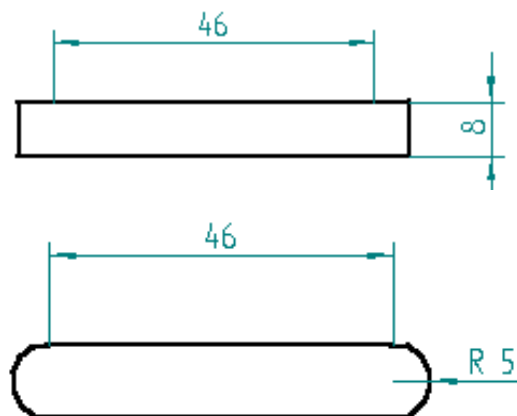


Figura 22: Dimensões da chaveta

Ao escolher a chaveta encontramos também a medida de $t_1 = 4\text{mm}$ e $t_2 = 3,3\text{mm}$, com t_1 encontramos o diâmetro nominal do eixo d_n e t_2 é a profundidade do rasgo que deve ser feito no cubo para acomodar a chaveta.

$d_n = d_j + 2t_1$, logo:

$d_n = 37\text{mm}$

Technical drawing of a mechanical part with the following dimensions and tolerances:

- Top horizontal edge: 30mm k6
- Inner hole diameter: $\phi = 37,0\text{mm}$ k5
- Inner hole radius: R 5mm
- Inner hole length: 46mm
- Right vertical edge radius: R 3mm
- Bottom horizontal edge segments: 73,5mm, 5mm, 128mm, 73,5mm

5 PROJETO DO EIXO MOTOR

31

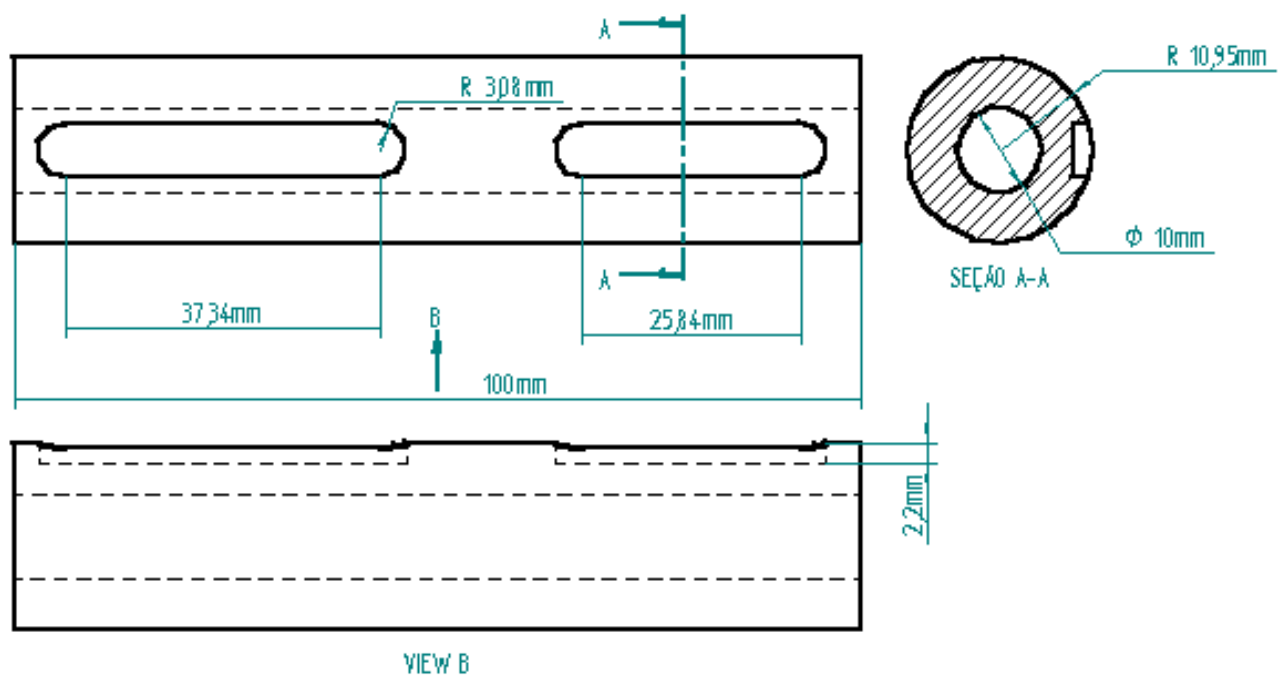


Figura 25: Eixo projetado.

6 Seleção das correias trapezoidais

As correias serão especificadas conforme [5].

Os seguintes dados serão levantados:

- Potencia de acionamento do motor;
- Tipo de acionamento ou do motor;
- Rotação do motor;
- Tipo de maquina acionada;
- Distancia entre árvores;
- Tempo de serviço diário da maquina.

6.1 Potência de projeto (H_{pp})

$$H_{pp} = HP \times F_s$$

HP= potência do motor em HP;

F_s= fator de serviço;

$$HP = 4HP$$

$$F_s = 1,1$$

$$H_{pp} = 4 \times 1,1 = 4,4HP$$

6.2 Perfil da correia

Optando por correias do tipo supre HC:

Rotação mínima do eixo motor = 230 rpm;

$$H_{pp} = 4,4HP$$

Com estes dados e usando [5] obtemos o perfil 5V para as correias.

6.3 Diâmetro das polias

Com a rotação do eixo motor igual a 230rpm, fazendo uso da norma NEMA MG-1-14 temos que o diâmetro mínimo possível para a polia motora é de $d = 130mm$.

O diâmetro da polia maior será adotado como sendo de $D = 500mm$.

6.4 Comprimento experimental da correia (L)

$$L = 2C + 1,57(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4C}$$

C = distância entre os centros das árvores;

D = diâmetro maior = 500mm;

d = diâmetro menor = 130mm.

Podemos aproximar C pela seguinte equação:

$$C = \frac{(3d + D)}{2} = 445mm$$

Substituindo valores:

$$L = 1956mm$$

6.5 Comprimento comercial da correia

Com este valor recorremos a [5] e concluímos que a correia mais apropriada para esta aplicação é a correia 5V800 com Lc=2030mm.

6.6 Recalculando a distância entre centros

Substituindo o valor encontrado para Lc na equação do comprimento da correia e fazendo as devidas simplificações matemáticas temos a seguinte equação:

$$C^2 - 520,45C + 17112,5 = 0$$

Resolvendo temos:

$$C = 485,27\text{mm}$$

6.7 Potência transmitida por correia

$$H_{pc} = (H_{pb} + H_{pa}) \cdot F_c \cdot F_g$$

Onde :

H_{pc}= potência corrigida da correia;

H_{pb}= potência básica de contato de 180° = 2,87;

H_{pa}= potência adicional em função da relação de transmissão = 0,27;

F_c= fator de correção em função do comprimento da correia = 0,93;

F_g= fator de correção em função do arco de contato = 0,88;

Todos os dados e fatores utilizados foram retirados do catalogo da *Gates do Brasil*, substituindo os valores temos:

$$H_{pc} = 2,56\text{HP}$$

7.2 Polia Movida

Foi adotado o diâmetro nominal de 500mm para a polia movida, conforme [5], as dimensões desta polia estão representadas nas Figuras 27,28 e 29.

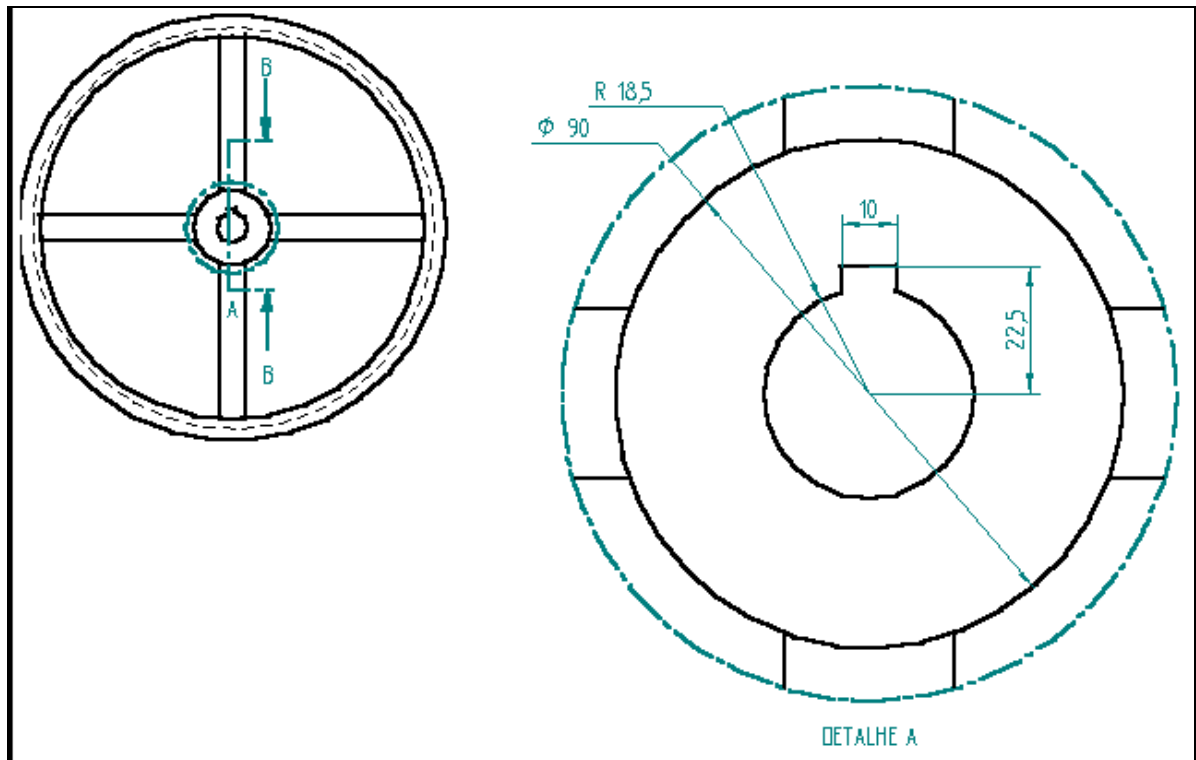


Figura 27: Cubo da polia movida

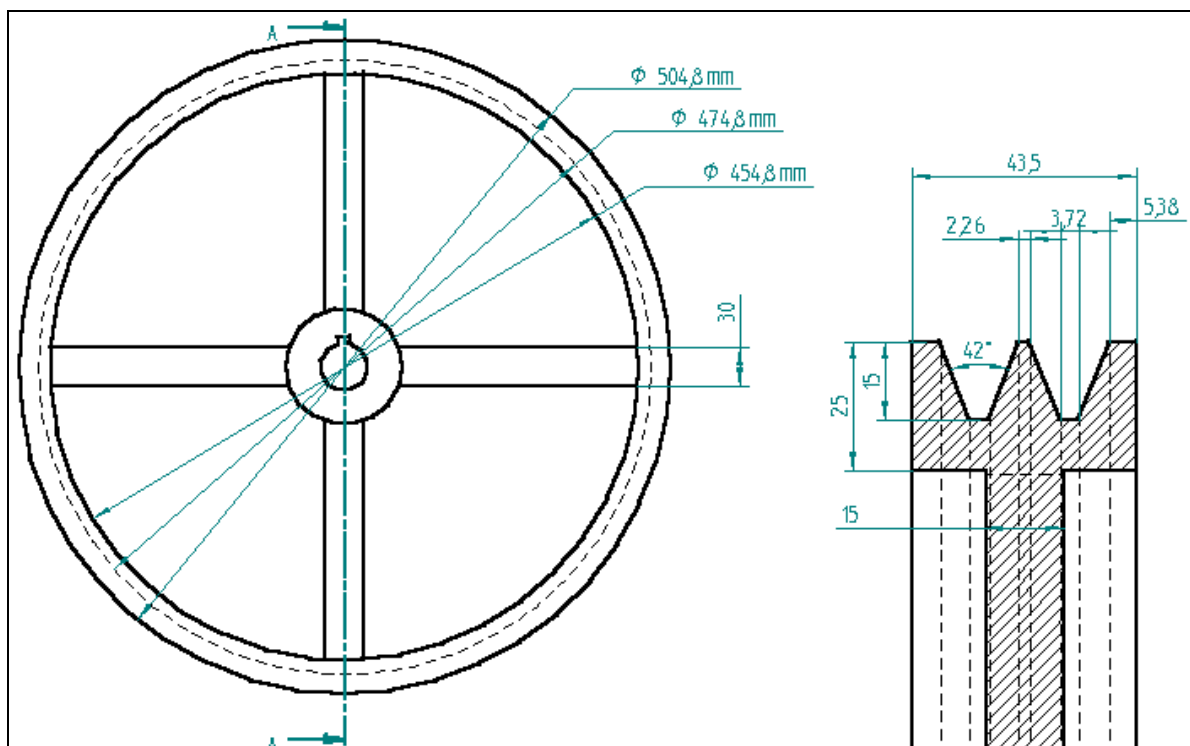


Figura 28: Vista em corte dos canais da polia movida

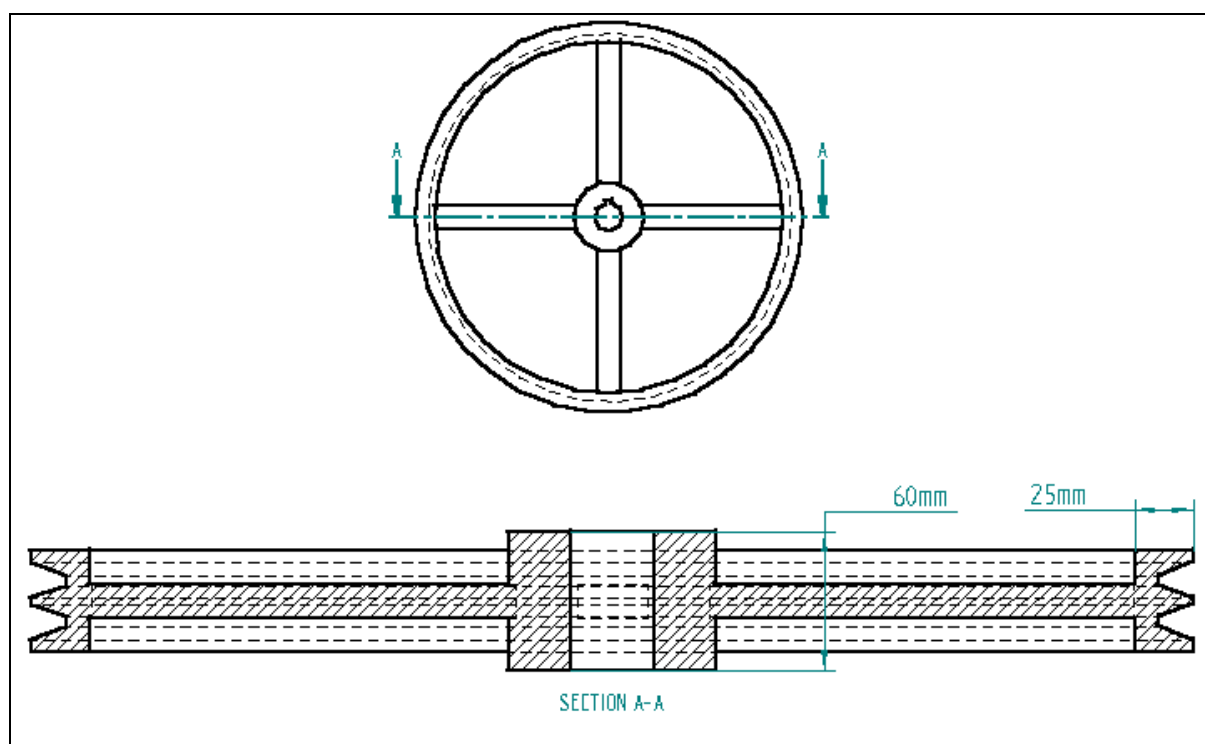


Figura 29: Vista em corte da polia movida

8 BASE DE SUSTENTAÇÃO DO MOTOR

O motor será fixado em uma base móvel, para que seja feito o correto tensionamento das correias, esta base está representada nas Figuras 30, 31 e 32.

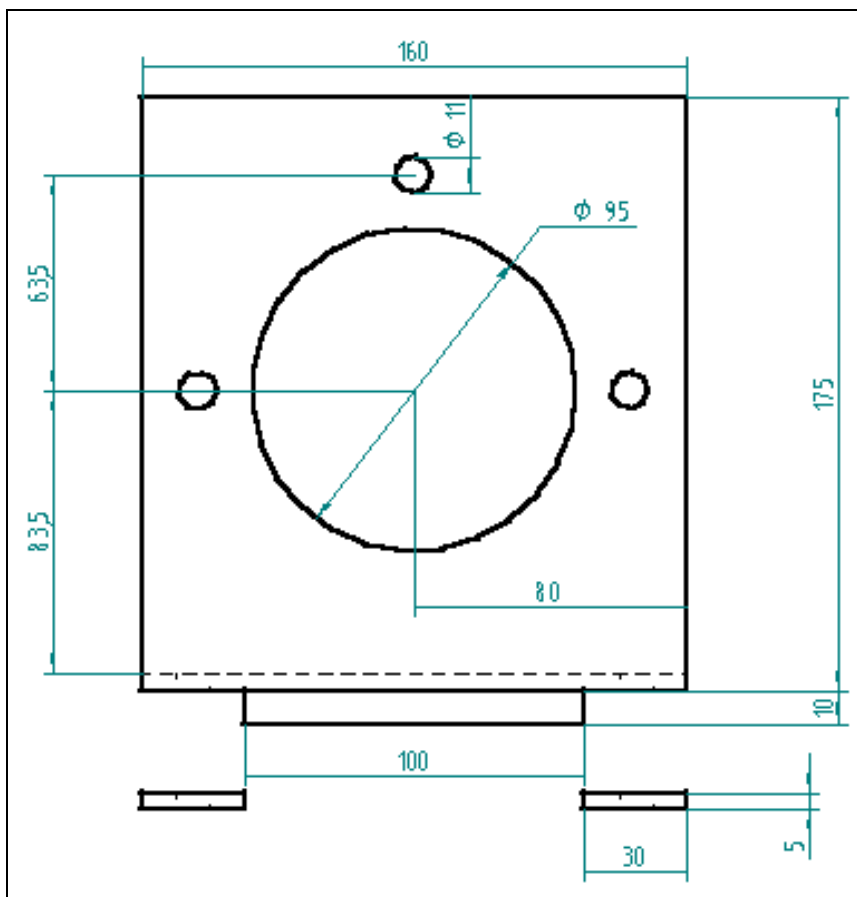


Figura 30: Vista frontal da base do motor

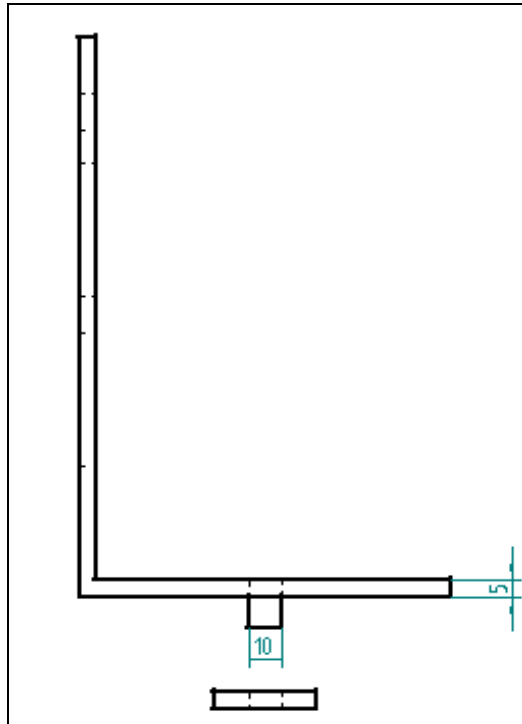


Figura 31: Vista lateral da base do motor

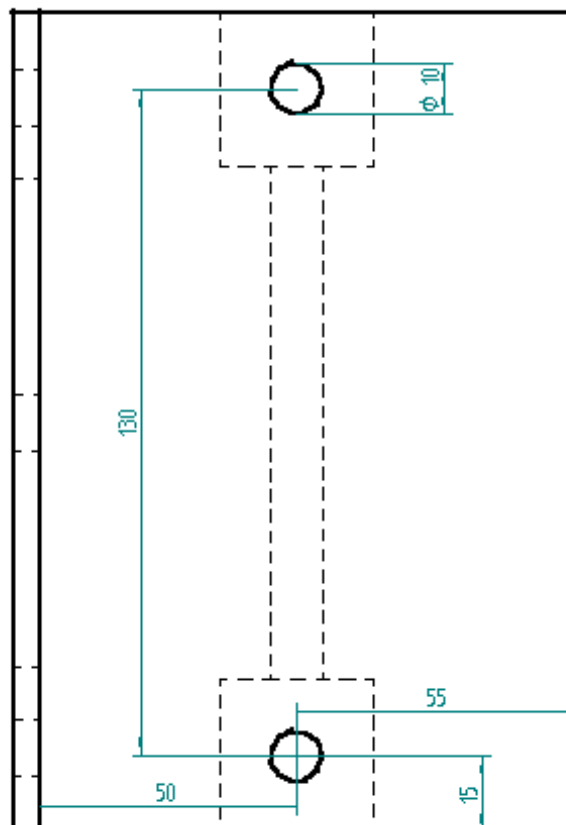


Figura 32: Vista superior da base do motor

9 CARRETEL

O carretel usado para conter a corda foi especificado conforme as necessidades do solicitante, nas Figuras 33, 34 e 35 temos a representação do carretel.

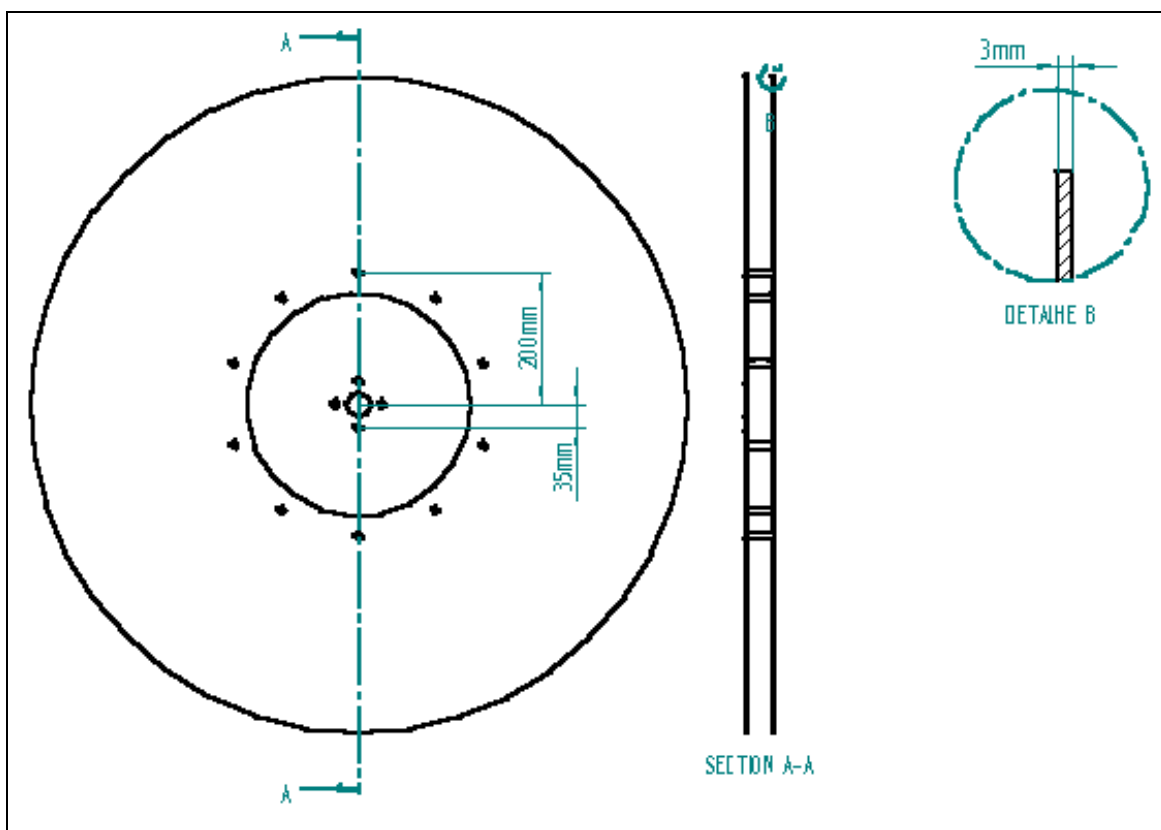


Figura 33: vista em corte do carretel

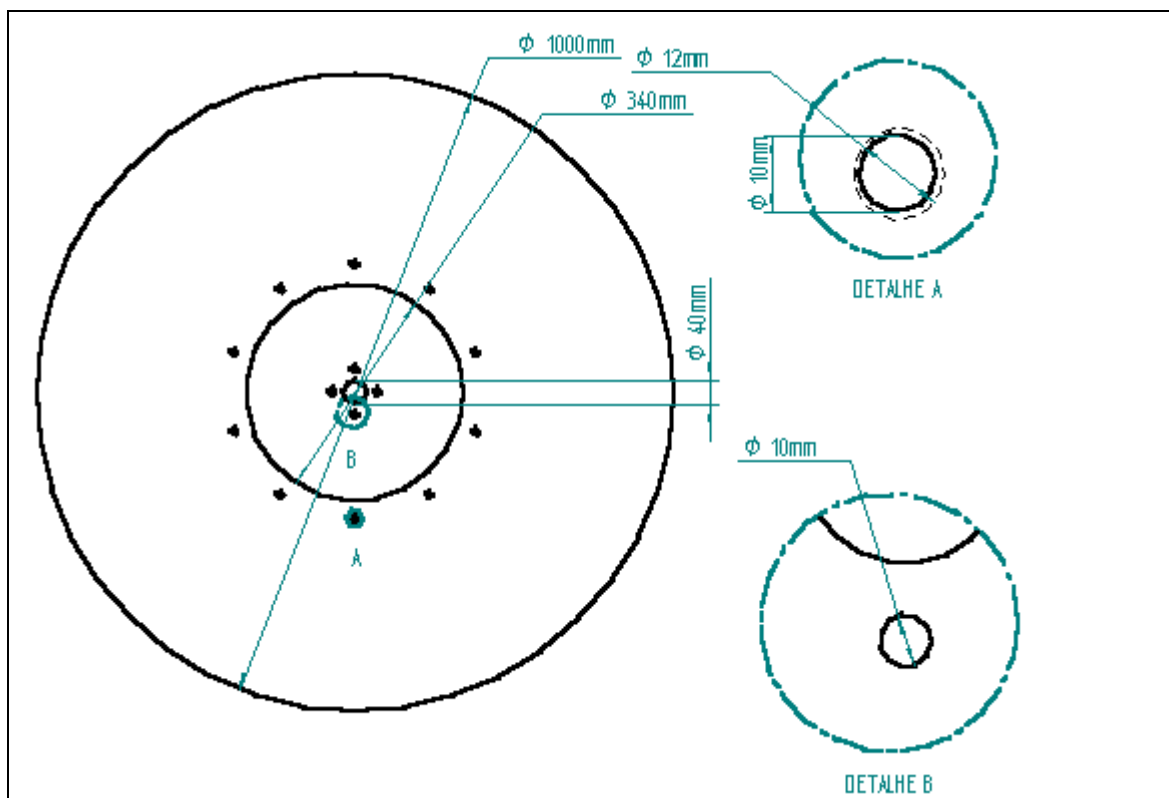


Figura 34: Detalhes do carretel

10 CONTROLE DE TENSÃO NA CORDA

Uma das novidades mais interessantes, que vem complementar este projeto, é o controle eletrônico da velocidade de saída da corda e do torque do motor do reboque. Será usado o motor de arranque de caminhão com, aproximadamente 4Hp, mostrado na Figura 35 que será movido por duas baterias iguais à mostrada na Figura 36, serão feitas modificações no enrolamento do motor para possibilitar que seja feito o controle de velocidade e torque e ainda mudar o sentido da rotação para que a corda seja recolhida após içar o piloto.

O controle microprocessado de velocidade será uma inovação, pois nenhum dos controles de tensão dos reboques existentes é feito eletronicamente. Isto possibilitará não só intervenções mais rápidas do responsável por controlar o reboque como também possibilidade de funcionamento sem a necessidade de operador, visto que o controle de velocidade e tensão serão constantemente monitorados, independentemente das alterações no vento, correntes térmicas ou na

velocidade da lancha proporcionando maior segurança e uma vantagem comercial sobre os concorrentes.

As modificações no motor e o detalhamento do controle eletrônico serão mostrados num projeto de graduação que será apresentado no próximo período.



Figura 35: Motor de arranque passando por adaptações



Figura 36: Bateria que irá mover o motor do reboque

11 VISTAS DO CONJUNTO

Juntando os principais componentes do reboque temos as Figura 35 e 36.

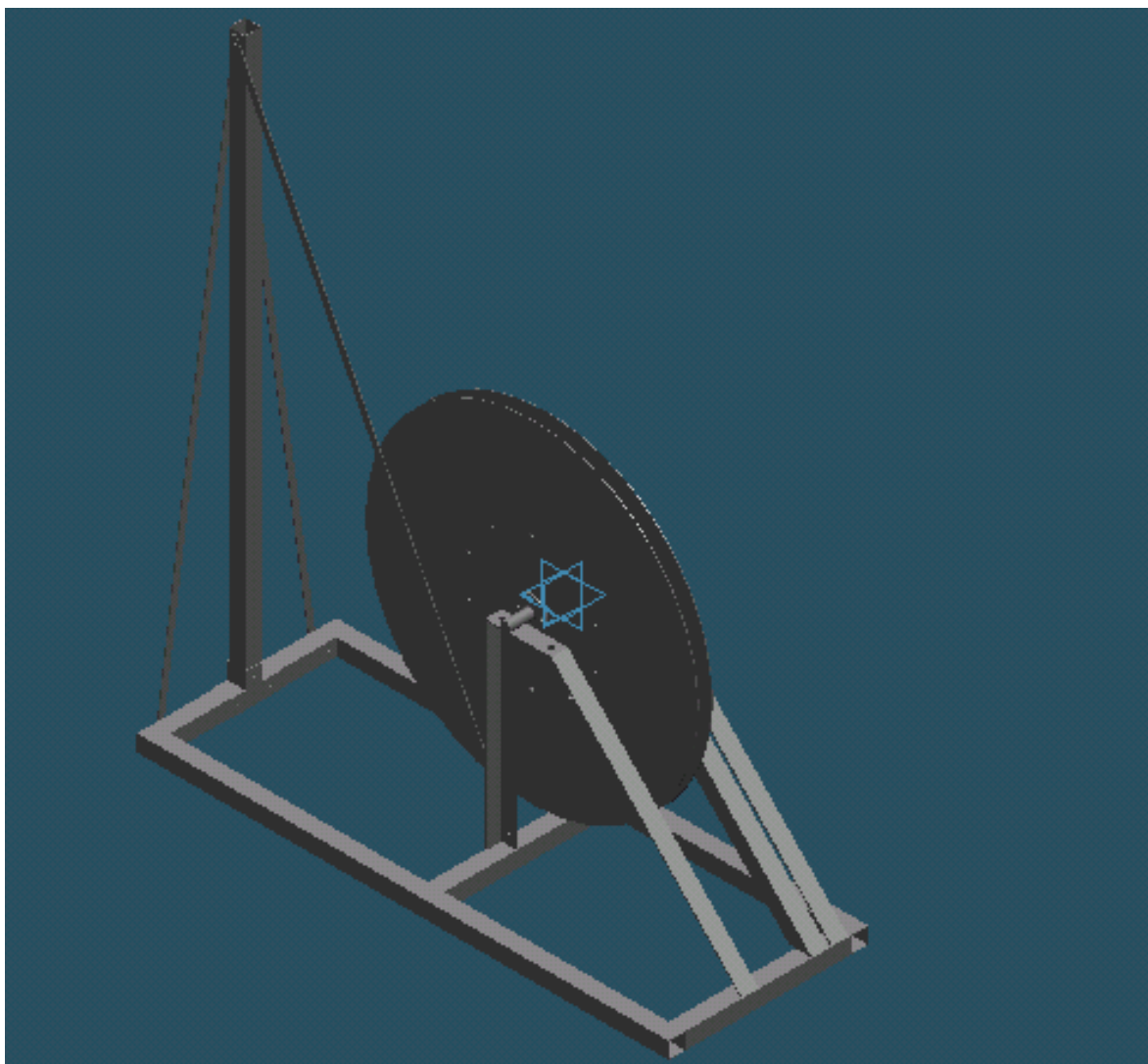


Figura 37: Vista isométrica do conjunto

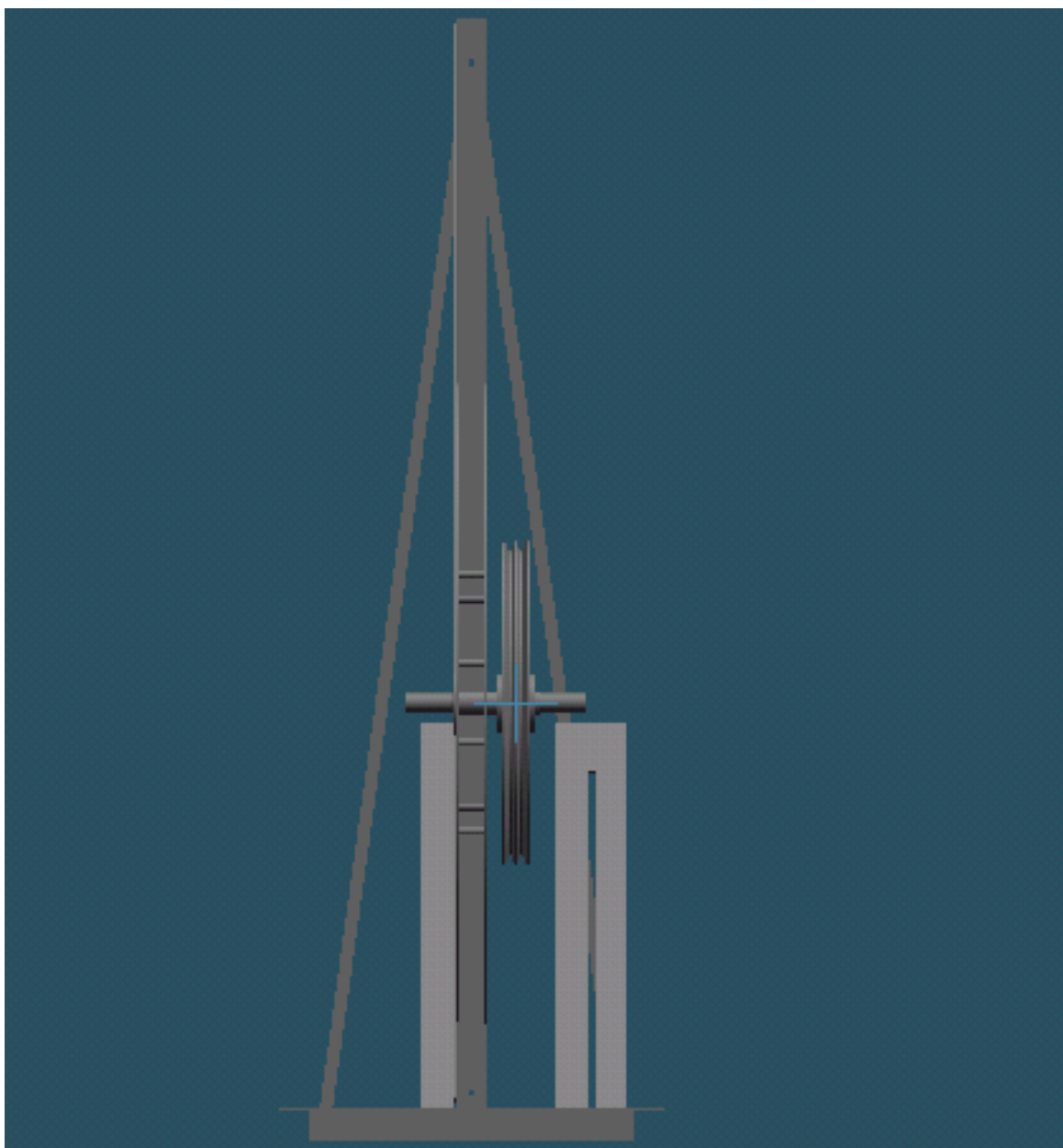


Figura 38: Vista frontal do conjunto

12 CUSTO COM MATERIAIS

Na Tabela 03 temos o custo dos materiais usados na construção do reboque.

TABELA 03
CUSTO DOS MATERIAIS DO REBOQUE

Material	Quantidade	Custos R\$
Metalon	6,40m	375,00
Cantoneira	3,20m	323,00
Teflon	100x100mm	228,00
Chapa (esp 3,0mm)	2,0 m ²	1068,00
Tarugo de aço Inox (d=37,0mm)	0,5 m	100,00
Tarugo de aço Inox (d=25,0mm)	0,5 m	80,00
Barra Chapa (esp 3/16")	6,0m	122,00
Total de Material		2296,00

Fonte: Pesquisas de mercado.

13 CONCLUSÃO

Comparando o custo obtido na Tabela 03, que é de R\$ 2296,00 (custo de materiais), com o preço do reboque importado com controle de tensão hidráulico que custa aproximadamente R\$ 56000,00 podemos garantir que o reboque idealizado e projetado neste trabalho poderá ser fabricado e comercializado por um preço muito inferior ao do importado, pois por maior que seja o custo da mão de obra gasta para produzi-lo o seu preço não alcançará os R\$ 56000,00 do concorrente logo, a produção e comercialização deste equipamento são viáveis.

14 REFERENCIAS

- 1 PROVENZA, Francesco. **Projetista de Máquinas**. 5ed. São Paulo: Escola Protec, 1984.
- 2 BEER, Ferdinand P. ;JOHNSTON, E. R. **Resistência dos Materiais**. 2ed. São Paulo: Makron Books do Brasil, 1989.
- 3 PAGEN, Dinnis; BRYDEN, B. **Towing Aloft**. 1ed. USA: Golden Eagle, 1998.
- 4 **FAG. Rolamentos FAG**. 1ed. São Paulo: Borghof. 1970.
- 5 **Gates. Catalogo de Polias e Correias**. São Paulo.
- 6 ALMEIDA, Oswaldo P. F. **Elementos de Máquinas I**. 1ed. Espírito Santo: UFES, 1995.
- 7 **Vôo Rebocado**. C2004. Disponível em: < www.towmeup.com>. Acessos em: out.2004.
- 8 **Vôo Rebocado**. C2003. Disponível em: < www.asadeltabrasil.com.br >. Acessos em: out.2004.
- 9 **Vôo Rebocado**. C2003. Disponível em: < www.angelsoffire.com.br >. Acessos em: out. 2004.
- 10 **Propriedades do aço inox**. C2002. Disponível em:
< www.pipesystem.com.br/Artigos_Tecnicos/Aco_Inox>. Acessos em: out.2004.
- 11 **Towing**.C2002. Disponível em :< www.moyes.com.au>. Acessos em: out. 2004.
- 12 UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPIRITO SANTO. Biblioteca Central. **Normalização e Apresentação de Trabalhos Científicos e Acadêmicos**. 6.ed.Vitória, 2004.
- 13 UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPIRITO SANTO. Biblioteca Central. **Guia Para Normalização de Referências**. 2.ed.Vitória, 2004.

UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO
CENTRO TECNOLÓGICO
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DHEILSON DE NARDI
MATHEUS ANTINO GAVA

PROJETO E CÁLCULO ESTRUTURAL DE UM REBOQUE
PARA IÇAR ASA DELTA E PARAPENTE

VITÓRIA

2005