



## **PROJETO DE GRADUAÇÃO**

# **PROPOSTA DE SISTEMA DE FUNDEIO E FLUTUAÇÃO PARA TURBINA HIDROKINÉTICA**

Por  
**Anderson Gustavo Frota de Oliveira,  
Paula Fantini Amorim da Silva**

**Brasília, 03 de dezembro de 2015**

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA**

**FACULDADE DE TECNOLOGIA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECANICA**

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA  
Faculdade de Tecnologia  
Departamento de Engenharia Mecânica

## PROJETO DE GRADUAÇÃO

# PROPOSTA DE SISTEMA DE FUNDEIO E FLUTUAÇÃO PARA TURBINA HIDROCINÉTICA

POR

**Anderson Gustavo Frota de Oliveira**  
**Paula Fantini Amorim da Silva**

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção  
de grau de Engenheiro Mecânico.

### **Banca Examinadora**

Prof. Alberto Carlos Guimarães Castro Diniz  
(Orientador)

Prof. Guilherme Caribé de Carvalho

Prof<sup>a</sup>. Dianne Magalhães Viana

---

---

---

Brasília, 03 de dezembro de 2015

## **Dedicatórias**

*Dedico esse trabalho aos meus pais, Paulino e Maria Sílvia, que sempre me apoiaram e me motivaram para seguir nessa longa e difícil caminhada. Aos meus avós que foram um exemplo de vida. E também aos professores e colegas que me apoiaram ao longo do curso.*

*“Todas as vitórias ocultam uma abdicação”. (Simone de Beauvoir)*

*Paula Fantini*

*Dedico este trabalho primeiramente à minha família: pais, irmã, namorada, tios e primos, por serem meu exemplo e minha força. Dedico também aos amigos verdadeiros que conquistei durante esta jornada, cujo sentimento recíproco de companheirismo e cumplicidade me fazem crescer como pessoa, acadêmico e, futuramente, profissional.*

*Anderson Oliveira*

## **Agradecimentos**

*Agradeço aos meu pais, irmã e namorada pelo apoio incondicional, pela paciência e pela compreensão. Ao orientador Alberto Diniz, por ter desempenhado um papel fundamental neste processo, sendo sempre solícito, atencioso e cordial. À coautora Paula Fantini, pelo entrosamento e grande parceria que tivemos durante este trabalho e o período de graduação.*

*Anderson Oliveira*

*Agradeço primeiramente a Deus pela força e coragem durante toda esta longa caminhada.*

*Aos meus pais, por me darem a oportunidade de estudar e crescer da melhor forma possível, me incentivando nas horas difíceis, de desânimo e cansaço. Obrigada pelo amor incondicional, cuidados, ensinamentos e exemplo, sempre me motivando a batalhar por aquilo que sonhara. Agradeço também por apoiarem as minhas escolhas e decisões, comemorando os sucessos e me apoiando nos momentos difíceis. Obrigado por tudo e as palavras ditas aqui nunca serão suficiente para agradecer a tudo que vocês fizeram por mim.*

*Ao professor Alberto Diniz por nos apoiar e orientar nessa última etapa do curso, entendendo nossos problemas e motivando a busca pelo conhecimento.*

*Agradeço também aos meus amigos Larissa, Lucas e Luíza, que nos momentos de minha ausência dedicados aos estudos, sempre fizeram entender que o futuro é feito a partir da constante dedicação no presente, amo muito vocês.*

*A todos meus amigos de curso que contribuíram para a minha formação acadêmica e que levo para vida e em especial, Anderson Gustavo Frota, que foi peça fundamental neste projeto final, Wesley Andrade, Vinicius Lima, Wilker Oliveira, Rafael Ribeiro e Rafael Lima.*

*Ao meu namorado Vinicius que me apoiou, ajudou e esteve presente comigo em todos os momentos de alegria e tristeza, me incentivando a conquistar meus objetivos.*

*A todos que direta ou indiretamente fizeram parte da minha formação, o meu muito obrigado.*

*Agradeço por último a equipe da Raízen que me abriram as portas para uma primeira oportunidade para iniciar minha carreira de trabalho.*

*Paula Fantini*

---

## RESUMO

O presente trabalho apresenta uma proposta de projeto de um sistema de flutuação e fundeio para a turbina HTUC-01 do Projeto Tucunaré. O estudo se baseia em conceitos técnicos, teóricos e empíricos comumente utilizados na indústria naval na construção de sistemas flutuantes e ancoragem. Com base em sistemas de flutuação e fundeio já existentes, e com o estudo e compilação dessas informações, se apresenta um modelo que atende as necessidades do Projeto Tucunaré, proporcionando baixo custo de construção e manutenção, manobrabilidade e um sistema eficaz para o içamento da turbina.

---

## ABSTRACT

The present study proposes a design of a flotation and anchoring system for the HTUC-01 Tucunaré Project turbine. This study is based on technical concepts, theoretical and empirical commonly used in the shipbuilding industry in constructing floating and anchoring systems. Based on existing floating and anchoring systems, and with study and compilation of such information, it presents a model that fits the Tucunaré project needs, providing low cost of construction and maintenance, maneuverability and an effective system for lifting the turbine.

**Palavras-chaves:** turbina; hidrocínética; flutuação; fundeio; fixação.

# SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO</b>	<b>1</b>
1.1. OBJETIVOS	3
1.2. METODOLOGIA DO PROJETO	3
<b>2. CARACTERÍSTICAS DO SISTEMA</b>	<b>5</b>
2.1. ESFORÇOS ESTÁTICOS	6
2.1.1. Peso	6
2.1.2. Empuxo	8
2.2. ESFORÇOS DINÂMICOS	13
2.2.1. Torque gerado pelas pás	13
2.2.2. Força de arrasto	14
2.3. SÍNTESE DOS ESFORÇOS NA TURBINA	15
<b>3. SISTEMAS DE FIXAÇÃO EXISTENTES</b>	<b>17</b>
3.1. SISTEMAS DE FIXAÇÃO COMERCIAIS EXISTENTES	17
3.1.1. Pilares Treliçados ou Tripés	17
3.1.2. Bases gravitacionais	19
3.1.3. Monopile	20
3.1.4. Sistemas Flutuantes	22
3.2. SISTEMAS PROPOSTOS PELO PROJETO TUCUNARÉ	25
<b>4. IÇAMENTO DA TURBINA</b>	<b>29</b>
<b>5. CONCEITOS NÁUTICOS</b>	<b>36</b>
<b>6. SISTEMA DE FLUTUAÇÃO E FUNDEIO</b>	<b>39</b>
6.1. DEFINIÇÃO DO PROBLEMA	39
6.2. FLUTUANTE	39
6.2.1. Estratégia de solução para o problema	40
6.2.2. Modelo da embarcação flutuante	42
6.2.3. Materiais e processos empregados	46
6.2.4. Parâmetros de projeto	48
6.2.5. Cálculo do módulo de Seção mestra	49
6.2.6. Chapeamento	51
6.2.7. Elementos Estruturais (Escantilhões)	53
6.2.8. Resultados dos cálculos e seleção dos perfis estruturais	56
6.2.9. Montagem	61
6.2.10. Estimativa de peso do conjunto flutuante	66
6.2.11. Estudos de estabilidade do flutuante	69
6.2.1. Vigas de união entre os módulos	78
6.3. SISTEMA DE FUNDEIO	84
6.3.1. Sistema de Ancoragem	85
6.3.2. Análise do sistema	85

6.3.3.	Componentes do sistema .....	88
6.3.4.	Componentes de Fixação.....	100
<b>7.</b>	<b>CONCLUSÕES .....</b>	<b>104</b>
7.1.	FLUTUANTE .....	104
7.2.	FUNDEIO .....	106
7.3.	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS .....	109
<b>8.</b>	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>111</b>
<b>9.</b>	<b>ANEXO A – DIMENSÕES DO SISTEMA .....</b>	<b>116</b>

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Esquema de funcionamento das turbinas hidrocínéticas. Adaptado de (TURNOCK, NICHOLLS-LEE, <i>et al.</i> , 2009) .....	1
Figura 2 – Vista explodida do conjunto de geração HTUC-01 .....	2
Figura 3 - Principais dimensões da turbina HTUC 01 em milímetros. ....	5
Figura 4 – Posicionamento aproximado do centro de massa da turbina HTUC 01, com as dimensões em mm. ....	7
Figura 5 – Placa plana submersa .....	8
Figura 6 – Posicionamento do Centro de Carena da turbina HTUC-01.....	12
Figura 7 – Posicionamento do Centro de Massa e do Centro de Carena na turbina HTUC -01 .....	12
Figura 8 – Reações resultantes do torque gerado pelas pás .....	13
Figura 9 – Pontos de atuação das forças .....	16
Figura 10 - Exemplos de configurações de fixação. Adaptado de (FRAENKEL, 2002). ....	17
Figura 11 - Bases de tripés. Fonte: (AQUA-RET PROJECT, 2012).....	18
Figura 12 - Içamento da turbina Alstom. (ALSTOM, 2013) .....	19
Figura 13 - Renderização 3D da Turbina de Marés da Alstom©. (ALSTOM, 2013).....	19
Figura 14 - Exemplo de turbina eólica (WTG) com base externa em pilares treliçados. ....	19
Figura 15 – Sistema de base gravitacional, de adequabilidade generalizada e com uma base de penetração adequada para fundo sedimentário, respectivamente. (AQUA-RET PROJECT, 2012).....	20
Figura 16 - Construção e instalação das bases gravitacionais. (DEWAELE, 2012).....	20
Figura 17 – A turbina Seaflow em operação e içada para manutenção ou inspeção do conjunto gerador, respectivamente. Fonte: (FRAENKEL, 2007) .....	21
Figura 18 – A turbina SeaGen S içada para manutenção. (JHA, 2008).....	22
Figura 19 – Exemplo de plataforma semissubmersível. (MARTINEZ, 2014) .....	23



Figura 20 – Modelo Scotrenewables SR250. (SCOTRENEWABLES TIDAL POWER LTD., 2015).....	23
Figura 21 – Perfil de escoamento para geração de energia. (HAMILTON, 2014) .....	24
Figura 22 - Vista frontal e vista lateral com sistema de geração detalhado. (GIRÃO e MIRANDA, 2012) .....	25
Figura 23 - Visão Frontal da Concepção Inicial Tipo Pilar-Difusor. (GIRÃO e MIRANDA, 2012).....	26
Figura 24 - Visão em Perspectiva da Concepção Inicial Tipo Pilar-Difusor. (GIRÃO e MIRANDA, 2012) .....	26
Figura 25 - Vista em perspectiva. (GIRÃO e MIRANDA, 2012) .....	26
Figura 26 – Modelo “Enterprise” ou Concepção tipo flutuador com içamento externo. (GIRÃO e MIRANDA, 2012).....	27
Figura 27 – Flutuador com içamento independente para difusor cilíndrico .....	28
Figura 28 – Flutuador com içamento independente para difusor quadrado .....	28
Figura 29 – Forças atuantes no içamento .....	30
Figura 30 – Fluxograma da rotina de seleção de perfil para o braço da turbina .....	32
Figura 31 – Esquema do invólucro do perfil estrutural do braço.....	33
Figura 32 – Perfil viga W .....	34
Figura 33 – Nomenclatura de uma embarcação. Fonte: (LINO, 2011).....	36
Figura 34 – Graus de liberdade de uma embarcação. Fonte: (BARROS e BARCAROLO, 2009).....	37
Figura 35 – Seção mestra da embarcação e identificação dos elementos estruturais.....	38
Figura 36 – Fluxograma de projeto do flutuante .....	40
Figura 37 – Primeira representação do flutuante proposto em posição de manutenção (a) e de operação (b).....	42
Figura 38 – Exemplos de barcaças chatas .....	43
Figura 39 – Vista em perspectiva da nova disposição da embarcação.....	43

Figura 40 – Vista lateral da movimentação da turbina em relação ao flutuante: em posição de manutenção (a), em processo de movimentação (b) e em posição de operação (c).....	44
Figura 41 – Vistas do conjunto flutuante+turbina. Vista frontal no modo operação (a); Vista frontal no modo manutenção (b); Vista superior no modo manutenção (c).....	45
Figura 42 – Direção dos principais elementos estruturais do flutuante .....	46
Figura 43 - Figura 1 - Junta de topo - chanfro simétrico com múltiplos passes. (a) Sequência de soldagem realizada de forma incorreta com presença de distorção angular. (b) Solda balanceada livre de distorções (DOURADO, SOUZA, et al., 2013). .....	48
Figura 44 – Vista lateral da embarcação .....	49
Figura 45 – Perpendiculares de uma embarcação .....	50
Figura 46 – Posicionamento do Trincaiz.....	53
Figura 47 – Perfil “T”.....	57
Figura 48 – Disposição lateral do módulo flutuante .....	62
Figura 49 – Disposição seccional do modo flutuante .....	62
Figura 50 – Disposição lateral dos elementos estruturais do módulo central .....	63
Figura 51 – Disposição seccional do módulo central.....	64
Figura 52 – Formato final em corte da estrutura do módulo flutuante .....	64
Figura 53 – Formato final em corte da estrutura do módulo central.....	65
Figura 54 – Disposição das maquinas no módulo central.....	65
Figura 55 – Massa do flutuante calculada pelo SolidWorks.....	67
Figura 56 – Massa do módulo central calculada pelo SolidWorks.....	68
Figura 57 - Variáveis para o cálculo do momento de retorno. (NOGUEIRA, SOUZA, et al., 2002).....	70
Figura 58 – Estimativa do centro de massa (a) e de carena (b) do módulo central via DS SolidWorks.....	73
Figura 59 – Comportamento da embarcação em roll (a) e trim (b) em funcionamento.....	74
Figura 60 – Efeitos do torque da turbina na estabilidade da embarcação .....	75
Figura 61 – Comportamento da embarcação em roll (a) e trim (b) em manutenção .....	76

Figura 62 – Diagrama de corpo livre do módulo central .....	79
Figura 63 – Posição das vigas 1 e 2 na embarcação.....	80
Figura 64 – Diagramas de momento fletor (a) e esforço (b) para viga 1 .....	81
Figura 65 – Diagramas de momento fletor (a) e esforço (b) para viga 2 .....	81
Figura 66 – Diagramas de momento fletor (a) e esforço (b) para viga 2 .....	82
Figura 67 – Montagem final do conjunto flutuante.....	83
Figura 68 - A turbina eólica com seu lastro de cimento sustentada por cabos. (GROTELÜSCHEN e FRANÇA, 2013) .....	84
Figura 69 - Elementos de um cabo de aço. ....	89
Figura 70 - Inspeção de cabos de aço em estruturas off-shore. (BELOV, 2015).....	90
Figura 71 – Esquema proposto para o nivelamento do flutuador. ....	93
Figura 72 - Guincho para fundeio. (STRAUHS, 2013) .....	94
Figura 73 – Guincho de atracação e fundeio. (EKRON, 2015) .....	94
Figura 74 - Fairlead. (QUALITY PACIFIC MANUFACTURING, 2014).....	95
Figura 75 - Estrutura do molinete e fairlead. ....	95
Figura 76 - Exemplo esquemático de uma poita. (FONSECA, 2002) .....	96
Figura 77 - Variáveis do paralelepípedo e do trapézio. (SPECTRAH, 2011) .....	97
Figura 78 – Trama do aço A36 aplicada na composição das poitas, com pontos vermelhos sendo o ponto de aplicação de olhais para fixação da linha de ancoragem e os pontos azuis referentes as unhas de fixação. ....	100
Figura 79 - Exemplo de elementos de fixação de cabos de aço. (FILHO, 2009) .....	100
Figura 80 - Exemplo de manilha curvas e retas. (COLUMBUS MCKINNON, 2012) .....	101
Figura 81 – Exemplo de sapatilhos utilizados em cabos de aço. (FONSECA, 2002) .....	102
Figura 82 – Posicionamento dos grampos de acordo com a NBR 11099.....	103
Figura 83 – Vistas da proposta final em modo de funcionamento.....	105
Figura 84 - Vistas da proposta final em modo de manutenção .....	106
Figura 85 - Vista frontal do sistema. ....	107

Figura 86 - Visão lateral do sistema.....	107
Figura 87 - Visão superior do sistema.....	108
Figura 88 – Plano de corte em chapas de aço (MELO, 2012) .....	109

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Condições de ambiente de projeto.....	5
Tabela 2 – Condições técnicas de operação .....	6
Tabela 3 – Massa dos componentes e total da unidade geradora HTUC 01 .....	6
Tabela 4 – Volume dos componentes externos do sistema.....	11
Tabela 5 – Resumo das cargas atuantes na turbina HTUC-01 .....	16
Tabela 6 – Comparação entre HTUC 01, SR250 e SR2000. (HAMILTON, 2014) .....	24
Tabela 7 – Valores das solicitações na extremidade do braço .....	30
Tabela 8 – Forças resultantes em cada braço. ....	33
Tabela 9 – Resultante das forças totais no içamento.....	34
Tabela 10 – Parâmetros de projeto .....	49
Tabela 11 – Cálculo da seção mestra mínima da embarcação .....	51
Tabela 12 – Relação entre espessura e comprimento de borboletas (BUREAU COLOMBO DO BRASIL, 2002).....	56
Tabela 13 – Resultado dos cálculos de escantilhões e seleção de perfis.....	57
Tabela 14 – Propriedades dos elementos estruturais selecionados .....	58
Tabela 15 – Resultados dos cálculos do módulo de seção para os <b>módulos flutuantes</b> .....	60
Tabela 16 - Resultados dos cálculos do módulo de seção para o <b>módulo central</b> .....	61
Tabela 17 – Estimativa de massa para o módulo flutuante .....	66
Tabela 18 – Estimativa de massa para o módulo central .....	67
Tabela 19 – Posições do centro de massa e carena da embarcação em posição de funcionamento.....	73
Tabela 20 – Posições do centro de massa e carena da embarcação em posição de manutenção .....	73
Tabela 21 – Resultados do estudo de corpo livre da embarcação em funcionamento .....	76
Tabela 22 – Resultados do estudo de corpo livre para trim na embarcação em manutenção ..	77

Tabela 23 – Resultados do estudo de corpo livre para trim na embarcação em funcionamento .....	77
Tabela 24 – Distâncias consideradas para cálculo das vigas .....	79
Tabela 25 – Parâmetros de entrada e cálculo das solicitações nas vigas 1 e 2.....	79
Tabela 26 – Força de tração nos cabos de fundeio.....	88
Tabela 27 – Cabos para offshore. (BELGO BEKAERT ARAMES, 2009).....	90
Tabela 28 – Fator de Segurança que deve ser aplicado a cada aplicação específica (SÃO RAPHAEL METALÚRGICA, 2013) .....	91
Tabela 29 – Resultados para os cabos do fundeio.....	92
Tabela 30 – Seleção de amarras .....	92
Tabela 31 – Resultado para o volume das poitas. ....	99
Tabela 32 - Comparação dos volumes dependendo do número de linhas de ancoragem. ....	99
Tabela 33 - Seleção de manilhas. ....	101
Tabela 34 - Tabela de medidas de sapatilhos para cada cabo de aço. (ACROCABO, 2012)	102
Tabela 35 - Seleção de grampos.....	103

# LISTA DE SÍMBOLOS

## Símbolos Latinos

$h$	Altura	[m]
$\theta$	Ângulo de adernamento	[°]
$A$	Área	[m <sup>2</sup> ]
$b$	Boca Moldada	[m]
$GZ$	Braço de endireitamento ou retorno	[m]
$CT$	Carga de trabalho	[N]
$CMR$	Carga mínima de ruptura	[N]
$B$	Centro de carena	[m]
$CG$	Centro de gravidade	[m]
$L$	Comprimento	[m]
$LPP$	Comprimento entre perpendiculares	[m]
$KB$	Coordenada vertical do centro de carena	[m]
$KM$	Coordenada vertical do metacentro	[m]
$\rho$	Densidade	[kg/m <sup>3</sup> ]
$D$	Diâmetro	[m]
$GM$	Distância entre metacentro e centro de gravidade	[m]
$F_B$	Empuxo	[N]
$s$	Espaçamento	[mm]
$e$	Espessura	[m]
$F$	Flutuabilidade	[N]
$F_d$	Força de arrasto	[N]
$g$	Gravidade	[m/s <sup>2</sup> ]
$m$	Massa	[kg]
$M$	Metacentro	[m]
$MS_b$	Módulo básico	[cm <sup>2</sup> .m]
$MS$	Módulo de seção	[cm <sup>3</sup> ]
$MS_R$	Módulo de Seção Mestra	[cm <sup>2</sup> .m]
$I$	Momento de inércia	[m <sup>4</sup> ]
$Mr$	Momento de retorno ou restauração	[t.m]
$M$	Momento fletor	[N.m]
$W$	Peso	[N]
$\Delta$	Peso total embarcação	[t]

$P_{ot}$	Potência	[W]
$P$	Pressão	[Pa]
$r$	Raio	[m]
$BM$	Raio metacêntrico	[m]
$\sigma$	Tensão	[Pa]
$T$	Torque	[N/m]
$U$	Velocidade de corrente	[m/s]
$V$	Volume	[m <sup>3</sup> ]

### Símbolos Gregos

$\varepsilon$	Deformação	[m]
$\rho$	Densidade	[m <sup>3</sup> /kg]
$\gamma$	Peso específico	[N/m <sup>3</sup> ]
$\Delta$	Variação entre duas grandezas similares	
$\omega$	Velocidade angular	[rpm]
$\alpha$	Ângulo	[°]
$\beta$	Ângulo	[°]

### Símbolos Adimensionais

$C_D$	Coeficiente de arrasto
$f_s$	Fator de Segurança
$C_b$	Coeficiente de bloco
$\eta$	Eficiência

### Subscritos

<i>máx</i>	Máximo
<i>mín</i>	Mínimo
<i>méd</i>	Média
<i>sub</i>	Submerso
<i>t</i>	Turbina
<i>f</i>	Flutuante
<i>fl</i>	Fluido
<i>ef</i>	Efetiva



## **Siglas**

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ABS	American Bureau of Shipping
FGV	Fundação Getúlio Vargas
OFGEM	Office of Gas and Electricity Markets

# 1. INTRODUÇÃO

A demanda por energia elétrica no Brasil aumenta consideravelmente a cada ano. Segundo estudo da FGV Energia, em parceria com a Empresa de Pesquisa Energética do Governo Federal – EPE, realizado em fevereiro de 2015, mostra que o aumento do consumo total de energia elétrica entre novembro de 2013 e o mesmo mês de 2014, foi de 2,21%. O estudo ainda aponta o crescimento do consumo de até 4,5% ao ano para a próxima década.

Diante do exposto, fica evidente a necessidade do aumento da produção energética no país. Considerando o potencial energético das bacias brasileiras que não é explorado em sua totalidade, é necessário que se desenvolvam novos meios de exploração de energia a fim de se obter maior aproveitamento da fonte para suprir a crescente demanda e por isso, foi criado o projeto Tucunaré.

O projeto Tucunaré é um projeto de pesquisa que se dá em parceria entre a Eletronorte, a Universidade de Brasília e outras universidades do país, visando o desenvolvimento de uma turbina hidrocínética, que gera energia elétrica através da vazão do rio sem necessidade da construção de barragens ou de condutos forçados, com a função de aproveitar a energia residual da produção energética na Usina Hidrelétrica de Tucuruí.

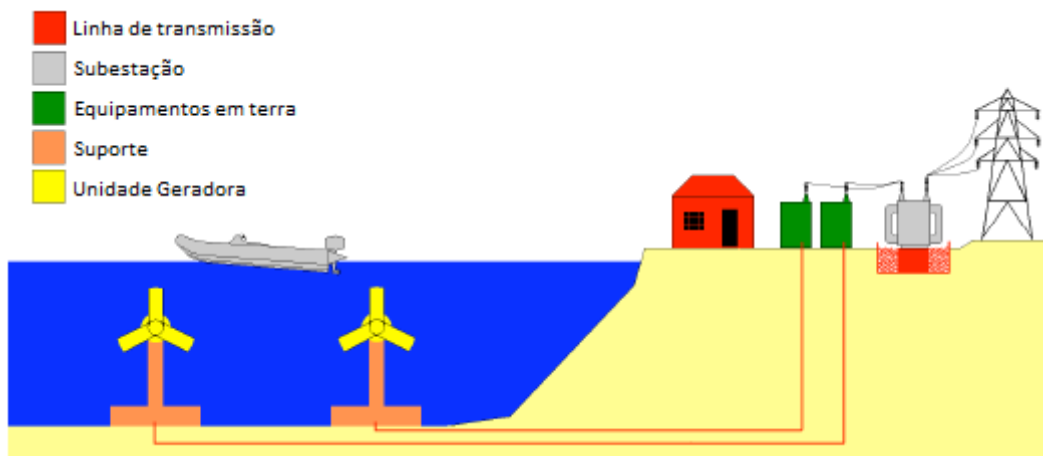


Figura 1 – Esquema de funcionamento das turbinas hidrocínéticas. Adaptado de (TURNOCK, NICHOLLS-LEE, *et al.*, 2009)

Neste projeto de graduação, será desenvolvido um sistema de fundeio e flutuação para uma turbina de eixo horizontal. O conceito inicial da unidade geradora do projeto Tucunaré é denominado Unidade de Geração Hidrocínética (HTUC 01) e foi inspirado em turbinas de geração de energia eólica motivado pelas condições de trabalho semelhantes, já que ambos

convertem energia cinética disponíveis de um fluxo em energia elétrica através de um rotor e um conjunto gerador.

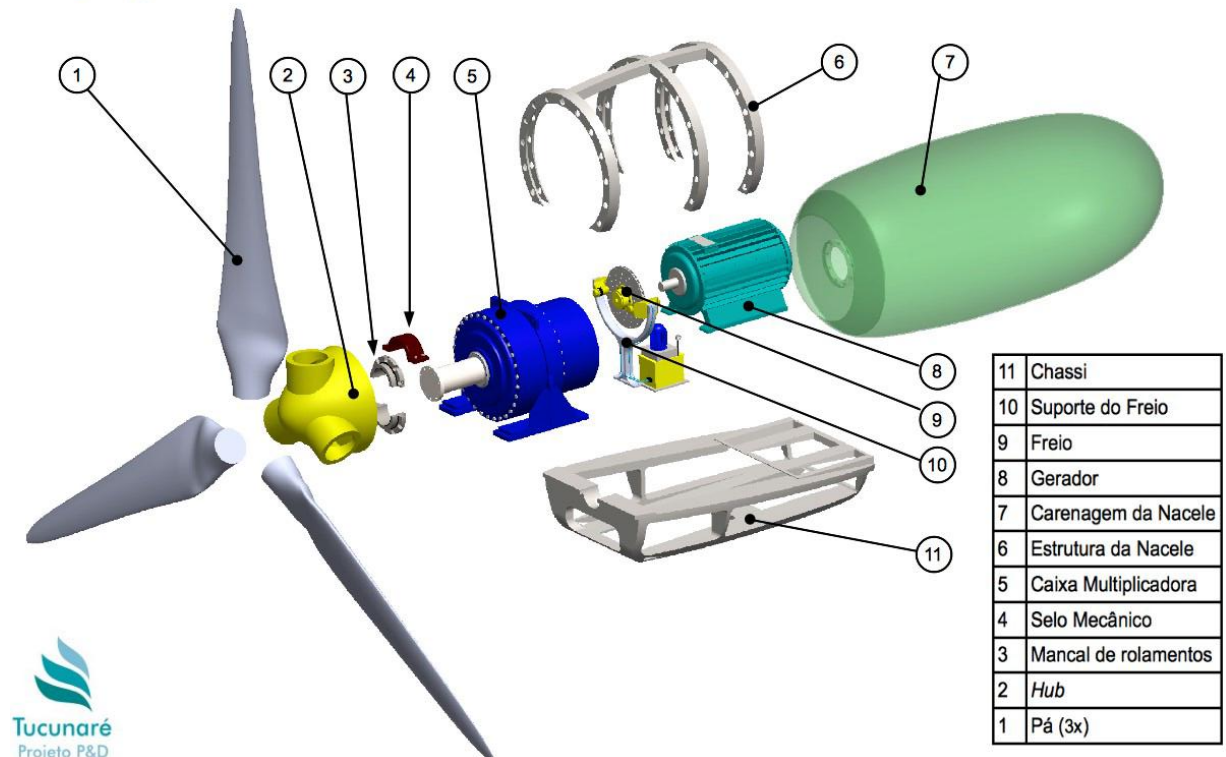


Figura 2 – Vista explodida do conjunto de geração HTUC-01

Esse sistema é constituído por um conjunto-gerador onde atuam uma turbina, um sistema eletromecânico que realiza a conversão da energia cinética do escoamento em energia mecânica através do hub acoplado a um eixo conectado a uma caixa multiplicadora e transmitindo as altas rotações da saída da caixa multiplicadora para o gerador, apresentando uma potência de geração de até 500 kW. Na HTUC 01 são encontrados também instrumentos de controle e monitoração para o seu correto funcionamento.

No desenvolvimento do projeto Tucunaré deve-se prever uma turbina leve, móvel, e que não demande altos investimentos tampouco grandes estruturas a fim de se reduzir os custos de fabricação.

Para a execução deste trabalho, são utilizadas as dimensões e especificações da unidade de geração HTUC01 apresentadas no “Caderno de Especificações da Unidade de Geração Hidrocinética HTUC 01 ” publicado em maio de 2014.

## **1.1. OBJETIVOS**

Um dos problemas encontrados no desenvolvimento do Projeto Tucunaré é o sistema de fixação da turbina. A proposta de sistemas fixos por pilares faz com que a localização da turbina hidrocínética seja definitiva e, portanto, erros de avaliação hidrológica na fase inicial e a fase de fundamento apresentariam grandes riscos para a execução do projeto Tucunaré. Visto isso, a conclusão do relatório parcial do PROJETO TUCUNARÉ (2013), determinou que fossem propostos sistemas flutuantes.

A partir dessas informações, este trabalho tem como objetivo propor uma solução viável de fixação e posicionamento da turbina desenvolvida no projeto Tucunaré projetando um sistema de flutuação e fundeio, que tem sua viabilidade testada por meio de um dimensionamento básico e as avaliações das forças atuantes no sistema para que se possa manter a estabilização do conjunto durante a operação, evitando o deslocamento da turbina.

## **1.2. METODOLOGIA DO PROJETO**

A metodologia utilizada neste trabalho tem por base o levantamento de informações e documentos por meio de pesquisas e revisões bibliográficas, pesquisas analíticas, comparativas e em arquivos digitalizados, sites especializados nos temas correlatos com credibilidade nacional e internacional, visando a compilação de ideias para a formação de uma proposta concisa e funcional.

Este projeto é organizado em sete capítulos além desta introdução. O segundo capítulo discorre sobre as características da turbina considerada na proposta do sistema de fundeio e flutuação, bem como as forças estáticas e dinâmicas atuantes no sistema, como peso, empuxo, torque e arrasto.

O terceiro capítulo é dedicado aos sistemas de flutuação e de fundeio já existentes e os conceitos náuticos abordados neste projeto. O texto menciona algumas soluções propostas no relatório parcial do PROJETO TUCUNARÉ (2013), além de sistemas de fixação existentes para turbinas de maremotriz.

No quarto capítulo, é efetuado o estudo a respeito do sistema de içamento da turbina, que é essencial para o desenvolvimento e dimensionamento da proposta do flutuante.

O quinto capítulo aborda os conceitos náuticos utilizados no Brasil para melhor explanação dos termos utilizados no capítulo seguinte.

O sexto capítulo, apresenta o dimensionamento do sistema de flutuação e fundeio. Nele são abordados os aspectos construtivos relacionados a estabilidade e solitação do flutuante e também o dimensionamento do sistema de fundeio.

O sétimo capítulo conclui os estudos com a apresentação do produto final da proposta. Por fim, o oitavo capítulo é dedicado às linhas de pesquisas futuras que foram encontradas neste projeto para desenvolvimento de projetos.

## 2. CARACTERÍSTICAS DO SISTEMA

Para a obtenção de parâmetros iniciais do projeto de fundeio, é necessária a caracterização da turbina, de maneira a discriminar cada componente e seus fatores de interferência. Os principais fatores considerados para esta análise são os esforços estáticos como a força peso, que atua em direção oposta ao empuxo, e dos esforços dinâmicos que apresentam efeitos sensíveis ao projeto, sendo o torque gerado pelas pás, e a força de arrasto.

A Figura 3 apresenta as principais dimensões da turbina HTUC-01 que será considerada para este estudo.

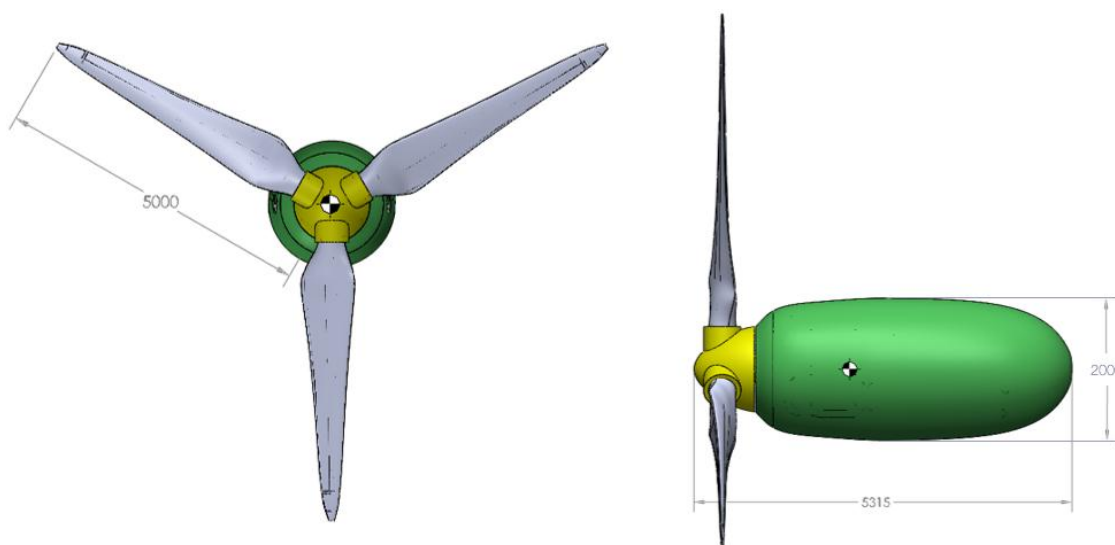


Figura 3 - Principais dimensões da turbina HTUC 01 em milímetros.

A tabela 1 apresenta as condições de ambiente em que a turbina estará submetida. A tabela 2 apresenta as condições técnicas de operação da turbina. Estes dados foram extraídos do Caderno de Especificações da Unidade de Geração Hidrocinética HTUC 01 (2014) e TEIXEIRA (2014) que contém os dados de massa, volume e dimensões.

Tabela 1 – Condições de ambiente de projeto

Condições de Projeto	
Diâmetro do rotor	10 m
Velocidade de corrente - $U$	2,5 m/s
Velocidade de corrente mínima - $U_{min}$	1,5 m/s
Velocidade de corrente máxima – $U_{máx}$	4,0 m/s
Nível Máximo em Cheia – $N_{máx}$	40 m
Nível Mínimo em Seca – $N_{min}$	15 m

Tabela 2 – Condições técnicas de operação

<b>Característica</b>	<b>Valor previsto</b>
Potência elétrica a ser gerada – $P_{el}$	500 kW
Rotação nominal da turbina – $\omega$	25 rpm
Torque na árvore do gerador – $T_{rot}$	318 kN.m (@ 500 kW)

O detalhamento das massas é essencial para este projeto de graduação para determinar o centro de massa, que é onde a força peso atuará. Também é necessário o detalhamento do volume dos componentes externos (nacele, cubo do hub e cada pá), já que esta informação é necessária para o cálculo do empuxo da turbina.

Na próxima seção são abordadas as características das forças associadas ao funcionamento da turbina, que irão compor as cargas do içamento e do sistema de sustentação da turbina.

## 2.1. ESFORÇOS ESTÁTICOS

### 2.1.1. Peso

A determinação da massa do conjunto é essencial para a fixação da turbina no flutuador e no leito do rio, pois a força peso é fundamental na determinação dos esforços atuantes na estrutura influenciando no sistema de sustentação do conjunto gerador. O Caderno de Especificações da Unidade de Geração Hidrocinética HTUC 01 (2014) apresenta o valor da massa de cada componente, assim como a massa do conjunto. A Tabela 3 descreve os principais componentes da unidade geradora e suas massas.

Tabela 3 – Massa dos componentes e total da unidade geradora HTUC 01

<b>Componente</b>	<b>QTD</b>	<b>Massa Unitária (kg)</b>	<b>Massa total (kg)</b>
Chassi do conjunto eletromecânico	1	11.093,00	11.093,00
Suporte de Freio	1	105,00	105,00
Freio	1	402,00	402,00
Gerador	1	2.380,00	2.380,00
Carenagem da Nacele	1	4.443,65	4.443,65
Estrutura da Nacele	1	1.616,00	1.616,00
Caixa multiplicadora	1	6.120,00	6.120,00
Selo mecânico	1	107,00	107,00
Mancal de rolamento	1	125,00	125,00
Carenagem do HUB	1	2.222,50	2.222,50
Cubo do HUB	1	1.433,65	1.433,65
Pá	3	739,20	2.217,60

Relacionando as massas de cada componente com a aceleração da gravidade, temos a força peso. Assim a força peso é dada pela associação das massas de cada componente da turbina com a aceleração gravitacional, segundo a equação:

$$W_{sis} = \sum_{i=1}^n m_i \cdot g \quad [\text{N}] \quad (1)$$

Onde  $m_i$  representa a massa de cada componente,  $g$  a aceleração da gravidade na região onde o equipamento será instalado e  $n$  o número de componentes da unidade geradora. Tomando a gravidade como  $g = 9,82 \text{ m/s}^2$ , podemos calcular o peso  $W$  da unidade geradora, considerando a massa total apresentada na Tabela 3 e aplicando na equação (1), temos:

$$W_{sis} = 386,85 \text{ [kN]}$$

Sabe-se que a força peso da turbina atua no centro de massa da mesma. A distribuição dos elementos no interior da nacele justifica um plano de simetria na direção longitudinal. Contudo, não é possível definir um plano de simetria na direção transversal, ou seja, o centro de massa do sistema é deslocado na direção do hub. Como pode ser observado na Figura 4, o centro de massa está, para esta composição, a 1551,65mm do hub e a 105,97mm do eixo de rotação.

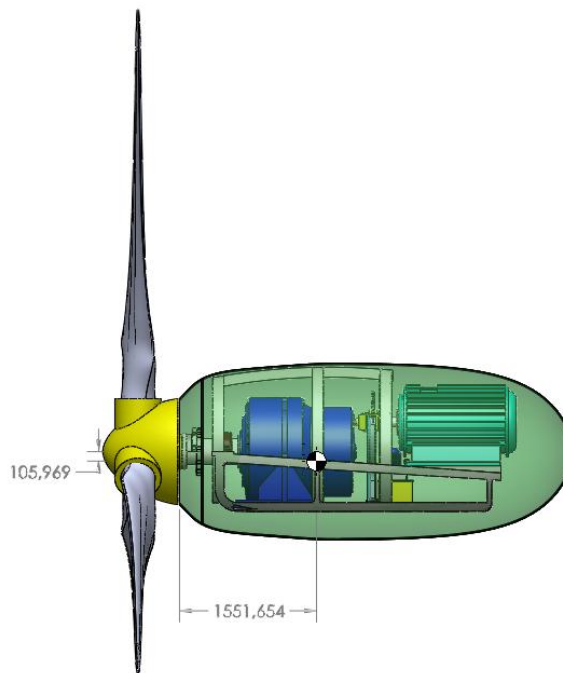


Figura 4 – Posicionamento aproximado do centro de massa da turbina HTUC 01, com as dimensões em mm.



A Figura 4 evidencia que o centro de massa está posicionado mais próximo do componente interno de maior massa, que é a caixa multiplicadora. O plano transversal que passa pelo ponto do centro de massa apresenta uma posição ótima para a implementação dos vínculos da turbina com elementos de flutuação e fundeio.

O próximo passo é calcular o empuxo que atua em direção oposta, quando o sistema se encontra submerso, já que ele contribui com a minimização da carga a ser considerada para o projeto.

### 2.1.2. Empuxo

O empuxo é determinado pelo aumento da pressão em um fluido em função da sua profundidade (ÇENGEL, 2011). A partir de uma placa plana com espessura  $e$ , submersa em um fluido cuja densidade é  $\rho_f$ , de maneira que a área plana, que vale  $A$ , esteja paralela à superfície livre, a uma profundidade  $h$ , conforme pode ser observado na Figura 5, podemos admitir que as pressões em sua superfície superior e inferior são, respectivamente:

$$P_{sup} = \rho_f \cdot g \cdot h; \quad P_{inf} = \rho_f \cdot g \cdot (h + e) \quad [\text{Pa}] \quad (2)$$

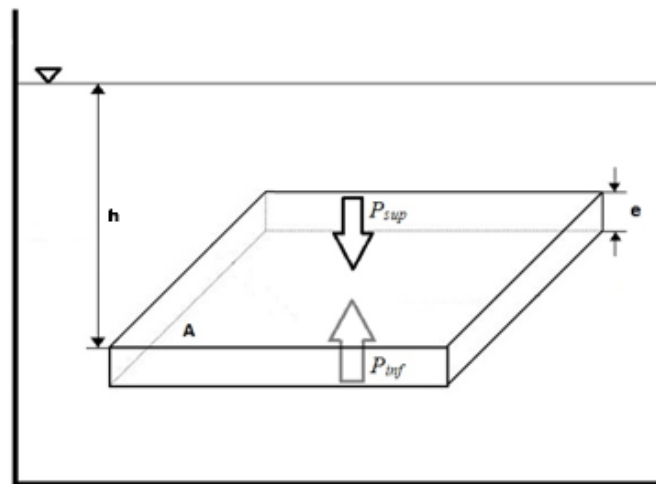


Figura 5 – Placa plana submersa

Sabe-se que pressão é a razão entre força e área. Temos, portanto, que as forças exercidas nas extremidades planas da placa são:

$$F_{sup} = \rho_f \cdot g \cdot h \cdot A; \quad F_{inf} = \rho_f \cdot g \cdot (h + e) \cdot A \quad [\text{N}] \quad (3)$$

A resultante da diferença entre as duas forças é a força de empuxo, indicada por  $F_b$ :

$$F_b = F_{inf} - F_{sup} = \rho_f \cdot g \cdot V \quad [\text{N}] \quad (4)$$

Onde  $V = e \cdot A$  é o volume da placa.

Sabe-se, pelo princípio de Arquimedes, que a força de empuxo um corpo submerso é igual ao peso de fluido deslocado. O empuxo não depende da profundidade em que se está submerso nem do peso específico do corpo sólido.

Para os corpos flutuantes, o peso do corpo deve ser menor ou igual ao empuxo, que é igual ao peso do volume de fluido deslocado pela parte submersa do corpo. (ÇENGEL, 2011)

$$F_b \geq W \rightarrow \rho_f \cdot g \cdot V_{sub} = \rho_{méd_{corpo}} \cdot g \cdot V_{total} \quad (5)$$

$$\therefore \frac{V_{sub}}{V_{total}} = \frac{\rho_{méd_{corpo}}}{\rho_f}$$

Onde:

$V_{sub}$  corresponde ao volume submerso;

$V_{total}$  é o volume total do corpo;

$\rho_{méd,corpo}$  corresponde à massa específica média do corpo.

A equação (5) mostra, portanto, que a fração submersa de um corpo flutuante é igual à razão entre massa específica média do corpo e a massa específica do fluido. Quando esta razão é maior ou igual a 1, o corpo tende à submersão. Já quando esta razão é menor que 1, significa que a força de empuxo é maior que a força peso do corpo e, logo, este tende a flutuar. (ÇENGEL, 2011)

Para o dimensionamento do flutuador são necessárias iterações visando o equilíbrio entre o peso do sistema ( $W_{sis}$ ) – que consiste na soma do peso da turbina com o peso do flutuante – e o empuxo. Assim, é possível afirmar que a equação que governa a flutuação do sistema é:

$$F_{b_{sis}} > W_{sis} \quad (6)$$

Onde,

$$W_{sis} = W_t + W_f = g \cdot (m_t + m_f) \text{ [N]} \quad (7)$$

Em que:

$W_t$  é o peso da turbina;

$W_f$  é o peso do flutuante;

$m_f$  é a massa do flutuante;

$m_t$  é a massa da turbina.

A força de empuxo será considerada como o volume de fluido deslocado pela unidade geradora somado ao volume de fluido deslocado pela parte submersa do flutuador. Desta maneira, é possível descrever o empuxo atuante no sistema como:

$$F_{b_{sis}} = F_{b_t} + F_{b_f} \text{ [N]} \quad (8)$$

Na qual:

$$F_{b_t} = \rho_f \cdot g \cdot V_t \text{ [N]} \quad (9)$$

Em que  $V_t$  é o volume da turbina;

$$F_{b_f} = \rho_{fl} \cdot g \cdot V_{sub_f} = \rho_{fl} \cdot g \cdot \frac{\rho_{eff}}{\rho_f} \cdot V_f = g \cdot \rho_{eff} \cdot V_f \text{ [N]} \quad (10)$$

Onde:

$V_{sub_f}$  é o volume submerso do flutuante, representado pela equação (5);

$V_f$  representa o volume total do flutuante;

$\rho_{eff}$  representa a massa específica efetiva do flutuante, que considera, também, o volume de líquido presente no tanque de lastro.

Logo, pode ser representado pela equação:

$$\rho_{eff} = \frac{m_f + \rho_{fl} \cdot V_{f_{lastro}}}{V_f} \quad \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \quad (11)$$

Onde:

$V_{f_{lastro}}$  é o volume de fluido presente no(s) tanque(s) de lastro;

Substituindo (11) em (10), obtemos, de maneira simplificada o empuxo atuante no flutuante:

$$F_{b_f} = g \cdot (m_f + \rho_{fl} \cdot V_{f_{lastro}}) \text{ [N]} \quad (12)$$

Somando os empuxos atuantes no sistema – substituindo as equações (9) e (12) em (8), temos:

$$F_{b_{sis}} = \rho_{fl} \cdot g \cdot V_t + g \cdot (m_f + \rho_f \cdot V_{f_{lastro}}) = \rho_{fl} \cdot g \cdot \left( V_t + \frac{m_f}{\rho_{fl}} + V_{f_{lastro}} \right) \text{ [N]} \quad (13)$$

Na qual  $(m_{flu}/\rho_f) + V_{f_{lastro}}$  representa o volume submerso do flutuante ( $V_{sub_f}$ ).

Portanto, considerando a relação apresentada na equação (6), temos que:

$$F_{b_{sis}} \geq W_{sis} \rightarrow \rho_{fl} \cdot g \cdot (V_t + V_{sub_f}) \geq g \cdot (m_t + m_f) \quad (14)$$

Levando em consideração os componentes em contato com o ambiente externo e, por isto, integram o volume ocupado pelo sistema é possível, por meio de representação em escala, no software SolidWorks, redesenhando-os de maneira a apresentar uma forma maciça, obter o volume ocupado pelo conjunto e, assim, determinar o empuxo provocado pela submersão deste sistema. A tabela 4 apresenta os volumes encontrados.

Tabela 4 – Volume dos componentes externos do sistema

Componente	QTD	Volume Unitário (m <sup>3</sup> )	Volume Total (m <sup>3</sup> )
<b>Nacele</b>	1	11,3	11,3
<b>Hub</b>	1	0,46	0,46
<b>Pá</b>	3	0,24	0,72
<b>TOTAL</b>			<b>12,48</b>

Por meio da equação (4) e com os dados contidos na tabela 4, admitindo a massa específica da água como  $\rho_f = 999,97 \text{ kg/m}^3$ , é possível calcular a força de empuxo atuante na turbina:

$$F_{b_t} = \rho_{fl} \cdot g \cdot V_t = 122,55 \text{ [kN]}$$

A força empuxo age sobre o centro de massa do volume de fluido deslocado e, nem sempre, é coincidente com seu centro de massa devido à diferença de densidades e assimetria. Este ponto é denominado Centro de Carena.

Para a localização do ponto em que o empuxo atua na turbina, é preciso calcular o centroide do volume de água deslocada enquanto submersa. O método utilizado para este fim é baseado em uma simulação no software SolidWorks, onde é possível aproveitar os sólidos maciços, utilizados no cálculo do volume, e aplicar, como material, água. Este procedimento permite que o programa posicione o centro de massa para a situação, que pode ser considerada como centro de carena.

A figura 6 mostra o resultado obtido por meio da simulação e a distância entre a base do hub (face plana) e o centro de carena (CC).

Substituindo a força ( $F_{b_t}$ ) encontrada na equação (14), tem-se:

$$V_{sub_f} > 19,79 + 0,001 \cdot m_f \quad (15)$$

A inequação (15) acima estabelece uma relação entre o volume submerso do flutuante e sua massa devido ao peso e empuxo gerados pela turbina.

Observa-se que o volume submerso do flutuante é função apenas de sua massa. É possível, então, de posse dos valores de projeto, da boca moldada (largura) e comprimento do flutuante, estabelecer um calado (distância entre a linha d'água e o ponto mais inferior da embarcação) mínimo e a altura (pontal) da embarcação.

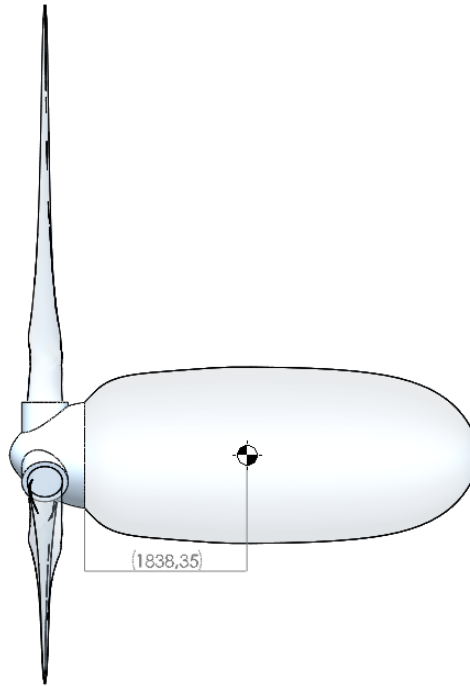


Figura 6 – Posicionamento do Centro de Carena da turbina HTUC-01

Por meio das simulações realizadas, é possível, ainda, comparar o posicionamento do centro de massa e do centro de carena da turbina. Esta informação permite a detecção de possíveis momentos atuantes e a formulação de soluções para este problema, que podem interferir no funcionamento adequado do sistema.

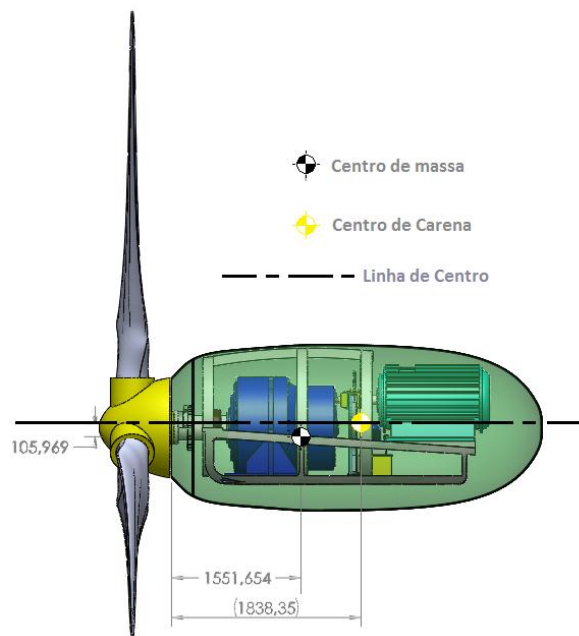


Figura 7 – Posicionamento do Centro de Massa e do Centro de Carena na turbina HTUC -01

A figura 7 mostra a diferença do posicionamento do centro de massa e do centro de carena. O centro de massa da turbina, se desloca aproximadamente 106 mm em relação à

linha de centro, que é formada pela ligação dos pontos centrais das seções transversais da turbina, e é tomada como uma referência de medida. Já o centro de carena é posicionado em cima da linha de centro. Na direção da linha de centro, os pontos estão distantes, aproximadamente, 286,7 mm entre si.

## 2.2. ESFORÇOS DINÂMICOS

As cargas dinâmicas e transitórias no sistema são complexas e importantes no sentido de se obter uma melhor compreensão dos efeitos dinâmicos e suas consequências sobre o projeto.

### 2.2.1. Torque gerado pelas pás

O torque é o produto entre a força e o respectivo braço de alavanca.

$$T = F_i \cdot r \quad [N.m] \quad (16)$$

A rotação das pás, que se dá no sentido anti-horário, imprime um torque em direção oposta ao sentido de rotação no eixo como reação. Este torque é transmitido pelo eixo, conectado ao rotor, para o multiplicador de velocidades, que está associado ao chassi que, por sua vez, se encontra preso à nacela. O torque gerado pelas pás foi apresentado na tabela 2 de acordo com o Caderno de Especificações da Turbina HTUC 01 (2014) e, admitindo que a situação em que ocorre o maior momento em funcionamento, se dá de maneira que a turbina seja sustentada por meio de engastes em suas extremidades laterais, na região em que a seção transversal da nacela atinge o valor máximo de diâmetro, as forças resultantes deste torque atuam segundo a figura 8 na estrutura.

Pela tabela 2, tem-se:

$$T_{rot} = 318 \text{ kN.m}$$

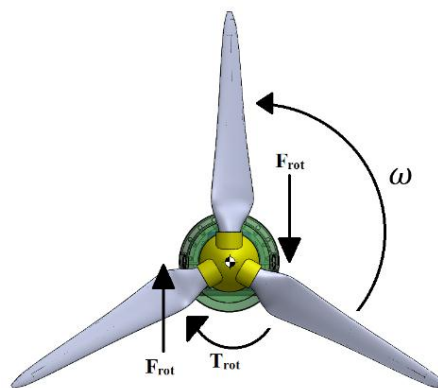


Figura 8 – Reações resultantes do torque gerado pelas pás

Da figura 3, onde são evidenciadas as dimensões da turbina, obteve-se o diâmetro da nacela sendo 2000 mm ou 2,0 m.

Resolvendo a equação (17) para F, tem-se:

$$F_{rot} = \frac{T_{rot}}{\frac{D_{nac_{max}}}{2}}$$

Onde:

$F_{rot}$  representa a força gerada pela rotação das pás;

$T_{rot}$  é o torque gerado pela rotação das pás;

$D_{nac_{max}}$  é o diâmetro máximo da nacele.

Portanto, calcula-se  $F_{rot}$ :

$$F_{rot} = \frac{318}{2/2} = 318 \text{ kN}$$

### 2.2.2. Força de arrasto

O arrasto exercido em um corpo pode ser obtido combinando duas parcelas que são mostradas na equação (17). O primeiro termo é o chamado “arrasto de atrito”, pois resulta da integração do produto entre o tensor das tensões viscosas,  $\tau_w$ , que agem na superfície, e a área superficial. A outra parcela, chamada de “arrasto de forma”, resulta da integração da pressão,  $P$ , que age sobre a superfície do corpo, assim a força de arrasto é dada pela equação (17), apresentada abaixo: (ROSA, 2002)

$$F_D = \iint_s \overline{\tau_w} \cdot \vec{n} \cdot dS + \iint_s P \cdot \vec{n} \cdot dS \quad [\text{N}] \quad (17)$$

Sendo  $dS$  o elemento de área na superfície do corpo e  $\vec{n}$  a projeção, na direção do escoamento, do vetor unitário normal à superfície. (ROSA, 2002) Se dividirmos todos os termos da Equação (17) pela força característica, obteremos uma expressão similar para o coeficiente de arrasto:

$$C_D = C_{D \text{ atrito}} + C_{D \text{ forma}} \quad (18)$$

Para determinar analiticamente ou numericamente o arrasto a partir das Equações (17) ou (18), pode ser um grande desafio com base na teoria da mecânica dos fluidos, exceto para uma placa plana ou corpos muito delgados que apresentam uma solução já formulada. Para todos os outros corpos, pode-se estimar a força total de arrasto considerando que a diferença de pressão entre as superfícies do corpo, à montante e à jusante em relação ao escoamento, corresponde à pressão dinâmica,  $1/2\rho U^2$ , no ponto de estagnação frontal. Esta diferença de pressão vezes a área frontal do corpo  $1/2 \rho A U^2$  é, então, uma estimativa do arrasto total.

(ROSA, 2002) Com isso, a força de arrasto em corpos com geometria irregular, pode ser dada por:

$$F_D = \frac{1}{2} C_D \rho A U^2 \text{ [N]} \quad (19)$$

Onde  $\rho$  é a densidade do meio,  $A$  é a área molhada ou ainda a área que entra em contato diretamente com o fluido,  $U$  é a velocidade da corrente livre, e  $C_D$  é o coeficiente de arrasto. Se  $\rho A U^2$  tem dimensão de força, logo  $C_D$  é adimensional visto que:

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2} \rho A U^2} \quad (20)$$

O coeficiente de arrasto é uma constante de proporcionalidade, que depende da geometria da pá e descreve o desempenho aerodinâmico da turbina. (MARQUES, 2004) A relação entre o coeficiente de potência e o coeficiente de arrasto é dado por:

$$C_p = C_D \left(1 - \frac{u}{v}\right)^2 u/v \quad (21)$$

Como pode ser observado, o  $C_p$  depende da relação entre a velocidade na ponta da pá  $u$  e a velocidade do escoamento  $v$ . Como o cálculo deste parâmetro é abordado em outros estudos dentro do projeto Tucunaré e devido a sua complexidade, já que  $C_p$  varia de acordo com velocidade e a geometria da pá, uma boa estimativa para o coeficiente de arrasto seria aproximar as pás a um plano circular com o valor de  $C_D = 1,11$  de acordo com MARQUES (2004) p. 40.

Deste modo, para o pior caso, no qual a velocidade de corrente máxima no leito do rio é dada por  $U_{máx} = 4,0$  m/s, segundo a Tabela 1, a área do rotor varrida pelo rotor é  $A = \pi r^2 = 78,5$  m<sup>2</sup>, a massa específica da água igual a  $\rho_f = 999,97$  kg/m<sup>3</sup>, com base na equação (19) a força de arrasto da turbina seja aproximadamente:

$$F_D = 697 \text{ kN}$$

Para corpos axisimétricos, como é o caso da nacele, a única força exercida pelo fluido é a de arrasto excluindo assim a força de sustentação da turbina. (ÇENGEL, 2011)

### 2.3. SÍNTESE DOS ESFORÇOS NA TURBINA

Diante do exposto neste capítulo é possível compilar todos os esforços que agem sobre a turbina HTUC-01 ilustrando de maneira objetiva para um melhor entendimento das suas posições. A tabela 5 mostra os resultados obtidos de maneira mais objetiva:



Tabela 5 – Resumo das cargas atuantes na turbina HTUC-01

Forças	Carga (kN)
Estáticas	
<b>Peso</b>	386,85
<b>Empuxo</b>	122,55
Dinâmicas	
<b>Torque</b>	318
<b>Arrasto</b>	697

Os pontos de atuação e as direções de cada força também são importantes podem ser observadas na figura 9. Os esforços gerados pelo torque de rotação das pás atuarão exclusivamente nos engates de sustentação da turbina e que terão sua posição definida adiante. Portanto, não são representados na figura 9, uma vez que seu módulo varia com o diâmetro da seção em que está posicionado na nacele.

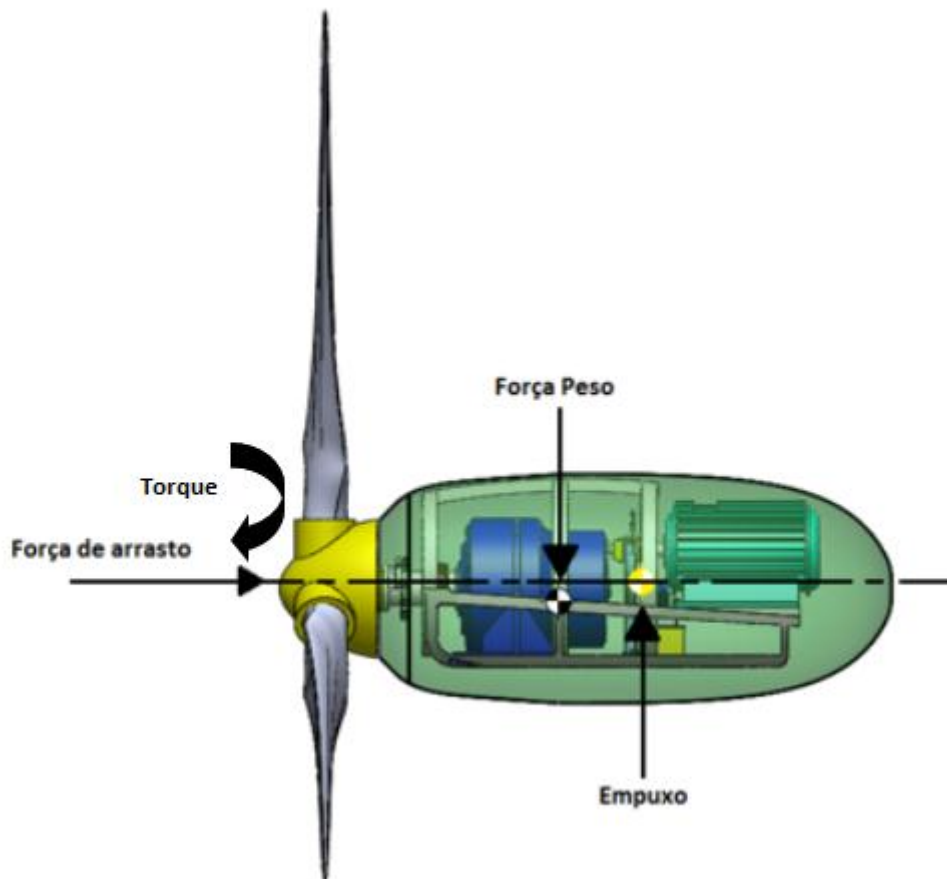


Figura 9 – Pontos de atuação das forças

### 3. SISTEMAS DE FIXAÇÃO EXISTENTES

Turbinas eólicas offshore e turbinas maremotrizes são instaladas em alto mar, onde as condições de trabalho são extremamente agressivas às máquinas e às estruturas devido ao alto grau de abrasividade da água e pela intensidade de intemperes climáticos, tempestades, ressacas dentre outras condições adversas. Nesses casos, é importante que sejam selecionados corretamente os materiais de construção da estrutura de sustentação e fundação para que se obtenha fatores de segurança corretos, garantindo a segurança e solidez do conjunto de geração. Análises econômicas sugerem que para esses tipos de sistemas offshore, são necessários cerca de 20 anos de vida útil dos sistemas para garantir o retorno financeiro (BENELGHALI, BENBOUZID e CHARPENTIER, 2007).

A figura 10 apresenta alguns exemplos de fixação de turbinas maremotrizes, que em muitos casos, podem ser adaptadas para aplicações em turbinas em turbinas hidrocinéticas.

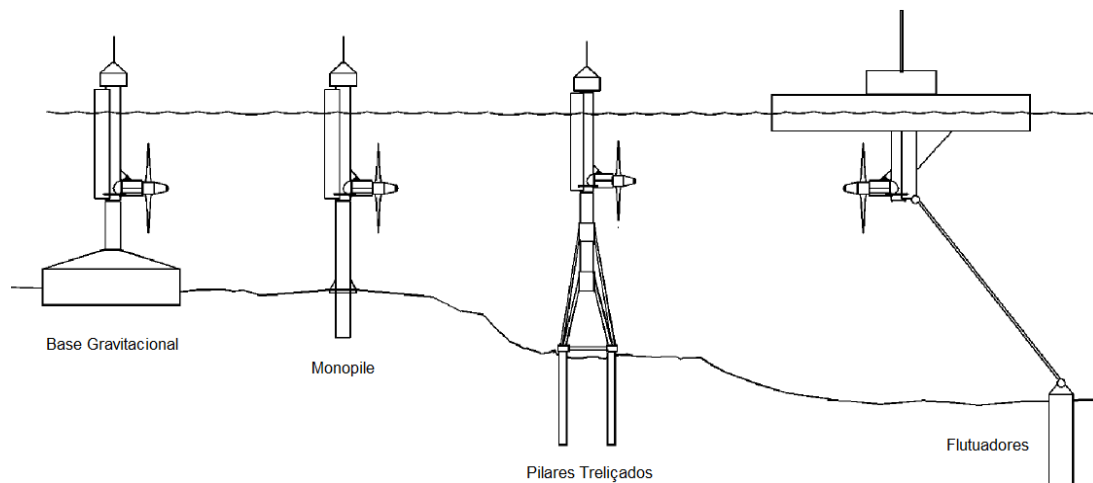


Figura 10 - Exemplos de configurações de fixação. Adaptado de (FRAENKEL, 2002).

Com o conceito de fixação das turbinas maremotrizes, pode-se fazer adaptações ao projeto em relação à velocidade do escoamento, na topografia do local e as forças atuantes no sistema.

#### 3.1. SISTEMAS DE FIXAÇÃO COMERCIAIS EXISTENTES

##### 3.1.1. Pilares Treliçados ou Tripés

Uma opção de fixação bastante utilizada atualmente é a de pilares treliçados ou tripés assentes no fundo como os mostrados na Figura 11. O modelo de tripé consiste em uma estrutura com um tubo principal e três pernas. Esse tipo de arranjo estático é conveniente ao

fundo do mar, já que a implantação da turbina requer uma profundidade da água suficientemente grande para que os nós principais fiquem abaixo da zona de influência da onda, o que evita esforços na estrutura. (LESNY e RICHWIEN, 2011)

Os pilares treliçados em aço, são modelos mais atuais, que se estendem acima da superfície do mar, desenvolvido especificamente para turbinas eólicas offshore. O nó principal dos pilares treliçados está localizado acima do nível da água, diferentemente dos tripés. As três pernas de fundação são soldadas à estrutura da torre com uma travessa de suporte de elementos de aço planas. (LESNY e RICHWIEN, 2011)

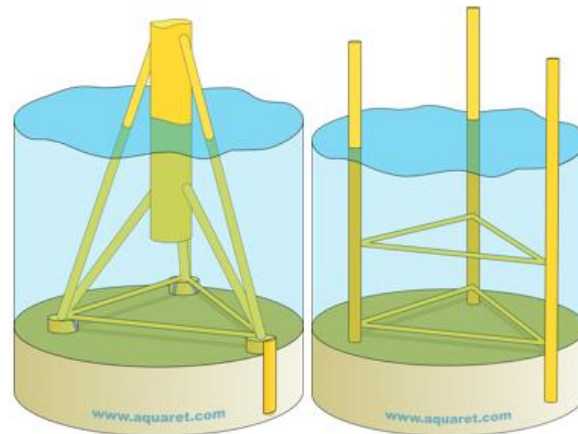


Figura 11 - Bases de tripés. Fonte: (AQUA-RET PROJECT, 2012)

A Alstom<sup>®</sup> está na frente no design, desenvolvimento e fabricação de turbinas de correntes de marés com base treliçada. A primeira unidade de 500kW da Tidal Generation Limited (TGL) foi instalada com sucesso no Centro Europeu de Energia Marinha (EMEC) em Orkney, na Escócia. Ela é capaz de gerar e alimentar uma rede de mais de 250MW de eletricidade, com média de operação de 12 horas por dia, o que gera energia suficiente para abastecer o equivalente a 300 casas. A turbina Alstom consiste em um rotor com 3 pás com uma caixa de velocidades, gerador de indução, conversor de frequência e transformador. (ALSTOM, 2013)



Figura 12 - Içamento da turbina Alstom. (ALSTOM, 2013)

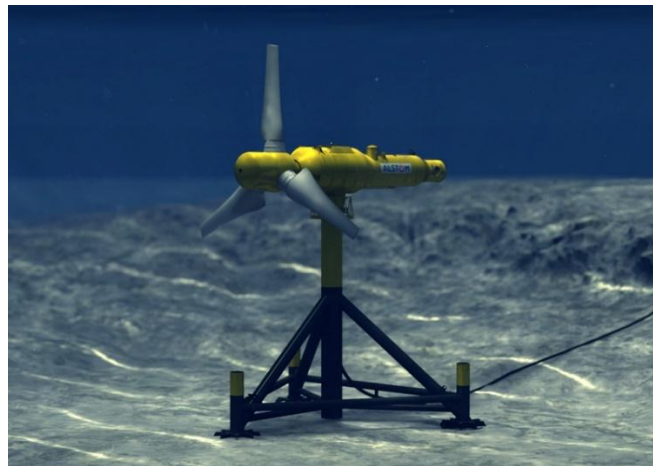


Figura 13 - Renderização 3D da Turbina de Marés da Alstom<sup>®</sup>. (ALSTOM, 2013)



Figura 14 - Exemplo de turbina eólica (WTG) com base externa em pilares treliçados.

### 3.1.2. Bases gravitacionais

A utilização de bases gravitacionais é um método mais econômico, porém de difícil construção e içamento. Este tipo de estrutura é uma possibilidade viável para profundidades

de até 10 metros. Para a sua estabilização no fundo do mar, é criada uma estrutura em concreto com espaço interno para serem depositados os sedimentos do mar, criando assim uma alteração da densidade da estrutura.

Com isso, a estrutura afunda e se fixa ao fundo, podendo ter duas possibilidades de fixação como é demonstrado na Figura 15, uma devida ao próprio peso e outra que é levemente fundeada ao fundo do mar em casos específicos de solo sedimentado. Devido a sua aplicabilidade reduzida por possuir uma limitação quanto a profundidade, e também devido as ações de manutenção e remoção serem feitas com grande esforço comparado aos outros tipos de bases, a base gravitacional quase sempre são substituídas por outros tipos de fundeio.

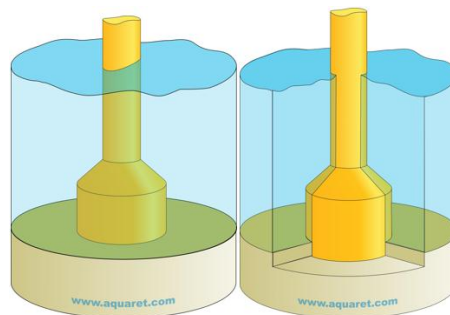


Figura 15 – Sistema de base gravitacional, de adequabilidade generalizada e com uma base de penetração adequada para fundo sedimentário, respectivamente. (AQUA-RET PROJECT, 2012)



Figura 16 - Construção e instalação das bases gravitacionais. (DEWAELE, 2012)

### 3.1.3. Monopile

Para instalação de turbinas maremotrizes, dificilmente são realizadas operações submarinas nos locais de interesse utilizando mergulhadores ou veículos operados remotamente devido às altas velocidades de fluxo e períodos limitados de maré baixa. Deste modo, a empresa *Marine Current Turbine*<sup>TM</sup> desenvolveu um conceito de turbina sustentada

pelo uso de um monopile instalado com auxílio de um barco de perfuração. (FRAENKEL, 2002)

Um monopile é uma torre tubular de aço inserido num orifício perfurado no fundo do mar. Um barco de perfuração pode fazer o furo, geralmente em superfícies rochosas no fundo do mar, utilizando uma broca rotativa para rochas e em seguida instalando a torre de sustentação usando um guindaste de bordo. A maioria dos locais com correntes de alta velocidade tendem a ter seu fundo duro ou rochoso pois as erosões das correntes tendem a remover qualquer material solto. O uso de um monopile oferece uma solução intermediária, com vantagens de custo sobre as outras opções citadas. (FRAENKEL, 2006)

A turbina *Seaflow* foi o primeiro projeto com base monopile, lançado em 30 de maio de 2003. Com um monopile de 2,1 metros de diâmetro e instalado em uma profundidade média de 25m, sustenta um rotor de fluxo axial com diâmetro de 11 m que gera uma potência nominal de 300 kW, que pode ser superada com o escoamento favorável (FRAENKEL, 2006)



Figura 17 – A turbina Seaflow em operação e içada para manutenção ou inspeção do conjunto gerador, respectivamente. Fonte: (FRAENKEL, 2007)

O conjunto rotor-gerador pode ser levantado por meio de cilindros hidráulicos, de modo a deslizar para cima do monopile para uma posição acima da superfície, facilitando a manutenção ou reparação utilizando até um pequeno barco. Acredita-se que este é um requisito vital para manutenções já que o uso de mergulhadores ou qualquer outra forma de intervenção submarina é praticamente impossível em locais com fortes correntezas.

A turbina *SeaGen S*, instalada em Strangford Lough, em 2008, foi o primeiro projeto de energia renovável marinha a ser credenciado pelo *Office of Gas and Electricity Markets* (OFGEM) como uma estação de energia comercial e que funciona regularmente com potência nominal total. (FRAENKEL, 2006)



Figura 18 – A turbina *SeaGen S* içada para manutenção. (JHA, 2008)

A Figura 18 mostra a turbina *SeaGen S* com seus rotores montados nas extremidades exteriores de um par de braços (tipo asas). Cada rotor conduz um trem de força que consiste em uma caixa multiplicadora de velocidades e um gerador de cada lado, avaliado em cerca de 500kW. A potência nominal total é de cerca de 1 MW. A turbina *SeaGen* produz três vezes a potência da turbina *Seaflow*.

#### **3.1.4. Sistemas Flutuantes**

Embora um sistema flutuante pareça ser mais versátil, já que a sua instalação ou remoção é relativamente rápida e assim se tem um baixo custo, a amarração e ancoragem de turbinas em mar aberto com segurança e confiabilidade é tecnicamente difícil de ser realizada, pois, além de serem sujeitas a variações das condições de operação, existe uma grande componente da força ascendente sobre as fixações, e da força de arrasto horizontal. Um exemplo de sistema flutuante foi mostrado na Figura 10.

Todos esses fatores complicam a instalação, contudo a instalação de um ancoradouro de catenárias com grandes pesos pode solucionar esse tipo de problema. A tecnologia utilizada pela indústria de petróleo e gás offshore para amarração semissubmersíveis podem oferecer uma solução possível.



Figura 19 – Exemplo de plataforma semissubmersível. (MARTINEZ, 2014)

A *Scotrenewables Tidal Power Ltd.*, desenvolveu em 2011, um protótipo gerador de 250kW que consiste em dois rotores ligados ao flutuador por meio de braços mecânicos capazes de içar os rotores para uma posição horizontal de maneira a facilitar a locomoção e o acesso às pás. Os componentes geradores ficam posicionados na área interna do flutuante e é acessível por meio de alçapões no convés, o que facilita o acesso e manutenção (SCOTRENEWABLES TIDAL POWER LTD., 2015).

A figura 20 apresenta o conceito projetado pela empresa escocesa, o SR250. A posição (a) ilustra o sistema em modo de operação. É possível observar na parte inferior do conjunto as amarras do sistema de fundeio do equipamento. A posição (b) mostra a retração dos braços, chamada de *survival mode*, que visa facilitar o seu transporte e manutenção.

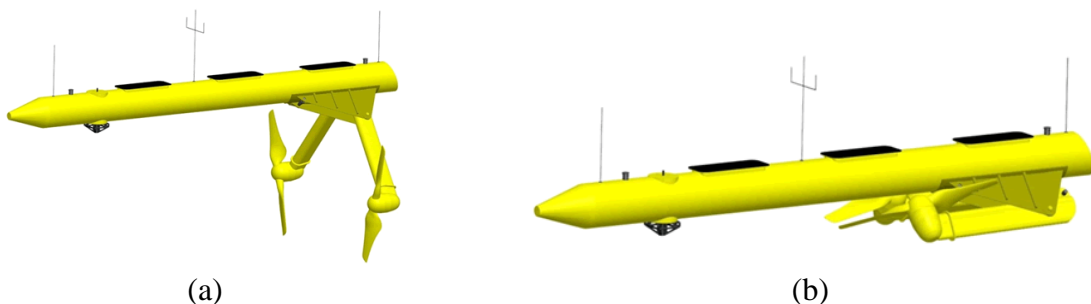


Figura 20 – Modelo Scotrenewables SR250. (SCOTRENEWABLES TIDAL POWER LTD., 2015)



O conceito obteve sucesso em testes em rios, convertendo energia cinética das correntezas e, no mar, convertendo energia das marés. Seguindo o mesmo modelo, está sendo desenvolvido pela empresa, o que promete ser uma das maiores turbinas maremotrizes do mundo, com 2MW de potência (BUTTERFIELD, 2014). A tabela 6 apresenta uma comparação entre os parâmetros técnicos da turbina do projeto Tucunaré, a HTUC 01, do protótipo em funcionamento SR250, do projeto em execução de 2MW, a SR2000.

Tabela 6 – Comparação entre HTUC 01, SR250 e SR2000. (HAMILTON, 2014)

Parâmetro	HTUC 01	SR250*	SR2000*
Potência (kW)	500	250	2000
Massa (ton)	32,3 + flutuador	100	400
Velocidade média da corrente (m/s)	2,5	2,5	3,0
Comprimento (m)	5,0	33,6	50,0
Diâmetro (m)	3,0	2,2	3,5
Diâmetro do rotor (m)	10	8	16
Calado mínimo (m)	n/a	4	6
Calado máximo (m)	n/a	12	20

Segundo HAMILTON (2014), o posicionamento das pás a baixas profundidades permite um maior ganho energético por conta do perfil de velocidades que se forma no escoamento. Quanto mais próximo à superfície, maior a velocidade da corrente e, então, maior o potencial energético do escoamento, como pode ser observado na figura 21:

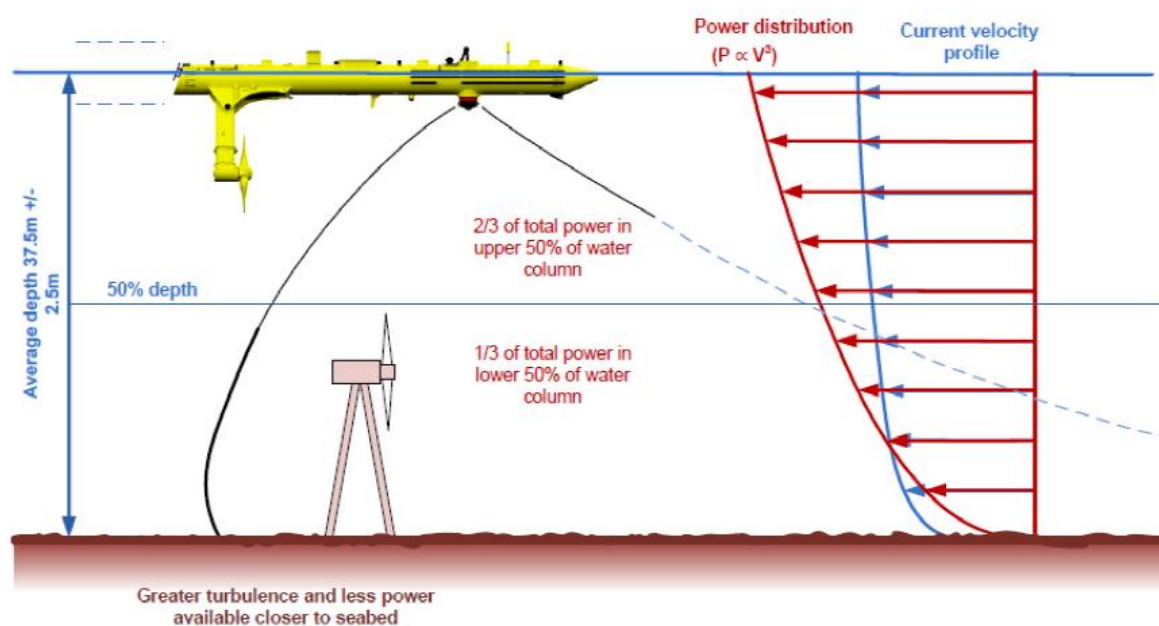


Figura 21 – Perfil de escoamento para geração de energia. (HAMILTON, 2014)

Com auxílio da figura 21, Hamilton (2014) mostra que, aproximadamente, 2/3 do potencial total de geração de energia estão em profundidades inferiores a 50% da distância entre a linha d'água e o fundo. Em comparação com modelos de turbinas que são ancoradas no fundo do mar (ou rio), é evidente o melhor aproveitamento do potencial em turbinas flutuantes.

### 3.2. SISTEMAS PROPOSTOS PELO PROJETO TUCUNARÉ

No Relatório Parcial do Projeto Tucunaré, (GIRÃO e MIRANDA, 2012), são encontradas as concepções iniciais do sistema de fundeio propostas anteriormente, contudo, a maioria foi rejeitada, pois apresentavam grandes dimensões, necessidade de grande quantidade de materiais para a fabricação, aumentando o seu custo, e além disso todos apresentam a limitação em relação a posição da turbina. Uma vez instaladas, a turbina seria fixa e quaisquer erros relacionados a avaliação hidrológica e a fase de fundamento apresentariam riscos para o projeto.

As figuras abaixo ilustram os sistemas apresentados como solução proposta para o fundeio da HTUC 01 no Relatório Parcial do Projeto Tucunaré (GIRÃO e MIRANDA, 2012)

- Variação da Concepção Pilar-Difusor (VCS P-D):

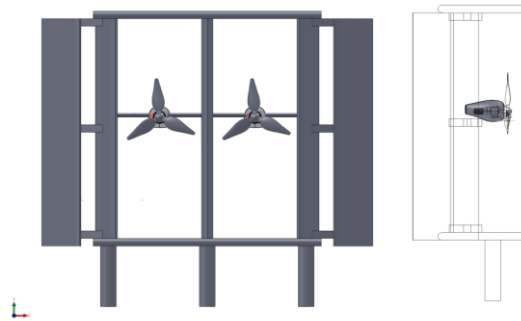


Figura 22 - Vista frontal e vista lateral com sistema de geração detalhado. (GIRÃO e MIRANDA, 2012)

- Concepção Inicial Tipo Pilar-Difusor:

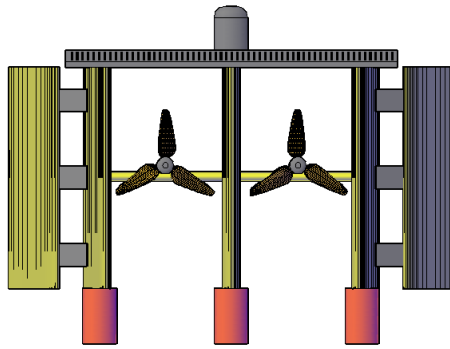


Figura 23 - Visão Frontal da Concepção Inicial Tipo Pilar-Difusor. (GIRÃO e MIRANDA, 2012)

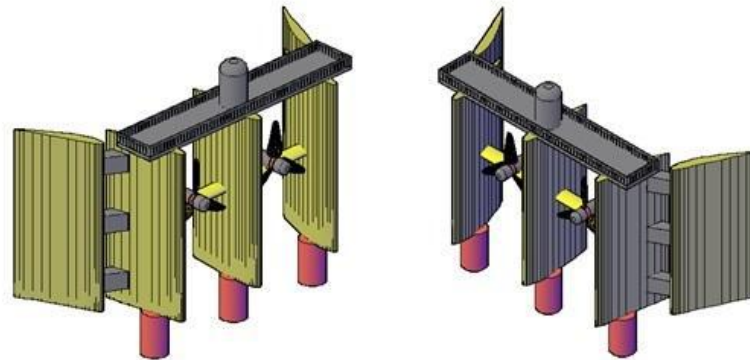


Figura 24 - Visão em Perspectiva da Concepção Inicial Tipo Pilar-Difusor. (GIRÃO e MIRANDA, 2012)

- Concepção Pilar com Difusor

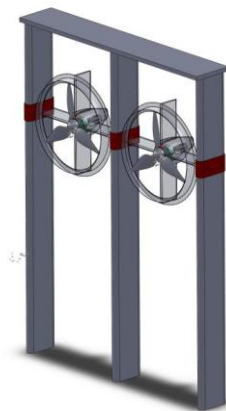


Figura 25 - Vista em perspectiva. (GIRÃO e MIRANDA, 2012)

A partir dos problemas citados em sistemas fixos, foi proposto um sistema do tipo catamarã com três flutuadores (trimarã) por meio de uma gôndola, como pode ser observado na figura 26. O modelo tem como característica positiva a mobilidade, cuja principal virtude é facilitar o transporte a partir do estaleiro até seu ponto de fundeio, utilizando as vias fluviais da região. A leveza e a aparente simplicidade de projeto também são pontos considerados a favor.



Figura 26 – Modelo “Enterprise” ou Conceção tipo flutuador com içamento externo. (GIRÃO e MIRANDA, 2012)

Contudo, a sua concepção estética não contempla a necessidade de içamento da unidade geradora para manutenção, sendo necessária a construção de um módulo de içamento externo e independente que demanda maiores custos.

Outra dificuldade apresentada pelo modelo reside na logística de transporte. Caso seja necessário o deslocamento da unidade geradora por meio de outros modais, o deslocamento do conjunto via reboque fluvial torna-se complexo, já que seu calado é muito elevado, permitindo a navegação somente por águas profundas, mesmo que fossem retiradas as pás da turbina.

Por estes motivos, justificou-se a idealização de um modelo de flutuador com içamento independente por meio de sistema de cabos instalados no próprio flutuante. Foram propostos dois conceitos: um para recebimento de um difusor em formato cilíndrico e outro para um formato quadrado, conforme pode ser observado na figura 27 e 28, respectivamente. A ideia, além de promover a economia de custos de construção, eliminando a necessidade de outro equipamento para içamento e manutenção, aperfeiçoa o sistema em casos de manutenções.

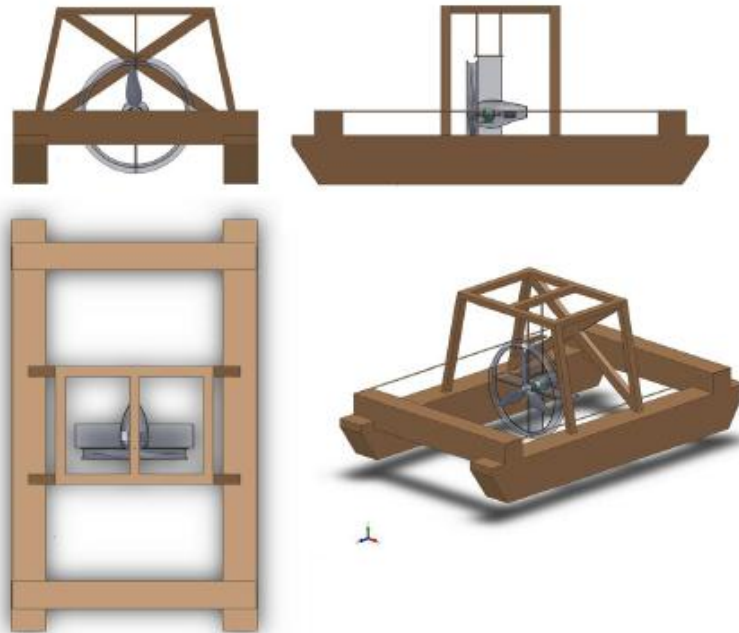


Figura 27 – Flutuador com içamento independente para difusor cilíndrico



Figura 28 – Flutuador com içamento independente para difusor quadrado

O principal desafio encontrado para a execução deste projeto consiste na necessidade de uma superestrutura para a sustentação da unidade geradora e para seu posicionamento acima da linha d'água, pois elas contam com um difusor de grandes dimensões (10 metros de diâmetro, no mínimo). A estrutura necessária para uma altura admissível no içamento, a fim de obter acesso à turbina deveria ter uma altura mínima de cinco metros. A construção desse sistema exigiria grandes quantidades de materiais e estruturas extremamente reforçadas e complexas, que não se justificam por serem raramente acionadas.

## 4. IÇAMENTO DA TURBINA

Como ideia inicial, o flutuante contará com quatro braços que serão parte fundamental na sustentação e no içamento da turbina. O sistema será movido por um motor elétrico de revolução alimentada pela própria turbina. O motor deverá ser acoplado em um redutor de engrenagens, convertendo potência em torque. O redutor, por sua vez, deverá estar acoplado a um diferencial, para transmitir o torque para os braços de maneira uniforme e, assim, efetuar o içamento da turbina.

O sistema de içamento só poderá ser acionado após frenagem total do rotor da turbina e posicionamento específico das pás de maneira que, durante a atividade de içamento, as pás não colidam com o casco, o que pode ocasionar em danos às pás e à embarcação.

As forças que atuam na turbina durante o içamento são peso, empuxo e arrasto da turbina em movimento. As forças peso e empuxo não variam com movimento e tem seus valores calculados no item 2.1. Já o arrasto, será calculado seguindo a mesma metodologia apresentada no item 2.2.2. Entretanto, para o coeficiente de arrasto, será considerada a turbina como um elipsoide em escoamento laminar, o qual, segundo Çengel (2011), possui um coeficiente de arrasto  $C_D = 0,3$  para  $L/D = 2,66$ , e área de superfície igual a  $A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$ , onde  $L$  é o comprimento da turbina e  $D$  o diâmetro máximo da nacele.

Então, estimando uma velocidade tangencial da turbina, durante o içamento, de 1m/s que se soma ao escoamento do rio que já possui uma corrente de 4m/s, considera-se uma corrente de 5m/s passando pela turbina durante o içamento. Assim a força de arrasto é dada por:

$$F_D = \frac{1}{2} C_D \rho A U^2 = 11,77 \text{ kN}$$

Observa-se que a força de arrasto para este caso é baixa em relação às calculadas para as pás. Contudo, esta força gera um torque e, dependendo do comprimento do braço que sustenta a turbina, pode gerar um momento fletor considerável, importante para o dimensionamento.

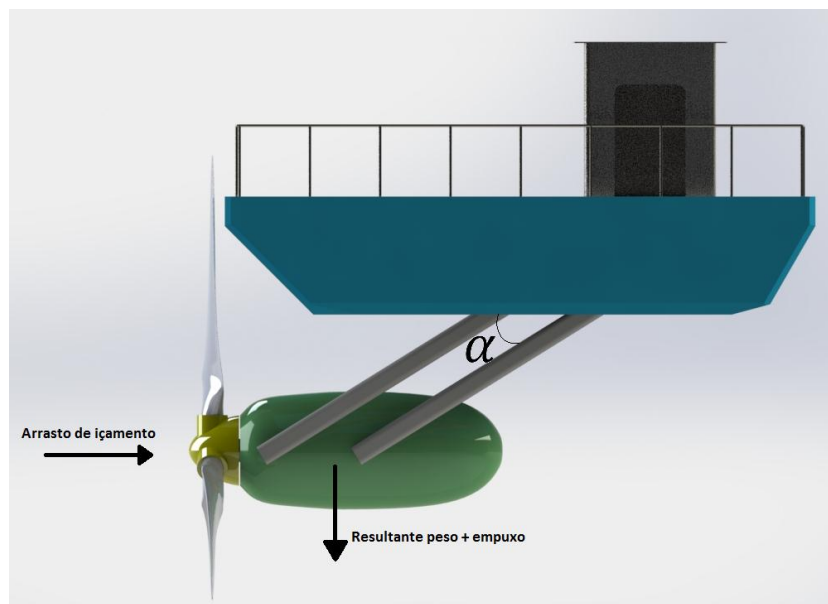


Figura 29 – Forças atuantes no içamento

A figura 29 mostra os esforços que atuam na turbina durante o içamento e são transmitidos para o braço. As decomposições dos vetores de arrasto e resultante do peso e do empuxo nas direções tangencial e axial em relação ao ângulo  $\alpha$  na extremidade do braço em que a turbina é acoplada são apresentados na tabela 7 considerando apenas um braço, para melhor estimativa do torque total necessário.

Tabela 7 – Valores das sollicitações na extremidade do braço

Ângulo (°)	Peso e empuxo (kN)		Arrasto (kN)		Resultante (kN)	
	Tangencial	Axial	Tangencial	Axial	Tangencial	Axial
90	0.00	68.58	174.25	0.00	174.25	68.58
85	5.98	68.31	173.59	-15.19	179.56	53.13
80	11.91	67.53	171.60	-30.26	183.51	37.27
75	17.75	66.24	168.31	-45.10	186.06	21.14
70	23.45	64.44	163.74	-59.60	187.20	4.84
65	28.98	62.15	157.92	-73.64	186.91	-11.49
60	34.29	59.39	150.90	-87.13	185.19	-27.74
55	39.33	56.17	142.74	-99.95	182.07	-43.77
50	44.08	52.53	133.48	-112.01	177.56	-59.47
45	48.49	48.49	123.21	-123.21	171.70	-74.72
40	52.53	44.08	112.01	-133.48	164.54	-89.40
35	56.17	39.33	99.95	-142.74	156.12	-103.40
30	59.39	34.29	87.13	-150.90	146.51	-116.62
25	62.15	28.98	73.64	-157.92	135.79	-128.94
20	64.44	23.45	59.60	-163.74	124.04	-140.29
15	66.24	17.75	45.10	-168.31	111.34	-150.56
10	67.53	11.91	30.26	-171.60	97.79	-159.69
5	68.31	5.98	15.19	-173.59	83.50	-167.61
0	68.58	0.00	0.00	-174.25	68.58	-174.25

A partir dos dados da tabela 7, é possível verificar graficamente o comportamento das solicitações em relação ao ângulo de basculamento e, com auxílio destes dados, dimensionar os braços por meio do momento máximo gerado pelo sistema. É importante salientar que as resultantes axiais das forças de peso e empuxo e de arrasto atuam em direções opostas. Enquanto peso e empuxo geram tração no braço, sujeitando-o à ruptura, o arrasto gera compressão, podendo resultar em flambagem. O dimensionamento do braço deve considerar estes fatores.

Os braços de sustentação serão compostos por uma viga com perfil “W”, amplamente empregada em elementos estruturais de altas solicitações e será envolta por um perfil em formato de elipse para minimizar a força de arrasto que atua sobre os mesmos. A partir do maior momento atuante no braço, é calculado o módulo de resistência à flexão mínimo, ou módulo de seção mínimo, requerido para o elemento estrutural por meio da equação (22).

$$W_{min} = \frac{|M_{m\acute{a}x}|}{\sigma_{adm}} \quad [m^3] \quad (22)$$

Onde:

$M_{m\acute{a}x}$  é o momento fletor máximo atuante no braço;

$\sigma_{adm}$  é a tensão admissível para o braço dado por  $\frac{\sigma_e}{f_s}$ ;

$\sigma_e$  é a tensão de escoamento do material empregado no braço;

$f_s$  é o fator de segurança.

O peso e as dimensões do braço também influenciam em seu dimensionamento e, portanto, para o procedimento, foi criada uma rotina iterativa em Excel de modo a se chegar em uma seção ideal. O algoritmo se baseia na massa específica do perfil onde, parte-se de uma estimativa inicial, encontra-se o peso do braço, calcula-se o maior momento e o módulo de seção mínimo e, após, o próprio programa seleciona o perfil em uma lista retirada do portal The Engineering Toolbox (2015). Após selecionar o perfil, o sistema retorna a massa específica daquele perfil que, caso haja divergência com aquela inicialmente introduzida, a rotina recomeça com a nova massa específica até que o perfil ideal seja selecionado. O fluxograma apresentado na figura 30 apresenta esta rotina:



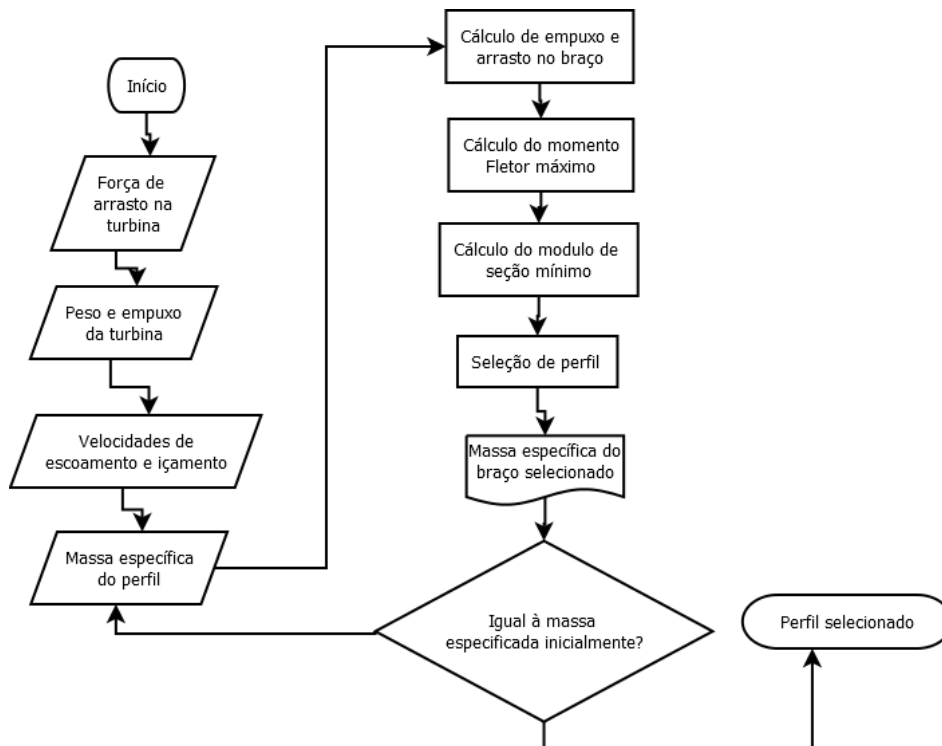


Figura 30 – Fluxograma da rotina de seleção de perfil para o braço da turbina

Considera-se que a turbina só apresenta funcionamento quando os braços estão em posição de serviço, ou seja, a  $90^\circ$ . Portanto, a força de arrasto que atua na turbina em funcionamento só é considerada para este caso. Nos demais casos foi considerado o arrasto sobre a turbina parada e o arrasto nos braços. O arrasto também foi dividido pelo número de braços, já que todos sofrem igualmente a carga. Outro parâmetro considerado foi o comprimento de 7 metros para cada braço.

O arrasto no braço foi calculado por meio da equação (19), com o coeficiente de arrasto  $C_D$  igual a 0,2 considerado para haste elíptica em escoamento turbulento (ÇENGEL, 2011). Considerando que uma elipse, fabricada com material leve, já que não suporta a carga da turbina, de 700 mm por 400mm consiga englobar perfeitamente o perfil estrutural selecionado, como pode ser observado na figura 31, foi possível calcular uma força de arrasto máxima de 0,69 kN/m ou, para os 7 metros, 4,86 kN por braço.

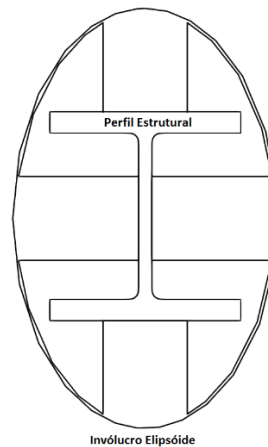


Figura 31 – Esquema do invólucro do perfil estrutural do braço

Por meio do algoritmo apresentado, foi possível obter os seguintes resultados:

Tabela 8 – Forças resultantes em cada braço.

Resultados por braço		
<b>Força tangencial máxima (funcionamento)</b>	534.49	kN
<b>Resultante tangencial máxima</b>	197.48	kN
<b>Resultante radial máxima</b>	84.14	kN
<b>Momento máximo</b>	1345.33	kN.m

Aplicando a equação (22) e um fator de segurança  $f_s$  de 1,5, e tomando as propriedades do material aço ASTM A36 como limite de escoamento a 250MPa e Limite de resistência à tração a 500MPa, foi possível selecionar a viga com perfil W 310 x 310 x 283, cujo módulo de seção equivale a 8622 cm<sup>3</sup>, frente ao mínimo calculado de 8072 cm<sup>3</sup>, massa específica de 226,4 kg/m, largura (W) igual a 322 mm e altura (h) igual a 365mm, dimensões que podem ser observadas na figura 32. A tração atuante dada pela razão entre carga radial máxima e área da seção transversal (0,036 m<sup>2</sup>) foi de apenas 2,34 MPa, o que é bem inferior ao limite de resistência à tração. A massa de cada braço foi de aproximadamente 1584,8 kg.

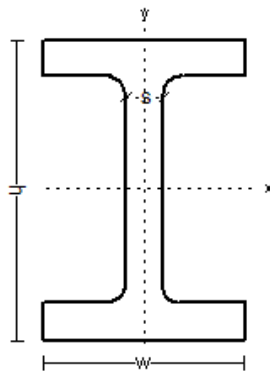


Figura 32 – Perfil viga W

Para se estimar um possível motor para movimentar o içamento, realiza-se o mesmo estudo, entretanto, considerando a massa dos quatro braços e, então, calculando o maior torque possível durante o momento do içamento com a turbina parada. Foi possível, então, chegar aos seguintes resultados:

Tabela 9 – Resultante das forças totais no içamento

Ângulo	Turbina				Braços				Sistema		Torque (kN.m)
	Peso e empuxo		Arrasto		Peso e empuxo		Arrasto		Resultante		
	Tangencial	Axial	Tangencial	Axial	Tangencial	Axial	Tangencial	Axial	Tangencial	Axial	
90	0.00	274.30	11.77	0.00	0.00	62.25	0.00	-19.44	11.77	317.11	82.39
85	23.91	273.26	11.73	-1.03	5.43	62.01	1.69	-19.30	42.75	314.95	274.32
80	47.63	270.13	11.59	-2.04	10.81	61.31	3.33	-18.86	73.36	310.54	464.03
75	70.99	264.95	11.37	-3.05	16.11	60.13	4.86	-18.14	103.34	303.90	649.95
70	93.82	257.76	11.06	-4.03	21.29	58.50	6.25	-17.17	132.42	295.06	830.53
65	115.92	248.60	10.67	-4.97	26.31	56.42	7.45	-15.97	160.35	284.07	1004.29
60	137.15	237.55	10.19	-5.89	31.13	53.91	8.42	-14.58	186.89	270.99	1169.81
55	157.33	224.69	9.64	-6.75	35.71	50.99	9.14	-13.05	211.81	255.89	1325.76
50	176.32	210.13	9.02	-7.57	40.01	47.69	9.57	-11.41	234.92	238.84	1470.89
45	193.96	193.96	8.32	-8.32	44.02	44.02	9.72	-9.72	256.02	219.93	1604.06
40	210.13	176.32	7.57	-9.02	47.69	40.01	9.57	-8.03	274.95	199.28	1724.26
35	224.69	157.33	6.75	-9.64	50.99	35.71	9.14	-6.40	291.57	177.00	1830.56
30	237.55	137.15	5.89	-10.19	53.91	31.13	8.42	-4.86	305.77	153.22	1922.21
25	248.60	115.92	4.97	-10.67	56.42	26.31	7.45	-3.47	317.44	128.09	1998.55
20	257.76	93.82	4.03	-11.06	58.50	21.29	6.25	-2.27	326.53	101.77	2059.09
15	264.95	70.99	3.05	-11.37	60.13	16.11	4.86	-1.30	332.99	74.43	2103.47
10	270.13	47.63	2.04	-11.59	61.31	10.81	3.33	-0.59	336.81	46.26	2131.44
5	273.26	23.91	1.03	-11.73	62.01	5.43	1.69	-0.15	337.98	17.46	2142.93
0	274.30	0.00	0.00	-11.77	62.25	0.00	0.00	0.00	336.55	-11.77	2137.98

A partir da Tabela 9, é possível inferir que o torque máximo é de 2142,93 kN.m e ocorre para um ângulo de 5°. O motor será, então selecionado para este torque.

A potência necessária para efetuar o içamento é dada por:

$$P_{ot} = \frac{T_{m\acute{a}x} \cdot \pi \cdot 2 \cdot V_{pr}}{60000 \cdot \eta} \text{ [kW]} \quad (23)$$

Onde:

$T_{m\acute{a}x}$  é o torque máximo de içamento;

$V_{pr}$  é a rotação de içamento da turbina em rpm;

$\eta$  é o fator de eficiência

Para uma velocidade tangencial da turbina de 0,5 m/s durante o içamento e um fator de eficiência de 98% para motor elétrico, é possível, por meio da equação (21), calcular a potência total necessária para erguer a turbina:

$$P_{ot} = 156,19 \text{ kW}$$

Com este dado, comprova-se a viabilidade do içamento e possibilita-se a seleção de um motor Siemens ILG4 318 6EA9, cuja potência nominal é de 186 kW. Os dados importantes a serem extraídos do catálogo técnico deste modelo são seu peso, 1180 kg e dimensões 1402x1000x1000 (C x L x A) (SIEMENS). Com isto é possível ter uma estimativa inicial da carga e do espaço ocupado no interior do módulo central da embarcação, que será detalhada no capítulo 6.

## 5. CONCEITOS NÁUTICOS

A partir dos conceitos apresentados no capítulo anterior, define-se a escolha do sistema flutuante para sustentação da turbina. Assim com o objetivo de facilitar a identificação e ilustração de alguns elementos do projeto, serão apresentados a seguir os principais termos náuticos utilizados.

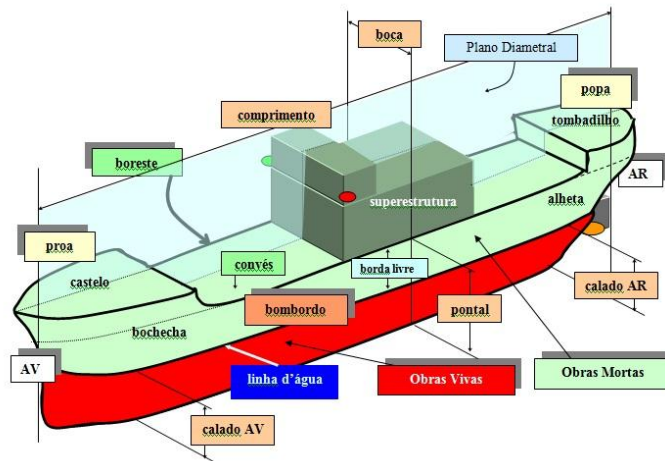


Figura 33 – Nomenclatura de uma embarcação. Fonte: (LINO, 2011)

A partir da figura 33, classifica-se a estrutura física externa de uma embarcação:

- Bojo: Parte da carena formada pelo contorno de transição entre o fundo do navio e o costado;
- Borda: Limite superior do costado, que pode terminar à altura do convés;
- Bordos: São as duas partes simétricas em que o casco da embarcação é dividido pelo plano diametral. Boreste (BE) é a parte à direita e Bombordo (BB) é a parte à esquerda, tomando-se como referencial situado no plano diametral e olhando para a proa.
- Calado: Distância entre a linha d'água e o ponto mais profundo da embarcação, isto é, a profundidade da embarcação à plena carga;
- Casco: Corpo da embarcação sem mastreação, aparelhos ou acessórios. Possui um plano de simetria chamado Plano Diametral.
- Costado: Invólucro lateral do casco, formado pelo revestimento do navio acima do bojo;
- Meia nau: Plano transversal central do casco, compreendido entre a proa e a popa;
- Obras mortas: Parte do casco acima do plano de flutuação ou linha d'água à plena carga;

- Obras vivas e carena: Parte do casco abaixo do plano de flutuação ou linha d'água à plena carga;
- Pontal: Altura da carena, medindo-se a partir do bojo à borda livre;
- Popa: Parte posterior da embarcação;
- Proa: Parte anterior da embarcação, no sentido de sua marcha normal;
- Seção Mestra: Plano que corta a embarcação transversalmente e divide popa e proa;
- Superestrutura: Construções feitas sobre o convés principal, estendendo-se, ou não, de um bordo a outro, cuja sua cobertura ainda é um convés.

Quanto à movimentação de uma embarcação, é possível observar na Figura 34 seis graus de liberdade, sendo três translacionais e três rotacionais:

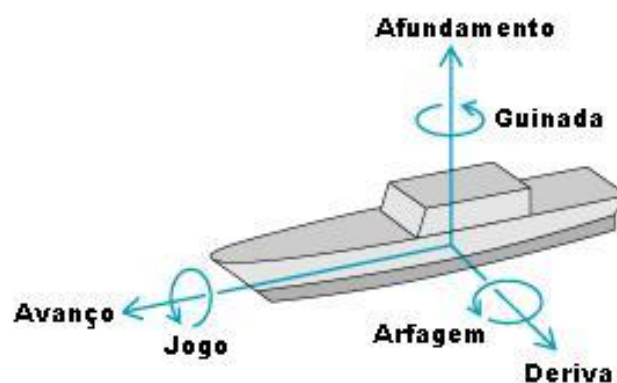


Figura 34 – Graus de liberdade de uma embarcação. Fonte: (BARROS e BARCAROLO, 2009)

- Afundamento: Direção que caracteriza a posição da embarcação em relação à linha d'água;
- Arfagem (Trim): Rotação da embarcação em relação ao eixo de deriva. Caracteriza o balanço em relação à linha d'água.
- Avanço (Surge): Direção de cruzeiro da embarcação, à vante ou à ré;
- Deriva (Sway): Direção perpendicular ao plano diametral;
- Guinada (Yaw): Rotação em relação ao eixo de afundamento. Caracteriza a mudança de direção da embarcação em cruzeiro;
- Jogo (Roll): Angulação em relação ao eixo de avanço;

Uma embarcação comum é dotada de elementos estruturais internos, que atuam na sustentação, e o chapeamento que, além de complementar a estrutura, permite a estanqueidade da embarcação. Os elementos estruturais internos para este porte de embarcação são dispostos em relação à seção transversal feita à meia-nau, também chamada de seção mestra, conforme mostra a figura 35:

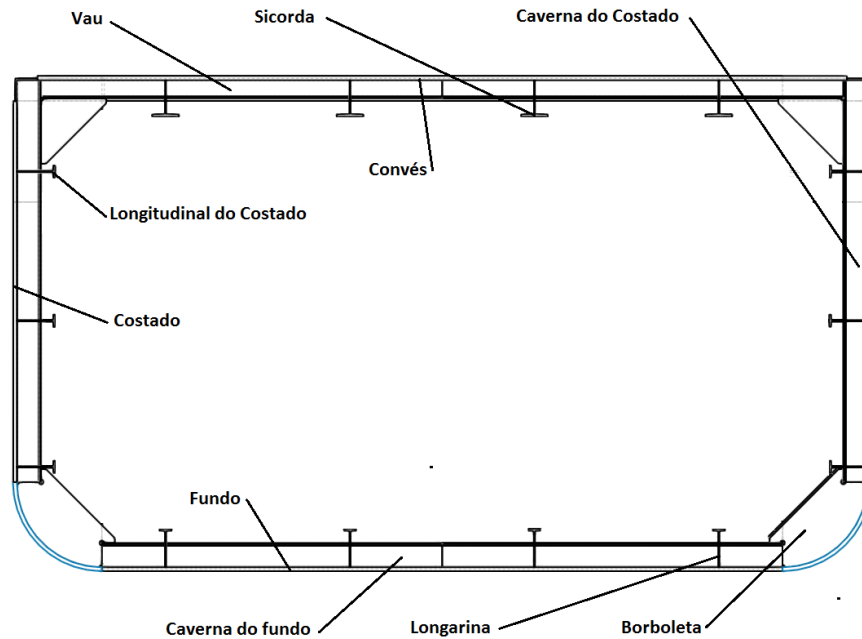


Figura 35 – Seção mestra da embarcação e identificação dos elementos estruturais

- Bojo: Parte da carena, formada pelo contorno de transição entre a parte horizontal, ou fundo da embarcação, e sua parte vertical, ou costado.
- Borboletas: Pedacos de chapa em forma de esquadro, que servem de ligação de dois perfis, duas peças quaisquer, ou duas superfícies que fazem ângulo entre si. Na embarcação a ser projetada, estará presente principalmente na união entre as cavernas de fundo e costado e os vaus.
- Cavernas: Presentes ao fundo e nos costados, são elementos estruturais transversais ligados por meio de borboletas. Formam o arcabouço da embarcação e servem para dar apoio ao chapeamento exterior de fundo e costado, mantendo a forma do casco.
- Longarinas: Estrutura longitudinal posicionada ao fundo de proa a popa, na parte interna das cavernas, ligando-as entre si. Servem, também, de apoio para o chapeamento de fundo
- Longitudinais: Designação genérica das vigas estruturais da embarcação, dispostas no sentido longitudinal entretanto, neste trabalho, será a referência para as peças longitudinais do costado.
- Pé de carneiro: Pilar posicionado no interior do cavername com a finalidade de reduzir o vão livre das estruturas.
- Sicordas: Estruturas posicionadas longitudinalmente de proa a popa num convés ou numa coberta, ligando os vaus entre si. Serve de apoio para o chapeamento do convés.
- Vaus: Vigas transversais que dão suporte ao convés da embarcação. Liga o vão entre os bordos (ou costados) da embarcação.

## **6. SISTEMA DE FLUTUAÇÃO E FUNDEIO**

O sistema de flutuação é essencial para a sustentação da turbina pois o projeto requer posicionamento correto da turbina em relação à profundidade, garantia de sua estabilidade e praticidade para o içamento da turbina para manutenção. Em conjunto com o sistema de fundeio, ele deve proporcionar o nivelamento do equipamento em relação à linha d'água de maneira a manter seu equilíbrio em funcionamento diante das condições impostas pelo ambiente em que o conjunto está inserido.

### **6.1. DEFINIÇÃO DO PROBLEMA**

Considerando estudos realizados por Teixeira (2014) e Fonseca e Araújo (2013), e o comportamento dos esforços atuantes no conjunto, conforme discriminados no item 0 deste projeto, foi realizado um estudo visando indicar uma solução eficaz para o sistema de flutuação. Este estudo levou em consideração soluções já existentes em trabalhos anteriores, soluções já aplicadas no mercado em equipamentos de menor ou mesmo porte apresentados no capítulo 3.

Observa-se, nos resultados obtidos no capítulo 2, que o volume da turbina é suficiente para gerar uma força de empuxo capaz de flutuar  $1/3$  da força peso da turbina. Este comportamento contribui para a compactação do sistema de flutuação, já que não há necessidade de suportar o peso integral do conjunto gerador. Entretanto, ainda há a necessidade de construção de uma embarcação flutuante que mantenha a estabilidade da turbina. Deve ser considerado, também, a necessidade de içamento da mesma para eventuais manutenções.

### **6.2. FLUTUANTE**

Devido à distribuição física dos componentes da turbina, é possível desenvolver um flutuante compacto, que possa ter como pontos positivos sua locomoção facilitada e a possibilidade de posicionamento de um maior número de turbinas em uma mesma área.

A principal vantagem observada no projeto da Scotrenewables reside no posicionamento dos componentes de geração e no acesso facilitado às máquinas, já que também possui um flutuante que se encontra na linha d'água, reduzindo os custos de manutenção do conjunto. No caso da HTUC 01, todos os componentes geradores se



encontram submersos, no interior da nacela da turbina, dificultando assim o plano de manutenção dos equipamentos internos devido a necessidade de utilização de mergulhadores ou de sistemas de içamento. Por isto, visando uma futura concorrência entre os modelos apresentados e um custo de manutenção reduzido, é imprescindível que o projeto do flutuante contemple um plano de içamento simples, eficiente e de custo baixo.

No entanto, é evidente que a construção de grandes estruturas como o difusor do projeto, torna o sistema de içamento complexo e de grandes dimensões, o que aumenta seu custo, resultando em um produto oneroso de produção e manutenção. Assim, considerando as soluções propostas e existentes, é possível levantar alguns pontos importantes que devem ser admitidos para a concepção de um sistema eficaz:

- Boa navegabilidade em águas rasas (baixo calado);
- Promover estabilidade para o funcionamento adequado da turbina;
- Sistema prático de içamento e nivelamento do módulo gerador;
- Sistema modular, que permita desmontagem em caso de remoção para outros vertedouros;
- Estrutura simples, de fácil construção;
- Baixo custo de construção e manutenção.

### 6.2.1. Estratégia de solução para o problema

A estratégia traçada para o projeto baseia-se em um método iterativo de tomada de decisões visando a apresentação de um flutuante tecnicamente viável, estável e econômico de acordo com as condições normais de operação. O fluxograma apresentado na Figura 36 ilustra melhor o processo.

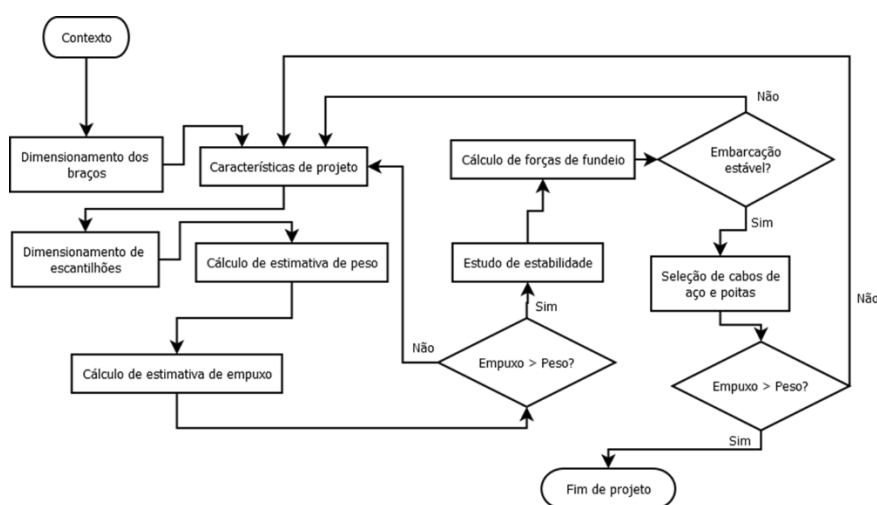


Figura 36 – Fluxograma de projeto do flutuante

Para o projeto do flutuante parte-se de um contexto onde os braços de sustentação já foram dimensionados e o peso dos mesmos é levado em conta juntamente com o momento gerado pelo funcionamento da turbina.

Assim inicia-se pela definição das características principais de projeto, a saber, boca moldada, largura, comprimento, pontal, quantidade de elementos estruturais, espaçamento entre elementos estruturais, formato detalhado da embarcação, calado, perfil dos elementos estruturais, entre outros que serão melhor detalhados adiante. Com a entrada destas variáveis, programa-se uma rotina para calcular os escantilhões, ou seja, o perfil comercial e espessura de chapas adequada para cada elemento da embarcação. Conhecendo cada elemento estrutural e o volume ocupado, estima-se o peso total da embarcação e o empuxo característico.

Se o empuxo calculado for menor que o peso calculado, as características da embarcação deverão ser revistas de modo a buscar um modelo flutuante estável. Caso o empuxo seja maior, segue-se adiante com o estudo de estabilidade, que avalia a resultante dos momentos gerados pelo empuxo, peso e arrasto tanto na turbina quanto na embarcação.

A partir dos cálculos de estabilidade, é possível estimar as forças necessárias para o fundeio. Entretanto, as forças de fundeio são função do formato da embarcação e, ao serem aplicadas, interferem diretamente na estabilidade da mesma, o que caracteriza a possibilidade de um novo estudo de estabilidade. Caso seja constatado que a embarcação não esteja estável, retorna-se para as características de projeto e o processo é reiniciado até se obter um sistema estável.

Seleciona-se, por final, os elementos de fundeio como cabos de aço e molinetes (tambores). Realiza-se mais uma comparação entre o peso final, com todas as forças de fundeio e estabilidade atuando e o empuxo característico para confirmar a estabilidade, caso o resultado não seja satisfatório, o processo retorna às características de projeto, reiniciando o processo; caso apresentem condições satisfatórias, se dá fim ao processo.

Será adotada, para procedimento dos cálculos estruturais, a premissa de que cada módulo presente na embarcação seja uma balsa de serviços. Portanto, a metodologia de cálculo será baseada no que apresenta os manuais “Rules for Building and Classing Steel Barges” (AMERICAN BUREAU OF SHIPPING, 2014) e “Regras para Construção e Classificação de Balsas para Serviço Offshore” (BUREAU COLOMBO DO BRASIL, 2002). As regras apresentadas nos manuais balizam a construção e a certificação de classificação para balsas propelidas ou não, construídas com material naval, ou seja, aço ASTM A131 em componentes em contato direto com a água e ASTM A36 em componentes estruturais. Tais regras consistem em formulações semi-empíricas para o dimensionamento estrutural das

embarcações e é adotada por diversos estaleiros e projetos de embarcações de pequeno a grande porte. Usualmente, estaleiros adotam metodologias publicadas por entidades classificadoras em seus projetos de embarcações para que estas possam obter classificações antes mesmo de serem lançadas.

### 6.2.2. Modelo da embarcação flutuante

A partir da compilação dos pontos positivos de cada solução previamente apresentada, aproximou-se de uma ideia do flutuante equipado com um sistema de braços para a sustentação e içamento próprio da turbina. Nessa concepção, o flutuante deve apresentar um módulo central onde a turbina, dotada de uma escotilha na parte superior para acesso ao interior da nacela, será posicionada para locomoção ou manutenção. A figura 37 ilustra uma primeira proposta levantada com base nas características necessárias:

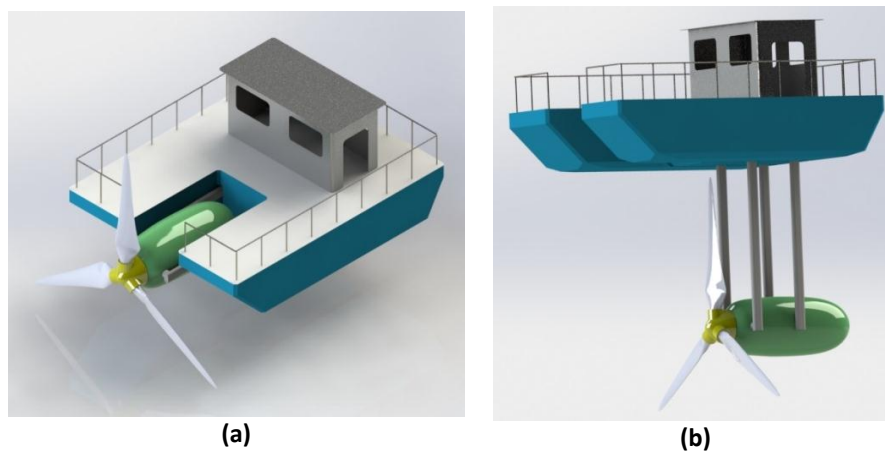


Figura 37 – Primeira representação do flutuante proposto em posição de manutenção (a) e de operação (b)

Visando maior mobilidade do conjunto, maior proteção e robustez do módulo de máquinas e simplificação de projeto, o flutuante foi separado em módulos, sendo dois módulos flutuantes nas laterais, responsáveis pela estabilidade do conjunto, e um módulo de máquinas ao centro, para abrigar o mecanismo de içamento e sustentação da turbina e demais instrumentos. A partir desta decisão chegou-se a um novo modelo de embarcação. O formato dos módulos foi inspirado em barcaças flutuantes de navegação fluvial, utilizadas em hidrovias, principalmente na região amazônica. O formato “chato” da embarcação, conforme figura 38, se dá pela economia e simplicidade de construção, já que estas embarcações navegam a baixas velocidades e, basicamente, em águas tranquilas, sem a presença de ondas altas, o que dispensa a necessidade de um formato de “quilha” utilizada para “cortar” o escoamento e amenizar o impacto das ondas.

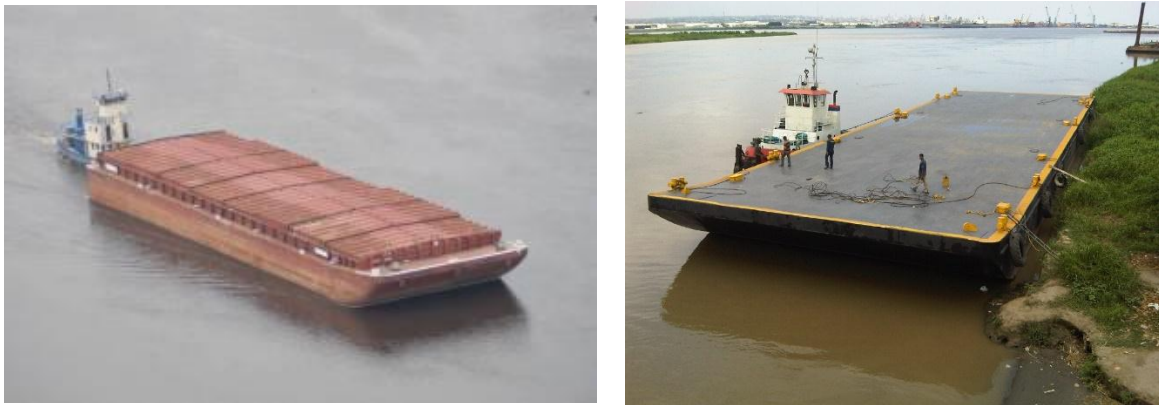


Figura 38 – Exemplos de barcaças chatas

A figura 39 mostra, em perspectiva, o formato final do flutuante, que será detalhado e estudado quanto sua viabilidade no decorrer deste trabalho.

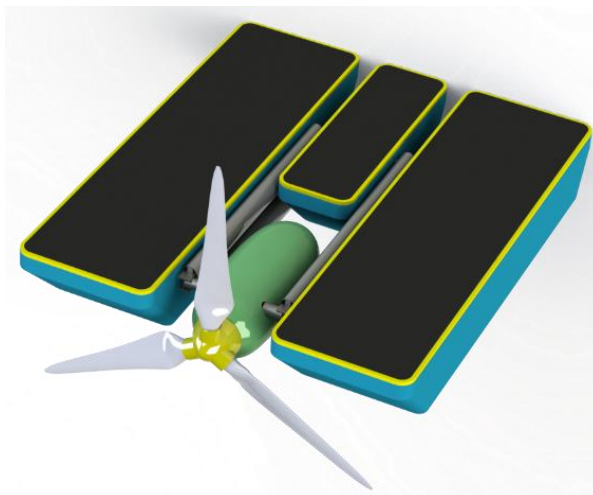


Figura 39 – Vista em perspectiva da nova disposição da embarcação

A figura 37 (b) e a figura 40 (c) mostra a posição de operação do conjunto da proposta. A distância entre os pivôs na turbina se dá de maneira que a resultante entre o centro de massa e o centro de carena da turbina esteja situado entre os mesmos. Este posicionamento visa minimizar os momentos solicitantes em cada braço durante a movimentação.

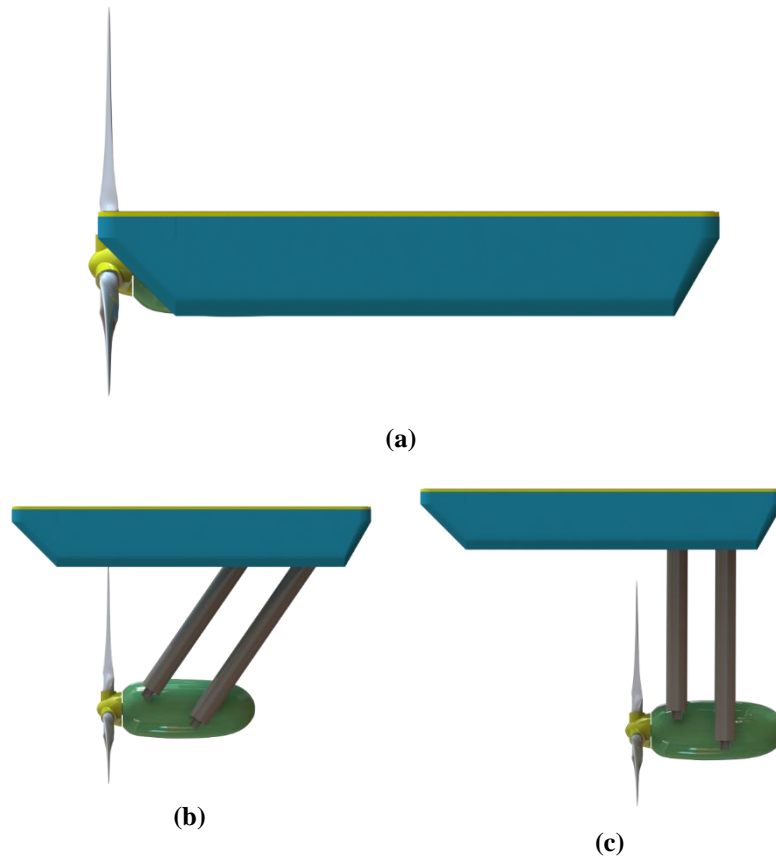


Figura 40 – Vista lateral da movimentação da turbina em relação ao flutuante: em posição de manutenção (a), em processo de movimentação (b) e em posição de operação (c).

A profundidade da turbina deve ser a mínima possível em relação à embarcação. A distância entre a ponta da pá e o fundo do flutuante deve ser o suficiente para que hajam as menores interferências hidrodinâmicas possíveis. Dois motivos justificam esta escolha: O primeiro motivo se baseia no fato de que quanto mais profunda a turbina, mais longo o braço e, com isto, maior sua deflexão, que pode interferir na eficiência do conjunto. O segundo motivo, se justifica pela relação entre a profundidade e o perfil de velocidades. Como pode ser observado na figura 21, para que haja um maior aproveitamento do potencial energético do escoamento pela turbina, a profundidade do rotor deve ser a mais rasa possível.

A figura 41 mostra, ainda, as vistas frontal e superior, que podem esclarecer mais ainda como poderá ser realizado o “encaixe” da turbina na embarcação e o acesso à mesma no modo manutenção. A figura 41 (a) mostra, de maneira clara, a distância que a ponta da pá passa do fundo do casco ao girar.

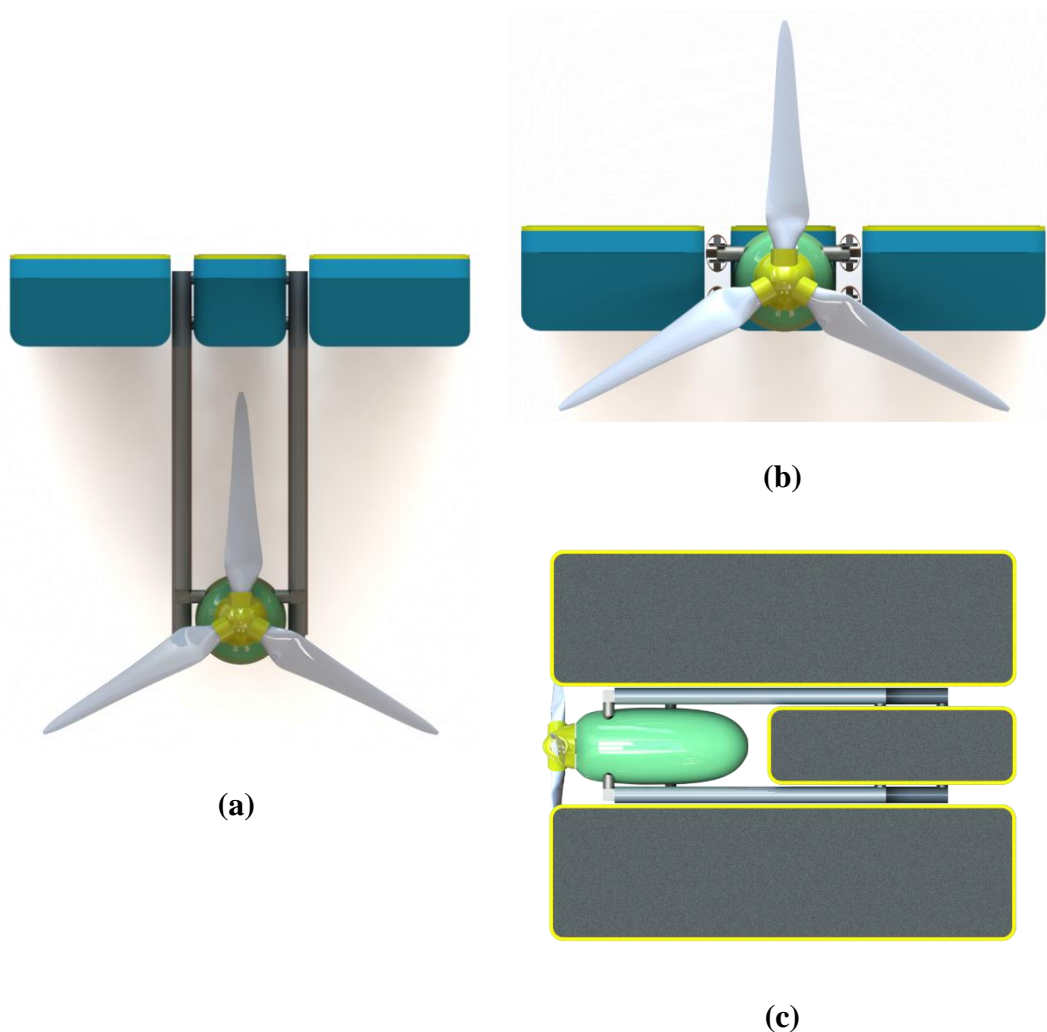


Figura 41 – Vistas do conjunto flutuante+turbina. Vista frontal no modo operação (a); Vista frontal no modo manutenção (b); Vista superior no modo manutenção (c).

Por locomover-se raramente, o flutuante não necessita possuir formas hidrodinâmicas, já que estas elevam o custo de construção. A ausência de proa em formato de “quilha” se dá, também, pelo custo de construção que esta representa aliado ao fato que este formato é ideal para embarcações que navegam em águas com presença de ondas. Com o auxílio das figuras representativas do modelo que será adotado, é possível definir topologia estrutural que será empregada na embarcação. Esta decisão será determinante para os cálculos dos escantilhões e chapeamento que será apresentado adiante.

O posicionamento e disposição das estruturas principais é apresentada na figura 42. As cavernas são os principais elementos estruturais tanto no casco e no costado enquanto, no convés, os vaus são os principais elementos. As longitudinais do costado, longarinas ao fundo e sicordas do convés fazem a ligação entre as cavernas e vaus, além de darem resistência ao casco.

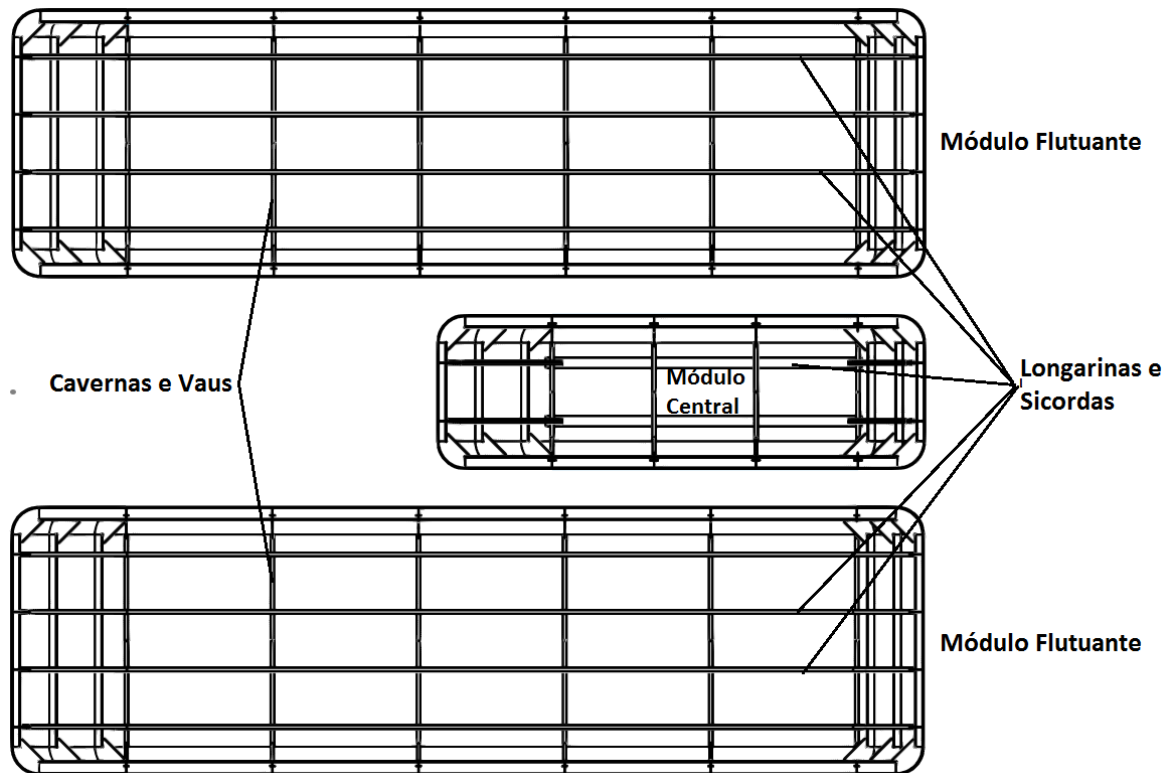


Figura 42 – Posicionamento e disposição dos principais elementos estruturais do flutuante

Posto isto, é possível dividir o casco em três módulos separáveis, onde as extremidades a bombordo e à estibordo são módulos flutuantes, enquanto a região central é o módulo de máquinas. Cada módulo será dimensionado como um flutuante independente que serão unidos por meio de vigas, que serão dimensionadas a seguir e serão parafusadas aos vaus paralelo entre os módulos (estes mais reforçados que os demais) nas extremidades de cada flutuante

### 6.2.3. Materiais e processos empregados

As peças estruturais de embarcações são pré-determinadas na indústria siderúrgica, eliminando, quase sempre, a fabricação de elementos especiais diferentes dos já constantes em catálogos de dimensões padronizadas. Podem ser em formato de chapas, barras, tubos, vergalhões e perfis. Quase sempre é possível selecionar um perfil comercial adequado para a aplicação, o que diminui bastante o custo de construção.

Os metais que não são estruturais, ou seja, onde o esforço predominante seja de compressão, o método de fabricação aplicado em geral é o de fundição. Existem também partes que são maleáveis, isto é, fáceis de trabalhar a quente ou a frio na forma desejada (chapas, vergalhões, barras, tubos etc.), para eixos, hastes, tubulações etc.

Neste projeto, o casco será formado por chapas de aço ASTM A131, que é o aço mais empregado em construções navais em áreas de contato direto com a água. Elas podem ser

cobertas por uma camada protetora de zinco, isto é, galvanizadas, a fim de impedir a sua oxidação. Normalmente essa proteção é utilizada em chapas com espessura de até 3/16 da polegada. Nas chapas mais grossas, o efeito da corrosão é muito menor em relação à espessura, e então a galvanização não é necessária. Na prática costuma-se galvanizar todas as chapas de aço comum de espessura menor que 4 milímetros que são utilizadas em estrados, dutos de ventilação etc.

Os elementos estruturais são compostos de perfis predeterminados de aço ASTM A36 do tipo “T”, que é o mais utilizado em estaleiros e na indústria naval para embarcações de pequeno e médio porte (FONSECA, 2002).

### **6.2.3.1. Soldagem**

A soldagem é um dos principais processos em um estaleiro, uma vez que a prática é fundamental na formação dos blocos que serão integrados à embarcação. De acordo com FONSECA (2002) o procedimento de soldagem TIG é utilizado em tubulações, MIG/MAG em painéis e arco submerso (SMAW) na soldagem de blocos e chapas espessas.

Devido ao processo de soldagem gerar calor de maneira não uniforme levando a um índice elevado de tensões residuais e distorções é importante tomar algumas medidas preventivas na execução do projeto. De acordo com DOURADO, SOUZA, et al., (2013) são elas:

- Todas as soldas devem ser dispostas próximas a linha neutra de um componente pois o efeito de braço de alavanca das forças de contração será menor para ocorrer o desalinhamento da peça.
- O emprego de chanfros simétricos com menor ângulo de chanfro (tipo J, U e duplo V) geram uma diminuição do volume de material de solda propiciando a redução de calor na peça e a diminuição das tensões residuais e distorções.
- Seguir sequências de soldagem ajuda na distribuição do metal de solda em pontos distintos da montagem, de modo que a contração num ponto se contraponha as forças de contração de soldas já executadas. O balanceamento minimiza a deformação após soldagem.



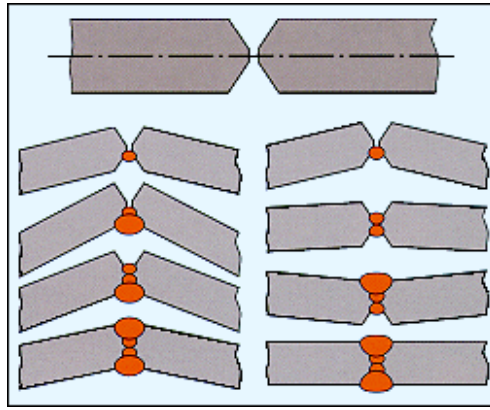


Figura 43 - Figura 1 - Junta de topo - chanfro simétrico com múltiplos passes. (a) Sequência de soldagem realizada de forma incorreta com presença de distorção angular. (b) Solda balanceada livre de distorções (DOURADO, SOUZA, et al., 2013).

Uma metodologia comum é aplicar as restrições, que consistem em dispositivos que são empregados com o objetivo de reduzir as distorções, mantendo a peça na posição correta, restringindo e reduzindo a movimentação da peça enquanto a soldagem é realizada. Contudo, o grau de restrição da estrutura, na direção considerada, pode elevar o nível de tensões residuais e ocasionar trincas.

Mesmo com essas recomendações pode ser necessário remover algumas distorções residuais de soldagem. Esse processo consiste basicamente em alongar áreas contraídas e contrair as regiões alongadas. Os procedimentos de remoção são classificados em dois grupos: métodos mecânicos, onde é feita a remoção a frio que consiste no uso de técnicas mecânicas que empregam equipamentos como prensas, calandras ou martelamento para remover a distorção; e os métodos térmicos que envolvem a remoção da distorção utilizando aquecimentos localizados. (DOURADO, SOUZA, et al., 2013)

A escolha do processo de soldagem deve considerar os requisitos do projeto, as características físicas e geométricas do material e o grau de mecanização desejado, isso deverá ser feito em um estudo à parte deste projeto de graduação.

#### 6.2.4. Parâmetros de projeto

Para o cálculo do chapeamento e escantilhões, foram definidos valores dimensionais iniciais e, por meio iterativo, com auxílio de uma rotina programada em MS Excel, foi possível chegar a valores físicos finais para a embarcação. A tabela 10 apresenta estes valores para os módulos flutuantes e central.

Tabela 10 – Parâmetros de projeto

	Módulo Flutuante	Módulo Central
Quantidade	2	1
Boca Moldada (B)	4.0 m	2.0 m
Pontal (P)	2.0 m	2.0 m
Calado (C)	1.0 m	1.0 m
Comprimento Máximo (L)	15.0 m	9.6 m
Ângulo de Proa ( $\alpha$ )	45.0°	45.0°
Ângulo de Popa ( $\beta$ )	60.0°	60.0°
Cintado ( $C_{int}$ )	0.5 m	0.5 m
Número de Vaus e Cavernas	8	6
Número de Sicordas e Longarinas	5	2
Número de Longitudinais do costado	3	3
Espaçamento entre cavernas e vaus ( $c_{cav} = c_{vaus}$ )	1804,85 mm	1446,79 mm
Espaçamento entre longarinas e Sicordas ( $c_{sic} = c_{longar}$ )	707,00 mm	767,5 mm
Espaçamento entre longitudinais do costado ( $c_{longit}$ )	383,75 mm	383,75 mm

A figura 44 ilustra o formato da embarcação visto da lateral:

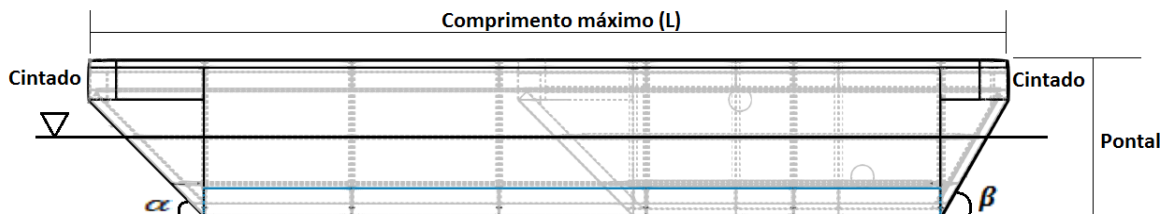


Figura 44 – Vista lateral da embarcação

### 6.2.5. Cálculo do módulo de Seção mestra

Durante sua vida útil, a embarcação se comporta como uma viga, cujo módulo de seção transversal, módulo de resistência elástica, seja a resultante das seções dos elementos estruturais internos. A viga-navio, como é chamada a embarcação tratada como uma viga, é submetida a cargas empíricas comuns durante a navegação e carregamento. Com isto, é possível formular um módulo de inércia na região onde a viga-navio recebe a maior solicitação. Geralmente, a maior solicitação em uma embarcação está situada em uma região próxima à meia nau. À seção transversal neste ponto se dá o nome de Seção Mestra. O

módulo de inércia resultante na Seção Mestra é um balizador para a definição dos elementos estruturais do navio.

Após selecionados os elementos estruturais e as espessuras do chapeamento, é calculada a resultante dos módulos de seção selecionados e compara-se com o módulo de seção mestra mínimo recomendado. A resultante dos módulos de projeto deve ser maior ou igual ao módulo da seção mestra mínimo recomendado.

O cálculo do módulo mínimo recomendado de seção mestra da embarcação é dado pela equação (24) (AMERICAN BUREAU OF SHIPPING, 2014):

$$MS_R = K \cdot MS_b \quad (24)$$

Onde:

$K = 0,629 + \frac{M_s}{f_p \cdot MS_b}$ , porém, não pode ser menor que 1,0;

$M_s$  é o momento fletor máximo na embarcação em kN.m;

$f_p$  vale 17,5 kN/cm<sup>2</sup>;

$MS_b = 4,11 \cdot 0,01 \cdot L^2 \cdot B \cdot (C_b + 0,7)$  em cm<sup>2</sup>.m, é o módulo básico da seção mestra;

$C_b$  é o coeficiente de bloco dado por  $C_b = \frac{V_{sub}}{L \cdot B}$ ;

$B$  é a boca moldada de projeto.

$L$  é o comprimento máximo da embarcação;

$V_{sub}$  é o volume total submerso.

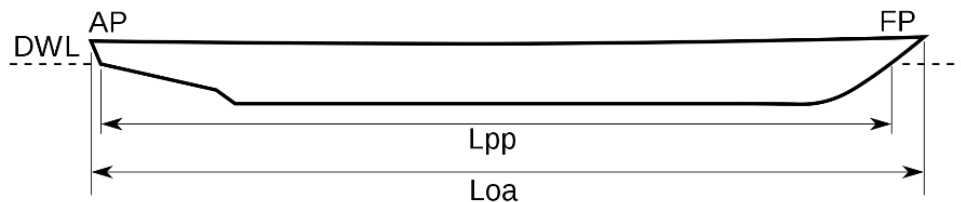


Figura 45 – Perpendiculares de uma embarcação

Para o cálculo do volume submerso, foi considerado o volume do trapezoide submerso cujas bases são formadas pelo chapeamento de fundo da embarcação e o plano formado pela linha d'água, por meio da fórmula  $V_{sub} = \frac{(L' + L_{pp}) \cdot C}{2} \cdot B$ , onde  $L'$  é o comprimento de fundo,  $C$  o calado de projeto e  $B$  a boca moldada.

A tabela 11 apresenta os dados de entrada para os módulos flutuantes e para o módulo central e seus respectivos módulos de seção mestra:

Tabela 11 – Cálculo da seção mestra mínima da embarcação

	<b>Módulo Flutuante</b>	<b>Módulo Central</b>
<b>Momento fletor máximo (<math>M_s</math>)</b>	2142.93 kN.m	2142.93 kN.m
<b>Coefficiente (K)</b>	2,61	10,20
<b>Coefficiente de Bloco (<math>C_b</math>)</b>	0,97	0,95
<b>Volume Submerso (<math>v_{sub}</math>)</b>	52,11 m <sup>3</sup>	15,257 m <sup>3</sup>
<b>Comprimento de fundo (<math>L'</math>)</b>	11,845 m	6,445 m
<b>Comprimento entre perpendiculares (<math>L_{pp}</math>)</b>	13,423 m	8,023
<b>Boca Moldada (<math>B</math>)</b>	4 m	2,0
<b>Módulo básico (<math>MS_b</math>)</b>	61,8 cm <sup>2</sup> .m	12,51 cm <sup>2</sup> .m
<b>Módulo recomendado de Seção Mestra (<math>MS_R</math>)</b>	<b>161,32 cm<sup>2</sup>.m</b>	<b>130,32 cm<sup>2</sup>.m</b>

### 6.2.6. Chapeamento

O chapeamento de uma embarcação, além de promover a estanqueidade do casco, também é um importante elemento estrutural pois, está sujeito às pressões provenientes da água, que resultam no empuxo e a força de sustentação da embarcação. Estes esforços são distribuídos aos elementos estruturais internos por meio do contato direto da chapa. Por este motivo, é necessário que as chapas possuam espessuras que contribuam com a rigidez e resistência da embarcação em situações de solicitação extrema. O manual “Regras para Construção e Classificação de Balsas para Serviço Offshore” (BUREAU COLOMBO DO BRASIL, 2002), apresenta formulação semi-empírica para o cálculo das espessuras das chapas de uma embarcação.

Como trata-se de uma embarcação flutuante e não-propelida, com serviço em águas tranquilas, comprimento menor que 30 metros e cuja maior carga está situada na região onde estão acoplados os braços que sustentam a turbina, é possível simplificar os cálculos mantendo a mesma espessura calculada para os elementos da região cuja seção transversal é igual à seção mestra, para toda a embarcação.

#### 6.2.6.1. Chapeamento do costado

Segundo Bureau Colombo do Brasil, o chapeamento do costado na região de 0,4L a meia nau, em embarcações estruturadas transversalmente é dado por:

$$e_{ch_{cost}} = 0,064.L + 0,007.c_{cav} + 0,5 \quad [mm] \quad (25)$$

Onde:

$e_{ch_{cost}}$  é a espessura mínima das chapas do costado;

$L$  é o comprimento do módulo da embarcação;

$c_{cav}$  é o espaçamento entre cavernas em mm.

Pela equação (25), foi calculado a espessura mínima do chapeamento do costado para os módulos flutuantes e central:

$$e_{ch_{cost}}(flutuante) = 14,09 \text{ mm}$$

$$e_{ch_{cost}}(central) = 11,24 \text{ mm}$$

### 6.2.6.2. Chapeamento do fundo

O valor mínimo da espessura do fundo a meia nau é dado por:

$$e_{ch_{fnd}} = 0,05.L + 0,007.c_{cav} + 2 \quad [mm] \quad (26)$$

Esta espessura se estende até a linha superior do bojo, quando a barcaça tem linhas análogas a de um navio.

Pela equação (26), foi calculado a espessura mínima do chapeamento do fundo para os módulos flutuantes e central:

$$e_{ch_{fnd}}(flutuante) = 15,38 \text{ mm}$$

$$e_{ch_{fnd}}(central) = 12,61 \text{ mm}$$

Já para o fundo reto à vante e à ré, a espessura mínima é dada por:

$$e_{ch_{fnd}} = 0,06.L + 0,007.c_{cav} + 1 \quad [mm] \quad (27)$$

Cujas espessuras calculadas são:

$$e_{ch_{fnd}}(flutuante) = 14,53 \text{ mm}$$

$$e_{ch_{fnd}}(central) = 11,74 \text{ mm}$$

### 6.2.6.3. Chapeamento do Convés

A espessura mínima do chapeamento do convés para barcaças que não transportam carga sobre o mesmo é dada por:

$$e_{ch_{conv}} = 0,01c_{cav} + 2 \quad [mm] \quad (28)$$

As espessuras mínimas calculadas para o chapeamento de convés foram:

$$e_{ch_{conv}}(flutuante) = 16,81 \text{ mm}$$

$$e_{ch_{conv}}(central) = 14,45 \text{ mm}$$

O trincaiz é a união entre o convés e o costado, conforme a Figura 46. A figura representa o trincaiz de uma embarcação de grande porte, onde a união entre costado e convés é mais complexa, sendo estruturada por fiadas. Contudo, no caso do flutuante deste trabalho, a trincaiz será uma cantoneira entre as chapas do costado e convés.

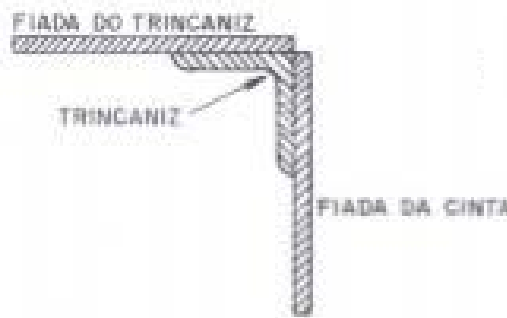


Figura 46 – Posicionamento do Trincaiz

A espessura da chapa do trincaiz que, neste caso, será dobrada para se formar uma cantoneira, não pode ser menor que a espessura do chapeamento adjacente nem menor que:

$$e_{ch_{trinc}} = 0,015L + 7 \quad [mm] \quad (29)$$

Sua largura também não pode ser menor que:

$$Larg_{trnc} = 8.L + 5 \quad [mm] \quad (30)$$

Calculando as espessuras:

$$e_{ch_{trnc}}(flutuante) = 7,23 \text{ mm}$$

$$e_{ch_{trnc}}(central) = 7,14 \text{ mm}$$

Cujas larguras mínimas são de:

$$Larg_{trnc}(flutuante) = 125,00 \text{ mm}$$

$$Larg_{trnc}(central) = 81,80 \text{ mm}$$

### 6.2.7. Elementos Estruturais (Escantilhões)

Segundo a terminologia naval, escantilhão é qualquer dimensão da seção transversal das peças estruturais do Casco, como Cavernas, Longitudinais, Vaus, Chapas, etc. A metodologia proposta para este cálculo, apresentado por American Bureau of Shipping (2014), mostra formulações para a definição das espessuras das chapas e dos módulos de seção transversal mínimos dos elementos estruturais em cada localização da embarcação.

Uma vez definidos os módulos de seção transversal mínimos dos elementos estruturais, serão selecionados elementos comerciais de formatos usuais cujos módulos de seção sejam maiores ou iguais aos calculados.

### 6.2.7.1. Vaus

Quando não são transportadas cargas sobre o convés ou ele é outro que não o de carga, o módulo da seção mínima dos vaus é dado por:

$$MS_{vaus} = 4,74. c. h. s. l^2 \quad [cm^3] \quad (31)$$

Onde:

$c = 1,1$  para construções regulares;

$h = 0,02. L + 0,76$ ;

$L$  é o comprimento da barça, em metros;

$s$  é o espaçamento entre os vaus em metros

$l$  é o vão livre, em metros, dos vaus;

O vão livre entre os vaus é considerado a metade da boca da embarcação, já que será posicionado um pé de carneiro ao centro do cavername.

### 6.2.7.2. Pé de carneiro

Os pés de carneiro serão posicionados ao centro dos vaus e cavernas de fundo, dividindo o vão livre. Normalmente é empregado perfil em formato “I” ou tubular. A carga máxima permissível sobre um pé de carneiro é dada por (BUREAU COLOMBO DO BRASIL, 2002):

$$CQ = 1,23 - \frac{113. x}{2500. r} . A_{st} \quad [ton] \quad (32)$$

Onde:

$x$  é o vão livre do pé de carneiro em centímetros;

$r$  é o raio mínimo de giração do perfil em centímetros;

$A_{st}$  é a área da seção transversal do perfil, em  $cm^2$ .

Para os módulos flutuantes, a carga suportada pelos pés de carneiro será o peso da chapa do convés, distribuída entre as cavernas. Exceto para as cavernas que receberão as uniões entre os módulos da embarcação. Estas uniões serão melhor detalhadas na seção 6.2.1.

### 6.2.7.3. Sicordas do convés

Quando não são transportadas cargas sobre o convés ou ele é outro que não o de carga, o módulo da seção mínima das sicordas é dado por:

$$MS_{sic} = 7,8. c. h. s. l^2 \quad [cm^3] \quad (33)$$

Onde:

$c = 1$  para construções regulares;

$h = 0,02. L + 0,76$ ;

$L$  é o comprimento da barça, em metros;

$s$  é o espaçamento entre sicordas em metros

$l$  é o vão livre, em metros, das sicordas;

#### 6.2.7.4. Cavernas do fundo e costado

O módulo de seção mínimo das cavernas do fundo e costado é dado por:

$$MS_{cav,f} = 4,74. c. h. s. l^2 \quad [cm^3] \quad (34)$$

Onde:

$c = 1,75$  para cavernas de fundo;

$h = 0,02. L + 0,76$ ;

$L$  é o comprimento da barça, em metros;

$s$  é o espaçamento entre cavernas em metros

$l$  é o vão livre, em metros, das cavernas;

#### 6.2.7.5. Cavernas do costado

O módulo de seção mínimo das cavernas do costado é dado por:

$$MS_{cav,cos} = 4,74. c. h. s. l^2 \quad [cm^3] \quad (35)$$

Onde:

$c = 1,95$  para cavernas de costado;

$h = 0,02. L + 0,76$ , em metros;

$L$  é o comprimento da barça, em metros;

$s$  é o espaçamento entre cavernas, em metros

$l$  é o vão livre, em metros, das cavernas, em metros;

#### 6.2.7.6. Longitudinais do costado

O módulo de seção mínimo das longitudinais do costado é dado por:

$$MS_{long,cos} = 7,8. c. h. s. l^2 \quad [cm^3] \quad (36)$$

Onde:

$c = 1,25$  longitudinais do costado;



$h$  é ponto médio entre o convés e o fundo, em metros;

$s$  é o espaçamento entre longitudinais, em metros

$l$  é o vão livre, em metros, das longitudinais;

- Longarinas do fundo

O módulo de seção mínimo das longarinas do fundo é dado por:

$$MS_{longr} = 7,8 \cdot c \cdot h \cdot s \cdot l^2 \quad [cm^3] \quad (37)$$

Onde:

$c = 1,34$  longarinas;

$h$  é ponto médio entre o convés e o fundo, em metros;

$s$  é o espaçamento entre longarinas, em metros

$l$  é o vão livre, em metros, das longarinas;

### 6.2.7.7. Borboletas

As borboletas têm suas espessuras dadas pela espessura da estrutura a ser reforçada adicionada de 2,0mm. Com a espessura definida, é possível dimensionar a peça pela medida do maior lado, segundo a tabela:

Tabela 12 – Relação entre espessura e comprimento de borboletas (BUREAU COLOMBO DO BRASIL, 2002)

Comprimento do maior lado (mm)	Espessura (mm)		Largura do Flange (mm)
	Flangeada	Sem Flange	
250	6,5	8,0	30
275	7,0	8,0	40
300	7,0	8,5	40
350	7,5	9,0	40
400	7,5	10,0	50

Todas as borboletas da embarcação a ser projetada serão flangeadas com o comprimento de maior lado igual a 400mm. Quando são utilizadas borboletas, os vãos livres utilizados nos cálculos podem ser reduzidos de um valor igual a 75% o valor do braço de cada borboleta.

### 6.2.8. Resultados dos cálculos e seleção dos perfis estruturais

Efetuando, portanto, os cálculos apresentados por meio das equações (31) a (37), é possível obter os módulos de seção mínimos para cada elemento estrutural e selecioná-los. Na indústria naval, é amplamente utilizado como elementos estruturais em cascos de embarcações perfis do tipo “T”. Para auxiliar na seleção de cada um, foi consultado o “Catálogo de Perfis Standard” (ALCOA, 2011). A Tabela 13 apresenta os resultados obtidos e

os modelos de perfil selecionados. Já a Tabela 14 mostra as características relevantes de cada perfil selecionado.

Tabela 13 – Resultado dos cálculos de escantilhões e seleção de perfis

	k	c (m)	s (m)	h (m)	l (m)	MS (cm <sup>3</sup> )	Modelo ALCOA
<b>Elementos</b>	<b>Módulo Flutuante</b>						
Vaus	4.7	1.1	1.80	1.10	2.000	41.06	PT-411
Sicordas	7.8	1	0,71	1.10	1.805	24.70	PT-416
Cavernas do fundo	4.74	1.75	1.80	1.00	1.300	25.30	PT-416
Cavernas do costado	4.74	1.95	1.80	1.00	1.300	28.19	PT-416
Longitudinais do costado	7.8	1.25	0.38	1.00	1.805	12.19	PT-404
Longarinas do fundo	7.8	1.34	0.88	1.00	1.805	30.09	PT-416
	<b>Módulo Central</b>						
Vaus	4.74	1.1	1.45	0.99	2.000	29.93	PT-416
Sicordas	7.8	1	0.77	0.99	1.447	12.43	PT-404
Cavernas do fundo	4.74	1.75	1.45	1.00	2.000	48.00	PT-411
Cavernas do costado	4.74	1.95	1.45	1.00	1.300	22.60	PT-413
Longitudinais do costado	7.8	1.25	0.38	1.00	1.447	7.83	PT-208
Longarinas do fundo	7.8	1.34	0.77	1.00	1.447	16.79	PT-403

O perfil “T” selecionado tem o formato representado na figura 47.

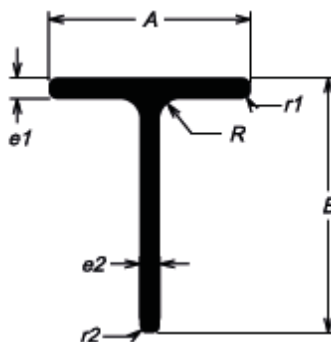


Figura 47 – Perfil “T”

Tabela 14 – Propriedades dos elementos estruturais selecionados

Módulo Flutuante											
Elemento	Modelo ALCOA	Altura B (mm)	Largura A (mm)	Espessura da alma		Área ST (m <sup>2</sup> )	Massa (kg/m)	I <sub>x</sub> (cm <sup>4</sup> )	I <sub>y</sub> (cm <sup>4</sup> )	W <sub>x</sub> (cm <sup>3</sup> )	W <sub>y</sub> (cm <sup>3</sup> )
				e1 (mm)	e2 (mm)						
Vaus	PT-411	150.00	80.00	12.00	7.00	1.93E-03	15.123	423.87	51.08	49.71	12.77
Sicordas	PT-416	150.00	110.00	10.00	4.00	1.66E-03	13.034	298.84	109.98	31.16	20.00
Cavernas do fundo	PT-416	150.00	110.00	10.00	4.00	1.66E-03	13.034	298.84	109.98	31.16	20.00
Cavernas do costado	PT-416	150.00	110.00	10.00	4.00	1.66E-03	13.034	298.84	109.98	31.16	20.00
Longitudinais do costado	PT-404	100.00	50.00	7.00	5.00	8.15E-04	6.399	83.12	7.20	15.21	2.88
Longarinas do fundo	PT-416	150.00	110.00	10.00	4.00	1.66E-03	13.034	298.84	109.98	31.16	20.00
Módulo Central											
Elemento	Modelo ALCOA	Altura B (mm)	Largura A (mm)	Espessura da alma		Área ST (m <sup>2</sup> )	Peso (kg/m)	I <sub>x</sub> (cm <sup>4</sup> )	I <sub>y</sub> (cm <sup>4</sup> )	W <sub>x</sub> (cm <sup>3</sup> )	W <sub>y</sub> (cm <sup>3</sup> )
				e1 (mm)	e2 (mm)						
Vaus	PT-416	150.00	110.00	10.00	4.00	1.66E-03	13.034	298.84	109.98	31.16	20.00
Sicordas	PT-404	100.00	50.00	7.00	5.00	8.15E-04	6.399	83.12	7.20	15.21	2.88
Cavernas do fundo	PT-411	150.00	80.00	12.00	7.00	1.93E-03	15.123	423.87	51.08	49.71	12.77
Cavernas do costado	PT-413	120.00	80.00	12.00	5.00	1.50E-03	11.778	176.66	50.79	23.86	12.70
Longitudinais do costado	PT-208	75.00	32.00	6.00	6.00	6.06E-04	4.758	34.94	1.74	9.41	1.09
Longarinas do fundo	PT-403	89.30	139.00	6.35	6.35	1.41E-03	11.066	96.57	144.38	17.33	20.67

- Pés de carneiro

Sabendo a espessura da chapa do convés, é possível dimensionar os pés de carneiro das cavernas do módulo flutuante por meio da fórmula (32). Considerando que o raio máximo de giração é metade do vão entre a caverna do costado e o pé de carneiro, ou seja, 1m, calcula-se a área transversal mínima que a viga precisa ter para suportar o peso do convés:

$$CQ = 1,23 - \frac{113 \cdot x}{2500 \cdot r} \cdot A_{st} \quad [ton]$$

Com  $x$  sendo o vão do pé de carneiro (200 cm),  $r$  sendo 100 cm, e  $CQ$  é o peso da chapa do convés distribuída pelas oito cavernas da embarcação, ou seja,

$$CQ = \frac{(A_{convés} \cdot e_{ch,conv}) \cdot \rho_{aço}}{8.1000} \quad [ton]$$

Calcula-se que o peso da chapa distribuída é de 0,99 toneladas, portanto, a área transversal mínima é de 2,65 cm<sup>2</sup>.

Seleciona-se então, em uma tabela de catálogo comercial (THE ENGINEERING TOOLBOX), uma viga cuja área seja igual ou maior que a calculada. Como, na tabela, as vigas comerciais iniciam sua seção transversal com área de 17,3 cm<sup>2</sup>, será esta a selecionada. Trata-se de um perfil **W 150 x 100 x 13,5**. Para este perfil, a carga máxima suportada é de 1,13 toneladas.

Com o conhecimento dos escantilhões, suas respectivas propriedades, como módulo de seção, área de seção e momento de inércia, calcula-se o módulo de seção da viga navio

para os elementos estruturais selecionados. A metodologia aplicada para o cálculo do módulo de seção total é apresentada por Barile (2009).

O módulo da seção mestra da viga navio é função da área de aço dos elementos longitudinais presentes na seção (BARILE, 2009) - sicordas, longarinas, longitudinais do costado e chapas- dada pela equação(38):

$$A_{aço} = \sum_i^n A_{st_i} \quad (38)$$

Onde  $A_{st}$  é a área de seção transversal de cada elemento longitudinal. Calcula-se então o momento estático da seção transversal pela equação (39):

$$M_s = \sum_i^n A_{st_i} \cdot Z_{cg_i} \quad (39)$$

Com  $Z_{cg}$  igual à distância vertical do centro de gravidade da seção transversal à linha do centro de gravidade da seção da viga navio.

Sabendo o momento estático, calcula-se a posição da linha neutra da embarcação com relação ao convés e com relação ao fundo:

$$Z_{LN,conv} = \frac{M_s}{A_{aço}}; \quad Z_{LN,fnd} = P - Z_{LN,conv} \quad (40)$$

Sendo  $P$  o pontal da embarcação.

Calcula-se, também, o momento de inércia de transporte:

$$I_t = \sum_i^n A_{st_i} \cdot Z_{cg_i}^2 \quad (41)$$

O Momento de inércia próprio é dado por:

$$I_p = \sum_i^n \frac{A_{st_i} \cdot h_i^2}{12} \quad (42)$$

Com  $h$  igual a altura do elemento longitudinal.

O momento de inércia, então, é calculado em relação à linha neutra:

$$I = I_t + I_p + Z_{LN,fnd}^2 \cdot A_{aço} \quad (43)$$

Calculado o momento de inércia em relação à linha neutra da embarcação, calcula-se o módulo de seção para o convés e para o fundo:

$$MS_{fnd} = \frac{I}{Z_{LN,fnd}} \quad MS_{conv} = \frac{I}{Z_{LN,conv}} \quad (44)$$

Os módulos calculados pela equação (44) precisam ser menores que o módulo calculado pela equação (24) demonstrada na seção 6.2.5.

As tabela 15 e 15 mostram os parâmetros de entrada e os valores encontrados na aplicação das equações (38) a (44) para os módulos flutuantes e para o modulo central.

Tabela 15 – Resultados dos cálculos do módulo de seção para os **módulos flutuantes**

	<b>QTD.</b>	<b><math>A_{st}</math> (m<sup>2</sup>)</b>	<b><math>A</math> (m<sup>2</sup>)</b>	<b><math>Z_{CG}</math> (m)</b>	<b><math>M_s</math>(m<sup>3</sup>)</b>	<b><math>I_t</math>(m<sup>4</sup>)</b>	<b><math>I_p</math>(m<sup>4</sup>)</b>
<b>Sicordas</b>	5	1.14E-03	5.70E-03	1	5.70E-03	5.70E-03	6.84E-06
<b>Longitudinais do costado</b>	6	8.15E-04	4.89E-03	2	9.78E-03	1.96E-02	4.08E-06
<b>Longarinas do fundo</b>	5	1.74E-03	8.70E-03	1	8.70E-03	8.70E-03	1.04E-05
<b>Chapeamento do costado Meia nau</b>	2	2.82E-02	5.64E-02	2	1.13E-01	2.26E-01	1.88E-02
<b>Chapeamento do fundo a meia nau</b>	1	6.15E-02	6.15E-02	1	6.15E-02	6.15E-02	1.21E-06
<b>Chapeamento do convés</b>	1	6.72E-02	6.72E-02	1	6.72E-02	6.72E-02	1.58E-06
	<b>Totais</b>		<b>2.04E-01</b>		<b>2.66E-01</b>	<b>3.88E-01</b>	<b>1.88E-02</b>
<b><math>Z_{LN,conv}</math></b>	1.30	m					
<b><math>I</math></b>	6.17E-02	m <sup>4</sup>					
<b><math>Z_{LN,fnd}</math></b>	0.70	m					
<b><math>MS_{fnd}</math></b>	881.33	cm <sup>2</sup> m					
<b><math>MS_{conv}</math></b>	474.92	cm <sup>2</sup> m					

O módulo mínimo calculado pela equação (24) para os módulos flutuantes foi **161,32 cm<sup>2</sup>.m**, que é bem inferior aos encontrados para o fundo (881,33 cm<sup>2</sup>.m) e para o convés (474,92 cm<sup>2</sup>.m), o que aprova a estrutura dos módulos flutuantes.

Tabela 16 - Resultados dos cálculos do módulo de seção para o **módulo central**

	<b>QTD.</b>	$A_{st}$ (m <sup>2</sup> )	$A$ (m <sup>2</sup> )	$Z_{CG}$ (m)	$M_s$ (m <sup>3</sup> )	$I_t$ (m <sup>4</sup> )	$I_p$ (m <sup>4</sup> )
<b>Sicordas</b>	2	8.15E-04	1.63E-03	1	1.63E-03	1.63E-03	1.36E-06
<b>Longitudinais do costado</b>	6	6.06E-04	3.64E-03	1	3.64E-03	3.64E-03	1.70E-06
<b>Longarinas do fundo</b>	2	1.41E-03	2.82E-03	1	2.82E-03	2.82E-03	1.87E-06
<b>Chapeamento do costado Meia nau</b>	2	2.25E-02	4.50E-02	1	4.50E-02	4.50E-02	1.50E-02
<b>Chapeamento do fundo a meia nau</b>	1	2.52E-02	2.52E-02	1	2.52E-02	2.52E-02	3.34E-07
<b>Chapeamento do convés</b>	1	2.89E-02	2.89E-02	1	2.89E-02	2.89E-02	5.03E-07
	<b>Totais</b>		<b>1.07E-01</b>		<b>1.07E-01</b>	<b>1.07E-01</b>	<b>1.50E-02</b>
$Z_{LN,conv}$	1.00	m					
$I$	1.50E-02	m <sup>4</sup>					
$Z_{LN,fnd}$	1.00	m					
$MS_{fnd}$	149.95	cm <sup>2</sup> m					
$MS_{conv}$	149.95	cm <sup>2</sup> m					

O módulo mínimo calculado pela equação (24) para o módulo central foi **130,32 cm<sup>2</sup>.m**, que é inferior aos encontrados para o fundo e para o convés (ambos iguais a 149,95 cm<sup>2</sup>.m), o que aprova a estrutura do módulo central.

### 6.2.9. Montagem

A montagem dos módulos flutuantes e central são semelhantes e devem atender às especificações da Tabela 14 quanto aos escantilhões dos perfis estruturais. Já para o chapeamento, deve-se empregar chapas comerciais, cujas espessuras mínimas são discriminadas no item 6.2.6. A conexão entre elementos perpendiculares se dá por meio de solda de filete e, contínua quando empregada entre elementos estruturais. A união entre elementos estruturais e chapas é realizada por meio de solda intermitente. Para a união de chapas, deverá ser realizada solda por arco submerso. Nos módulos flutuantes serão empregados pés de carneiro ao longo do plano diametral, ao meio do cavername, com a finalidade de dividir o vão livre. À exceção das cavernas onde serão posicionadas as vigas de união entre as barças, que deverão ser mais robustas e com pés de carneiro maiores. A Figura 48 mostra a disposição lateral dos elementos estruturais do módulo flutuante.

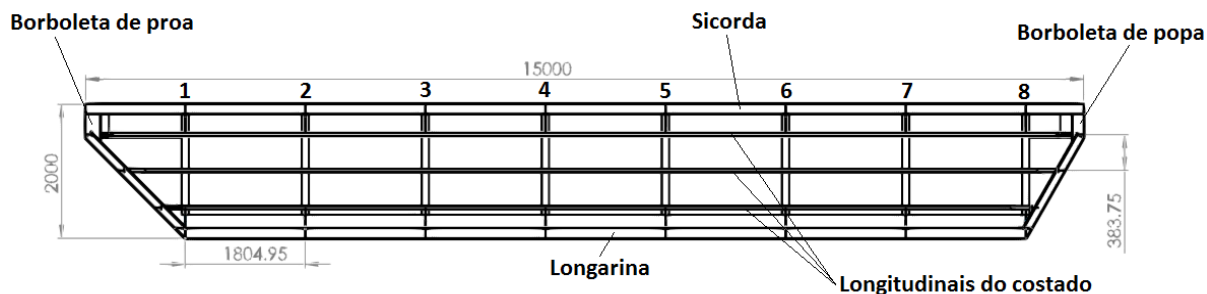


Figura 48 – Disposição lateral do módulo flutuante

As cavernas são espaçadas em 1805mm, conforme especificado e estão numeradas de 1 a 8 para facilitar a identificação. As borboletas da popa e da proa são responsáveis pela união das sicordas com as longarinas nas extremidades da embarcação. Elas seguem o padrão de escantilhão de borboletas apresentado na tabela 12, com comprimento do maior lado de 400mm e flangeada, o que requisita uma espessura de 7,5 mm e uma largura de flange de 50 mm. As cavernas 5 e 8 deverão ser reforçadas pois receberão maior parte da carga proveniente das vigas de união entre os módulos. Serão redimensionadas adiante. As longitudinais do costado unem popa a proa e são espaçadas entre si 383,57mm. É possível observar, também, o posicionamento da longarina, que sustenta a chapa do fundo e da sicorda, que sustenta a chapa do convés. As cavernas numeradas possuem a mesma configuração e é demonstrada na Figura 49.

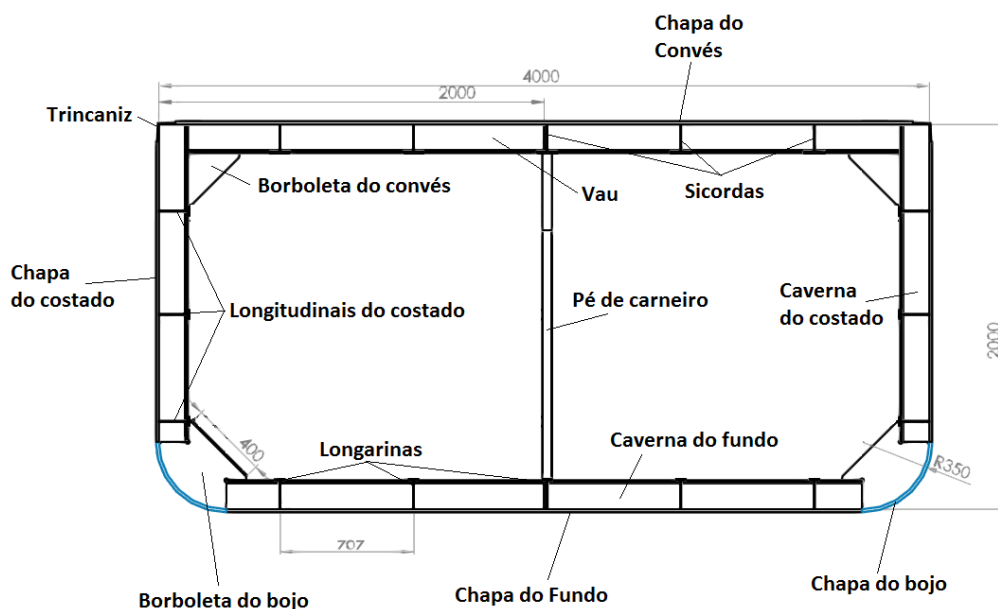


Figura 49 – Disposição seccional do modo flutuante

Por meio da figura, é possível identificar todos os elementos dimensionados na seção 6.2.7. As longarinas, ao fundo, têm um espaçamento de 707 mm entre si e o mesmo ocorre

com as sicordas, já que são colineares. O bojo, que é a região de transição entre o fundo e o costado, tem um raio de curvatura de 350 mm e a espessura do seu chapeamento e a mesma da chapa do fundo. Já o elemento de transição que confere o formato apresentado ao bojo é uma borboleta, cuja dimensão do maior lado é de 400mm. Segundo a Tabela 12, a espessura de cada borboleta do bojo é de 75mm com uma largura de flange de 50mm. As borboletas do convés promovem a sustentação do vau e possuem, como dimensão do maior lado, 400 mm tendo, portanto, as mesmas medidas de espessura que as do bojo. Os pés de carneiro serão selecionados posteriormente, uma vez que servem para diminuir o vão entre as cavernas, sustentar o convés, que não recebe carga e as vigas de união entre os módulos. Os pés de carneiro serão fixados no cruzamento entre as cavernas do fundo e longarinas na parte inferior e, no cruzamento entre sicordas e vaus na parte superior.

O módulo central é mais compacto, possui um vão entre as cavernas de apenas 2 metros e, por isto não necessita de pés de carneiro. A ausência destes reforçadores também é importante na otimização do espaço físico no interior do módulo, já que neste, serão introduzidos os equipamentos utilizados no içamento e funcionamento em geral da turbina. O arranjo estrutural no módulo central é mostrado na Figura 50.

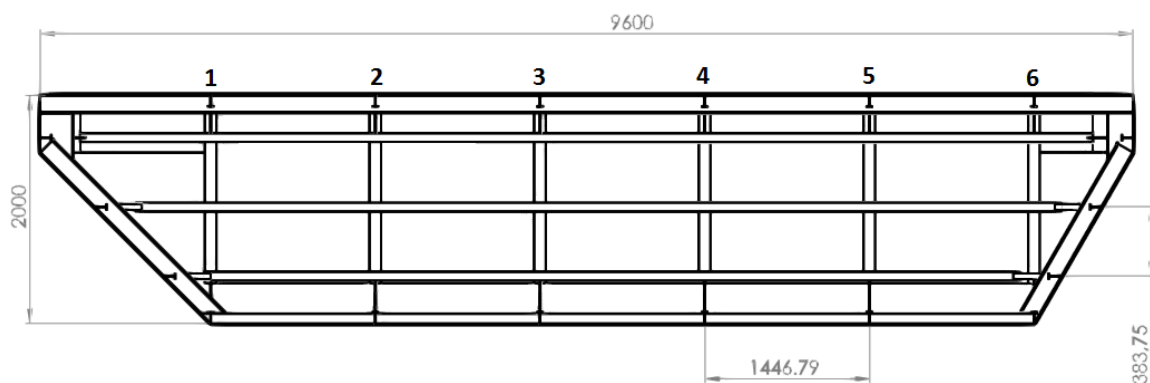


Figura 50 – Disposição lateral dos elementos estruturais do módulo central

A estrutura, como se pode observar, é semelhante, em disposição, ao módulo flutuante, ao se comparar com a Figura 48, com a diferença de o módulo possuir um comprimento máximo de 9,6 metros e, por isto, seu espaçamento entre as cavernas e o próprio número de cavernas foram reduzidos. São 6 cavernas, contra 8 do módulo flutuante.

Para esta embarcação, as cavernas reforçadas serão a 1 e a 6, que serão fixadas às vigas de união dos módulos. Estas cavernas são colineares com as cavernas 5 e 8 do módulo flutuante, permitindo assim, que se selecione uma viga reta para tal união. A figura mostra os mesmos elementos da Figura 48, entretanto, dimensionados para a situação do módulo central. As especificações dos perfis utilizados encontram-se listados na Tabela 14.



A Figura 51 mostra a disposição dos elementos em corte seccional do módulo:

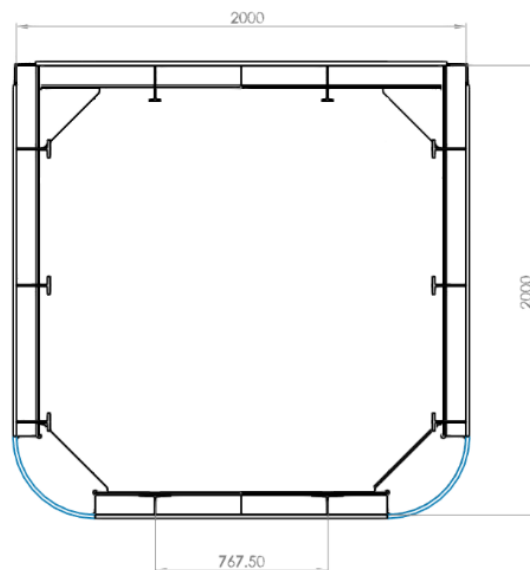


Figura 51 – Disposição seccional do módulo central

Observa-se pela figura e, ao se comparar com a Figura 49, que a principal diferença está no comprimento do módulo. O módulo central, por contar com um comprimento igual ao pontal, dispensa o uso de pés de carneiro. Outra diferença entre as duas embarcações, é a quantidade de longarinas, ao fundo, e sicordas, abaixo do convés. Enquanto o módulo flutuante conta com cinco “anéis longitudinais” (formados por sicordas, longarinas e borboletas de popa e proa), o módulo central conta com apenas dois. O raio de curvatura do bojo, assim como no módulo flutuante, é de 350mm e as borboletas, tanto do bojo, quanto do convés, são semelhantes às do módulo flutuante.

A Figura 52 mostra, de maneira renderizada, a disposição dos elementos estruturais no módulo flutuante.

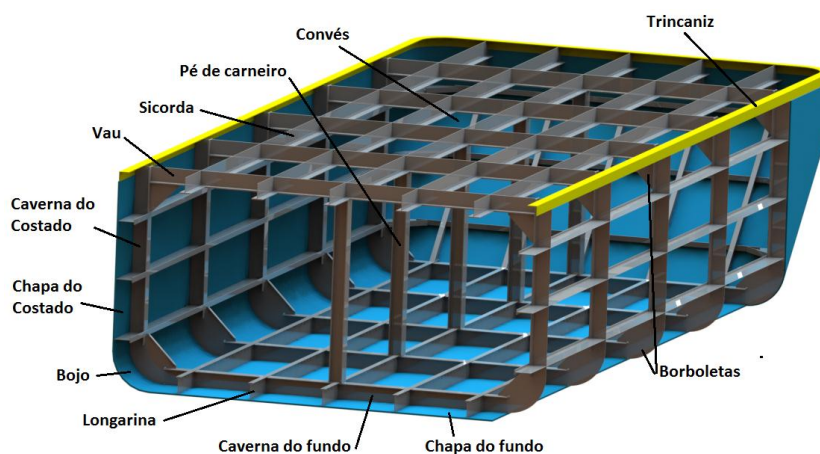


Figura 52 – Formato final em corte da estrutura do módulo flutuante

Da mesma maneira, a Figura 53 apresenta a disposição final para o módulo flutuante.

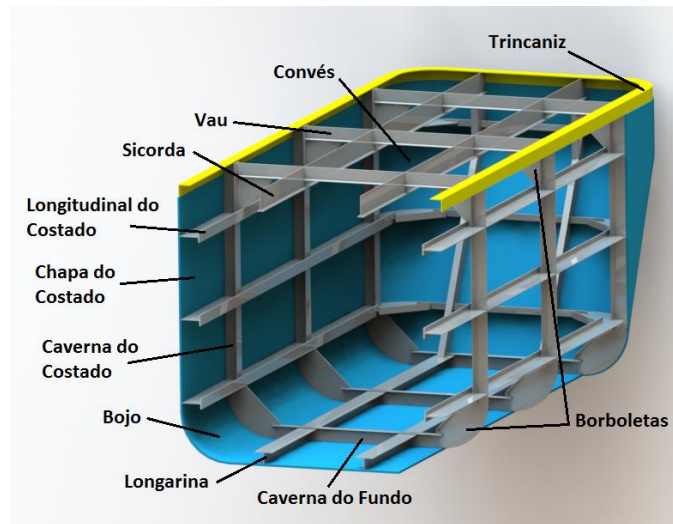


Figura 53 – Formato final em corte da estrutura do módulo central

Por comparação, nota-se a diferença do porte do módulo flutuante para o módulo central. Esta característica se justifica pelo fato de o módulo flutuante receber quase todo o empuxo necessário para a estabilidade do sistema. O módulo central, embora desloque volume de água e também gere empuxo, não é capaz de amortizar o peso característico do sistema. Além disto, o módulo central receberá todo o momento gerado pelo arrasto da turbina por meio dos braços de sustentação e necessita transferir este momento para os módulos flutuantes compensarem com o empuxo, tornando a embarcação estável.

Outra particularidade deste módulo, reside no chapeamento do costado, o qual apresenta dois furos de cada lado, onde serão encaixados os eixos que transmitirão torque para o içamento da turbina, conforme pode ser observado na Figura 54.

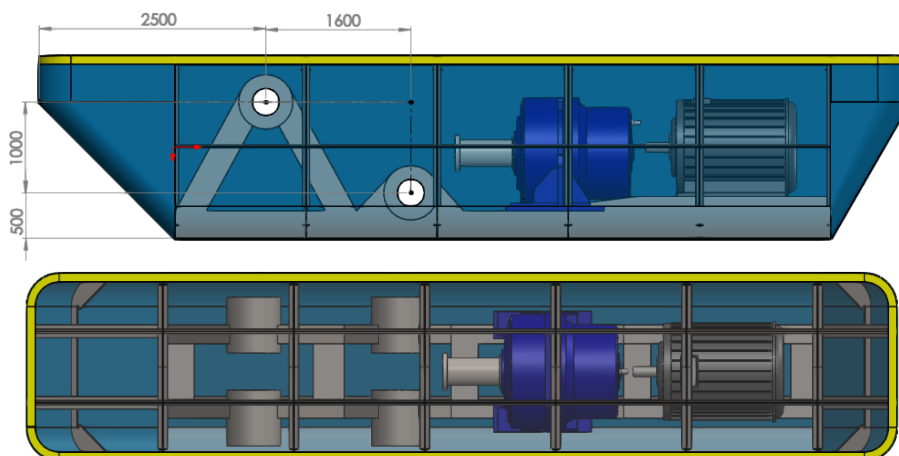


Figura 54 – Disposição das máquinas no módulo central

A figura ilustra uma proposta de como pode ser a disposição do maquinário no interior do módulo central. Os equipamentos, que não serão dimensionados neste trabalho, ficariam posicionados em um chassi, de modo que, ao ser posicionado sobre as cavernas de fundo, distribui sua massa na estrutura. O motor elétrico, posicionado na extremidade da popa (à direita na figura), possui dimensões em escala de catálogo do motor selecionado no capítulo 4. O redutor (em azul) é o mesmo da turbina e foi inserido a título de escala, para o entendimento da configuração sugerida. O sistema necessita de um projeto de redutor especial, além de um diferencial, já que há dois eixos de saída, que giram à mesma velocidade para que haja o içamento da turbina. O posicionamento dos eixos dos braços em desalinhamento vertical tem a finalidade de se manter os braços paralelos em relação ao costado, sem que haja interferências físicas entre eles durante a atividade de içamento. Seus pivôs estão espaçados de 1,6 m horizontalmente e a 1m verticalmente. As mesmas medidas devem se repetir na turbina, para que apresente o movimento adequado durante o içamento.

#### 6.2.10. Estimativa de peso do conjunto flutuante

Com o modelo apresentado e já contando com suas dimensões iniciais bem definidas, e selecionados seus componentes estruturais, é possível confeccionar, por meio do software Solidworks, um modelo mais fiel da embarcação. O procedimento visa estimar o peso, o centro de gravidade e até mesmo o centro de carena do conjunto. Tais informações são de fundamental relevância para o estudo de estabilidade, que será detalhado adiante. Os dados de massa obtidos pelo software serão comparados com a massa calculada por meio da estimativa de volume de aço na embarcação, uma vez conhecidos todos os elementos construtivos. A tabela 17 mostra o cálculo realizado para o peso do módulo flutuante.

Tabela 17 – Estimativa de massa para o módulo flutuante

	$A_{st} (m^2)$	Comp. Total (m)	Vol. Total (m <sup>3</sup> )	Massa (kg)
<b>Sicordas</b>	1.14E-03	75	8.55E-02	671.35
<b>Vaus</b>	1.93E-03	32	6.18E-02	484.94
<b>Cavernas Fundo</b>	1.66E-03	32	5.31E-02	417.10
<b>Cavernas Costado</b>	1.66E-03	16	2.66E-02	208.55
<b>Longitudinais do costado</b>	8.15E-04	90	7.34E-02	575.94
<b>Longarinas do fundo</b>	1.74E-03	63.17	1.10E-01	863.06
<b>Longarinas das extremidades</b>	1.11E-03	28.28	3.14E-02	246.48
<b>Pés de carneiro</b>	1.73E-03	16	2.77E-02	217.34
<b>Chapeamento do costado Meia nau</b>	4.89E01	1.41E-02	6.90E-01	5417.20
<b>Chapeamento do fundo a meia nau</b>	6.15E-02	12.634	7.77E-01	6104.49
<b>Chapeamento do convés</b>	6.72E-02	15	1.01E+00	7920.49
<b>Chapeamento do fundo extremidades</b>	9.12E00	1.45E-02	2.65E-01	2081.86
$\rho_{aço}=7852 \text{ kg/m}^3$			<b>TOTAL (kg):</b>	<b>25208.81</b>

A partir da reprodução do modelo do módulo flutuante em SolidWorks, é possível chegar a um valor de 24591,86 kg, o que é bem próximo do calculado. :

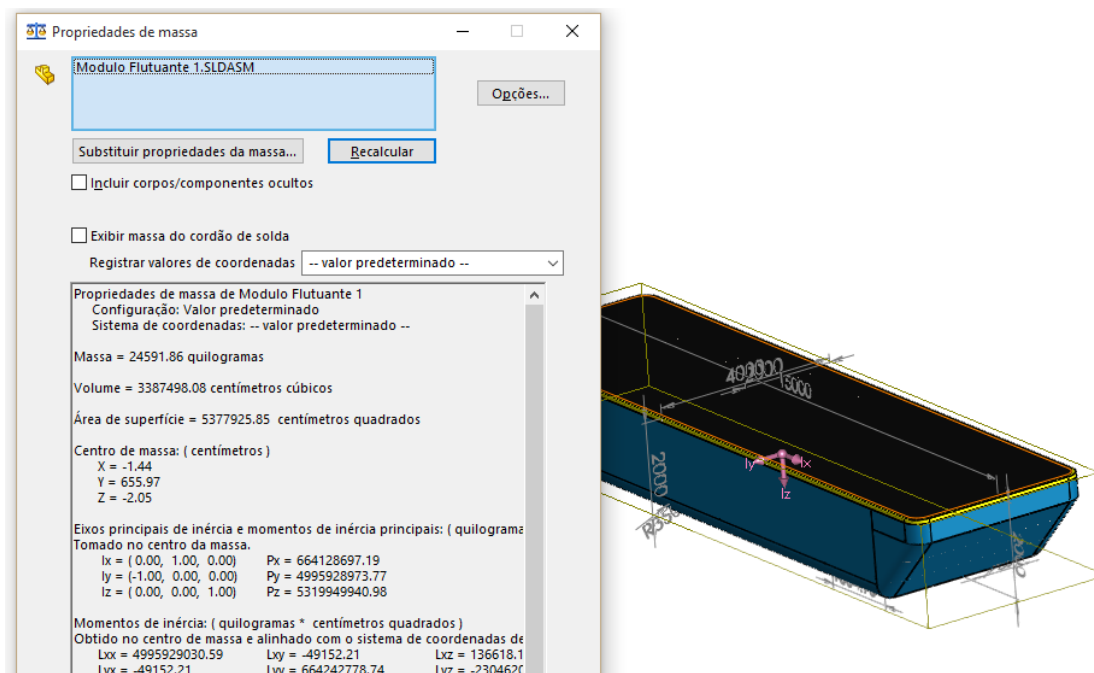


Figura 55 – Massa do flutuante calculada pelo SolidWorks

Da mesma maneira, o estudo é realizado para o módulo central e os resultados são apresentados na tabela 18:

Tabela 18 – Estimativa de massa para o módulo central

	$A_{st} (m^2)$	Comp. Total (m)	Vol. Total (m <sup>3</sup> )	Massa (kg)
<b>Sicordas</b>	8.15E-04	19.2	1.56E-02	122.87
<b>Vaus</b>	1.66E-03	12	1.99E-02	156.41
<b>Cavernas Fundo</b>	1.93E-03	12	2.31E-02	181.48
<b>Cavernas Costado</b>	1.50E-03	12	1.80E-02	141.34
<b>Longitudinais do costado</b>	6.06E-04	57.6	3.49E-02	274.08
<b>Longarinas do fundo</b>	1.41E-03	14.46794919	2.04E-02	160.11
<b>Longarinas das extremidades</b>	9.54E-04	11.3137085	1.08E-02	84.75
<b>Pés de carneiro</b>	6.01E+01	1.12E-02	6.76E-01	5305.31
<b>Chapeamento do costado Meia nau</b>	1.45E+01	1.26E-02	1.82E-01	1432.25
<b>Chapeamento do fundo a meia nau</b>	1.92E+01	1.44E-02	2.77E-01	2178.28
<b>Chapeamento do convés</b>	1.42E+01	1.17E-02	1.67E-01	1308.85
<b>Chapeamento do fundo extremidades</b>	8.15E-04	19.2	1.56E-02	122.87
<b><math>\rho_{aço}=7852 \text{ kg/m}^3</math></b>			<b>TOTAL (kg):</b>	<b>11345.72</b>

Seguindo o mesmo procedimento para o módulo central, realiza-se o desenho em SolidWorks e compara-se à tabela.

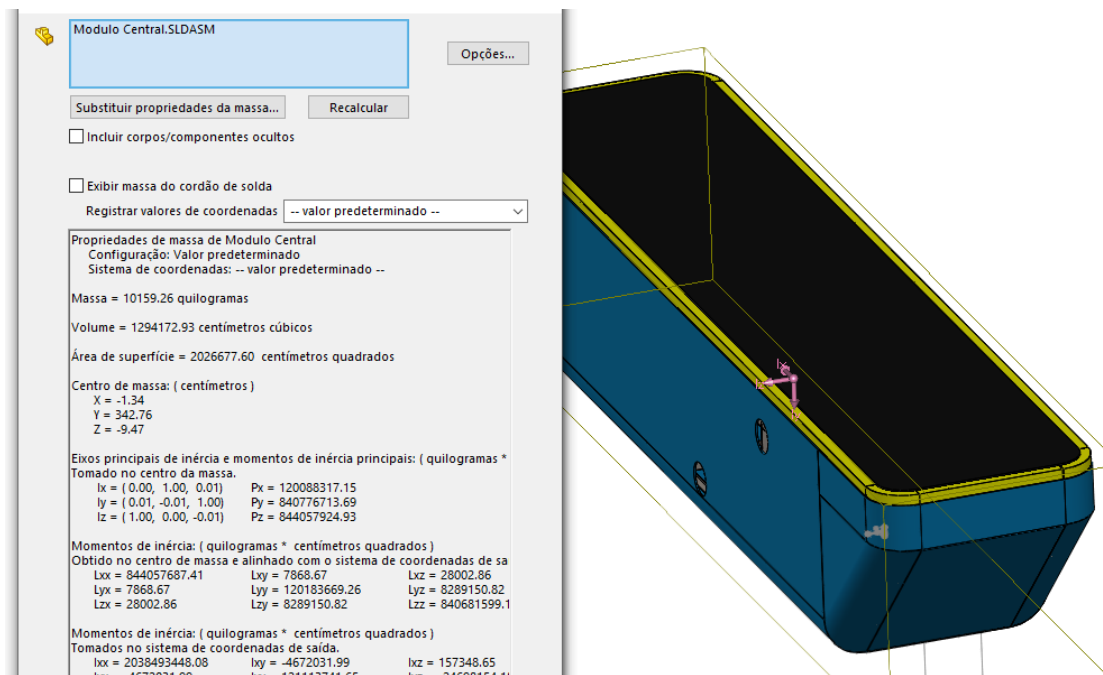


Figura 56 – Massa do módulo central calculada pelo SolidWorks

Para o módulo central, o SolidWorks estimou uma massa de 10159.26 kg, ou seja, pouco mais de uma tonelada mais baixa que o calculado, porém em uma ordem de grandeza próxima. Portanto, para efeito dos cálculos a seguir, serão consideradas as massas calculadas por meio das planilhas já que, por serem maiores, permite o dimensionamento para o pior caso, além de poderem ser incorporadas ao algoritmo da memória de cálculo, dispensando assim, a necessidade de redesenhar o modelo e calcular sua massa a cada modificação nos parâmetros do projeto. Contudo, dada a dificuldade para se obter as posições do dentro de gravidade e centro de carena do conjunto por meio de cálculos, dada a geometria complexa que o sistema assume, será lançado mão da ferramenta de centro de massa do software SolidWorks. Para se descobrir o centro de carena, será utilizado o mesmo artifício explanado na seção 2.1.2, reproduzindo o desenho com formas maciças e calculando seu centro de gravidade.

Sabendo que o conjunto flutuante é formado por dois módulos flutuantes idênticos e um módulo central, é possível ter uma estimativa final da massa do módulo: 62092.49 kg. Conhecendo também a massa dos braços de içamento da turbina, calculados no capítulo 4, e da própria turbina, é possível estimar uma massa para o sistema completo:

$$M_{sis} = M_{tur} + n \cdot M_{br} + M_{flu}$$

Onde  $M_{sis}$  é a massa do sistema,  $M_{tur}$  é a massa da turbina,  $M_{br}$  é a massa dos braços de sustentação,  $M_{flu}$  é a massa do conjunto flutuante e  $n$  a quantidade de braços de sustentação.

$$M_{sis} = 32265,4 + 4 \cdot 1584,8 + 62092,49 = 100697,09 \text{ kg}$$

Sabendo o peso de aço na embarcação, é possível realizar uma estimativa de custo para o flutuante. Admitindo um valor médio para aquisição e beneficiamento de aço naval de US\$ 800,00 /tonelada (PASCOAL e CHAPOUTO, 2014), estima-se:

$$C_{emb} = (n \cdot M_{br} + M_{flu}) \cdot \frac{800}{1000} = (4 \cdot 1584,8 + 62092,49) \cdot \frac{800}{1000} = \text{US\$ } 54.745,35$$

### 6.2.11. Estudos de estabilidade do flutuante

A estabilidade de uma unidade flutuante é definida como capacidade da embarcação de voltar a posição de equilíbrio inicial quando perturbada temporariamente (rajada ou onda), ou atingir uma nova condição de equilíbrio final aceitável quando perturbada continuamente (vento, avaria, etc.).

Portanto a estabilidade depende de muitos fatores, ou seja, a embarcação estará em estado de equilíbrio enquanto o carregamento imposto no flutuante e fatores ambientais se manterem estáveis. Quando uma dessas condições se modificar, o flutuador também irá alterar para uma nova condição de equilíbrio e irá continuar neste estado até que algum parâmetro seja alterado novamente.

Uma embarcação flutuando possui 6 graus de liberdade de movimento, sendo 3 graus de deslocamento em uma dada direção (linear) e 3 são de giro em torno de um eixo (angular). As nomenclaturas para estes 6 graus de liberdade estão representadas na Figura 34. Esses deslocamentos podem ser causados basicamente por vento e pequenas ondas incidindo sobre o mesmo e podem ser divididos em dois grupos (NOGUEIRA, SOUZA, *et al.*, 2002):

O primeiro com os movimentos, *surge*, *sway* e *yaw*, são movimentos que sofrem restrição do sistema de ancoragem da unidade que deve ser projetado para limitá-los a valores aceitáveis, e que serão abordados no item 6.3. Já o segundo grupo, contempla os movimentos *roll*, *pitch* e *heave*, são movimentos que sofrem pouca influência do sistema de ancoragem e são limitantes para a operação da unidade. O parâmetro determinante para que o flutuante apresente movimentos de *roll*, *pitch* e *heave* dentro dos limites operacionais especificados, é a distribuição de massa, considerando as condições de vento e onda do local onde irá operar. (ALBRECHT, 2005)

Sabendo que a distribuição de massa é o fator principal a se considerar, pode-se definir que a estabilidade de do flutuante depende da sua capacidade de restauração, ou seja, de como varia o momento de retorno quando ele se inclina, afastando-se da condição de equilíbrio

inicial. Fisicamente, o momento de retorno é o binário entre as forças de empuxo e peso, assim a distância ortogonal entre os seus eixos de aplicação será o braço do binário (GZ) denominado braço de endireitamento. O momento de retorno ou restauração é expresso pela seguinte equação:

$$Mr = \Delta . GZ \quad (45)$$

Onde  $Mr$  é o momento de retorno em t.m (tonelada metro),  $\Delta$  é o peso total da embarcação em t (tonelada) e GZ é o braço de endireitamento em metros, que depende da posição relativa entre o centro de gravidade e o centro de carena . (NOGUEIRA, SOUZA, *et al.*, 2002)

Para se calcular o braço de endireitamento e, portanto, o momento de retorno é necessário saber como o centro de carena varia de acordo com a inclinação do flutuante. Com isso, a sua superfície na linha d'água terá uma maior complexidade de cálculo, já que o flutuante estaria inclinado e só poderia ser determinado através de sistemática de cálculo complexa.

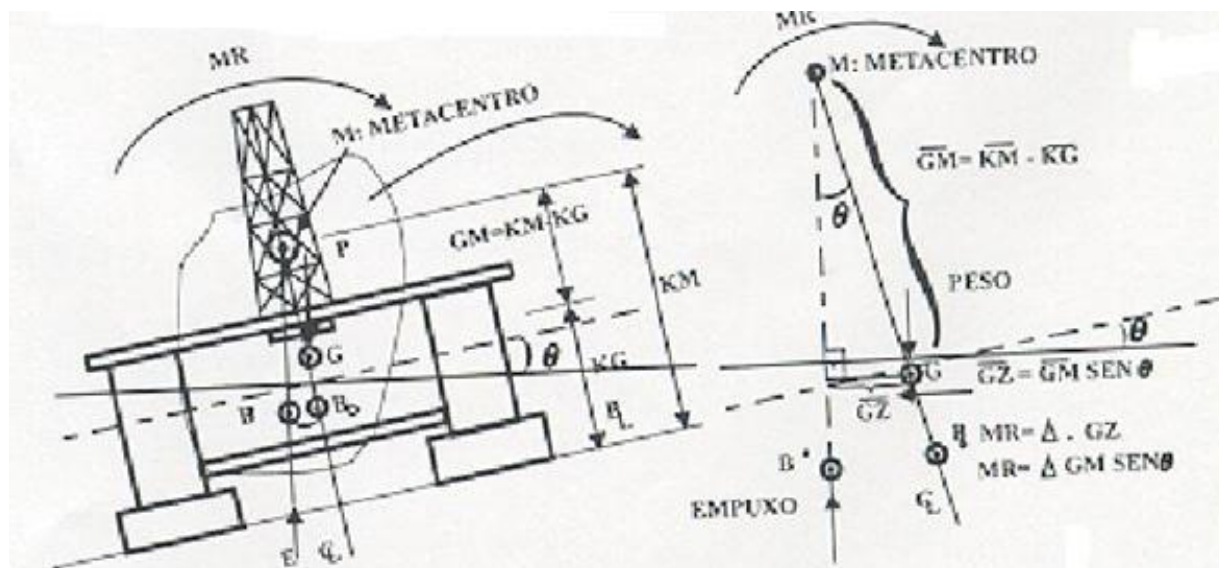


Figura 57 - Variáveis para o cálculo do momento de retorno. (NOGUEIRA, SOUZA, *et al.*, 2002)

Assim pode-se adotar, de maneira na prática, a posição do centro de carena para embarcações com cascos complexos inclinados de duas formas: a aproximação pelo método dos pequenos ângulos e para grandes ângulos.

O método dos pequenos ângulos subestima a estabilidade a grandes ângulos e a distância vertical entre o metacentro e o centro de gravidade (GM) como indicativo de estabilidade inicial é pessimista fora da sua faixa de aplicação, ou seja, o flutuante terá uma restauração maior que a prevista inicialmente usando pequenos ângulos, já para grandes ângulos o cálculo do centro de carena é mais complexo pois implica na montagem de curvas

(solução gráfica) ou tabelas (solução numérica) para se calcular as condições de equilíbrio ( $M_r$ ), e também é criticamente necessária quando a angulação for maior que  $15^\circ$ . (NOGUEIRA, SOUZA, *et al.*, 2002)

A partir disso, utiliza-se o método de pequenos ângulos devido a embarcação requerer uma variação angular mínima para que se possa operar corretamente a turbina, sem causar grandes interferências no seu funcionamento. (ALVES, 2006)

Com base na Figura 57, o método dos pequenos ângulos é representado graficamente na relação entre o centro de gravidade (CG) e o centro de carena (B). Quando a embarcação inclina, assume-se que B gira em torno de um ponto fixo chamado de metacentro (M). Desta relação gráfica deriva-se a principal relação trigonométrica para o cálculo do braço de retorno (GZ):

$$\sin \theta = \frac{GZ}{GM} \rightarrow GZ = GM \cdot \sin \theta \quad (46)$$

Onde  $\theta$  é ângulo de adernamento da embarcação, GZ é o braço de retorno, GM é a distância vertical entre o M e o CG no sistema de eixos da embarcação expressa por:

$$GM = KM - KG \quad (47)$$

Com KM sendo a coordenada vertical do metacentro a partir do ponto mais fundo da embarcação e KG a coordenada vertical do centro de gravidade, também a partir do ponto mais ao fundo. Da equação para momento de retorno, tem-se:

$$M_r = \Delta \cdot GM \cdot \sin \theta \quad (48)$$

Caso  $M_r$  seja positivo, a embarcação encontra-se em equilíbrio estável; caso seja negativo, a embarcação se encontra em equilíbrio instável e, caso seja nulo, a embarcação encontra-se em equilíbrio indiferente.

Para o método dos pequenos ângulos o metacentro é o centro da trajetória circular de B, a distância vertical BM é justamente o raio deste círculo, portanto BM é denominado de raio metacêntrico. Na realidade o KM é a soma do KB (ou VCB) mais o raio metacêntrico (BM).

$$KM = KB + BM \quad (49)$$

Onde KB é a coordenada vertical do centro de carena, BM é o raio metacêntrico.

O KB é uma característica hidrostática portanto torna-se necessário definir o raio metacêntrico BM. Analisando-se novamente a relação gráfica entre peso, empuxo e metacentro (ver ) percebe-se que o BM é a medida do quanto o centro de carena se desloca



quando a embarcação inclina. Esta relação de causa e efeito é representada matematicamente como:

$$BM = \frac{I}{\nabla} \quad (50)$$

Onde BM é o raio metacêntrico em metros; I é o momento de inércia da área da linha d'água da unidade em torno do eixo de inclinação, no calado em questão, em  $m^4$  e  $\nabla$  é o volume total submerso, no calado em questão, em  $m^3$ .

Para a realização dos estudos de estabilidade, é preciso saber a posição do centro de massa e de carena de cada elemento da embarcação e seus pontos resultantes. O centro de massa resultante de vários corpos com massas e posições diferentes é dada por:

$$x_{cm} = \frac{\sum_{i=1}^n (m_i \cdot x_i)}{\sum_{i=1}^n m_i}; \quad y_{cm} = \frac{\sum_{i=1}^n (m_i \cdot y_i)}{\sum_{i=1}^n m_i}; \quad (51)$$

Onde  $m$  é a massa de cada componente,  $x$  é a posição em relação ao eixo x do centro de massa com relação a um referencial;  $y$ , a posição do centro de massa com relação ao mesmo referencial no eixo y e  $i$  o número de componentes.

Para se determinar o centro de carena, se vale do mesmo princípio, já que o ponto onde o empuxo age é o centro de massa do volume de água deslocado. Encontra-se então o centro de carena para cada elemento, aplica-se na fórmula (51), de modo que a massa considerada é a massa do volume de água deslocado por aquele elemento.

Para de encontrar o centro de massa de cada embarcação, devido a sua geometria complexa, o que torna muito trabalhoso o cálculo manual, lançou-se mão do recurso “avaliação de massa” no software SolidWorks e procedeu-se da mesma maneira que apresentado no capítulo 2.1 para a extração das mesmas informações intrínsecas à turbina. Uma vez com a forma, a estrutura e o posicionamento dos elementos da embarcação bem definidos e, com o desenho tridimensional realizado, foi possível estimar por meio do software a posição de cada centro de massa.

Para a estimativa da posição do centro de carena, assim como no capítulo 2.1, foram representados os volumes submersos como sólidos maciços, que representam o volume deslocado. Considerando os dois modos de serviço da embarcação, o de funcionamento, com a turbina submersa e gerando energia e, o modo de manutenção, no qual a turbina está içada e parada. Desta maneira foi possível aferir todas as coordenadas desejadas. A figura 58 mostra a diferença dos sólidos considerados para o centro de massa e o centro de carena.

O mesmo procedimento mostrado na figura foi repetido para os demais elementos da embarcação. Definiu-se, também, uma massa mínima para os equipamentos visando atingir o lastro necessário.

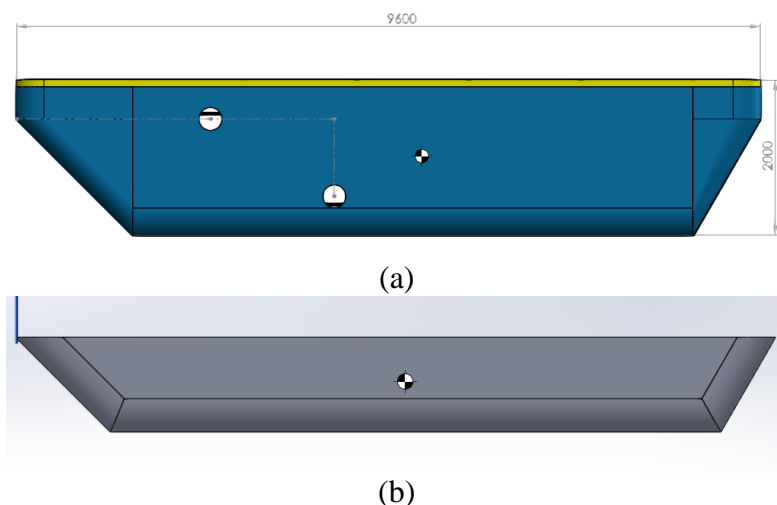


Figura 58 – Estimativa do centro de massa (a) e de carena (b) do módulo central via DS SolidWorks

Define-se, para efeito de orientação, as direções **horizontal** como sendo a direção **paralela à linha d'água** e, **vertical**, como **normal à linha d'água**.

Com conhecimento das posições do centro de massa e de carena, calculou-se a posição do centro de massa e carena do conjunto por meio da equação (51).

Tabela 19 – Posições do centro de massa e carena da embarcação em posição de funcionamento

Elemento	Massa (kg)	Volume submerso (m <sup>3</sup> )	Centro de Massa (mm)		Centro de Carena (mm)	
			Horizontal	Vertical	Horizontal	Vertical
Módulo flutuante	(2x) 25208,81	50.54	7965	1002.44	6329	515.72
Módulo central	10012.92	14.47	11230	1006.89	10654	528.54
Braços	6339.20	2,47	8357.98	-2568	8148	-2500
Turbina	32265.4	12,48	8956	-6587	9242.7	-5968
Massa de equipamentos	7000	Não influencia	11230*	1006.89	-	-
<b>Conjunto:</b>			125474.9	-1511.88	6972.1	279.1

Tabela 20 – Posições do centro de massa e carena da embarcação em posição de manutenção

Elemento	Massa (kg)	Volume submerso (m <sup>3</sup> )	Centro de Massa (mm)		Centro de Carena (mm)	
			Horizontal	Vertical	Horizontal	Vertical
Módulo flutuante	(2x) 25208,81	50.54	7965	1002.44	6329	515.72
Módulo central	10012.92	14.47	11230	1006.89	10654	528.54
Braços	6339.20	2,47	5252	966.83	5252	500

<b>Turbina</b>	32265.4	12,48	2018.57	379.83	-1731.87	500
<b>Massa de equipamentos</b>	7000	Não influencia	11230*	1006.89	-	-
<b>Conjunto:</b>			6521.70	812.16	6740.196	515.98

Onde os valores na horizontal têm referencial na proa do módulo flutuante e os valores na vertical têm sua referência no fundo da embarcação.

Sabendo as posições dos centros de massa e de carena e, também, que o momento restaurador atua sobre o centro de massa (CG) da embarcação, devido ao torque gerado pelo braço de retorno formado pela distância horizontal entre o CG e o centro de carena (CC) e a força de empuxo, que desloca com a mudança da forma da massa submersa, calcula-se o momento restaurador da embarcação para jogo (roll) e para arfagem (trim) por meio das equações (47) a (50):

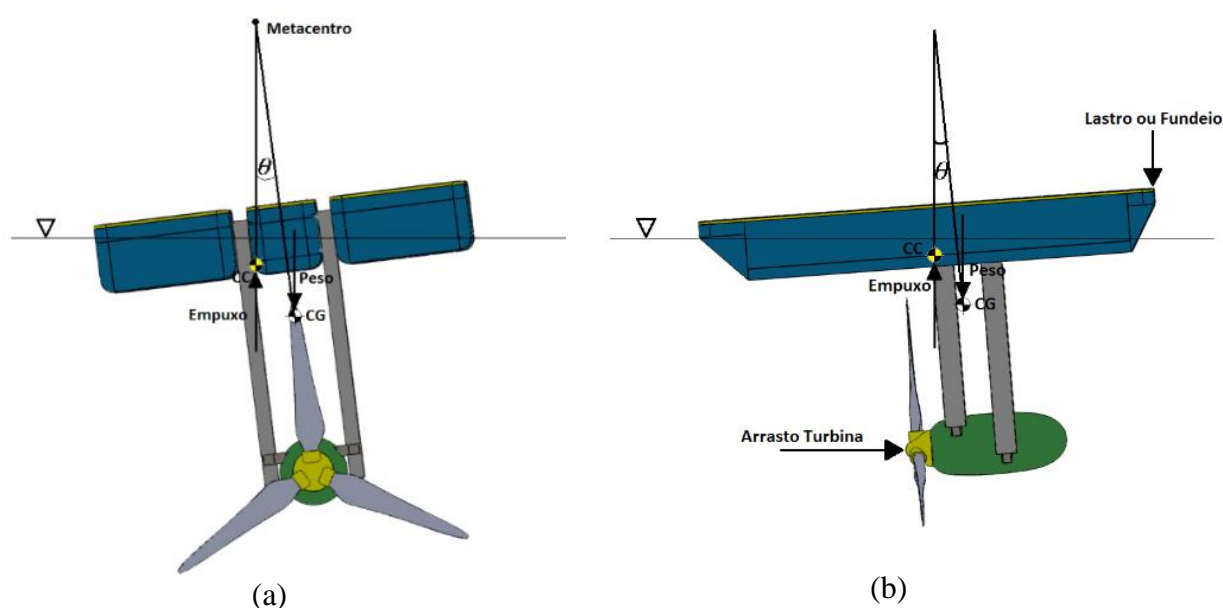


Figura 59 – Comportamento da embarcação em roll (a) e trim (b) em funcionamento

Considera-se, também, o torque da turbina, que é transmitido por meio dos braços para o centro de gravidade, que é contrário ao momento restaurador, como mostra a Figura 60 (a). Há, também um efeito de incremento ou decremento do peso da embarcação devido à angulação da turbina em relação ao CG. O braço de alavanca que se forma entre o eixo da turbina e o CG, figura 60 (b), provoca este fenômeno. Embora os ângulos dimensionados sejam  $10^\circ$ , no máximo (DPC, 2005), resultando em um pequeno braço de alavanca, este efeito é relevante devido ao alto valor do torque. Esta reação tende a aumentar o peso da embarcação caso esta incline na direção da rotação da turbina e, tende a diminuir, caso incline ao contrário.

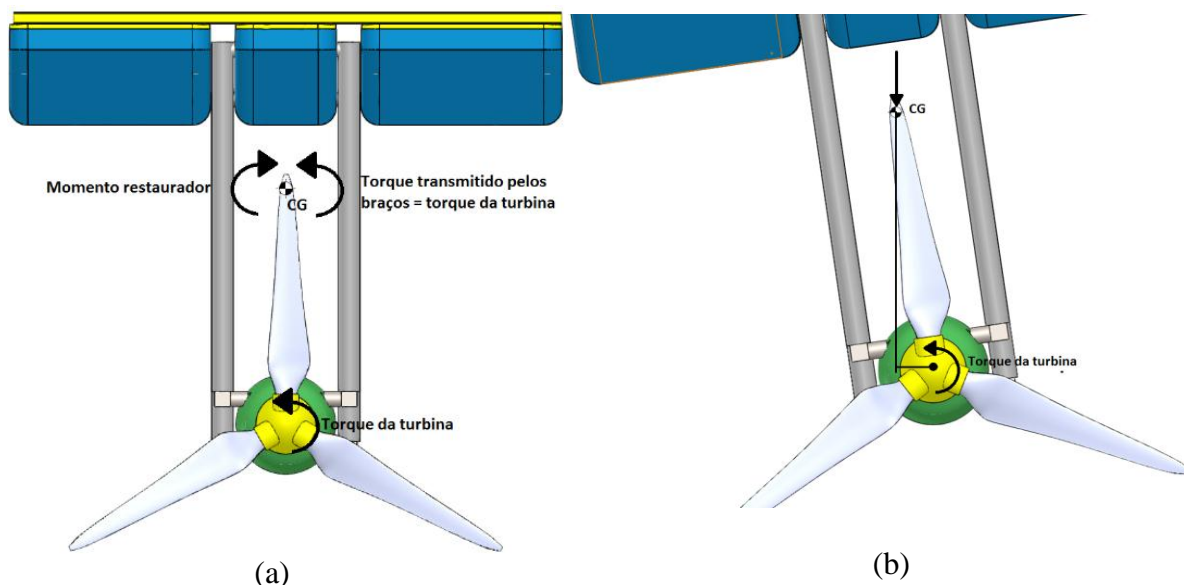


Figura 60 – Efeitos do torque da turbina na estabilidade da embarcação

Resultado		Roll	Trim
$\theta$	Ângulo máximo de inclinação	10°	10°
<b>I</b>	Momento de inercia da linha d'água ( $m^4$ )	1987.54	155.81
<b>BM</b>	Distância centro de carena ao metacentro (m)	39.33	3.08
<b>KM</b>	Distância do fundo ao metacentro (m)	39.08	3.36
<b>GM</b>	Distância CG ao metacentro (m)	40.88	4.87
<b>Gz</b>	Distância CG ao fundo (m)	0.71	0.09
	Distância da turbina ao CG (m)	4.20	4.20
	Braço de alavanca para o ângulo máximo (m)	0.07	0.07
	Força aplicada no CG durante inclinação (kN)	±23.33	n/a
<b>Mr</b>	Momento Restaurador (kN)	353.31	42.13
	Torque da Turbina (kN.m)	318	n/a
	Momento residual	35,31	-

Sabendo que existe momento restaurador ainda é positivo para a pior situação, é possível afirmar que a embarcação, será estável para roll em posição de funcionamento. Dependendo do sentido da inclinação da embarcação em roll, haverá um acréscimo ou decréscimo de 23,33 kN no seu peso. Para trim, ainda é preciso avaliar o momento gerado pelo arrasto da turbina. O arrasto da turbina realiza torque no centro de massa da embarcação. É preciso calcular todos os momentos e, caso sua resultante seja maior que o momento restaurador, é preciso fazer a compensação por meio de lastro ou fundeio à popa, conforme figura 59 (b). Realizando um diagrama de corpo livre na embarcação e, com as posições dos centros, é possível calcular a força necessária para lastro ou fundeio:

Tabela 21 – Resultados do estudo de corpo livre da embarcação em funcionamento

Descrição	Valor	Unidade
Posição do CG vertical	-1.51	m
Posição do CC vertical	0.28	m
Distância entre centros horizontal	1.83	m
Distância entre centros Vertical	1.79	m
Momento Gerado pelo empuxo	-2311.88	kN.m
Distância entre CG e Popa	6.18	m
Arrasto da turbina	697.00	kN
Distância entre turbina e CG vertical	4.48	m
Momento da turbina	3128.22	
Momento residual	774.21	kN.m
Força vertical a ser aplicada	125.10	kN
Local	Popa	

Devido ao momento residual, que é a diferença entre a resultante dos momentos gerados e o momento restaurador, conclui-se que é necessária a aplicação de uma força vertical de 125 kN à popa para manter a estabilidade da embarcação, para um ângulo máximo de trim de 10°. Esta força pode ser efetuada por fundeio, já que o volume de lastro necessário para suprir esta necessidade é muito alto.

O processo se repete para a embarcação em posição de manutenção, conforme figura 68:

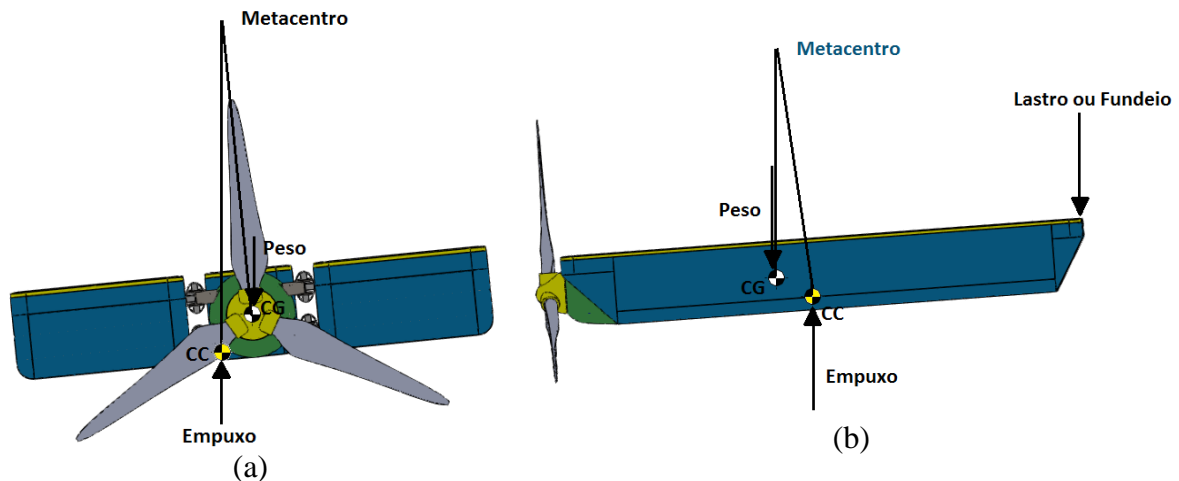


Figura 61 – Comportamento da embarcação em roll (a) e trim (b) em manutenção

Os resultados dos cálculos do momento restaurador são apresentados na tabela 27:

Tabela 22 – Resultados do estudo de corpo livre para trim na embarcação em manutenção

		<b>Roll</b>	<b>Trim</b>
<b><math>\theta</math></b>	Ângulo máximo de inclinação	10°	10°
<b>I</b>	Momento de inercia da linha d'água ( $m^4$ )	1987.54	155.81
<b>BM</b>	Distância centro de carena ao metacentro (m)	39.33	3.08
<b>KM</b>	Distância do fundo ao metacentro (m)	39.84	4.12
<b>GM</b>	Distância CG ao metacentro (m)	38.88	3.63
<b>Gz</b>	Distância CG ao fundo (m)	0.68	0.68
<b>Mr</b>	Momento Restaurador (kN)	336.04	312.20

Segundo os resultados obtidos, a embarcação também confere estabilidade para a posição de manutenção. Esta posição, por não interferir no funcionamento da turbina, permite um maior ângulo de inclinação. O ângulo máximo de equilíbrio para uma embarcação autopropelida, ou não é de 10°, segundo a NORMAM-02 (DPC, 2005). Entretanto, a embarcação ainda sofre um momento, em seu centro de massa, por conta do peso da turbina. Avalia-se então a resultante de todos os momentos para verificar a necessidade de lastro.

Tabela 23 – Resultados do estudo de corpo livre para trim na embarcação em funcionamento

<b>Descrição</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
<b>Posição do CG vertical</b>	0.49	m
<b>Posição do CC vertical</b>	1.04	m
<b>Distância entre centros horizontal</b>	0.22	m
<b>Distância entre centros Vertical</b>	0.55	m
<b>Momento Gerado pelo empuxo</b>	274.65	kN.m
<b>Distância entre CG e Popa</b>	8.48	m
<b>Momento residual</b>	-37,55	kN.m
<b>Força vertical a ser aplicada</b>	0	kN
<b>Local</b>	-	

Os resultados mostram que, para até 10° de inclinação, a embarcação sofre um momento residual menor, em módulo, que o momento restaurador (apresentado na Tabela 22) e, portanto, descarta a possibilidade de lastro para esta situação. Tal comportamento favorece a mobilidade, já que ao ser posicionada nesta característica, a embarcação deve estar preparada para ser rebocada, içada, reposicionada, etc., além de possibilitar uma maior carga paga (capacidade de carga sobre a embarcação) durante o processo. Ainda com o mesmo algoritmo, que varia o centro de massa de acordo com as massas aplicadas, foi possível constatar que, para a embarcação atingir o equilíbrio na fase de manutenção, é necessária uma

carga mínima distribuída de 10,47 kN no módulo central, o que equivale a 1066kg. A carga máxima suportada pela embarcação é de 17355kg, ou seja, 170,42 kN.

Com isto, definiu-se que, o maquinário posicionado no interior do módulo central deve ser, após selecionado e posicionado, ter sua massa compensada por meio de lastro sólido de maneira a coincidir o centro de massa do conjunto de equipamentos com o centro de massa da embarcação. Deve-se atingir uma massa mínima de 17.355 kg somando a massa do maquinário com a massa do lastro, para que a embarcação não precise compensar este desbalanceamento com fundeio para o modo manutenção.

Como o arrasto sobre a turbina, durante a atividade de geração, é muito alto, o momento gerado por este arrasto em função do comprimento dos braços é bastante elevado, o que torna o momento de restauração da embarcação e lastreio insuficientes para promover a estabilidade, tendo que os cabos de aço do fundeio serem dimensionados também para esta finalidade.

Cabe salientar que o processo descrito nesta seção foi o mais importante para o dimensionamento da embarcação. Por conta deste estudo, a embarcação sofreu inúmeras modificações até que se chegasse a um modelo estável. Os valores finais aqui representados

### **6.2.1. Vigas de união entre os módulos**

Como os três módulos da embarcação são independentes, se faz necessário o projeto de um método para a união dos mesmos. Como solução, sugere-se o uso de duas vigas, aparafusadas nas cavernas das extremidades do módulo central (Cavernas 1 e 6 da embarcação, conforme Figura 49 da seção 6.2.9 deste trabalho) que são paralelas às cavernas 5 e 8 dos módulos flutuantes (figura 48 da seção 6.2.9). Estas vigas serão dimensionadas de acordo com o método de módulo de seção mínimo, com procedimento idêntico ao mostrado no capítulo 4. Como já se sabe os pesos, que serão os maiores solicitantes destas vigas, realiza-se um estudo estático em relação ao módulo central. O Diagrama de corpo livre da embarcação é mostrado a seguir:

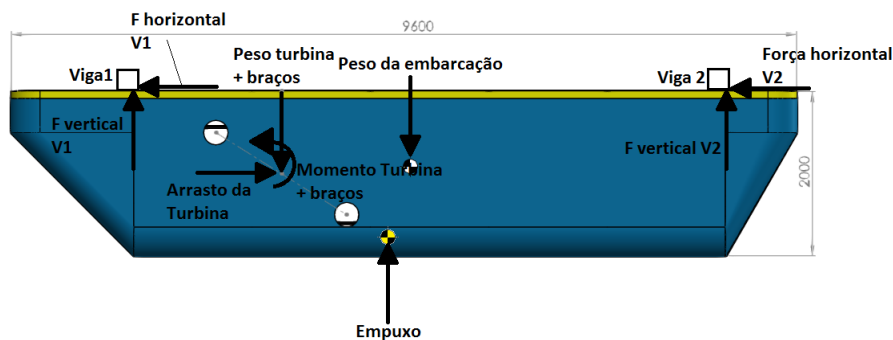


Figura 62 – Diagrama de corpo livre do módulo central

A partir do diagrama de corpo livre e, conhecendo os valores de arrasto da turbina, peso da embarcação (módulo central, apenas), empuxo do módulo central, peso e empuxo da turbina e braços, é possível calcular as solicitações das vigas 1 e 2, posicionadas sobre a primeira e última caverna, respectivamente, do módulo central. As solicitações provenientes da turbina, foram concentradas no ponto médio entre os eixos de cada braço já que, conforme mencionado no capítulo 4, os braços foram posicionados na resultante entre o centro de gravidade e de carena da turbina, de maneira que não efetuem momento sobre os braços, fazendo com que a solicitação sobre os quatro sejam iguais.

A tabela 24 apresenta as distâncias entre os pontos de interesse para o cálculo a seguir.

Tabela 24 – Distâncias consideradas para cálculo das vigas

Distancias (m)					
Horizontal	Proa a Viga 1	Viga 1 a Ponto médio dos braços	Ponto médio dos braços -CC	CC -CG	CG a Viga 2
		1.5	1.875	1.679	0.576
Vertical	Viga 1 a ponto médio dos braços	Viga 1 ao CG	Viga 1 ao CC		
	1	0.99311	1.47146		

Com as distâncias apresentadas na tabela acima e, sabendo as solicitações na embarcação, calcula-se as forças necessárias para o equilíbrio estático da embarcação nas vigas 1 e 2, segundo a tabela 25:

Tabela 25 – Parâmetros de entrada e cálculo das solicitações nas vigas 1 e 2

	Funcionamento	Manutenção	Unidade
<b>Peso módulo central</b>	98.33	98.33	kN
<b>Empuxo módulo central</b>	142.07	142.07	kN
<b>Arrasto da turbina</b>	697.00	0.00	kN
<b>Peso da Turbina</b>	386.85	386.85	kN
<b>Empuxo Turbina</b>	112.55	56.28	kN
<b>Força vertical no braço</b>	274.30	0.00	kN
<b>Tamanho Braço</b>	7.00	5.79	m
<b>Momento do braço</b>	4879.00	2244.50	kN.m
<b>Peso dos braços</b>	62.25	62.25	kN
<b>Empuxo Braços</b>	9.90	4.95	kN



<b>Posição empuxo horizontal</b>	5054.00	5.054	m
<b>Posição. empuxo vertical</b>	528.54	0.528	m
<b>Posição CM horizontal</b>	5630.00	5.630	m
<b>Posição CM vetical</b>	1006.89	1.007	m
<b>Solicitação Viga 1 Vertical</b>	<b>982.71</b>	<b>567.53</b>	<b>kN</b>
<b>Solicitação Viga 1 Horizontal</b>	<b>348.50</b>	<b>0.00</b>	<b>kN</b>
<b>Solicitação Viga 2 Vertical</b>	<b>-699.80</b>	<b>-223.40</b>	<b>kN</b>
<b>Solicitação Viga 2 Horizontal</b>	<b>348.50</b>	<b>0.00</b>	<b>kN</b>

Por contar com valores de solicitação maiores em módulo, as vigas serão dimensionadas para a embarcação em posição de funcionamento. Com o conhecimento das solicitações nas vigas, é possível traçar, com o auxílio do software FTOOL diagramas de momento fletor e esforço cortante, para que se saiba o maior momento, informação básica para se calcular o módulo de seção mínimo para cada viga.

O posicionamento das vigas é tal como mostra a figura 63.

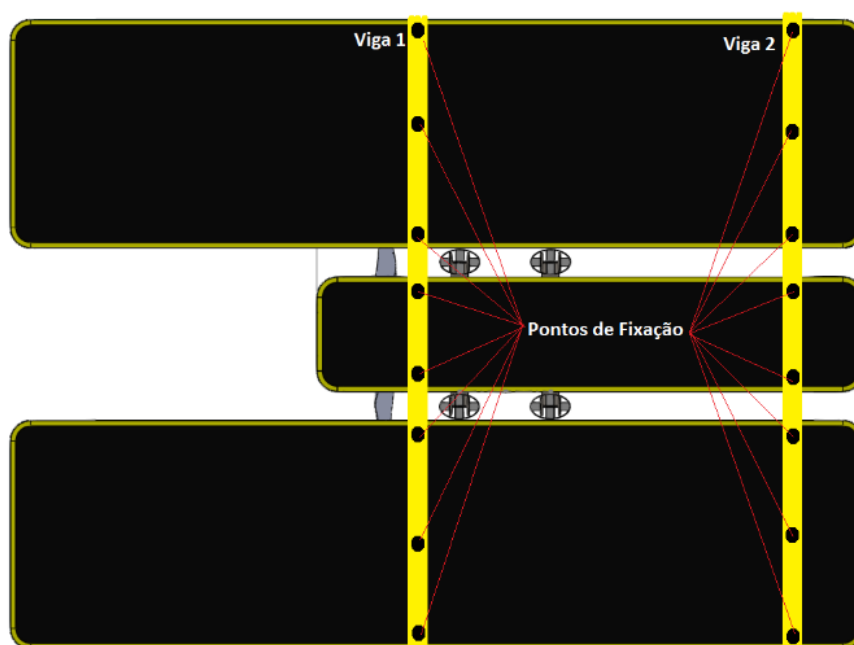


Figura 63 – Posição das vigas 1 e 2 na embarcação

Os pontos de fixação foram posicionados em cima dos pilares de sustentação das vigas (cavernas do costado e pés de carneiro). Considera-se, também, o carregamento distribuído ao longo da largura de cada embarcação. Diante do exposto, é traçado os diagramas de momento fletor e esforço cortante:

Viga 1:

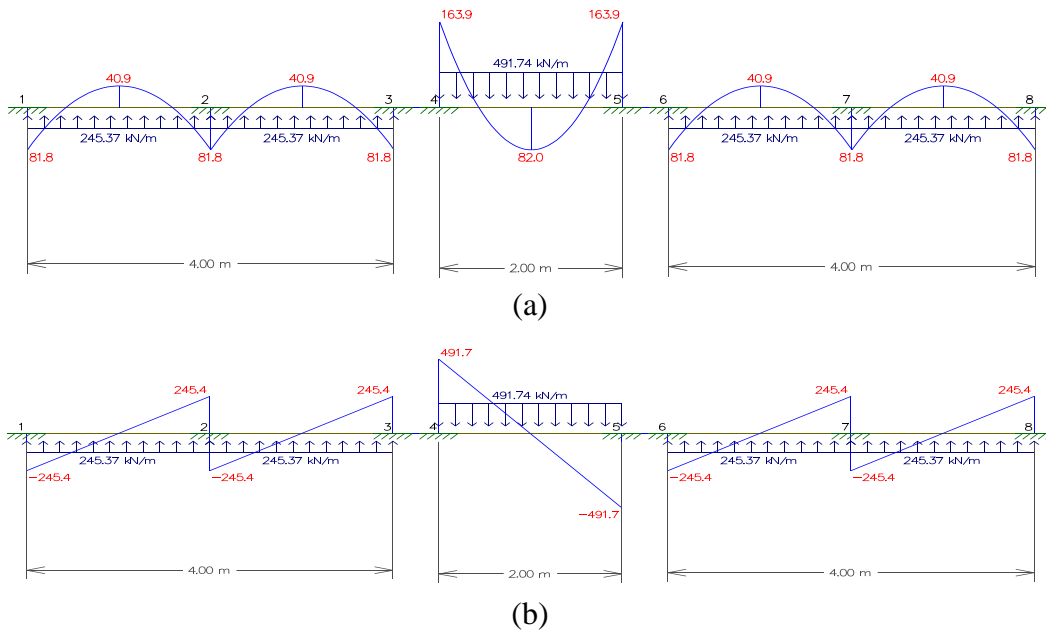


Figura 64 – Diagramas de momento fletor (a) e esforço (b) para viga 1

Dos diagramas, é possível inferir o momento fletor máximo (163,9 kN.m) e o esforço cortante máximo (491,7 kN) na viga 1.

Viga 2:

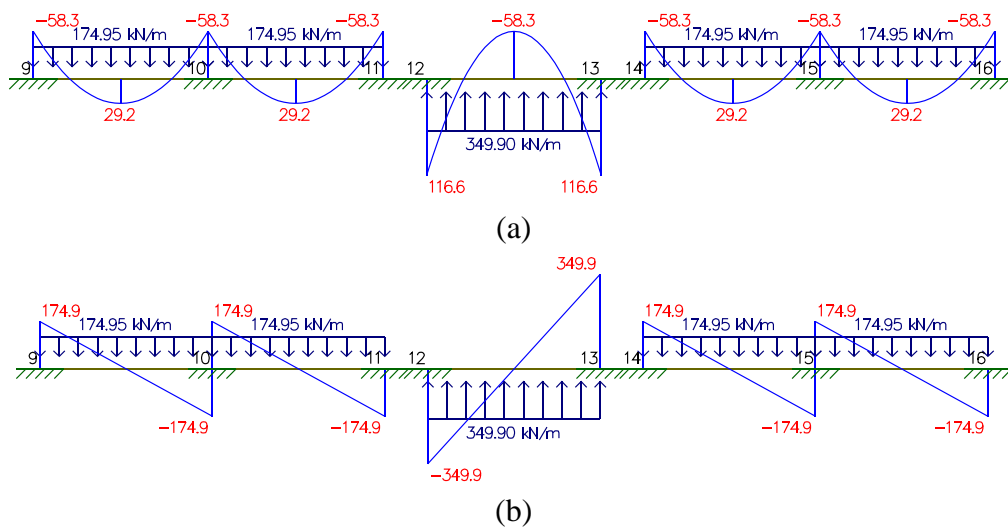


Figura 65 – Diagramas de momento fletor (a) e esforço (b) para viga 2

Dos diagramas, é possível inferir o momento fletor máximo (116,6 kN.m) e o esforço cortante máximo (349,9 kN) na viga 2.

A solicitação no sentido horizontal também existe e é igual para as duas vigas. Esta solicitação é proveniente do arrasto da turbina. Calcula-se o momento fletor máximo e o esforço cortante para este caso também:

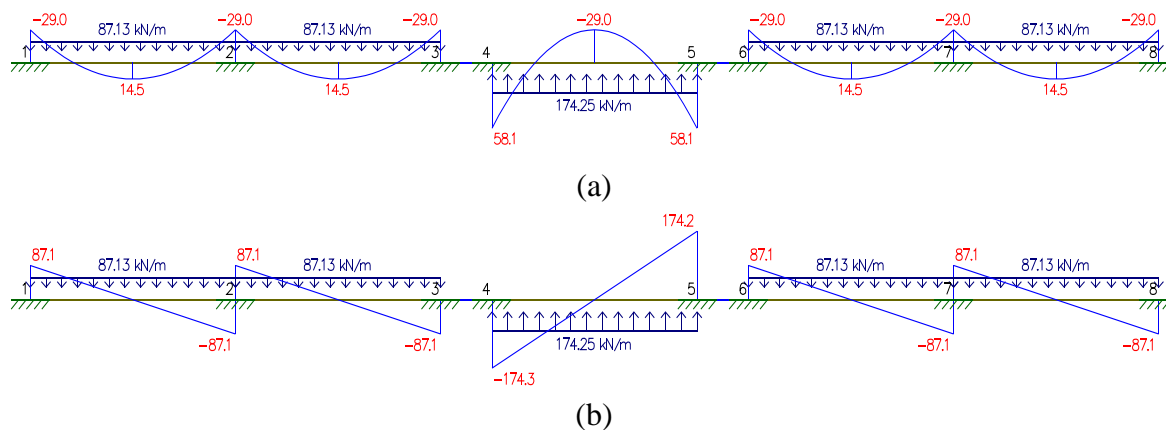


Figura 66 – Diagramas de momento fletor (a) e esforço (b) para viga 2

O maior momento fletor para ambas as vigas na direção horizontal é de 58,1kN.m e esforço cortante de 174,3 kN.

Por meio do método descrito no capítulo 4, para seleção dos braços de içamento da turbina, calcula-se para as vigas 1 e 2 os módulos mínimos de seção para os momentos máximos. A partir do módulo mínimo de seção, é possível selecionar a viga desejada. Entretanto, para este caso, há solicitações nas direções vertical e horizontal, ou seja, a viga selecionada deve atender ao módulo de seção mínimo para os dois sentidos.

	Módulo de seção mínimo (cm <sup>3</sup> )	Perfil W selecionado	$W_x$ do perfil (cm <sup>3</sup> )	$W_y$ do perfil (cm <sup>3</sup> )	Massa específica (kg/m)
Viga 1 vertical	983.40	W 200 x 52	1024	174.9	51.6
Viga 2 vertical	697.80	W 310 x 28.3	703	31	27.64
Viga 1 e 2 horizontal	348.60	W 200 x 100	1978	348.9	98

A viga selecionada, então, é a W 200 x 100, para ambas as posições, cujos módulos de seção tanto para a direção horizontal, quanto para a vertical são atendidos simultaneamente.

Sabendo a massa específica, pode-se admitir que, a massa da viga acima do convés do módulo flutuante é de 392 kg. Conclui-se, então, que os pés de carneiro dimensionados na seção 6.2.8, que têm uma capacidade máxima de carga de 1,13 toneladas são suficientes para a sustentação das vigas.

Tendo selecionado as vigas, é possível dar o projeto estrutural do conjunto flutuante por concluído. A figura 67 mostra o conjunto flutuante em fase final. Se faz necessário, agora, o estudo e projeto do sistema de fundeio para manter o conjunto ancorado durante funcionamento.

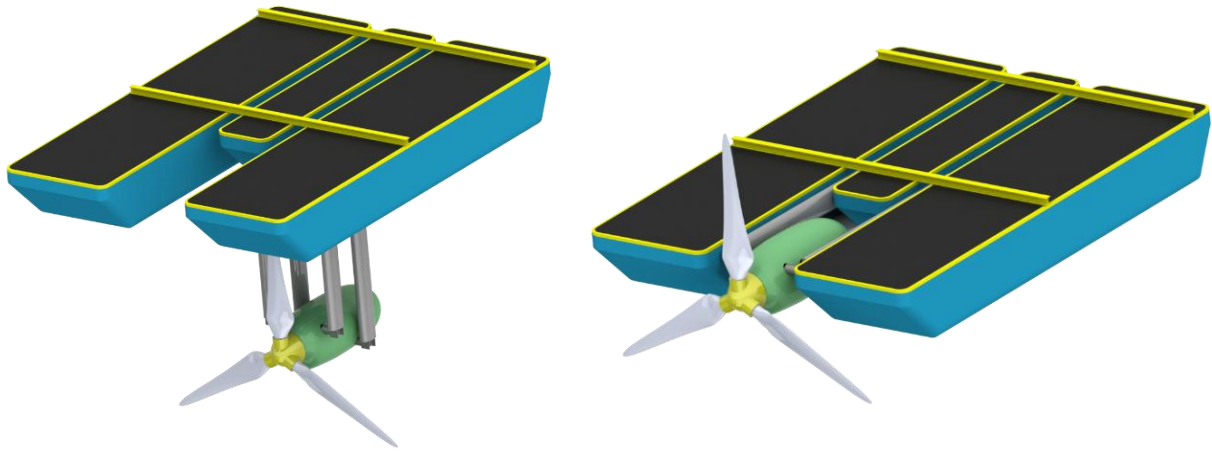


Figura 67 – Montagem final do conjunto flutuante

### 6.3. SISTEMA DE FUNDEIO

Para iniciar o estudo do sistema de fundeio é necessário conhecer as condições do ambiente em que a estrutura de fixação da turbina será exposta. Sabe-se que ela deve ser fixada a jusante da UHE de Tucuruí e seu dados de projeto ambientais são descritos no item 2, Tabela 1 e Tabela 2.

No caso das turbinas eólicas, a torre de sustentação deve estar bem ancorada no fundo do mar, para garantir sua estabilidade e suportar as variações extremas dos ventos e das ondas. Com isso a maioria dos projetos só se tornam viáveis em profundidades inferiores a 50 metros. No entanto, uma nova geração de turbinas eólicas tem sido estudada para que seu fundeio seja através de flutuadores, já que elas podem ser fixadas a profundidades maiores pois são fixadas por pontões ligados ao fundo do mar ligados a longos cabos de aço. (GROTELÜSCHEN e FRANÇA, 2013)



Figura 68 - A turbina eólica com seu lastro de cimento sustentada por cabos. (GROTELÜSCHEN e FRANÇA, 2013)

Para este tipo de sistema ter a estabilidade necessária, os pontões têm que ser amarrados a enormes blocos de concreto no fundo do oceano. Segundo GROTELÜSCHEN e FRANÇA (2013), as empresas envolvidas no desenvolvimento dos projetos acreditam que o sistema pode funcionar em águas com até 700 metros de profundidade.

Entretanto as turbinas flutuantes balançam com as ondas e a solução desse problema poderia ser simples, deixando o dispositivo mais pesado e, portanto, menos suscetível às ondas. Contudo, o custo do material adicional para a estabilização seria elevado. Assim uma das ideias propostas para esse tipo de problema é utilizar um sistema que bombeie água de um

tanque de lastro para o outro, estabilizando a turbina. Outra estratégia seria regular a tensão dos cabos para estabilizar a estrutura quando o mar estiver agitado.

Esse tipo de aplicação se assemelha as unidades flutuantes de plataformas semissubmersíveis *off-shore*. Este projeto contará com as metodologias de estabilização de unidades flutuantes utilizadas nesta área apresentadas pelas teses de ALBRECHT (2005), ALVES (2006) e BICO (2013), e também conta com a metodologia utilizada na aplicação de unidades flutuantes fluviais para atracamento de embarcações DNIT (2014) e normas regulamentadoras da Marinha Brasileira (DPC, 2005).

### **6.3.1. Sistema de Ancoragem**

Nomeia-se um sistema de ancoragem aquele em que os componentes formam uma estrutura adequada para manter uma unidade flutuante em posição de equilíbrio com ajustes do seu posicionamento. Geralmente, sistemas de ancoragem são compostos por linhas de ancoragem que conectam a unidade flutuante às fundações, transmitindo os esforços para o solo. (KAWASAKI, 2010)

O problema principal do sistema de fixação para quaisquer turbinas de correntes é a força axial gerada pelas correntezas. A partir do valor dessa força axial, o sistema deve ser projetado para reagir contra essa força para que não ocorram tombamentos, capotamentos ou transições indesejáveis na operação da turbina.

Já o problema do sistema flutuante ancorado é o deslocamento horizontal que ele sofre de acordo com os carregamentos ambientais, denominado deriva, passeio ou *offset*. Ele é definido como a distância entre a posição inicial de equilíbrio neutro e a posição final de equilíbrio sob a condição de tempo mais severa, sendo medido como um percentual da lâmina d'água.

Um sistema de ancoragem também deve antever a possibilidade de ruptura dos cabos de maneira que o sistema continue operando satisfatoriamente mesmo que esteja faltando uma linha de ancoragem. Neste período de transição até que a linha rompida seja substituída, as normas de projeto permitem a utilização de coeficientes de segurança menores.

### **6.3.2. Análise do sistema**

Tradicionalmente, para embarcações semissubmersíveis *off-shore*, são utilizadas duas aproximações de análise para determinar a resposta do sistema (ALBRECHT, 2005):

- Análise quasi-estática;
- Análise dinâmica.

A análise dinâmica é aplicada nas seguintes situações:

- Nos casos onde a embarcação apresentar grandes valores de resposta na frequência da onda. Assim, uma embarcação tipo navio irá requerer análises dinâmicas das linhas mais frequentemente do que uma semissubmersível;
- Quando a profundidade da lâmina d'água exceder 200 m;
- Quando a configuração da linha de ancoragem contiver grandes elementos de arrasto;
- Quando for necessário fazer uma análise de fadiga, devido à significativa componente de tensão dinâmica na linha.

Com base nisso, a análise quasi-estática é amplamente empregada em unidades flutuantes pois ela avalia o sistema de ancoragem aplicando-se um offset estático, causado pelas condições ambientais estáticas e dinâmicas sobre a unidade. Contudo, as duas metodologias requerem uma análise dinâmica para obtenção de uma configuração equilibrada que seja submetida a um carregamento. Caso alguma força não tenha sido citada, a resultante é a alteração no modelo e assim todo o estudo deveria ser realizado novamente e assim sucessivamente até se obter o modelo calibrado. (ALBRECHT, 2005).

Deste modo, a análise estática é adotada pois ela consiste basicamente no equilíbrio de forças e momentos resultantes dos carregamentos nas direções globais X, Y e Z. O principal objetivo da análise estática é a obtenção de uma configuração equilibrada sem a necessidade de uma simulação dinâmica, o que resulta na possibilidade de calibração e ajuste do modelo de uma forma muito rápida e eficiente se compararmos com a metodologia de análise quase-estática.

Para obtenção do equilíbrio do sistema utilizou-se um método puramente iterativo, e as parcelas de carregamento consideradas foram: peso do flutuante, empuxo da flutuante, cargas externas concentradas, correnteza e vento nas direções globais X, Y e Z e as forças atuantes da turbina na embarcação.

As equações de equilíbrio a serem atendidas são:

$$\Sigma F_x = 0; \Sigma F_y = 0; \Sigma F_z = 0; \Sigma M_x = 0; \Sigma M_y = 0; \Sigma M_z = 0 \quad (52)$$

### **6.3.2.1. Estimativa de força de arrasto sobre o conjunto flutuante**

Após a definição da embarcação, a força de arrasto atuante no flutuante é calculada por meio da equação (20), apresentada no item 2.2.2. Contudo, para uma estimativa conservadora, admite-se escoamento sobre placa plana ao longo do casco da embarcação para caracterizar o arrasto por atrito no escoamento sobre a “área molhada”, ou seja, a área da superfície submersa, além do arrasto de forma, dado pela área frontal submersa.

Segundo Çengel (2011), o coeficiente de atrito médio para escoamento laminar e turbulento em longas placas planas é dado por:

$$C_{D \text{ atrito}} = \frac{0,074}{Re_L^{\frac{1}{5}}} - \frac{1742}{Re_L} \quad (53)$$

Sendo  $Re_L$  o número de Reynolds do escoamento ao longo do comprimento do casco, dado por:

$$Re_L = \frac{\rho_{fl} \cdot U \cdot L}{\mu} \quad (54)$$

Onde  $\rho_{fl}$  é a massa específica do fluido,  $U$  é a velocidade do escoamento,  $L$ , o comprimento da parte submersa da embarcação e  $\mu$  a viscosidade do fluido. Para o mesmo escoamento apresentado no item 2.2.2 com  $U = 4,0$  m/s e  $\rho_{fl} = 999,97 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$  e, conforme a Tabela 11, o comprimento do fundo ( $L'$ ) do módulo flutuante é de 12,634 m e do módulo central é de 7,234 m. Considerando a viscosidade da água a 20 °C igual a  $1,002 \cdot 10^{-3} \frac{\text{N}\cdot\text{s}}{\text{m}^2}$ , calcula-se o número de Reynolds:  $Re_L = 5,0 \cdot 10^7$  para o módulo flutuante e  $Re_L = 2,89 \cdot 10^7$  para o modulo central, logo:

$$C_{D \text{ atrito}}(\text{flutuante}) = 2,10 \cdot 10^{-3}$$

$$C_{D \text{ atrito}}(\text{central}) = 2,32 \cdot 10^{-3}$$

Para o coeficiente de arrasto de forma, considera-se, conservadoramente, um escoamento sobre uma barra quadrada de cantos agudos, cujo coeficiente de arrasto é  $C_{D \text{ forma}} = 2,2$  (ÇENGEL, 2011). Nota-se que o coeficiente de atrito é muito pequeno em relação ao coeficiente de arrasto de forma. Portanto, pela equação (18) calcula-se o coeficiente de arrasto da embarcação:

$$C_D = 2,2 + 2,32 \cdot 10^{-3} + 2,10 \cdot 10^{-3} = 2,204$$

Então, a força de arrasto é calculada pela equação (19), admitindo uma “área molhada” aproximada de 75,804m<sup>2</sup> para o módulo flutuante e 28,936 m<sup>2</sup> para o módulo central tem-se:

$$F_d = \frac{1}{2} \cdot C_D \cdot \rho_{fl} \cdot U^2 \cdot A = \frac{1}{2} \cdot 2,204 \cdot 999,97 \cdot 4,0^2 \cdot (75,804 + 28,936) = 1846,72 \text{ kN}$$

### 6.3.2.2. Forças resultantes nas linhas de ancoragem

Considerando a força de arrasto sobre a turbina calculada no item 2.2.2, da embarcação calculada no item 6.3.2.1, e também aproximando a embarcação à uma viga



pode-se então obter as forças resultantes nos apoios, ou as tensões de solicitação dos cabos, levando em conta as condições de estabilidade descritas no item 6.2.11, obtendo-se o momento restaurador da embarcação.

Assim, a partir das equações de equilíbrio dadas pela equação (54) são encontradas as forças residuais e momentos residuais que devem ser corrigidos pelo fundeio da unidade flutuante. Aplicando os esforços diretamente no tensionamento das linhas de ancoragem são encontradas as forças de tensão nos cabos frontais, laterais e traseiros descritos na Tabela 26.

Tabela 26 – Força de tração nos cabos de fundeio.

<b>Força de Tração do Cabo</b>		
<b>Fc traseiros</b>	839,90	[kN]
<b>Fc laterais</b>	1390,63	[kN]
<b>Fc frontais</b>	420,60	[kN]

Geralmente, para garantir que o fundeio de plataformas sejam eficazes são necessárias no mínimo seis e no máximo oito linhas de ancoragem. (MARTINEZ, 2014) A partir disso, foram estudadas três configurações possíveis para as linhas de ancoragem, contendo 4, 6 e 8 linhas. Uma planilha em Excel foi desenvolvida para associar as forças resultantes na seleção de cabos e também no volume das poitas. As equações serão descritas no item 6.3.3.

### **6.3.3. Componentes do sistema**

As linhas de ancoragem podem ser compostas de diversos materiais, dentre estes os principais são as amarras, os cabos de aço e cabos de materiais sintéticos, como a poliamida e o poliéster. Já para a fixação podem ser utilizadas estacas de sucção, âncoras ou ainda pesos mortos. (KAWASAKI, 2010)

#### **6.3.3.1. Cabos de aço**

Os cabos de aço são equipamentos que auxiliam na movimentação de carga, fixação de elementos, entre outras funções. Os cabos são formados por um conjunto de pernas ou arames torcidos disposta em formato de hélice ao redor de uma alma. Esta alma pode ser de fibra ou de aço.

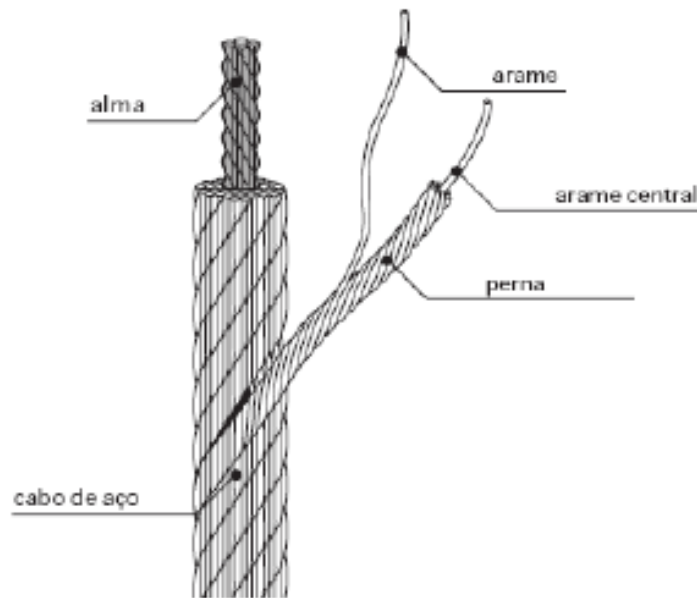


Figura 69 - Elementos de um cabo de aço.

A disposição dos fios e pernas influencia diretamente nas propriedades mecânicas dos cabos, principalmente no que diz respeito à resistência à tração, fadiga e corrosão.

Os cabos que possuem alma de fibra, em geral, dão mais flexibilidade ao cabo de aço, podendo ser confeccionados com fios torcidos de fibras naturais ou fibras artificiais (sintéticas). As almas sintéticas apresentam as mesmas vantagens das fibras naturais, além do que não se deterioram em contato com a água ou substâncias agressivas e não absorvem umidade, o que representa uma garantia contra o perigo de corrosão no interior do cabo de aço. (FONSECA, 2002)

Porém a utilização da fibra artificial eleva o custo se comparar às fibras naturais, limitando o seu uso. Outra recomendação é de que os fios de fibra da alma sejam tratados, durante a fabricação, com lubrificação especial que contenha composto de cobre (Cu) ou outro material preservativo, a fim de evitar a deterioração. (FONSECA, 2002)

Com isso, além do alto custo inicial da compra do cabo, seriam necessárias várias inspeções nos cabos com fibra sintética devido a sua recente aplicação em fundeio de embarcações, além da sua aplicação ser atual e ainda pouco difundida. Com isso, o cabo de aço com alma de aço será escolhido para este projeto.

Outro fator que influencia na escolha de um cabo de aço é o seu acabamento superficial. Ele está relacionado diretamente com a resistência à corrosão do cabo. Os cabos de aço podem ser lubrificados, zincados ou galvanizados. Os cabos galvanizados são apropriados para cabos que permaneceram estáticos ou relativamente estáticos, submetidos à

ação de um meio agressivo, como umidade, ácidos, etc., o que é ideal para utilização no sistema proposto.

Os principais tipos de cabo de aço empregados na ancoragem de sistemas flutuantes são o “six strand” e o “spiral strand”. Os cabos “six strand” são mais comumente utilizados devido ao seu fácil manuseio. Já cabos do tipo “spiral strand” são empregados em unidades que requerem resistência e durabilidade (ALBRECHT, 2005).

Os cabos “spiral strand” com torque balanceado são melhores que os cabos “six strand” e podem ter uma durabilidade muito grande quando são encapados com uma camada plástica. A desvantagem deste tipo de cabo é que ele é mais caro e deve ter um raio de curvatura mínimo de aproximadamente 22D, onde D é o diâmetro externo do cabo. (ALBRECHT, 2005) Esta limitação dificulta o manuseio e a utilização em guinchos com tambor, não sendo viável para este projeto.

Em relação à resistência dos arames que formam o cabo, normalmente são empregados dois tipos: IPS (Improved Plow Steel18) ou EIPS (Extra Improved Plow Steel19). O cabo com fios EIPS é mais resistente à tração e recomendado para unidades flutuantes (ALBRECHT 2005).

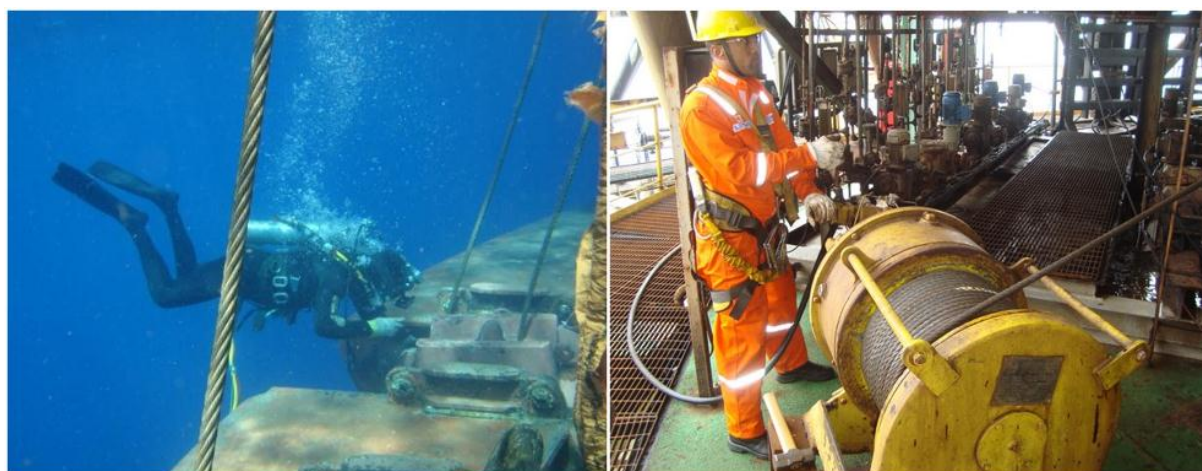


Figura 70 - Inspeção de cabos de aço em estruturas off-shore. (BELOV, 2015)

Assim, de acordo com o Manual Técnico - Cabos de Aço CIMAF (2009) a tabela 27 apresenta cabos de aço *six strand* que são indicados para a aplicação.

Tabela 27 – Cabos para offshore. (BELGO BEKAERT ARAMES, 2009)

Cabos para Ancoragem						
Classe	Composição	Tipo de Alma	Torção	Pré-formação	Acabamento	Categoria de resistência dos arames à tração
6x25	Filler	Alma de aço (AACI),	Regular	Pré-formado	Galvanizado	EIPS/EEIPS.
6x36	Warrington-Seale	Alma de aço (AACI)	Regular	Pré-formado	Galvanizado	EIPS/EEIPS.
6x41	Warrington-	Alma de aço	Regular	Pré-	Galvanizado	EIPS/EEIPS

	Seale	(AACI)		formado		
6x47	Warrington-Seale	Alma de aço (AACI)	Regular	Pré-formado	Galvanizado	EIPS/EEIPS

- **Dimensionamento dos Cabos**

Antes de utilizar o cabo de aço, é importante verificar o fator de segurança para a aplicação de interesse. Deste modo, o cabo de aço com resistência apropriada deve ser selecionado, pois um fator de segurança adequado garantirá no mínimo a segurança durante a operação, o desempenho e durabilidade do cabo de aço. A tabela 28 recomenda os fatores de segurança (FS) mínimos para diversas aplicações.

Tabela 28 – Fator de Segurança que deve ser aplicado a cada aplicação específica (SÃO RAPHAEL METALÚRGICA, 2013)

<b>Aplicações</b>	<b>Fator de Segurança</b>
Cabos Estáticos	3 a 4
Cabo para Tração no Sentido Horizontal	4 a 5
Guinchos, Guindastes, Escavadeiras	5
Pontes Rolantes	6 a 8
Talhas Elétricas e outras	7
Guindastes Estacionários	6 a 8
Laços	5 a 6
Elevadores de Obra (sem pessoas)	8 a 10
Elevadores de passageiros	12

É importante observar que os valores dos fatores de segurança para cabos são sempre elevados e as principais razões para isso está relacionado às aplicações dos mesmos. Em sua maioria, há riscos para pessoas, ou ainda, os cabos são submetidos a grandes cargas. Para este projeto o valor do fator é proposto em 7, pois a aplicação do molinete se assemelha a de uma talha, com o valor proposto na Tabela 28.

- **Análise de Tensões e Resultados**

As situações mais comuns de carregamento em cabos de aço podem ser resumidas em trações simples, trações dinâmicas, tensão de flexão devido ao dobramento em torno da polia ou no tambor, verificação de fadiga em cabos de aço e o alongamento. (FILHO, 2009)

Para o cálculo da carga mínima de ruptura é utilizada a equação:

$$CMR = FS \cdot CT \quad (55)$$

Onde CMR é a carga mínima de ruptura do cabo, FS é o fator de segurança e CT é a carga de trabalho. (BELGO BEKAERT ARAMES, 2009) As tensões admitidas para o dimensionamento dos cabos de fundeio dependem das dimensões finais do casco, já que as

forças de arrasto provocadas pelo escoamento sob a embarcação e através do rotor da turbina, além do torque gerado pelo arrasto nas pás da turbina em relação ao flutuante por meio do braço de sustentação dependem das suas áreas.

Para o selecionar os cabos, foi utilizada uma rotina em Excel considerando a sua carga de ruptura mínima, fator de segurança da aplicação, e também as tensões simples e tensões devido ao dobramento em torno do tambor e as forças descritas na Tabela 26. Deste modo, foram obtidos os seguintes valores:

Tabela 29 – Resultados para os cabos do fundeio.

<b>Cabos</b>	<b>Diâmetro [mm]</b>	<b>Comprimento [m]</b>	<b>Angulação [°]</b>
<b>Frontais</b>	16	62	45
<b>Laterais</b>	29	62	45
<b>Traseiros</b>	22	51	60

Todos os cabos são de composição 6x36, em warrington-seale com alma de aço (AACI), torção regular sendo pré-formado. Todos devem ser galvanizados e categoria de resistência a tração EIPS.

### 6.3.3.2. Amarras

Além disso, as linhas contam com 6 metros de amarras, essa configuração permite que a amarração no trecho mais profundo que tem uma inspeção menor seja constituída por amarras e que o trecho de mais fácil acesso seja constituído por cabos de aço (15 m – maré baixa a 30 m – maré alta). Elas são dimensionadas através do volume deslocado pelo conjunto turbina e flutuador, através da equação:

$$b = k \cdot V_d^{\frac{1}{3}} \quad (56)$$

Em que  $b$  é a bitola da amarra em polegadas,  $k$  é o coeficiente de confecção da amarra e  $V_d$  é o volume de deslocamento da embarcação, em toneladas. O coeficiente  $k$  varia de 0,08 a 0,14 dependendo do seu tipo de fabricação. (FONSECA, 2002) Com base na NBR ISO 1704, que define a construção das amarras, obteve-se a configuração da amarra descrita abaixo:

Tabela 30 – Seleção de amarras

<b>Tipo de Elo</b>	<b>Bitola [mm]</b>	<b>Comprimento do Elo [mm]</b>
<b>Elo comum</b>	19	114

A partir dessa configuração foi selecionada a corrente de amarras de  $\frac{3}{4}$ " pol, comumente conhecida como corrente calibrada, que atende a carga de ruptura imposta pelo carregamento na linha de ancoragem. A corrente de amarra deve possuir elos sem malhete Grau 3 certificadas segundo a norma DIN 766, fabricada em aço BTC galvanizado à fogo. (CASA DAS CORRENTES, 2015)

Para o mecanismo de nivelamento e posicionamento do flutuador a adoção de um sistema que proporcione o ajuste dos cabos utilizados na fixação do fundeio atende os requisitos de maneira simples e eficaz. Deste modo, propõe-se, como medida de controle do comprimento dos cabos, o uso guinchos ou molinetes navais com o objetivo de tracionar ou liberar cada cabo permitindo, de maneira prática, o posicionamento preciso, o nivelamento da turbina e do flutuante e a estabilidade diante de perturbações na corrente.

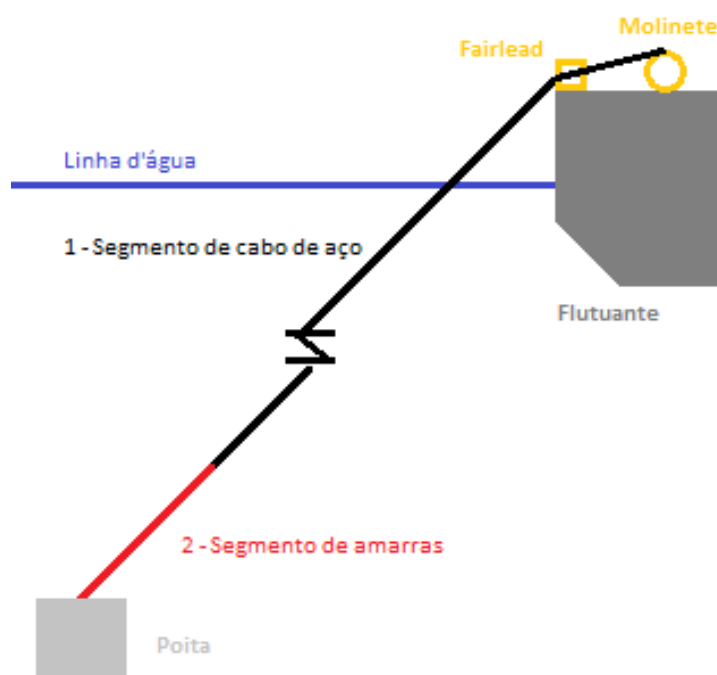


Figura 71 – Esquema proposto para o nivelamento do flutuador.

Em um molinete simples, o cabo desloca-se ao longo do eixo do tambor, em que a sua largura deve corresponder ao deslocamento axial do cabo. (FILHO, 2009). Tendo em vista a utilização dos tambores é necessário que o enrolamento do cabo seja feito manualmente ou por meio de motores elétricos.

Um sistema manual torna-se pouco prático, já que a embarcação se encontra não tripulada na maior parte do tempo e seria necessário o deslocamento de um técnico até o flutuante para efetuar os ajustes em cada necessidade. Assim opta-se pela aplicação de guinchos para fundeio onde os cabos são enrolados através de um tambor com acionamento por um motor elétrico.



Figura 72 - Guincho para fundeio. (STRAUHS, 2013)

O equipamento deve possuir comando remoto via botoeira rádio frequência, um sistema de leitura de tensão no cabo de aço através de célula de carga, é importante conter um visor de metragem utilizado para medir a quantidade de cabo lançado ou recolhido e principalmente um prensa-cabo, que mantém o cabo de aço prensado ao tambor.



Figura 73 – Guincho de atracação e fundeio. (EKRON, 2015)

Deste modo, serão aplicados seis guinchos dispostos simetricamente para que não ocorra alteração expressiva no centro de gravidade. Os guinchos seleccionados são do modelo EK90E-5T para os cabos frontais com capacidade de armazenamento de 190 m, EK90E-10T para os cabos e capacidade de 200m laterais e EK90E-15T para os traseiros com capacidade de 130 m de cabos, e ainda capacidade de freio de 15, 30 e 45 t, respectivamente.

Para direcionamento dos cabos de aço e também para que o mesmo não sofra com atrito na embarcação serão utilizados fairleads. A função dele é diminuir o atrito das linhas de ancoragem com o casco da embarcação.



Figura 74 - Fairlead. (QUALITY PACIFIC MANUFACTURING, 2014)

Para este projeto foram selecionados os fairleads da marca ENQUIP, para o cabo de 16mm o modelo FF-50-C-P1-16, para o cabo de 29mm, modelo FF-100-C-P1-38 e para o cabo de 22mm o modelo FF-50-C-P1-26. (ENQUIP, 2015)

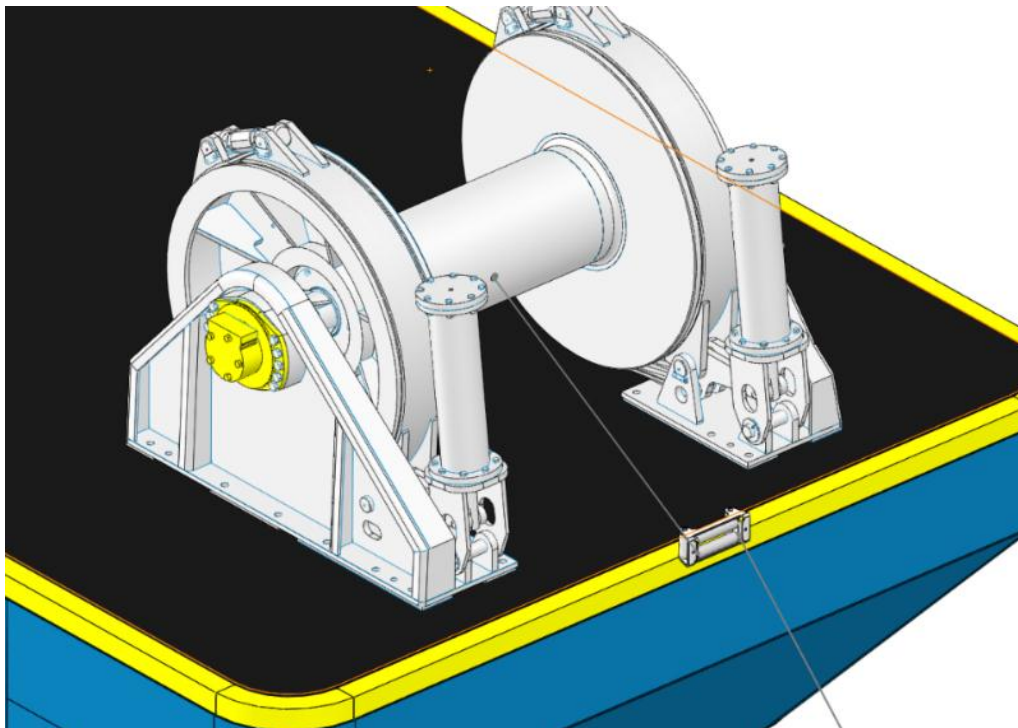


Figura 75 - Estrutura do molinete e fairlead.



### 6.3.3.3. Poitas

Uma poita consiste em um bloco de ferro fundido ou de cimento armado, que se liga diretamente ao arganém de uma boia por meio de uma amarra ou ainda por cabos para identificar sua localização. As poitas são bastante confiáveis em fundos macios, de lodo ou areia, onde elas se enterram devido ao seu próprio peso, adquirindo grande poder de fixação com peso relativamente pequeno. Em fundos mais duros, elas devem ser propositadamente enterradas por um mergulhador e também apresentar outros elementos para que sua fixação seja maior. (FONSECA, 2002)

Para a fixação do sistema flutuante da HTUC 01 se propõem a utilização de poitas submersas, dispostas na calha do rio. O peso de uma poita pode ser reduzido, mediante a instalação de uma unha metálica engastada em seu corpo de concreto armado. (JÚNIOR, FILHO e OLIVEIRA, 2010)

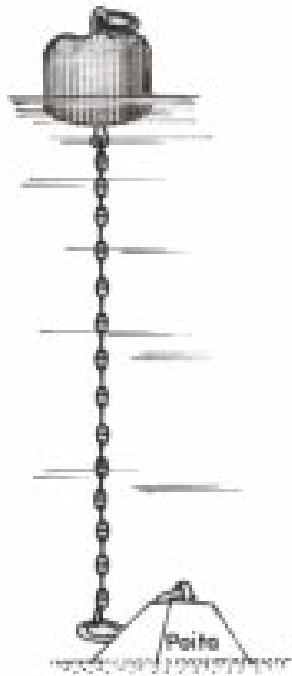


Figura 76 - Exemplo esquemático de uma poita. (FONSECA, 2002)

A unha é capaz enterrar-se no solo, oferecendo à poita maior capacidade de ancoragem. Uma poita sem unha depende somente do peso próprio e do atrito com o leito do rio, como mostra a Figura 76, e o atrito por sua vez pode variar de acordo com o tipo de solo existente, para realizar a ancoragem necessária.

Já o modelo com unha pode ter seu peso reduzido, assim como seu custo, possuindo ainda maior facilidade de fabricação, transporte e lançamento. Durante a instalação de uma poita com unha, deve-se certificar que a mesma seja corretamente posicionada no leito do rio,

em relação ao seu alinhamento, e que não vire ao contrário, durante seu lançamento, o que a tornaria ineficiente.

- **Formatos e Volume das Poitas**

Uma poita pode ser construída em vários formatos, contudo serão considerados dois formatos tradicionais, o paralelepípedo e o trapezoidal. Sendo que para o volume trapezoidal, consideraremos sempre que as arestas da base e do topo são paralelas. Assim tem-se que para poitas em forma de paralelepípedos o volume é dado por:

$$V_{\text{paralelepípedo}} = a \cdot b \cdot c \quad (57)$$

Já para o cálculo do volume trapezoidal:

$$V_{\text{trapezoidal}} = \left[ a_1 \cdot b_1 + a_2 \cdot b_2 + \frac{(a_1 \cdot b_1 + a_2 \cdot b_2)}{2} \right] \frac{h}{3} \quad (58)$$

Onde os parâmetros das equações (57) e (58) são apresentadas na figura 77.

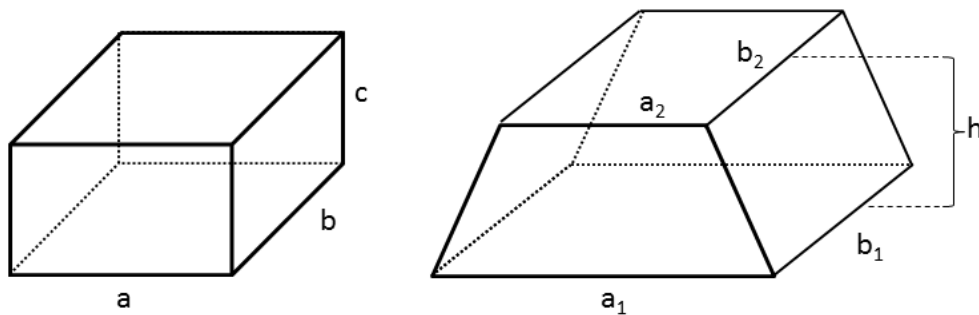


Figura 77 - Variáveis do paralelepípedo e do trapézio. (SPECTRAH, 2011)

- **Forças Atuantes Na Poita**

Uma poita está sujeita a várias forças, como peso, empuxo, tensão das amarras ou cabos, atrito com o fundo, correntes, ondas etc. Para simplificação de forças, serão desconsideradas outras forças que não sejam o peso e o empuxo, já que serão aplicadas unhas na base das poitas que aumentam o atrito com o fundo do rio, permitindo essa simplificação.

Peso e massa são grandezas completamente distintas, apesar de relacionadas. A massa é uma grandeza escalar enquanto o peso é uma grandeza vetorial. Partindo-se das definições de massa específica  $\rho$  e peso específico  $\gamma$  no sistema internacional (SI), temos:

$$\rho = \frac{m}{V} \text{ em [kg/m}^3\text{]} \quad (59)$$

$$\gamma = \rho \cdot g \text{ em [N/m}^3\text{]} \quad (60)$$

Onde  $m$  representa a massa,  $V$  é o volume e  $g$  a aceleração da gravidade. De acordo com o princípio de Arquimedes, um objeto que está parcialmente, ou completamente, submerso em um fluido, sofrerá uma força de empuxo igual ao peso do volume de fluido que o objeto desloca, como já exemplificado na seção 2.1.2.

Para simplificação dos cálculos do empuxo, o peso específico será dado em  $kgf$ , pois a unidade de quilograma força é definida como sendo a força exercida por uma massa de um quilograma sujeita a certa gravidade. Assumindo que unidade de peso aqui especificada é o  $kgf/m^3$ , seguindo-se que peso específico é igual à massa específica, tem-se:

$$\gamma = \rho = \frac{m}{V} \quad (61)$$

Logo, tanto a força de empuxo,  $F_B$ , quanto a força peso,  $W$ , podem ser escritas como o peso específico multiplicado pelo volume:

$$F_{B_{poita}} = \gamma_l \cdot V \quad (62)$$

$$P_{poita} = \gamma_s \cdot V \quad (63)$$

Onde  $\gamma_l$  e  $\gamma_s$  são, respectivamente, o peso específico do líquido e do sólido submerso e  $V$  o volume de líquido deslocado, ambos em  $kgf$ . Considera-se que a flutuabilidade  $F$  de um corpo é a força potencial resultante do equilíbrio de forças em um corpo estático submerso em um líquido. (SPECTRAH, 2011) Ou seja, a força resultante das forças peso,  $F_B$ , e empuxo,  $W$ , que em um objeto totalmente submerso, pode ser descrita como:

$$F_{poita} = F_{B_{poita}} - P_{poita} = \gamma_{fl} \cdot V_{poita} - \gamma_s \cdot V_{poita} \Rightarrow F_{poita} = (\gamma_{fl} - \gamma_s) \cdot V \quad (64)$$

Caso esse corpo tenha  $F < 0$  sua flutuabilidade será negativa, e tendendo a afundar. Caso contrário, ou seja,  $F > 0$  sua flutuabilidade será positiva, tendendo a flutuar. Para este cálculo são utilizados os pesos específicos do concreto armado ( $2447,2 \text{ kgf/m}^3$ ) e da água ( $998,3 \text{ kgf/m}^3$ ).

#### • Resultados e Recomendações

A partir das forças atuantes nos cabos encontradas no item 2.1, pode-se calcular o volume necessário de cada poita tendo em vista que a força mínima que a poita deve exercer é a força de tensão da linha de ancoragem que age em direção oposta a força da poita. Além do

volume, obteve-se o peso mínimo de concreto armado para que seja garantida a confiabilidade do sistema.

Tabela 31 – Resultado para o volume das poitas.

Poitas	Volume (m <sup>3</sup> )	Quantidade	Peso (t)
Frontais	8,8	2	20,72
Laterais	21	2	65,3
Traseiros	12,5	2	40,2
<b>TOTAL</b>	<b>42,3</b>	<b>6</b>	<b>126,22</b>

Abaixo segue a Tabela 32 que evidencia a diferença dos volumes das poitas, comparando as linhas de ancoragem, utilizando um sistema com 4, 6 e 8 linhas de ancoragem, estudados anteriormente a adoção de 6 linhas.

Tabela 32 - Comparação dos volumes dependendo do número de linhas de ancoragem.

Número de Linhas de Ancoragem	4 linhas	6 linhas	8 linhas
<b>Volume Total [m<sup>3</sup>]</b>	71,1,3	42,3	38,6

É recomendável que as poitas sejam pré-moldadas em canteiro de obras e transportadas com auxílio de guindastes e embarcações de carga até os seus locais de fundeio. Para tal, recomenda-se que as poitas sejam executadas no canteiro de obras dos portos, em local próximo à margem do rio, de forma a facilitar a operação de içamento e transporte até o local definitivo.

Na execução do bloco de concreto armado da poita deverá ser utilizado concreto estrutural com resistência mínima à compressão simples igual a 20MPa, suficiente para garantir a resistência mecânica e a compacidade consideradas em projeto.

A concepção da poita prevê apêndices metálicos (unhas) que se projetam da face inferior do bloco de concreto. Estes elementos, deverão ser confeccionados em oficina com Aço ASTM A36, nas 16 intersecções da trama de aço da poitas. Os olhais para fixação das amarrações e para içamento devem ser confeccionados também com Aço A 36 e fixados em 4 pontos. Ambas as descrições podem ser vistas na Figura 78.

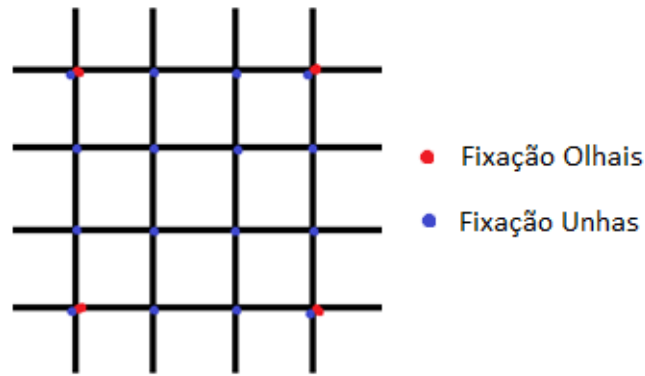


Figura 78 – Trama do aço A36 aplicada na composição das poitas, com pontos vermelhos sendo o ponto de aplicação de olhais para fixação da linha de ancoragem e os pontos azuis referentes as unhas de fixação.

### 6.3.4. Componentes de Fixação

Na fixação de cabos e amarras podem-se utilizar, sapatilhos, manilhas, macacos, terminais, grampos e prensas. Os acessórios de cabos de aço são normalmente utilizados para a fixação, levantamento de cargas e enrolamento de cabos. Além disso, os acessórios garantem o aumento da sua vida útil. A figura 79 apresenta cabos de aço com grampos de fixação e equipados com dispositivos de proteção contra a compressão, flexão e corrosão. A seleção desses componentes se dá a partir da definição do cabo de aço que será utilizado no sistema de fundeio. Assim, dimensões serão definidas na segunda etapa deste projeto de graduação.



Figura 79 - Exemplo de elementos de fixação de cabos de aço. (FILHO, 2009)

Para o projeto serão utilizados elementos que possam fixar cada cabo de aço em uma poita, e os mesmos serão apresentados como uma possibilidade para fixação dos cabos no flutuador. Tendo isso em vista, para a fixação do cabo na poita serão utilizadas **manilhas**, **sapatilhos** e **grampos** que são apresentados a seguir:

**Manilhas:** Esse tipo de elemento é constituído por um vergalhão de material recurvado em forma de U, tendo orelhas nas extremidades a fim de receber um pino. Esse pino pode ter rosca, chaveta, contra pino na sua extremidade, a fim de fixá-lo. Elas são usualmente empregadas para fixação de cabos e aparelhos de laborar, constituindo uma conexão muito simples e resistente. Deve-se escolher o tamanho da manilha de acordo com sua resistência, que deve ser, pelo menos, igual à do cabo em que vai ser usada; as cargas de ruptura, dimensões e pesos das manilhas de ferro são dados que se encontram disponíveis em catálogos dos fabricantes. (FONSECA, 2002)

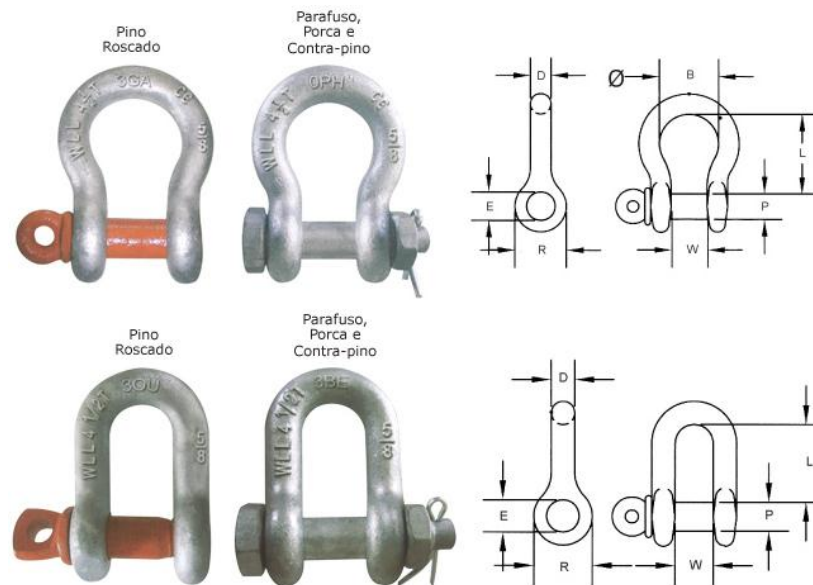


Figura 80 - Exemplo de manilha curvas e retas. (COLUMBUS MCKINNON, 2012)

Para a fixação das amarras na poita serão utilizadas manilhas da marca QualityFix, para todas as linhas de ancoragem (4 pontos de ancoragem em cada poita) são selecionadas as manilhas curvas com pino reforçado e roscado, forjada em aço carbono 1045 com pino reforçado Alloy e leva acabamento galvanizado a fogo.

Tabela 33 - Seleção de manilhas.

Modelo	Tamanho[pol]		Quantidade
	Ø do corpo	Ø do pino	
MCA-064-PR	2" ½"	2" ¾"	24

**Sapatilhos:** São peças de metal, de forma circular ou aproximadamente oval, cuja periferia é uma superfície em forma de meia-cana, adequada para servir de berço e proteção das mãos que se fazem nos cabos. Para os cabos de fibra são empregados sapatilhos redondos e, para os cabos de aço, os sapatilhos de bico, podendo este bico ser arredondado, aproximando-se o sapatilho da forma elíptica

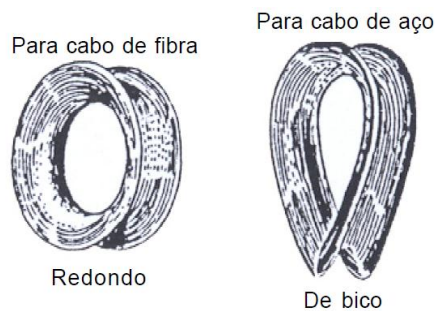


Figura 81 – Exemplo de sapatilhos utilizados em cabos de aço. (FONSECA, 2002)

Assim foram selecionados três modelos de sapatilha, todas fabricadas de aço galvanizado, destinadas para operações severas e suas especificações são encontradas na tabela

Tabela 34 - Tabela de medidas de sapatilhos para cada cabo de aço. (ACROCABO, 2012)

Sapatilhos	Ø do cabo [mm]	Medida [pol]
Frontais	16	5/8"
Laterais	29	1 1/8"
Traseiros	22	7/8"

**Grampos:** O acessório grampo, também conhecido como clips, é um acessório para cabos de aço que possui seu corpo fabricado em aço fundido e a haste de fixação em aço maleável, dando maior resistência ao torque de rosqueamento. Os grampos são utilizados na confecção e construção de laços de cabos de aço, em amarração e elevação de cargas e em cordoalhas. (ACROCABO, 2012)

A ligação por este método não permite uma eficiência maior que 85% da carga de ruptura do cabo. Os grampos amassam o cabo no ponto de fixação e podem deixar que este recorra sob um esforço grande, entretanto, têm a vantagem de serem facilmente inspecionados e de fácil e pronta colocação. (FONSECA, 2002)

De acordo com a NBR 11099, existe um posicionamento adequado para os grampos no cabo de aço:

- A base deve ser posicionada na parte viva do cabo e o parafuso "U" na parte morta, como mostra a Figura 82.
- O primeiro grampo deve ser fixado próximo à extremidade da parte morta do cabo de aço, mantendo-se uma distância mínima igual à largura da base do grampo (B). O segundo grampo deve ser fixado junto ao olhal.
- Os grampos devem distar um do outro aproximadamente seis vezes o diâmetro nominal do cabo de aço, conforme a Figura 82 indica.

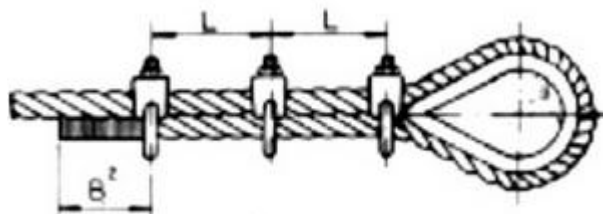


Figura 82 – Posicionamento dos grampos de acordo com a NBR 11099.

Foram selecionados os grampos da marca QualityFix onde sua aplicação é indicada para construção de laços e amarrações em cabos de aço ou cordoalhas que exigem alto nível de resistência à tração e em condições severas de uso. Este grampo é forjado em aço carbono 1045 e possui acabamento galvanizado e apresentam dimensões de acordo com a tabela abaixo:

Tabela 35 - Seleção de grampos

<b>Modelo</b>	<b>Ø do cabo [mm]</b>	<b>Quantidade</b>
<b>GP-16</b>	16	6
<b>GP-32</b>	29	6
<b>GP-22</b>	22	6



## 7. CONCLUSÕES

Apresenta-se as conclusões quanto ao sistema de flutuação e fundeio propostos para a turbina hidrocínética HTUC-01, bem como as sugestões para trabalhos futuros.

### 7.1. FLUTUANTE

Por meio dos estudos indicados neste trabalho, foi evidenciado que a adoção de um sistema fixo de fixação da turbina é de difícil execução e pouco interessante para o Projeto Tucunaré. É importante lembrar que caso exista alguma falha no estudo hidrológico, isso acarretaria em prejuízos com a execução do projeto de sistemas fixos. A proposta de um sistema flutuante móvel proporciona um menor risco e também um melhor posicionamento da turbina onde a corrente favoreça o maior potencial de geração, conforme apontado no estudo de HAMILTON (2014).

Foi definida, a partir da premissa da concepção de um sistema flutuante, uma embarcação dotada de braços que, ao mesmo tempo que sustentam a turbina na posição de trabalho, promovem o içamento da mesma em situações de deslocamento do sistema ou de manutenção. Em torno desta ideia, estudou-se a proposta de um sistema flutuante o mais compacto possível e de fácil execução construtiva que integrasse o içamento da turbina e a manutenção da estabilidade da mesma.

Apresentado um modelo inicial, foi estudada a viabilidade do sistema por meio da simulação de uma possível estrutura. Os fatores peso, empuxo e estabilidade (momentos restauradores da embarcação frente aos momentos gerados pelo funcionamento da turbina) foram os fatores essenciais para a fundamentação da viabilidade da proposta. Para se obter resultados concretos, realizou-se um dimensionamento estrutural para a embarcação de acordo com os mesmos princípios adotados por estaleiros no projeto de barcaças, seguindo a metodologia de sociedades classificadoras, como a *American Bureau of Shipping* e *Bureau Colombo do Brasil* e normas da Marinha do Brasil, como a NORMAM.

Após um processo iterativo onde buscou-se equilibrar os quesitos: peso (governado pelos cálculos de estrutura e chapeamento), empuxo (governado pelo volume submerso da embarcação) e momentos da turbina (seja em funcionamento, seja em içamento ou em manutenção), chegou-se a um modelo final do sistema flutuante, cujas dimensões são básicas para a garantia de um projeto estável, de acordo com o que foi apresentado no item 6 deste relatório.

O produto obtido é descrito em detalhes neste trabalho e apresentado na Figura 83 em posição de funcionamento.

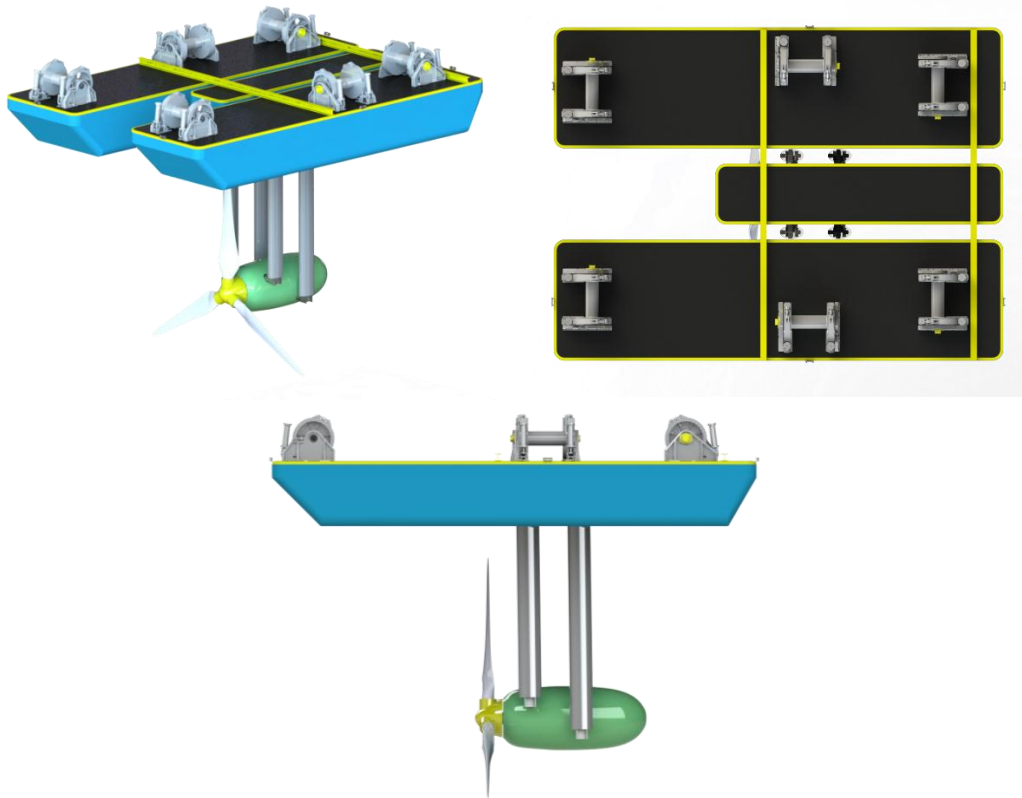
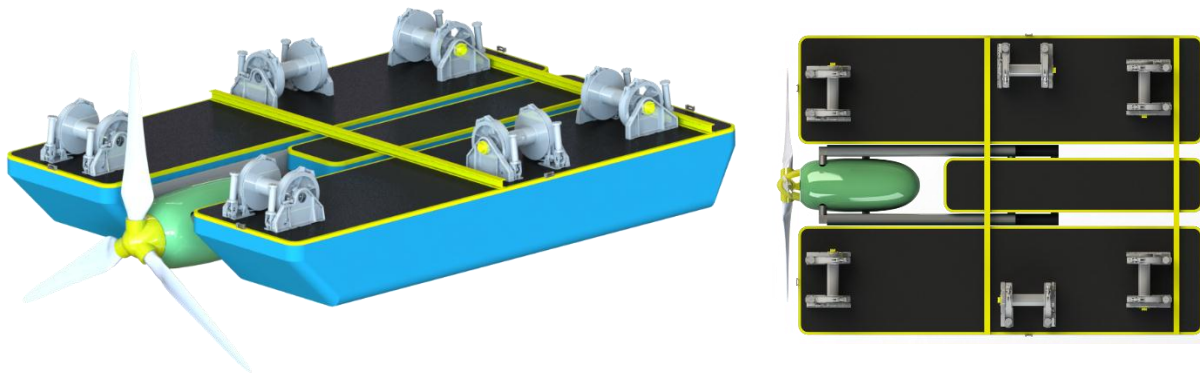


Figura 83 – Vistas da proposta final em modo de funcionamento

A posição de manutenção e transporte é apresentada na Figura 84:



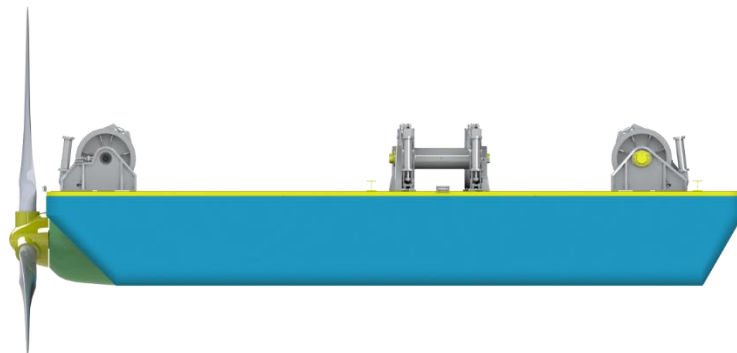


Figura 84 - Vistas da proposta final em modo de manutenção

As dimensões básicas da embarcação são comprimento de X m, largura de e todas as dimensões de fundeio são apresentadas no Anexo I. Os braços medem X metros e quando em posição de trabalho o eixo da turbina fica a X metros de profundidade do nível do rio

Verifica-se na Figura 84, que a posição de manutenção confere um formato mais compacto e dinâmico à embarcação proporcionado pelo içamento da turbina. Contudo, nota-se que durante a atividade de içamento a turbina necessita estar travada em uma posição onde uma das pás esteja alinhada verticalmente em relação à linha d'água. Esta posição deve ser praticada para que não haja colisão das pás com o casco da embarcação. Esta limitação de projeto se justifica pelo nicho estreito em que a turbina se encaixará e pelo comprimento das embarcações flutuantes, já que foi necessário projetar uma embarcação mais longa, aproveitando ao máximo o volume submerso, para se buscar o equilíbrio entre o centro de massa e o centro de carena e assim promovendo a estabilidade necessária.

## 7.2. FUNDEIO

Com base nos aspectos apontados constatou-se que a utilização de poitas é uma alternativa de baixo custo e complexidade, já que as âncoras podem arrastar no solo e dependendo da geomorfologia de fundo do rio, pode não ocorrer aderência, caso a formação do solo seja rochosa. Pode ainda provocar movimentações indesejadas na turbina devido às falhas em sua fixação. Além disso a fabricação de âncoras é complexa para casos em que não se conheça o leito do rio.

A quantidade de 6 linhas de ancoragem se apresentou vantajosa em relação a de 4 linhas, pois reduziu a tensão nos cabos traseiros e também proporcionou um menor volume das poitas. Se fossem utilizados de 8 cabos, o custo aumentaria devido a metragem de fundeio dos cabos, e se reduziria em apenas 10% a bitola dos cabos e o volume de concreto utilizado nas poitas.

A escolha por 6 cabos proporciona que, mesmo em um caso extremo de rompimento de um cabo, ou de troca, o flutuante permaneça fundeado sem movimentações no sistema, desde que seu funcionamento seja interrompido para manutenção. Deste modo, é necessário que o sistema de freio seja interligado com o sistema de fundeio, provendo o rápido acionamento quando for necessária alguma manutenção ou reparo das linhas de ancoragem.

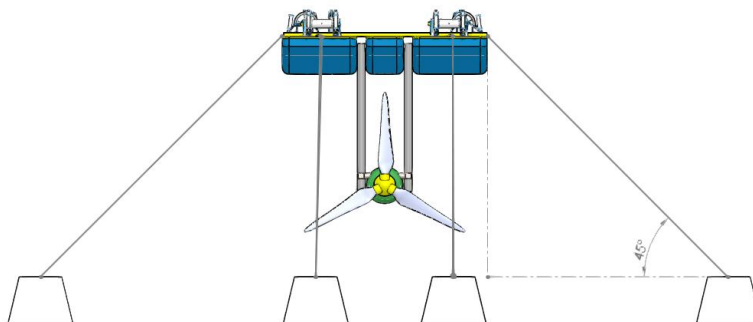


Figura 85 - Vista frontal do sistema.

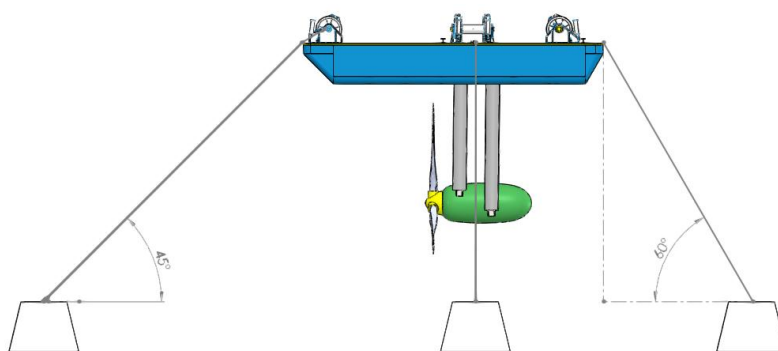


Figura 86 - Visão lateral do sistema.

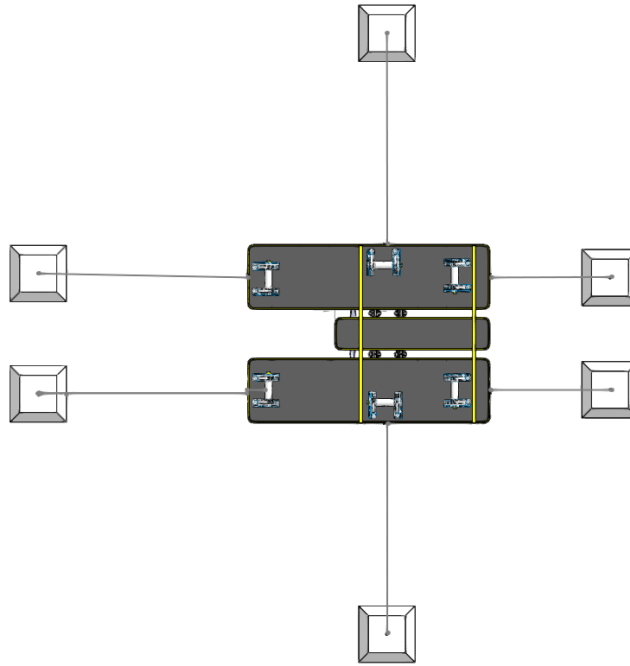


Figura 87 - Visão superior do sistema.

Resume-se que a aplicação de cabos de aço é viável, visto o amplo emprego na indústria petroquímica naval, empregando o aço galvanizado e demais características como recomendado no item 6.3.3.1.

De mesmo modo, a justificativa de um sistema de poitas é viável, devido a sua simplicidade de cálculo e eficiência em relação aos outros sistemas propostos, abordados no item 3, já que muitos requerem um projeto complexo para a fixação. A proposta prevê utilização de 126t de concreto armado para todo fundeio, valor semelhante ao requerido em outros projetos de fundeio por poitas com aplicação no Brasil. (DNIT, 2014)

A proposta também requer que sejam feitas inspeções dos cabos utilizados na fixação, realizadas por um profissional qualificado e a frequência pode variar de acordo com o tipo de cabo que está sendo utilizado, o tempo de uso do mesmo, as condições ambientais, condições de operação e principalmente os resultados de inspeções anteriores. Para uma vistoria subaquática final, incluindo as poitas, cabos e os componentes de fixação, recomenda-se o emprego de uma equipe especializada de mergulho.

Diante do exposto, apresenta-se, por meio deste, uma proposta de embarcação que atende às demandas para o funcionamento da turbina HTUC-01. O presente trabalho, entretanto, não apresenta projeções detalhadas de construção, o que será feito em um próximo momento, caso a proposta venha a ser adotada. Os próximos passos para a execução do projeto são detalhados a seguir.

### 7.3. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Com a finalização da proposta, verificou-se o surgimento de algumas demandas que poderão ser abordadas em projetos futuros, caso haja adoção da proposta.

Para a construção do plano de execução completo do sistema se faz necessário um projeto de detalhamento acerca dos processos de construção. Tal processo tem como principais objetivos a confecção de um plano de soldas entre chapas, elementos estruturais e acessórios, bem como um plano de corte e dobra para o chapeamento, visando reduzir perdas, adequando as peças de acordo com dimensões comerciais apresentadas por um fornecedor, conforme pode ser observado na Figura 88. Uma vez verificadas os parâmetros do processo de construção, é possível selecionar os equipamentos ideais para a execução, como guilhotinas, prensas dobradeiras, equipamentos de solda, etc. Tal conhecimento é fundamental na escolha de um estaleiro adequado para a execução da construção. A opção por um estaleiro que atenda às demandas especificadas em projeto visa garantir a solidez e integridade do empreendimento.

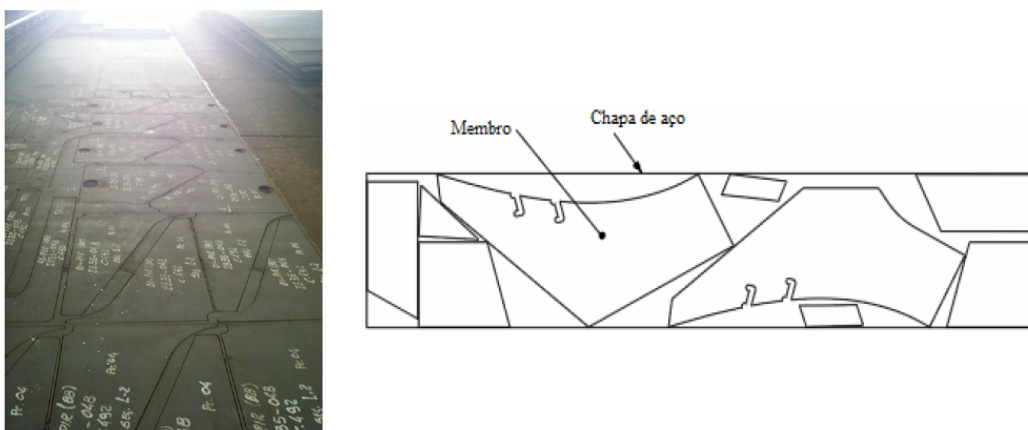


Figura 88 – Plano de corte em chapas de aço (MELO, 2012)

Para o sistema de içamento da turbina, deverá ser projetado o sistema mecânico de provimento de torque aos braços, que seja compatível com o espaço físico no interior do módulo central. Tal sistema consiste em um motor elétrico, já selecionado neste trabalho para estimativa de peso, uma caixa de redução que transforme a potência do motor em torque adequado para o içamento, um sistema de diferenciais, para distribuir o torque gerado pelo redutor para os quatro braços, e um sistema de acoplamento entre os diferenciais e os braços de içamento. Estes elementos deverão ser sustentados por um chassi, que também deverá ser dimensionado, conforme já foi mostrado na Figura 54, na seção 6.2.9 deste trabalho. Deve-se realizar modificações no chassi da turbina, de modo contemplar, também, os pivôs de sustentação provenientes dos braços de sustentação, possibilitando o encaixe.

É importante realizar um estudo da estabilidade dinâmica do flutuador, definindo a curva de estabilidade do flutuador caso submetido a outros tipos de forças, como vibrações causadas por ondas, já que seu dimensionamento foi realizado considerando a análise estática. Recomenda-se a projeção de um sistema de segurança com controle sobre os freios da turbina, de modo que, caso haja alguma condição adversa de funcionamento ou rompimento de algum cabo de fundeio, principalmente à popa, o freio é acionado, parando completamente as pás da turbina, reduzindo assim o arrasto sobre a turbina – que é potencial fonte de instabilidade – mantendo a embarcação estável. Uma sugestão é que tal sistema possa ser controlado por meio de células de carga instaladas nos molinetes, de maneira a indicarem as cargas provenientes dos cabos e, com isto, definindo, dentro de uma margem razoável a ser estudada, condições em que os cabos são solicitados além do permitido ou vibrações acima do aceitável para o funcionamento ideal da turbina. Em conjunto com o desenvolvimento deste sistema de freios, deve-se projetar um sistema de controle da posição das pás durante o içamento, para que estas permaneçam na posição ideal durante o processo, evitando danos.

Objetivando o melhor estudo do sistema e também a influência do mesmo no funcionamento da turbina podem ser realizadas análises em softwares de elementos finitos como o ANSYS, a fim de verificar o comportamento do escoamento nos elementos externos e análise das solicitações e deflexões dos componentes estruturais e da embarcação como um todo. É importante verificar, por meio de tais simulações, o efeito dos braços de sustentação sobre o escoamento da turbina e, também, o efeito do casco da embarcação sobre este escoamento, já que a estrutura pode atuar como uma espécie de “difusor”, podendo gerar efeitos positivos ou negativos. Caso seja constatada uma redução na eficiência da turbina em função da proximidade com o casco da embarcação, é possível aumentar o comprimento dos braços, aprofundando mais a turbina aumentando a distância entre o fundo do flutuante e as pás.

## 8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ACROCABO. Grampos. **Acro - Cabos de Aço**, 2012. Disponível em: <<http://www.acrocabo.com.br/grampo-grampos.php>>. Acesso em: 29 Maio 2015.

ALBRECHT, C. H. **Algoritmos evolutivos aplicados à síntese e otimização de sistemas de ancoragem**. Universidade Federal do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, p. 189. 2005.

ALCOA. **Catálogo de Perfis Standard**. [S.l.]: [s.n.], 2011.

ALSTOM. Tital Power Solutions. **ALSTOM**, 2013. Disponível em: <<http://www.alstom.com/press-centre/2012/10/alstom-intends-to-acquire-tidal-generation-ltd-from-rolls-royce/>>. Acesso em: 27 Março 2015.

ALVES, G. T. M. **Projeto Integrado de Estabilidade de Unidades Flutuantes**. Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, p. 106. 2006.

AMERICAN BUREAU OF SHIPPING. **Rules for Building and Classing Steel Barges**. Update January 2015. ed. Houston, EUA: [s.n.], 2014.

AQUA-RET PROJECT. Download de Imagens e ilustrações. **Aqua-RET**, 2012. Disponível em:

<[http://www.aquaret.com/index.php?option=com\\_content&view=article&id=203&Itemid=344&lang=pt#Animations](http://www.aquaret.com/index.php?option=com_content&view=article&id=203&Itemid=344&lang=pt#Animations)>. Acesso em: 3 Abril 2015.

BARILE, A. **Programa Computacional para Projeto Estrutural de Mono Cascos Planadores**. COPPE/UFRJ. Rio de Janeiro. 2009.

BARROS, C. L.; BARCAROLO, D. A. Projeto de Sistemas Oceânicos II. **Handymax**, 2009. Disponível em: <[http://www.oceanica.ufrj.br/deno/prod\\_academic/relatorios/2009/Caio\\_Daniel/relat2/Relat2.htm](http://www.oceanica.ufrj.br/deno/prod_academic/relatorios/2009/Caio_Daniel/relat2/Relat2.htm)>. Acesso em: 2 Agosto 2015.

BELGO BEKAERT ARAMES. **Manual Técnico - Cabos de Aço CIMAF**. Osasco: [s.n.], 2009.

BELOV. Inspeções, conexão e desconexão de linhas de ancoragem e risers. **BELOV - Engenharia portuária e subaquática**, 2015. Disponível em: <<http://www.belov.com.br/novo/br/index.php?url=22>>. Acesso em: 15 Setembro 2015.

BENELGHALI, S.; BENBOUZID, M.; CHARPENTIER, J. F. Electric Power Generation Technology: State of the Art and Current Status. **IEEE IEMDC'07**, Antalya, 2 Maio 2007. 1407-1412.



BICO, V. M. P. **Amarração de Plataformas Offshore Flutuantes com Cabos de Poliéster**. Instituto Superior de Engenharia de Lisboa. Lisboa, p. 116. 2013.

BUREAU COLOMBO DO BRASIL. **Regras para Construção e Classificação de Balsas para Serviço Offshore**. Rio de Janeiro: [s.n.], 2002.

BUTTERFIELD, D. Shipyard that built The Titanic now builds the world's biggest tidal turbine for pioneering Scotrenewables Tidal Power. **Scottish Energy News**, 2014. Disponível em: <<http://www.scottishenergynews.com/shipyard-that-built-the-titanic-now-builds-the-worlds-biggest-tidal-turbine-for-pioneering-scotrenewables-tidal-power/>>. Acesso em: 01 Maio 2015.

CASA DAS CORRENTES. Correntes de Elo. **Casa das Correntes**, 2015. Disponível em: <<http://www.correntesguanabara.com.br/site/index.php/correntes-de-elo.html>>. Acesso em: 24 Outubro 2015.

ÇENGEL, Y. **Mecânica dos Fluidos**. São Paulo: McGraw Hill, 2011.

COLUMBUS MCKINNON. Manilhas Americanas. **Grupo Columbus McKinnon**, 2012. Disponível em: <<http://www.cmdobrasil.com.br/manilhas.html#dois>>. Acesso em: 4 Junho 2015.

DEWAELE, G. <http://no-tiree-array.org.uk/visualisation-2/>. **THORNTONBANK BELGIUM - 325MW OFFSHORE WINDFARM**, 2012. Disponível em: <<http://no-tiree-array.org.uk/visualisation-2/>>. Acesso em: 19 Março 2015.

DNIT. **Memorial descritivo - IP4 - Instalação portuária pública de pequeno porte**. Departamento Nacional de Infraestrutura de Transporte. Guajará Mirim, p. 253. 2014.

DPC. **NORMAM-02 - Normas da Autoridade Marítima para Embarcações Empregadas na Navegação Interior**. Marinha do Brasil. Rio de Janeiro, p. 409. 2005.

EKRON. EKRON Industrial. **EKRON - Soluções completas em equipamentos industriais**, 2015. Disponível em: <<http://www.ekron.com.br/index.php/guinchos/industriais/atracacao>>. Acesso em: 29 Agosto 2015.

ENQUIP. Fairleads Fixos. **ENQUIP**, 2015. Disponível em: <<http://www.enquip.com.br/fairleadsfixos.html>>. Acesso em: 12 Novembro 2015.

FILHO, F. D. M. **Elementos de transmissão flexíveis - Cabos de aço**. Universidade Federal do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro. 2009.

FONSECA, E. N.; ARAÚJO, I. G. D. **Projeto do sistema de transmissão e estrutura de turbina hidrocínética**. UnB. Brasília, p. 118. 2013.

FONSECA, M. M. **ARTE NAVAL**. 6<sup>a</sup>. ed. Rio de Janeiro: Serviço de Documentação da Marinha, 2002.

FONSECA, M. M. **ARTE NAVAL**. 6<sup>a</sup>. ed. Rio de Janeiro: Serviço de Documentação da Marinha, v. I e II, 2002.

FRAENKEL, P. **BHA Annual Conference**. Marine Current Turbines: pioneering the development of zero-head hydro. Bristol: [s.n.]. 2007.

FRAENKEL, P. L. Power from marine currents. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers**, London, v. 216, p. 1-14, 2002. ISSN 0957-6509.

FRAENKEL, P. L. Marine current turbines: pioneering the development of marine kinetic energy converters. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers**, Bristol, v. 221, p. 159-169, Novembro 2006. ISSN 0957-6509.

GIRÃO, M. V.; MIRANDA, M. **Aproveitamento de Energia Hidrocinética em Águas Vertidas e Turbinadas**. Universidade de Brasília. Brasília, p. 46 - 59. 2012.

GIRÃO, M. V.; MIRANDA, M. Avaliação e Pré-Dimensionamento de Proposta Inicial da Estrutura de Suporte. **Aproveitamento de Energia Hidrocinética em Águas Vertidas e Turbinadas - Relatório Parcial**, Brasília, 2012. 46-59.

GROTELÜSCHEN, F.; FRANÇA, F. Deutsche Welle. **Novas tecnologias levam turbinas eólicas para o alto mar**, 2013. Disponível em: <<http://www.dw.de/novas-tecnologias-levam-turbinas-e%C3%B3licas-para-o-alto-mar/a-16562761>>. Acesso em: 03 Abril 2015.

HAMILTON, M. All Energy Exhibition & Conference. **All Energy**, 2014. Disponível em: <[http://www.all-energy.co.uk/\\_\\_novadocuments/14981](http://www.all-energy.co.uk/__novadocuments/14981)>. Acesso em: 01 Maio 2015.

JHA, A. First tidal power turbine gets plugged in. **The Guardian**, 2008. Disponível em: <<http://www.theguardian.com/environment/2008/jul/17/waveandtidalpower.renewableenergy>>. Acesso em: 1 Abril 2015.

JÚNIOR, É. D. O. V.; FILHO, L. M. D. S.; OLIVEIRA, E. A. D. Alternativas de Projeto para Terminais Hidroviários da Região Amazônica. **23º Congresso Nacional de Transporte Aquaviário, Construção Naval e Offshore**, Rio de Janeiro, 25 a 29 Outubro 2010. 10 - 13.

KAWASAKI, P. Y. **Análise de Linhas de Ancoragem de Plataformas Oceânicas Considerando Diversos Tramos e o Trecho Enterrado da Linha**. Universidade Federal do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro. 2010.

LACERDA, T. Â. G. D. **Ánalyse de Sistemas de Ancoragem de Plataformas Flutuantes**. Universidade Federal do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro. 2005.

LESNY, K.; RICHWIEN, W. **Design, construction and installation of support structures for offshore wind energy systems**. University of Duisburg-Essen. Germany, p. 479-517. 2011.

LINO, E. Nomenclatura dos Termos Náuticos. **Universo do Petróleo**, 2011. Disponível em: <<http://www.universodopetroleo.com.br/2011/02/nomenclatura-dos-termos-nauticos.html>>. Acesso em: 26 Julho 2015.

MARQUES, J. **Turbinas Eólicas: modelo, análise, e controle do gerador de indução com dupla alimentação**. Universidade Federal de Santa Maria. Santa Maria, p. 132. 2004.

MARTINEZ, M. A. B. Projeto de Estruturas Marítimas. **Aula 1 - Tipos de Plataformas**, 2014. Disponível em: <<http://www.lem.ep.usp.br/pef418/>>. Acesso em: 26 Abril 2014.

MELO, F. A. D. **O uso da tecnologia de grupo nos processos de corte em estaleiros de construção naval**. SOBENA. Rio de Janeiro. 2012.

MUNSON, B. R.; YOUNG, D. F.; OKIISHI, T. H. **Fundamentos de Mecânica dos Fluidos**. 1. ed. [S.l.]: Edgard Blücher, 2004.

NOGUEIRA, S. et al. **Estabilidade de Plataformas Semi-Submersíveis: Teoria e Controle de Emergências**. Petrobras. [S.l.]. 2002.

PASCOAL, F. D. C.; CHAPOUTO, R. F. **Embarcação de Produtos Claros para Navegação de Cabotagem com DWT 50.000**. UFRJ. Rio de Janeiro. 2014.

PROJETO TUCUNARÉ. **Aproveitamento de energia hidrocínética em águas vertidas e turbinadas - Segundo Relatório Parcial**. Eletrobras Eletronorte. [S.l.], p. 246. 2013.

QUALITY PACIFIC MANUFACTURING. Roller Fairleads - Fair Lead. **Pacific Marine & Industrial**, 2014. Disponível em: <<http://www.pacificmarine.net/marine-deck/fairleads/3-roller-fairlead.htm>>. Acesso em: 30 Outubro 2015.

ROSA, E. S. **Determinação Do Arrasto Total Em Perfil Aerodinâmico**. Universidade Estadual de Campinas. Campinas. 2002.

SÃO RAPHAEL METALÚRGICA. **Manual do Cabo de Aço**. Jandira: [s.n.], 2013.

SCOTRENEWABLES TIDAL POWER LTD. Scotrenewables. **250kW Prototype**, 2015. Disponível em: <<http://www.scotrenewables.com/technology-development/sr250>>. Acesso em: 01 Maio 2015.

SIEMENS. Catálogo de motores trifásicos de baixa tensão ABNT. **Siemens Industry**. Disponível em: <[http://w3.siemens.com.br/drives/br/pt/motores-eletricos/motores-baixa-tensao/motores-abnt-ate-3151/Documents/Catalogo\\_de\\_Motores\\_ABNT\\_ind1\\_dt.pdf](http://w3.siemens.com.br/drives/br/pt/motores-eletricos/motores-baixa-tensao/motores-abnt-ate-3151/Documents/Catalogo_de_Motores_ABNT_ind1_dt.pdf)>.

SPECTRAH. Poitas de Concreto, peso, volume e dimensões. **SPECTRAH - Oceanografia e Meio Ambiente**, 2011. Disponível em: <<http://www.spectrah.com.br/spectrah/?p=296#sthash.pvvzmrPj.oeCJEMVa.dpbs>>. Acesso em: 13 Abril 2015.

STRAUHS. Equipamentos Navais / Offshore - Guinchos e Equipamentos de Convés. **Strauhs - tecnologia em equipamentos**, 2013. Disponível em: <[http://www.strauhs.com.br/server.php/br/prod\\_det/equipamentos\\_navais\\_-\\_offshore/guinchos\\_e\\_equipamentos\\_de\\_convés/guincho\\_para\\_fundeio32](http://www.strauhs.com.br/server.php/br/prod_det/equipamentos_navais_-_offshore/guinchos_e_equipamentos_de_convés/guincho_para_fundeio32)>. Acesso em: 01 Outubro 2015.

TEIXEIRA, R. A. G. **Montagem e Instalação de Turbinas Hidrocinéticas**. Universidade de Brasília. Brasília. 2014.

THE ENGINEERING TOOLBOX. American Wide Flange Beams - W Beam. Disponível em: <[http://www.engineeringtoolbox.com/american-wide-flange-steel-beams-d\\_1319.html](http://www.engineeringtoolbox.com/american-wide-flange-steel-beams-d_1319.html)>. Acesso em: 12 outubro 2015.

TIPLER, P. A. **Física para Cientistas e Engenheiros**. 4. ed. New York: LTC, v. 1, 2000.

TUCUNARÉ - PROJETO P&D. **Caderno de Especificações da Unidade de Geração Hidrocinética HTUC 01**. Universidade de Brasília. Brasília. 2014.

TURNOCK, S. R. et al. **Tidal turbines that survive?** University of Southampton. Southampton. 2009.

## 9. ANEXO A – DIMENSÕES DO SISTEMA

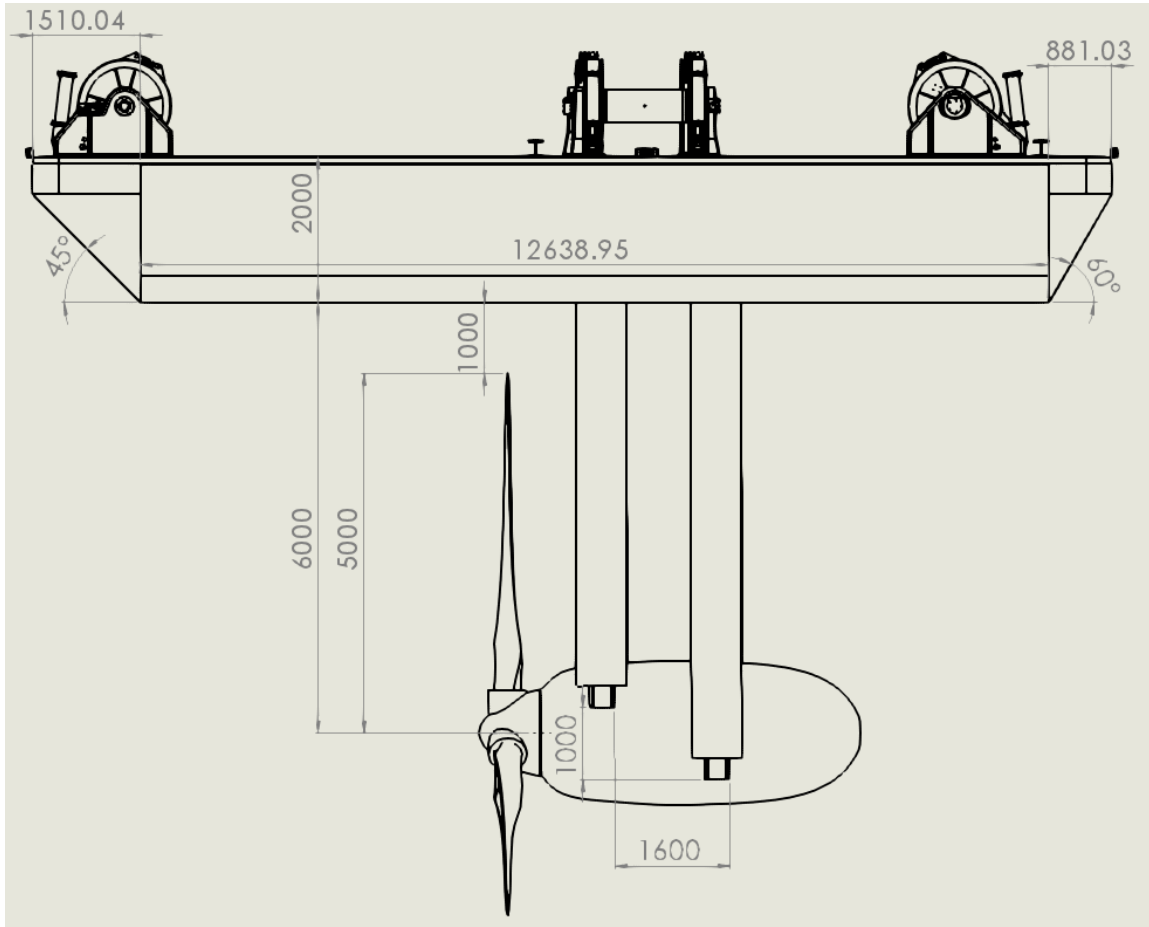


Figura A.1 – Visão lateral com dimensões do sistema em operação em [mm].

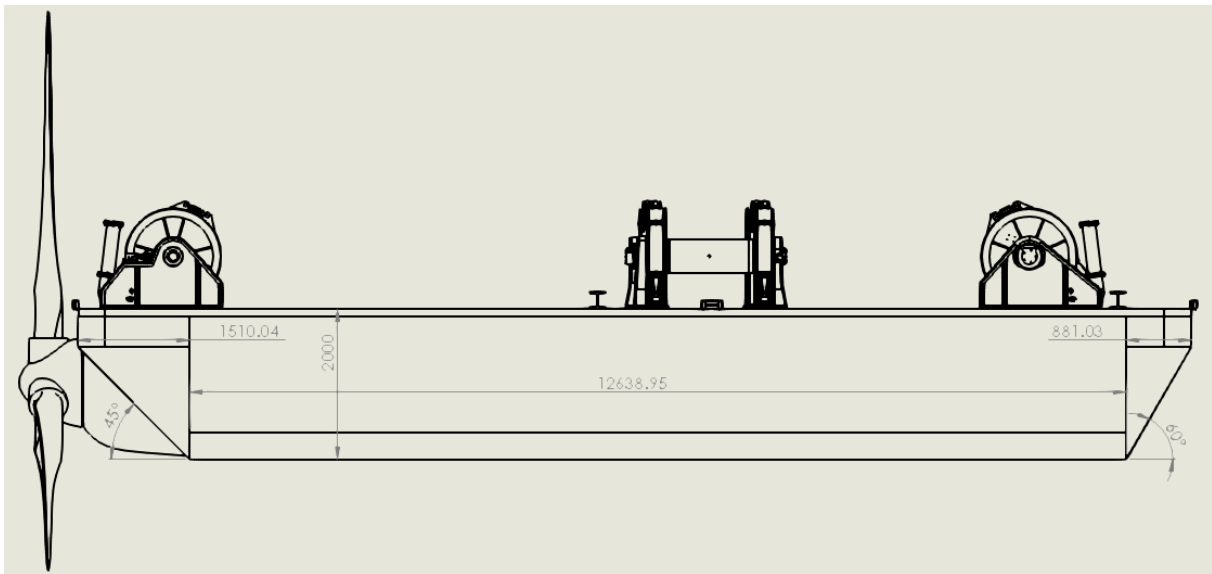


Figura A 2 – Vista lateral com dimensões do sistema em manutenção em [mm].

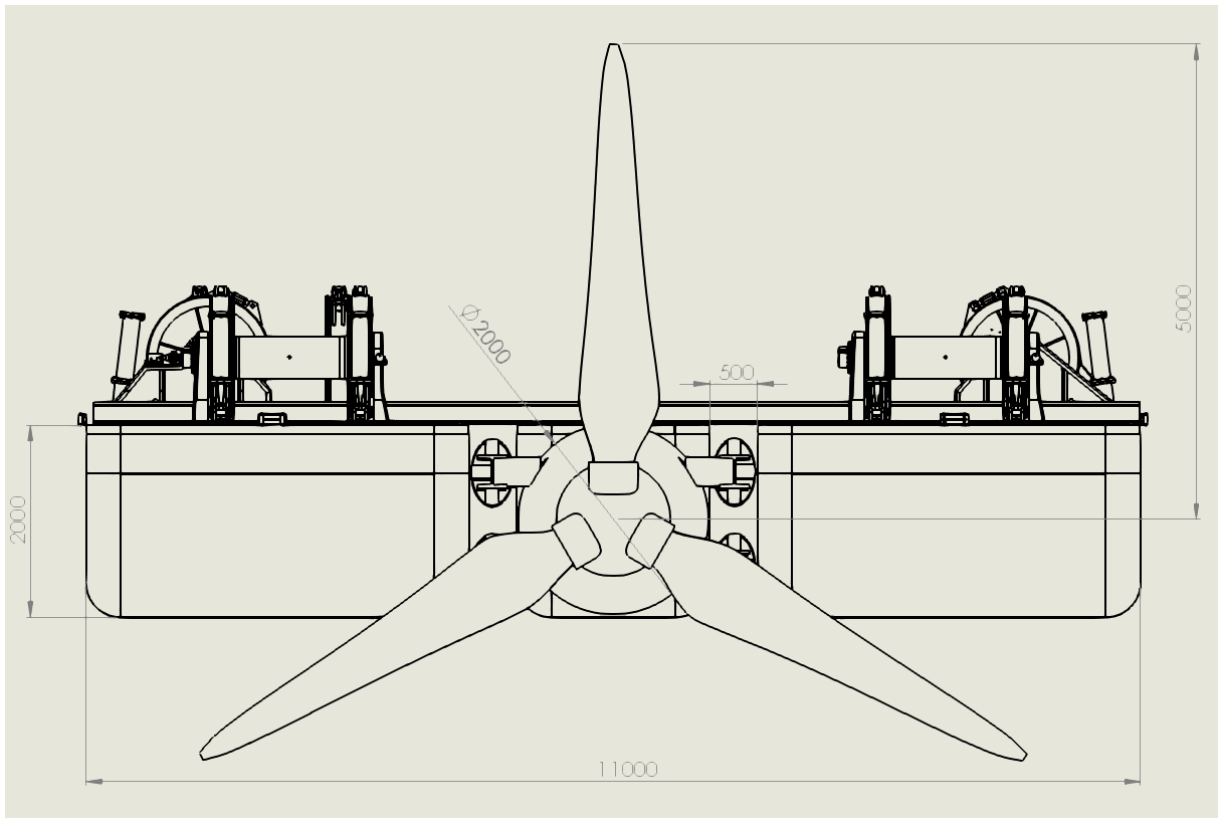


Figura A 3 – Visão frontal do sistema em manutenção com dimensões em [mm].

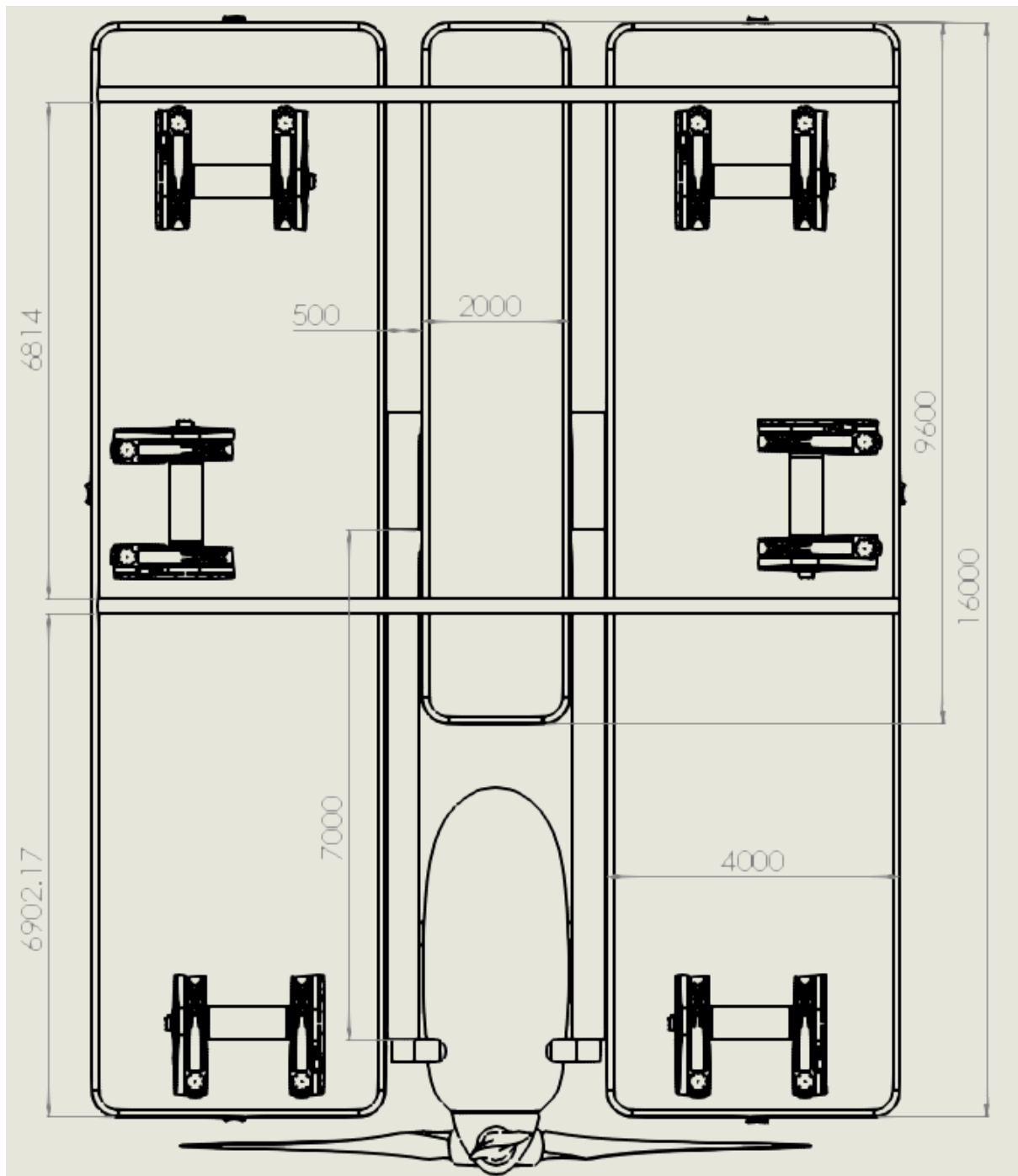


Figura A 4 –Vista superior do sistema em manutenção com dimensões em [mm].