

FLÁVIO JOSÉ AGUIAR SOARES

PROJETO E IMPLEMENTAÇÃO DE UMA PLATAFORMA DE
TESTES APLICADA AO DESENVOLVIMENTO DE VEÍCULOS
SUBMÁRINOS NÃO TRIPULADOS

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de
São Paulo para obtenção do
Título de Mestre em Engenharia.

São Paulo
2002

CONSULTA
FD-3293

04

FLÁVIO JOSÉ AGUIAR SOARES

PROJETO E IMPLEMENTAÇÃO DE UMA PLATAFORMA DE
TESTES APLICADA AO DESENVOLVIMENTO DE VEÍCULOS
SUBMÁRINOS NÃO TRIPULADOS

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de
São Paulo para obtenção do
Título de Mestre em Engenharia.

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

Orientador:

Prof. Dr. Ettore Apolônio de Barros

São Paulo

2002

In memoriam

devo os mais ricos exemplos de vida.

a quem mais que a vida,

À Maria Aguiar,

AGRADECIMENTOS

À minha esposa Ana Cláudia, às minhas filhas Ana Débora e Ana Flávia a quem devo longas horas de ausência e que me apoiaram incondicionalmente compartilhando alegrias e dificuldades.

Ao Centro Federal de Educação Tecnológica do Amazonas, CEFET – AM, na pessoa do Prof. Raimundo Vicente Jimenez, Diretor Geral, que me permitiu o afastamento funcional para a realização deste trabalho.

Ao Prof. Jurandir Itizo Yanagihara e a toda a comissão de pós graduação por ter me aceito no programa de mestrado da Escola Politécnica.

Ao Prof. Ettore Apolônio de Barros pelo apoio e orientação acadêmica.

Ao IPT, particularmente ao Prof. Kazuo Hirata (*in memoriam*) que permitiu a realização dos ensaios de arrasto sobre a plataforma.

Ao Prof. Hélio Morishita pelo uso do tanque de provas de Departamento de Engenharia Naval da EPUSP, para a realização dos ensaios de movimento.

Aos colegas Gustavo André Gandre e Walter Vital Brito pelo companheirismo e por suas constantes colaborações neste trabalho.

A Oswaldo Dias por sua amizade, cooperação e interesse na realização dos serviços e usinagem das peças.

Aos inúmeros colegas e a todos os alunos de graduação que de uma forma ou de outra contribuíram para a realização deste trabalho.

A todos minha sincera gratidão.

O presente trabalho apresenta uma discussão entre os sistemas constituintes de robôs submarinos não tripulados, sejam eles remotamente operados (ROVs) ou autônomos (AUVs). Propõe-se o projeto de uma plataforma de testes de baixo custo para o desenvolvimento de veículos submersíveis não tripulados. Adota-se uma concepção modular de projeto, de modo a compor um veículo híbrido, permitindo que ele reúna características de ROVs e de AUVs. O texto concentra-se na composição, integração e funcionalidade dos sistemas constituintes. Durante sua implementação foram desenvolvidos ferramentas e dispositivos para a obtenção de componentes utilizando métodos convencionais de construção mecânica. Para o acionamento e controle foi desenvolvida uma placa eletrônica com arquitetura de *hardware* baseada em microcontroladores. Para sua validação, a plataforma foi submetida a ensaios de: vedação; levantamento dos coeficientes de arrasto e implementação dos sistemas de movimentos de manobra no plano horizontal e vertical que descrevem o comportamento dinâmico do veículo.

RESUMO

This work shows a discussion about the constitutive systems of unmanned underwater vehicles, been this remotely operated (ROVs) or autonomous (AUVs). It is proposed a design of a low cost test bed applied to underwater vehicle development. A modular conception is adopted allowing easy transition between AUV and ROV characteristics, in way to assembler a hybrid vehicle, making this to compose characteristics of ROVs and AUVs. The text emphasizes in composition, integration and functionality about the onboard systems. During the test bed implementation, tools and manufacturing devices were developed using conventional mechanical construction approaches. To moving parts and control was developed a electronic board with hardware architecture based in micro controllers chips. Validation tests were carried about the drag, seals, determination of drag coefficients manoeuvring performance both in horizontal and vertical plane that describes his dynamic behavior.

ABSTRACT

ERRATA

PÁGINA	LINHA	ONDE SE LE	LEIA-SE
AGRADECIMENTOS	13ª	Engenharia Naval da	Engenharia Naval e Oceânica da EPUSP
vii	14ª	-	Referências Bibliográficas 141
1	15ª	Apresentando vantagens	Apresentam vantagens
1	17ª	Pode ser projetado	Podem ser projetados
2	13ª	águas internas	águas interiores
2	18ª	alguns aspectos	alguns aspectos (por exemplo: estanquidade; acionamento dinâmico nos planos vertical e horizontal e aquisição de dados de sensoramento),
2	20ª	um segundo aspecto	uma segunda motivação
4	8ª	passos de projeto	sistemas de projeto
4	10ª	convergência e de	divergência comuns
4	14ª	às suas missões,	às suas missões segundo o
5	17ª	<i>Umannder</i>	<i>Umanned</i>
5	27ª	revisar o projeto	desenvolver o projeto
6	7ª	ao se avançar em um	de um sistema ao se avançar na integração
7	30ª	de transporte de massa	de peso
8	22ª	Por operar	Finalmente, por operar
8	27ª	Arranjo Geral	Perfil de Projeto
9	14ª	há forma	na forma
9	17ª	esforços estrutural	esforços estruturais

PÁGINA LINHA	ONDE SE LÊ	LEIA-SE
9	18ª	esforços previstos
9	18ª	para baterias
12	25ª	200KHz
12	25ª	avaliado
		sinal de resposta
14	14ª	Dispensa de lastro
14	24ª	a estabilidade estática
16	8ª	primeiro giro na espiral
25	7ª	compreendido pela curva
26	8ª	paredes grossas
28	13ª	não sendo desprezando-se
34	18ª	crúza-lo
38	15ª	viscosos, Almindinger
38	23ª	incremento de rugosidade
39	11ª	Hoener (1965)
39	15ª	os coeficientes de fricção
		o coeficiente de arrasto total
42	3ª	respectivos cilindros.
		respectivos cilindros.
		Considerou-se a sonda e os
		propulsores como sendo
		apêndices do cilindro principal,
		portanto, todos os Cds devem
		ser baseados na área frontal do
		cilindro principal.
42	4ª	$Cd_{ROV} = \dots + 2Cd_{prop} \cdot \left(\frac{A_{cil.} + 2A_{prop.}}{A_{prop.}} \right) \left(\frac{A_{cil.}}{A_{prop.}} \right)$
42	5ª	$Cd_{AUV} = \dots + 2Cd_{prop} \cdot \left(\frac{A_{cil.} + 2A_{prop.}}{A_{prop.}} \right) \left(\frac{A_{cil.}}{A_{prop.}} \right)$

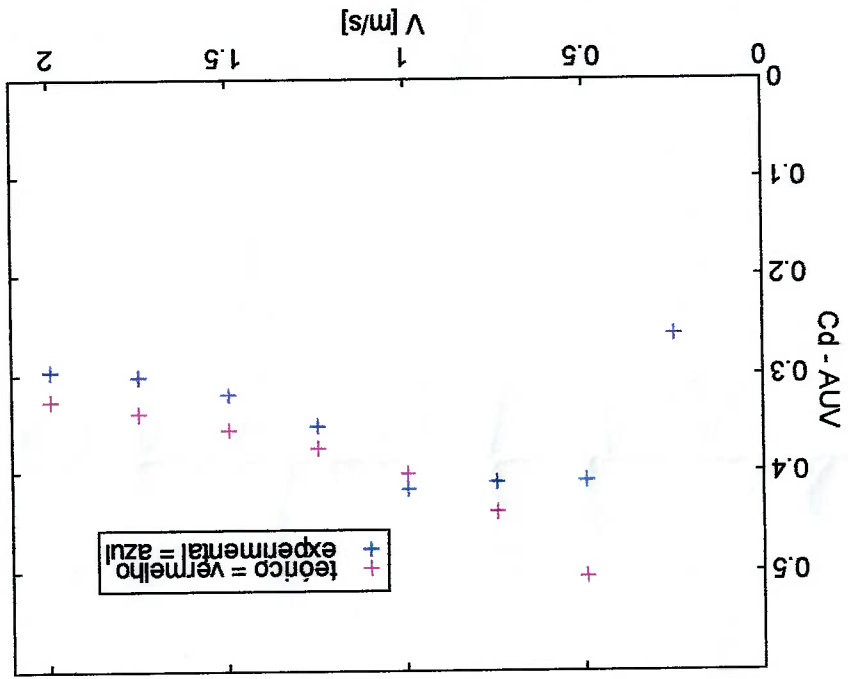
PÁGINA	LINHA	ONDE SE LE	LEIA-SE
42	6ª	$Cd_{AVV+Sonda} = \dots + Cd_{Sonda} \left(\frac{A_{prop.}}{A_{Sonda} + 2A_{Chl.} + A_{Sonda}} \right)$	$Cd_{AVV+Sonda} = \dots + Cd_{Sonda} \left(\frac{A_{Chl.}}{A_{Sonda}} \right)$
52	22ª	centros geométricos de todas as massas componentes do veículo.	centros de massa de todas as massas componentes do veículo.
53	10ª	L_{CG}	L_{CB}
53	28ª	A ação da força peso sobre os corpos distribuídos ao longo do veículo provocará o surgimento do momento de massa. Da mesma forma, os corpos componentes e suas diferentes densidades provocarão o surgimento de um momento de empuxo.	As componentes hidrostáticas dos momentos em relação ao centro de gravidade do veículo, surgem devido as ações conjuntas da gravidade e do empuxo sobre os componentes do mesmo veículo.
54	5ª	estático	dinâmico
54	5ª	indeterminado	indiferente
54	13ª	surgirá um momento longitudinal. Embora este efeito seja aplicado para o controle de <i>pitch</i> da embarcação, ele é indesejável no momento do balanceamento das massas, uma vez que este momento é favorável ao deslocamento em uma direção e desfavorável na direção contrária,	Procura-se, em geral, que o veículo opere sem ângulo de <i>trim</i> na condição de equilíbrio
55	40ª	CGx, CGy e CGz	ΣCGx , ΣCGy e ΣCGz
56	4ª	deslocamento	volume deslocado
57	1ª	seguimento	segmento
57	12ª	Almendinger	Almendinger
59	4ª	estático	dinâmico
59	13ª	performance	desempenho

PÁGINA LINHA	ONDE SE LE	LEIA-SE
60	20ª Triantafyllou (2002)	Triantafyllou (1996)
61	1ª calda	calda
62	16ª Barton (2000), apresenta o desenvolvimento	Tradicionalmente estes veículos têm propulsão hidráulica. Comparando-se com os motores elétricos, o principal motivo na escolha da propulsão hidráulica é uma maior confiabilidade e menor torque, entretanto é uma solução que implica em maior eficiência devido ao maior número de conversões de energia, possui cerca de 55% a mais de massa transportada, maior quantidade de partes móveis e ainda apresenta maior dissipação de calor. O propulsor utilizado neste ROV não possui eixo de acionamento, estando suas hélices fixas diretamente ao rotor elétrico, o motor possui a forma de um cilindro.
63	14ª propulsores com motores	propulsores acionados por motores
63	25ª eixo tornam-se crítica	eixo torna-se crítica
64	16ª Hoerner	Hoerner
64	26ª Figura 5.1	Figura 3.14
64	29ª Figura 3.1	Figura 3.14
65	3ª Figura 3.9 e Figura 3.10	Figura 3.15 e Figura 3.16

PÁGINA	LINHA	ONDE SE LÊ	LEIA-SE
65	6ª	área frontal superior.	área frontal superior e maior superfície molhada.
65	9ª	descolamento	separação
65	15ª	fatores adimensionais para manuseá-las de modo a se obter uma solução analítica.	a relacionar o protótipo com a aplicação em escala real.
65	14ª	$V_A =$ velocidade de avanço;	$V_A =$ velocidade de avanço, $V_S =$
66	2ª	Figura 5.5	Figura 5.2
69	10ª	coeficientes de arrasto	coeficientes de arrasto
93	21ª	A rede local	Microcontroladores associados de modo a constituírem um controle distribuído
94	7ª	8k x 14 words	224 kbytes
94	9ª	368 x 8 bytes	2944 bytes
94	9ª	256 x 8 bytes	2048 bytes
94	21ª	de linguagem C da CCS	de linguagem C da empresa CCS
96	28ª	A comunicação serial utiliza o padrão RS 232, ela só é aplicável para comunicação ponto a ponto, os seja, o ambiente de comunicação envolve apenas dois elementos diretamente ligados, o que corresponde a um endereçamento físico	-
97	12ª	O comprimento do cabo deve ter no máximo 12m, sendo nesta aplicação de 10m.	-
98	4ª	utiliza três fios	utiliza no mínimo dois fios

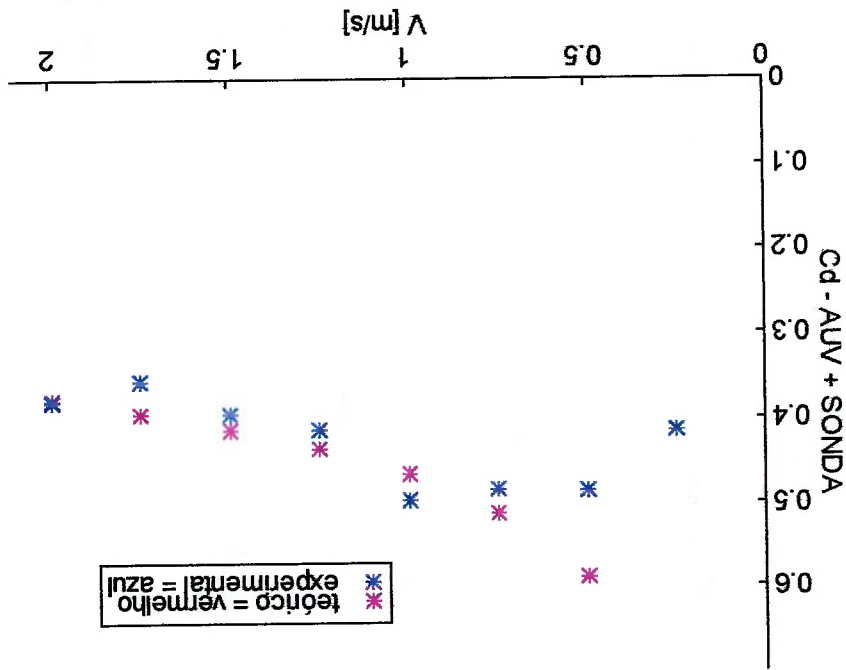
Ao longo do texto, onde se lê a palavra "envelope" leia-se "invólucro". Da mesma forma, onde se lê "a hélice" leia-se "a hélice".

Fig. 3.8 – Coeficientes de arrasto previstos para configuração AUV.



Página 44, onde se lê a Fig. 3.8 leia-se a Fig. 3.8 abaixo.

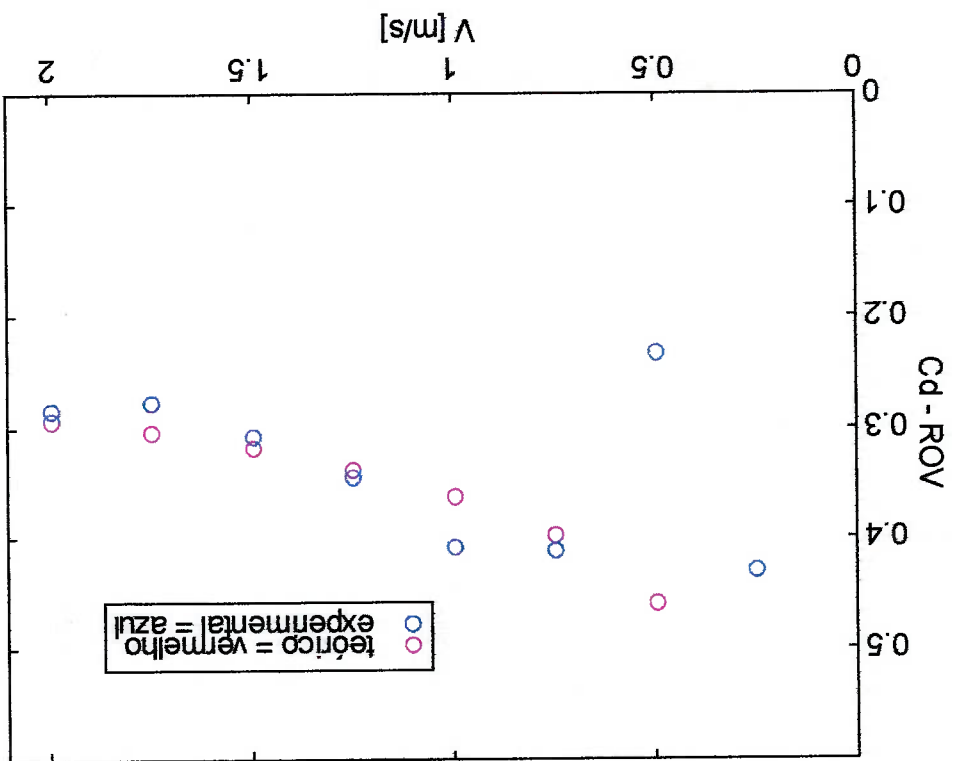
Fig. 3.7 – Coeficientes de arrasto previstos para configuração AUV com sonda.



Página 43, onde se lê a Fig. 3.7 leia-se a Fig. 3.7 abaixo.

ERRATA

Fig. 3.9 – Coeficientes de arrasto previstos para configuração ROV.



Página 44, onde se lê a Fig. 3.9 leia-se a Fig. 3.9 abaixo.

ERRATA

SUMÁRIO

VI	LISTA DE FIGURAS.....
XI	LISTA DE TABELAS.....
XIV	RESUMO.....
XV	ABSTRACT.....
1	1 - INTRODUÇÃO.....
1	1.1 - Apresentação do Problema.....
2	1.2 - Motivação.....
2	1.3 - Objetivo da Dissertação.....
3	1.4 - Estrutura da Dissertação.....
4	2 - METODOLOGIA DO PROJETO.....
4	2.1 - Introdução.....
4	2.2 - Considerações Sobre a Missão.....
5	2.3 - Espiral de Projeto.....
7	2.3.1 - Requisitos de Desempenho.....
8	2.3.2 - Arranjo Geral.....
9	2.3.3 - Geometria.....
9	2.3.4 - Estrutura.....
9	2.3.5 - Manobrabilidade e Propulsão.....
10	2.3.6 - Supervisão, Comando e Controle.....
10	2.3.6.1 - O Cabo umbilical.....
11	2.3.7 - Sistemas Auxiliares.....
12	2.3.7.1 - Sistemas de Observação.....
13	2.3.8 - Sensores.....
13	2.3.9 - Sistemas de Fornecimento de Energia.....
14	2.3.10 - Sistema de Sobrevida e Recuperação do Veículo.....
14	2.3.11 - Pesos e Centros.....
15	2.3.12 - Custos.....
15	2.4 - Espiral Aplicada à Plataforma.....
15	2.4.1 - Requisitos de Desempenho.....
16	2.4.2 - Arranjo Geral para o Projeto da Plataforma.....

16	2.4.3 – Geometria Adotada.....
17	2.4.4 – Estrutura.....
17	2.4.5 – Manobrábilidade e Propulsão.....
17	2.4.6 – Supervisão, Comando e Controle.....
18	2.4.7 – Sistemas Auxiliares.....
18	2.4.8 – Sensores.....
18	2.4.9 – Sistemas de Fornecimento de Energia.....
19	2.4.10 – Sistema de Sobrevida e de Recuperação do Veículo.....
19	2.4.11 – Pesos e Centros.....
20	3 – PROJETO DO CASCO.....
20	3.1 – Introdução.....
20	3.2 – O Projeto Estrutural.....
21	3.2.1 – Materiais.....
21	3.2.2 – Parâmetros de Cálculo.....
22	3.2.3 – Fator de Segurança.....
23	3.2.4 – O Código ASME.....
26	3.2.5 – Procedimentos de Cálculo segundo Blake.....
28	3.2.6 – Procedimentos de Cálculo segundo Allmendinger.....
30	3.2.7 – Considerações.....
31	3.2.8 – Avaliação dos Resultados.....
33	3.2.9 – Cálculo da Espessura da Tampa Hemisférica – Domo.....
35	3.2.10 – Cálculo para Flanges Cegos sobre Pressão Externa.....
36	3.3 – O Projeto Hidrodinâmico.....
36	3.3.1 – Métodos de Redução do Arrasto.....
38	3.3.2 – Cálculo do Arrasto.....
45	3.3.3 – Cavitação.....
47	3.3.4 – Corpo Frontal e Corpo de Saída.....
49	3.3.5 – Configurações para o Ensaio de Arrasto.....
52	4 – HIDROSTÁTICA.....
52	4.1 – Introdução.....
52	4.2 – Centro de Gravidade e Centro de Flutuação.....
56	4.3 – Variação do Ângulo de <i>Pitch</i>

59	4.4 – Regulagem do Centro de Gravidade.....
60	5 – SISTEMA DE PROPULSÃO.....
60	5.1 – Introdução.....
60	5.2 – Métodos de Propulsão Alternativos.....
62	5.3 – Métodos de Propulsão Clássicos.....
64	5.3.1 – Ensaio de Arrasto.....
65	5.3.2 – Curvas dos Hélices.....
67	5.3.3 – Integração Casco – Motor – Hélice.....
69	5.3.4 – Escolha do Motor.....
72	5.3.5 – Ensaio de <i>Bollard Pull</i>
74	5.3.6 – Considerações.....
76	6 – SISTEMA DE FORNECIMENTO DE ENERGIA.....
76	6.1 – Introdução – O Problema da Energia.....
77	6.2 – Fontes de Energia.....
77	6.2.1 – Baterias.....
78	6.2.1.1 – Tecnologias.....
81	6.2.1.2 – Seleção de Baterias.....
81	6.2.2 – Células Combustíveis.....
81	6.2.2.1 – Células Combustíveis de Alumínio.....
82	6.2.2.2 – Semi-célula Combustível.....
83	6.2.3 – Fontes Térmicas.....
83	6.2.3.1 – Armazenamento de Energia Térmica (TES).....
83	6.2.4 – Fontes Nucleares.....
84	6.2.5 – Fontes Químicas.....
84	6.2.5.1 – Motor SAD.....
85	6.2.5.2 – Motor <i>Stirling</i>
86	6.3 – Custos.....
87	6.4 – O Estado da Arte.....
88	6.5 – Escolha da fonte de Energia.....
91	7 – SISTEMAS DE CONTROLE E MANOBRA.....
91	7.1 – Introdução.....
91	7.2 – Arquitetura de <i>Software de Controle</i>

92	7.3 – Arquitetura de <i>Hardware</i>
93	7.3.1 – Especificando a Arquitetura.....
93	7.4 – Arquitetura de <i>Hardware</i> de Controle Adotada para o Projeto.....
95	7.4.1 – Sistema de Envio e Armazenamento de Dados.....
96	7.4.1.1 – Interface RS 232.....
98	7.4.1.2 – Interface RS 485.....
99	7.5 – Sistema de Manobra.....
100	7.5.1 – Acionamento dos Motores.....
101	7.5.1.1 – Controle de <i>Pitch</i>
102	7.5.2 – Modo AUV.....
102	7.5.3 – Modo ROV.....
103	7.6 – Implementação Experimental de Desempenho:.....
103	7.6.1 – Ensaio de Ziguezague em <i>Pitch</i>
105	7.6.2 – Ensaio de degrau em <i>Pitch</i>
107	7.6.3 – Ensaio de Ziguezague em <i>Yaw</i>
113	8 – CONCLUSÕES.....
113	8.1 – Introdução.....
113	8.2 – Custos.....
114	8.3 – Análise dos Resultados.....
116	8.4 – Problemas no Desenvolvimento e na Implementação.....
117	8.5 – Aperfeiçoamentos e Continuidade em Trabalhos Futuros.....
118	ANEXO A – ASPECTOS CONSTRUTIVOS.....
118	AA.1 – Introdução.....
118	AA.2 – Corpo Frontal do ROV – Domo.....
118	AA.2.1 – Escolha da Forma do Domo.....
121	AA.2.2 – Fabricação do Domo.....
121	AA.2.2.1 – Geração das Superfícies.....
123	AA.2.2.2 – Polimento.....
124	AA.3 – Corpo de Saída.....
125	AA.4 – Sistema de Observação.....
125	AA.4.1 – Câmera.....
125	AA.4.2 – Iluminação.....

AA.4.3 – Mecanismo de Posicionamento da Câmera.....	125
AA.4.3.1 – Motores de Passo.....	128
AA.5 – Projeto do Propulsor.....	128
AA.5.1 – Encapsulamento da Lâmpada.....	129
AA.5.2 – Encapsulamento do Motor.....	129
AA.5.2.1 – A Caixa de Vedação.....	131
AA.6 – Dificuldades na Obtenção do Casco.....	133
AA.7 – Conector do Cabo Umbilical.....	134
AA.8 – Conexão dos Propulsores:.....	135
AA.9 – Vedação.....	136
AA.9 – Tanques de Transferência.....	137
ANEXO B – Desenhos Mecânicos.....	138
AB1 – Corte Longitudinal do Conjunto Propulsor.....	139
AB2 – Corte Longitudinal do Cilindro Principal.....	140

Figura 2.1 – Progressão da integração dos sistemas ao longo da espiral.....	6
Figura 2.2 – Seção transversal de um cabo composto, com flutuação neutra.....	11
Figura 2.3 – Possível configuração após o primeiro giro na espiral de projeto.....	19
Figura 3.1 – Gráfico (parcial) para a determinação do fator A	24
Figura 3.2 – Relação entre os fatores A e B	25
Figura 3.3 – Seleção da espessura em função do raio e da pressão crítica.....	35
Figura 3.4 – Projeto do casco em função da distribuição de pressão dinâmica, Osse (1989).....	37
Figura 3.5 – Vista frontal dos elementos que contribuem para a força de arrasto..	41
Figura 3.6 – Coeficientes de arrasto experimentais para as três configurações.....	42
Figura 3.7 – Coeficientes de arrasto previstos para configuração AUV+Sonda.....	43
Figura 3.8 – Coeficientes de arrasto previstos para configuração AUV.....	43
Figura 3.9 – Coeficientes de arrasto previstos para configuração ROV.....	44
Figura 3.10 – Coeficientes de arrasto para torpedos com $L/D=15$	45
Figura 3.11 – Distribuição de pressão estática ao longo de um torpedo.....	46

LISTA DE FIGURAS

Figura 3.12 – Configuração do corpo frontal “arredondado”	48
Figura 3.13 – Configuração do corpo de saída.....	48
Figura 3.14 – Variações geométricas para as três configurações.....	50
Figura 3.15 - Disposição da configuração ROV para o ensaio.....	51
Figura 3.16 – Configuração AUV com sonda, durante ensaio.....	51
Figura 4.1 – Configuração A e B, adotada para conferir estabilidade transversal..	54
Figura 4.2 – Estabilidade longitudinal determina a inclinação.....	56
Figura 4.3 – Distribuição longitudinal entre peso e empuxo.....	56
Figura 4.4 - Polígono de Equilíbrio em um submarino hipotético.....	57
Figura 4.5 - θ é obtido pela variação do CG em torno do CB.....	58
Figura 4.6 – Momento gerado pelo afastamento entre LCG e LCB.....	58
Figura 4.7. - Trilho de fixação entre o casco e o propulsor.	59
Figura 5.1 – Relação entre Força de Arrasto por motor e Velocidade.....	65
Figura 5.2 – Curvas de integração para as três configurações.....	68
Figura 5.3 - Rendimento X Velocidade.....	69
Figura 5.4 – Sequência de potências ao longo de um conjunto propulsor.....	70

Figura 5.5 – Curva Torque X Velocidade X Tensão.....	71
Figura 5.6 - Curva Corrente X Velocidade X Tensão.....	71
Figura 5.7. Disposição da célula de carga durante ensaio de “ <i>bollard pull</i> ”	72
Figura 5.8 – Curva teórica de desempenho em <i>bollard pull</i>	72
Figura 5.9 – Posição de máximo empuxo dos propulsores em relação ao cone.....	73
Figura 5.10. Variação do empuxo total em relação ao cone.....	73
Figura 6.1 – Esquema de uma célula combustível de Hidrogênio.....	82
Figura 6.2 – Esquema de funcionamento do motor SAD.....	85
Figura 6.3 – Custos estimados por Rigaud (2001).....	86
Figura 6.4 – Resumo dos Sistemas de Conversão de Energia.....	90
Figura 7.1 – Possível arquitetura de hardware de comunicação RS 232.	97
Figura 7.2- Possível arquitetura para comunicação via EIA 485.....	99
Figura 7.3 – Nomenclatura para deslocamentos e rotações de um corpo rígido....	100
Figura 7.4 – Movimentos de surge e yaw, configuração AUV.....	100

101	Figura 7.5 – Esquema para o controle de <i>pitch</i>
102	Figura 7.6 – Movimento <i>pitch</i> , configuração AUV.....
105	Figura 7.7 – Variação angular do eixo longitudinal em torno do ângulo de <i>pitch</i> ..
105	Figura 7.8 – Plataforma durante ensaio de <i>pitch</i>
106	Figura 7.9 – Resposta do sistema com uma entrada em degrau.....
107	Figura 7.10 – Esquema de controle e acionamento no ensaio de ziguezague em <i>yaw</i>
108	Figura 7.11 – Plataforma durante ensaio de ziguezague em <i>yaw</i>
109	Figura 7.12 – Valores da realimentação dos tacômetros para $\Delta = 600$ rpm.....
109	Figura 7.13 – Variação média do ângulo de <i>yaw</i> de $6,2^\circ\text{s}^{-1}$ para $\Delta = 600$ rpm.....
110	Figura 7.14 – Valores da realimentação dos tacômetros para $\Delta = 800$ rpm.....
110	Figura 7.15 – Variação média do ângulo de <i>yaw</i> de $6,47^\circ\text{s}^{-1}$ para $\Delta = 800$ rpm.....
111	Figura 7.16 – Valores da realimentação dos tacômetros para $\Delta = 1000$ rpm.....
111	Figura 7.17 – Variação média do ângulo de <i>yaw</i> de $6,48^\circ\text{s}^{-1}$ para $\Delta = 1000$ rpm... ..
112	Figura 7.18 – Variação do período em função de Δ nos propulsores.....

Figura 8.1 – Distribuição relativa dos custos de desenvolvimento.....	114
Figura AA.1 – Possíveis formatos para o domo.....	119
Figura AA.2 – Dispositivo para geração de passes radiais.....	121
Figura AA.3 – Procedimento de geração da superfície convexa do domo em torno convencional.....	122
Figura AA.4 – Dispositivo de fixação do flange ao torno.....	123
Figura AA.5 – Domo em acrílico, obtido por usinagem convencional.....	124
Figura AA.6 – Processo de revestimento do cone: a) aplicação da resina, b) lixamento, c) disposição final.....	124
Figura AA.7 - Rotações da câmara sobre os planos xy e zx.....	126
Figura AA.8 – Balançamento estático do motor de passo de rotação da câmara..	127
Figura AA.9 – Mecanismo de acionamento da câmara.....	128
Figura AA.10 – Encapsulamento da lâmpada.....	129
Figura AA.11 – Caixa de vedação com selo mecânico.....	130
Figura AA.12 – Seção longitudinal do Conjunto Propulsor com o encapsulamento do motor e da lâmpada.....	131
Figura AA.13 - Caixa de vedação fixada por rosca.....	132

Figura AA.14. – Conceção final da caixa de vedação..... 133

Figura AA.15 – Vedação do Cabo Umbilical..... 134

Figura AA.16 – a) Conector do Casco. b) Componente macho..... 135

Figura AA.17 – Conexão dos Propulsores, detalhes da vedação..... 136

Figura AA.18 – Anel de vedação entre cilindros..... 136

Figura AA.19 – Secção longitudinal do tanque externo com o respiro de ar..... 137

Tabela 3.1 – Pressão e espessura obtidos pela norma ASME.....	31
Tabela 3.2 – Pressão e espessura, segundo Allmendinger (1990).....	32
Tabela 3.3– Pressão e espessura, segundo Blake (1990).....	32
Tabela 3.4– Pressão e espessura, segundo Bednar (1986).....	33
Tabela 3.5 – Grandezas físicas para determinação teórica dos coeficientes.....	40
Tabela 3.6 – Dados para determinação teórica dos coeficientes.....	40
Tabela 3.7. – Elementos empregados na composição das configurações.....	41
Tabela 3.8 – Velocidades críticas para início de cavitação.....	47
Tabela 4.1 – Determinação do Centro de Flutuação para a configuração AUV....	53
Tabela 4.2 – Determinação do centro de massa para a configuração AUV.....	55
Tabela 5.1 – Integração entre hélice e casco em três configurações.....	69
Tabela 6.1 - Densidades de energia segundo Bradley (2001).....	80
Tabela 6.2 – Custos estimados por Scamans (1994).....	87
Tabela 6.3 – Densidade de energia em baterias NiCd, NiMH e Chumbo-ácido....	89

LISTA DE TABELAS

Tabela AA.1 – Matriz de decisão para a escolha do formato do domo..... 120

Tabela 8.1 – Distribuição dos custos de desenvolvimento..... 114

L	comprimento do cilindro;
D, D _o	diâmetro externo;
e	espessura do casco;
A, B	fator de projeto na norma ASME;
E	módulo de elasticidade;
P _a	pressão admissível;
λ	fator de espessura;
P _y	pressão de colapso por deformação assimétrica;
σ _y	tensão de escoamento;
R	raio médio do cilindro;
μ	raio de Poisson;
β ₁	fator de redução para os anéis de reforço;
p _c	pressão de colapso;
L _r	distância entre anéis de espaçamento;
A _r	área do anel de reforço;
β ₂	fator de redução para área do anel de reforço;
b	espessura das chapas dos anéis de reforço;
p _b	pressão de colapso pro formação de lóbulos;
P _{cr}	pressão de colapso por instabilidade geral da estrutura;
n _a	número de anéis de reforço;
L _c	comprimento crítica;
P	pressão externa de projeto;
S	tensão admissível;
N	fator de correção para tampos planos circulares;
E _s	eficiência de solda;
S _e	Sobre espessura para corrosão;
F _A	força de arrasto;
C _d	coeficiente de arrasto;
q	pressão dinâmica;
A	área frontal;

LISTA DE SÍMBOLOS:

ρ	densidade da água;
V	velocidade absoluta do veículo;
CF	coeficiente de resistência friccional (do casco);
ΔCF	variação do coeficiente de resistência friccional;
Cr	coeficiente de resistência residual;
Cw	coeficiente de resistência de ondas;
Rn	número de Reynolds;
ν	viscosidade cinemática;
P_0, P_1	pressões estáticas;
C_p	coeficiente de pressão;
K	Índice de cavitação;
P_L	Pressão local;
P_{atm}	Pressão atmosférica;
P_{prof}	Pressão devido à profundidade;
V_I	velocidade crítica para cavitação;
g	aceleração da gravidade;
P_v	Pressão de vapor;
L_{cf}	comprimento do corpo frontal;
L_{cs}	comprimento do corpo de saída;
L_{CG}	posição do centro de gravidade;
L_{CB}	posição do centro de flutuação;
\bar{x}	centro geométrico em x do enésimo corpo;
V_x	volume do enésimo corpo;
m_x	massa do enésimo corpo;
Δv	deslocamento do veículo submerso;
L_t	distância entre tanques;
ϕ	ângulo de roll;
θ	ângulo de pitch;
ψ	ângulo de yaw;
P_e	potência elétrica;
V_B	tensão nominal;
mAh	capacidade de carga;

K_T	coeficiente de torque;
T	empuxo;
n	rotação;
d	diâmetro do hélice;
j	coeficiente de avanço;
V_A	velocidade de avanço;
K_Q	coeficiente de empuxo;
Q	torque;
η	rendimento;
P	potência nominal;
E	tensão de alimentação;
I	corrente;
T_m	torque do motor elétrico;
ω	velocidade angular;
Δ	diferença de rotação entre propulsores.

1.1 – Apresentação do Problema:

Nas últimas três décadas foram desenvolvidos veículos submersíveis teleoperados e autônomos para exploração e intervenção.

ROV é um acrônimo para *Remotely Operated Vehicle*, e embora o termo não deva ser empregado especificamente para veículos submersíveis esta denominação se tornou usual para este tipo de equipamento de mergulho não tripulado e teleoperado, ligado por cabo ao equipamento de suporte, que envia dados de controle e energia ao veículo e recebe imagens e outros dados de sensoramento.

O equipamento de suporte está montado a bordo de um barco de apoio. ROV's tem por objetivo gerar dados e executar tarefas em ambiente subaquático. São particularmente úteis em missões de busca onde a localização do objeto de pesquisa não está precisamente determinada, ou ainda onde o ambiente não é favorável à presença humana.

Apresentando vantagens de permanência e profundidade de mergulho muito superiores às capacidades humanas, o MBARI alcança a 4000m, Robinson (1993). Além disso, pode ser projetado para operar em ambientes hostis em temperatura e toxicidade ou radiação. O fabricante Benthos desenvolveu um modelo dedicado para operar em piscinas de águas pesadas em usinas termoeletricas.

Nas décadas mais recentes, a indústria de petróleo em águas profundas passou a representar um novo campo de aplicação para estes veículos com a inclusão de muitas tecnologias, associadas ao aumento dos custos.

Aplicações didáticas ou projetos de ROVs menos ambiciosos tem sido classificados como sistemas de Baixo Custo, LCROV.

AUV é acrônimo para *Autonomous Underwater Vehicle*, veículo submarino autônomo, o que pressupõe que ele seja não tripulado, que não esteja fisicamente ligado por cabos que limitem sua autonomia de trajeto e que transporte sua própria fonte de energia.

INTRODUÇÃO

Capítulo I

AUVs são frutos da pesquisa tecnológica robótica em estruturas de controle e supervisão que se utilizam de algoritmos de inteligência artificial.

De um modo geral ROVs são aplicados em missões assistidas de longa permanência em área restrita, como em missões de observação; supervisão ambiental; monitoração de instalação ou manutenção de estruturas submersas; estudos oceanográficos; aplicações didáticas em estudos de tecnologia submarina, etc.

AUVs são empregados em missões para cobrir longas distâncias que podem ser assistidas ou não, como: mapeamento geológico do leito; medições de temperatura e salinidade, etc.

1.2 - Motivação:

A idéia inicial deste estudo era a de gerar uma contribuição para o avanço da capacidade tecnológica de intervenção em águas internas. Os ROVs e os AUVs atendem a esta prerrogativa, entretanto são veículos caros e pouco flexíveis.

Verificou-se que um veículo com concepção híbrida em arquitetura modular seria a solução de baixo custo mais adequada às condições do problema. Como consequência foi desenvolvido um protótipo de baixo custo no qual foram testados alguns aspectos a fim de se verificar sua viabilidade como plataforma de desenvolvimento.

Um segundo aspecto consiste na necessidade de desenvolver capacitação nacional nesta área, para o atendimento das aplicações mencionadas.

1.3 - Objetivos da Dissertação:

Estudar o desenvolvimento de veículos não tripulados voltados para missões de monitoramento e supervisão em ambientes de baixas e médias profundidades discutindo os diversos sistemas adotados no projeto de ROVs e AUVs. Têm-se em vista futuras aplicações em ambientes fluviais e lacustres.

Desenvolver uma plataforma de testes híbrida que possa atender a investigação sobre o desenvolvimento de veículos, ROVs e AUVs, de baixo custo.

1.4 – Estrutura da Dissertação:

Esta dissertação está organizada da seguinte maneira. No capítulo 2 descreve-se a metodologia utilizada, bem como uma rápida descrição dos principais sistemas empregados nos projetos de ROVs e AUVs. No capítulo 3 aborda-se o projeto do casco, envolvendo algumas expressões para a determinação da espessura de um casco em função da profundidade e discute a influência de sua forma no desempenho hidrodinâmico. No capítulo 4 apresenta-se aspectos hidrostáticos relativos a distribuição de massa ao longo do casco. No capítulo 5, a partir de um ensaio de arrasto, se desenvolve o método clássico de integração do casco ao hélice e ao motor. No capítulo 6 são abordadas as fontes de energia adotadas para AUVs, fazendo uma rápida descrição das tecnologias empregadas. O capítulo 7 apresenta os sistemas auxiliares empregados no protótipo. No capítulo 8 estão descritos os valores dos custos finais, a análise dos resultados dos testes de movimento, os problemas encontrados ao longo da implementação da plataforma e finaliza com as sugestões de aperfeiçoamentos na continuidade deste trabalho.

Informações relativas aos aspectos construtivos e aos mecanismos empregados estão descritos no Anexo A, ficando o Anexo B com os desenhos mecânicos.

Para efeito de comparação visual do tamanho do componente, nas fotografias apresentadas ao longo do texto encontra-se um paquímetro aberto em 100mm.

METODOLOGIA DO PROJETO

2.1 - Introdução:

O projeto de um veículo apresenta condições de contorno que o diferenciam de projetos convencionais de máquinas estáticas. Seu conceito pressupõe a idéia de trajeto condicionado pelo meio em que se dará o deslocamento. Desta forma as características físicas do ambiente e da missão do veículo determinam os parâmetros iniciais de projeto

Ao longo deste capítulo será empregado o método de integração de passos de projeto denominado espiral de projeto, serão descritas as peculiaridades de cada sistema, ROV ou AUV, destacando os pontos de convergência e de divergência. Desta análise verifica-se a necessidade de adaptar os sistemas em uma solução que possa ser comum, o que é discutido no item espiral de Projeto Aplicado a Plataforma.

2.2 - Considerações Sobre a Missão:

Pode-se classificar ROVs com relação às suas missões, Subcommittee on Remotely Operated Vehicles (1984):

- Observação: obtenção de imagens de área ou instalações submersas;
- Supervisão de leito: avaliação de superfícies; mapeamento através de sonares;
- Inspeção de estruturas: avaliação de corrosão, manutenção de plataformas oceânicas, barragens, etc;
- Monitoramento e suporte para mergulho;
- Busca, identificação e localização: Embarcações naufragadas, polídeos, cabos, etc;
- Recuperação de objetos;
- Monitoramento de atividades: observação de procedimentos como construção ou instalação de estrutura submersa como deposição de polídeos;

- Assistente de construção;
- Assistente de perfuração;
- Recolhimento de amostras para fins científicos.

Veículos submersíveis autônomos foram desenvolvidos com mais intensidade a partir da última década, viabilizados pela universalização dos microcomputadores. Tem sido empregados nas mesmas aplicações dos ROVs, incluídas atividades comerciais como deposição de cabos submarinos como no AUV THESEUS em Ferguson (1999) e aquelas em que a presença do cabo umbilical prejudicaria, ou mesmo tornaria impossível a execução da missão, como o monitoramento de grandes áreas ou por grandes tempo.

Métodos relativos ao desenvolvimento de projetos específicos sobre AUVs podem ser vistos em: AUV CETUS em Hover (1998); AUTOSUB-1 em Stevenson (1998); MARIUS e Macgregor (1990).
 Projetos de baixo custo para aplicações comerciais e didáticas tem sido desenvolvidos para ROVs por Amat (1999) e em Sprunk (1993), para AUVs pode ser visto em Miller (1996) ou nas competições anuais promovidas pela *Association for Unmanned Vehicles Systems International (AUVSI)* na revista *Sea Technology* nas edições de novembro de 1998 e setembro de 1999.
 Genericamente as missões incluem mergulho, leitura de dados ambientais para aquisição ou controle e em alguns casos alguma capacidade de intervenção, e finalmente a recuperação do veículo.

2.3 - Espiral de Projeto:

Uma vez estabelecidos os objetivos da missão e dos requisitos de desempenho para atendê-la, deve-se considerar o modo pelo qual os sistemas se integrarão e estabelecer um método de acompanhamento.
 A orientação clássica da administração de projetos prevê a seguinte seqüência: gerar cronograma; levantar orçamentos; revisar o projeto; revisar os dispositivos de segurança; documentar e ensaiar.
 Uma metodologia aplicada para a revisão de projeto é a espiral de projeto, ela consiste num processo iterativo, descrito pelo gráfico de uma espiral convergente,

Figura 2.1. Do centro da espiral partem linhas radiais, formando setores, estes setores correspondem aos sistemas que devem compor o projeto e que devem ser integrados.

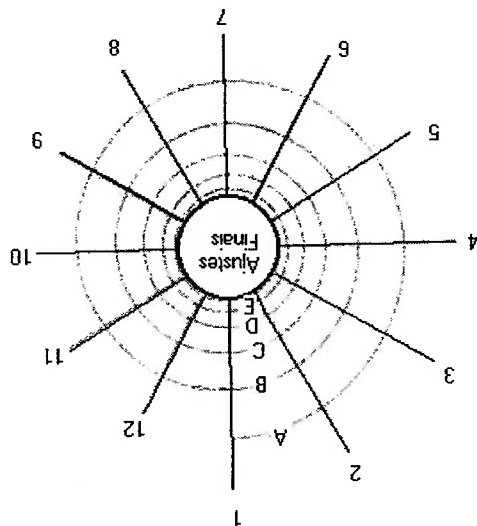


Fig. 2.1 - Progressão da integração dos sistemas ao longo da espiral.

A integração progressiva é representada pela aproximação das linhas radiais a cada ciclo da espiral.

Deve-se salientar que muitas vezes o processo de integração dos sistemas não ocorre em uma seqüência linear, ou seja, ao se avançar em um sistema outros são direta ou indiretamente afetados, alterando-se sistemas já vistos ao mesmo tempo em que gera uma certa conformação daqueles ainda a serem trabalhados.

Allmendinger (1990), prevê dois ciclos para a definição conceitual do projeto, três ciclos para o projeto preliminar, dois ciclos para o projeto de definitivo e um ciclo para solução de detalhes. O autor propõe uma seqüência de passos que devam compor a espiral de projeto.

Para os propósitos deste trabalho definiu-se os passos comuns para o projeto tanto de um ROV com para um AUV:

- 1 – Requisitos de desempenho;
- 2 – Arranjo geral;
- 3 – Geometria;
- 4 – Estrutura;
- 5 – Manobrabilidade e Propulsão;

Nos AUVs, sua autonomia é imposta por restrições de volume e de transporte empregado, não sendo um item crítico.

A autonomia dos ROVs é função apenas da capacidade do barco de apoio manter-se estável na presença das perturbações introduzidas no veículo pelo cabo.

Em ROVs o deslocamento ocorre em baixas velocidades e é restrito pela presença do cabo umbilical, sendo sua manobrabilidade geralmente definida de modo robusto pela presença de inúmeros propulsores, no intuito de torná-lo capaz de retirar dados do ambiente aquático, seja para controle de navegação ou para o objetivo da missão.

A observabilidade do meio num ROV significa captar e transmitir imagens do ambiente para o ambiente de controle. Para um AUV pode ser a sua capacidade de

- Profundidade de operação;
- Velocidade de operação;
- Autonomia;
- Observabilidade do Meio;
- Deslocamento e Manobrabilidade;
- Autonomia;
- Controle e Navegação;
- Controle Remoto;
- Capacidade de Sobrevivência.

O desempenho é o conjunto de capacidades necessárias ao veículo para realizar sua missão, como por exemplo:

2.3.1 – Requisitos de Desempenho:

- 6 – Supervisão, Comando e Controle;
- 7 – Sistemas Auxiliares;
- 8 – Sensores;
- 9 – Sistema de Fornecimento de Energia;
- 10 – Sistema de Sobrevivência e Recuperação;
- 11 – Pesos e Centros;
- 12 – Custo.

aperfeiçoamento do perfil de escoamento hidrodinâmico do veículo. Esta última consequência implica em envelopes fechados e na redução dos apêndices externos, dentre eles estão os propulsores. Os envelopes podem ser abertos ou fechados, representando a disposição dos componentes como: câmeras; lâmpadas; propulsores; etc, externa ou internamente a um casco.

Uma vez que o ROV está fisicamente conectado a uma embarcação, o conceito de navegação fica restrito a sua localização com relação à base. Para isto podem ser empregados sensores de profundidade, bússolas e métodos de detecção acústica como sistema de base longa ou sistema de base curta. Estes últimos não serão discutidos neste trabalho, mas são também empregados para o controle de navegação de AUVs.

Por definição conceitual os ROVs são controlados remotamente, entretanto algumas funções podem ser realizadas localmente, principalmente quando se pretende rapidez de processamento ao se evitar que um sinal seja enviado, aguardado e retornado e retorne pelo cabo, seja lido, interpretado e implementado.

Alguns modelos de AUVs possuem sistemas de transferência de dados via radio VHF com o veículo no berço de lançamento, Bunce (1998).

O ambiente submerso apresenta correntes que introduzem perturbações na manobrabilidade destes veículos, principalmente nos ROVs onde a área longitudinal dos cabos ao longo da profundidade pode ser superior a área seccional do próprio veículo. Desta forma a estabilidade dinâmica deve ser considerada.

Por operar num ambiente agressivo os veículos submersíveis devem prevenir sistemas de sobrevivência. Os ROVs podem se enrolar no cabo e sofrer perda de manobrabilidade ou mesmo ter o cabo rompido pela hélice do propulsor ou ainda ficar preso em saliências no leito. AUVs podem perder sua referência de navegação e se verem desorientados.

2.3.2 – Arranjo Geral:

Este passo compreende as definições das linhas mestras do projeto, nele devem ser respondidas as seguintes questões:

- O veículo é autônomo ou teleoperado;
- O envelope é aberto ou fechado;

Uma vez que a manobrabilidade é mais crítica nos ROVs devido à ação do cabo umbilical, seus limites são determinantes na definição do perfil do projeto. A mobilidade de um veículo submersível, auto-propelido, em um ambiente aberto, sujeito a um gradiente de velocidades não homogêneo estando fisicamente conectado a uma embarcação através de um cabo umbilical, apresenta uma complexidade dinâmica que requer modelos que simplifiquem o controle de navegação.

Uma maneira de garantir um comportamento mais controlável é reduzir os graus de liberdade de locomoção, fazendo com que o veículo se desloque, sempre que possível, paralelamente ao fluxo, desta forma a manobrabilidade deve enfatizar a

2.3.5 – Manobrabilidade e Propulsão:

A definição da estrutura decorre das decisões tomadas nos itens anteriores. Deve-se então proceder o cálculo dos esforços estrutural do casco em função dos esforços previstos, bem como dos componentes, por exemplo, vasos de pressão para baterias.

2.3.4 – Estrutura:

No caso dos AUVs, onde o desempenho hidrodinâmico é determinante na definição de sua autonomia, as escolhas mais comuns variam entre o formato de um torpedão há forma de uma asa com as bordas arredondadas.

Um formato clássico dos ROVs é um envelope aberto montado sobre uma estrutura tubular, com uma bôia na parte superior e com a conexão do cabo umbilical no seu centro.

No projeto de ROVs, de um modo geral, o projetista não está muito preocupado com a eficiência hidrodinâmica do casco, uma vez que o veículo deve ser mover em baixa velocidade e é alimentado pelo barco de apoio.

Uma vez definido o tipo de envelope, deve-se definir o formato do casco a ser adotado.

2.3.3 – Geometria:

- Quais os sistemas dedicados exigidos pela missão.
- O veículo transporta sua fonte de energia ou possui fonte externa;

manobra de navegação para ROVs frequentemente empregam matrizes de propulsores com motores em acionamento de velocidade variável, enquanto que para AUVs se utilizam lemes, estes elementos são superfícies de controle colocadas logo após as hélices que redirecionam o fluxo.

A potência requerida pela propulsão é definida em função da velocidade ou do empuxo em que se deseja operar.

Uma vez conhecido o valor requerido para o arrasto do cabo e do veículo se pode passar para o dimensionamento do conjunto propulsor. Utilizando o modelo clássico do propulsor, onde são comutadas as perdas, medidas pelas eficiências, em cada etapa da transmissão da potência ao longo de um conjunto propulsor, é possível se estimar a potência requerida para propelir um cilindro, sobre uma faixa de velocidades.

2.3.6 – Supervisão, Comando e Controle:

ROVs operam em malha aberta, sendo controlado pelo piloto que orienta suas ações com base nas imagens fornecidas pela câmera de vídeo e pelos valores dos sensores de profundidade e bússolas.

AUVs possuem sistemas de percepção, sistemas de processamento embarcado e de atuadores que permitem sua autonomia. Podem estar pré programados e operarem simplesmente seguindo rotinas da missão ou possuem limites de autonomia, operando sob supervisão de uma embarcação de onde receba dados que reorientem seu procedimento.

2.3.6.1 – O Cabo Umbilical:

Nos ROVs grande parte da complexidade do projeto se deve a presença do cabo. Por ele passam todas as ações de controle e potência.

Ele exerce a função de ligação física entre o barco de apoio e o veículo, sofrendo razoável esforço de tração no momento de deposição e retirada do meio. Ele ainda deve operar como meio para a transmissão dos sinais de: potência, invariavelmente em tensão alternada; sinais de controle; imagens digitalizadas a

serem transmitidas em fibra ótica ou em cabos coaxiais, sendo este último suscetível a ruídos devendo ser suficientemente isolado.

Além destes aspectos, para minimizar a sua influência no comportamento dinâmico é desejável que ele possua flutuabilidade neutra e que seja suficientemente robusto para operar em ambiente hostil, devendo ser revestido com materiais que sejam isolantes elétricos e térmicos.

Atualmente são empregados cabos compostos especialmente desenvolvidos para ROVs para exercer este conjunto de funções, ver Figura 2.2.

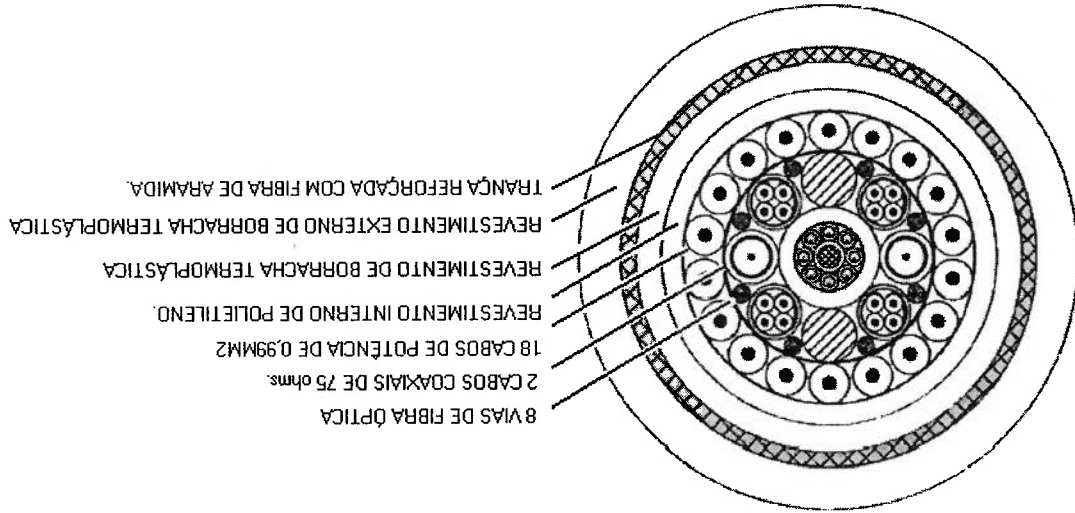


Fig. 2.2 – Seção transversal de um cabo composto, com flutuabilidade neutra.

2.3.7 – Sistemas Auxiliares:

Constituem os elementos dedicados. Por exemplo: ROVs possuem sistemas de verificação de conexão do umbilical ou ainda câmeras sobre os propulsores para verificar possível engate do umbilical, AUVs possuem sistemas de comunicação acústica utilizados para auxílio de navegação. Além destes deve-se considerar a necessidade de sistemas não embarcados de apoio como, por exemplo: dispositivos de deposição e recolhimento do veículo em águas abertas e sistemas de interface de controle para ROVs e sistemas referenciais de navegação para AUVs.

2.3.7.1-Sistema de Observação:

Nos ROVs um sistema essencial é o de observação.

Câmeras digitais tem sido a tendência para os projetos mais recentes. Encontram-se disponível no mercado ampla variedade de câmeras de vídeo desenvolvidas especialmente para aplicações submersíveis, aplicáveis em envelopes abertos. Alguns fabricantes como Deep Sea, Benthos e Kongsberg, oferecem câmeras CCD com sensibilidade na ordem de grandeza de 10 lux até câmeras SIT “*silicon intensified target*”, com sensibilidade de 10^{-6} lux. Estes dois últimos fabricantes dispõem de um modelo de encapsulamento que já inclui um dispositivo de *tilt and pan* para a câmera, podendo operar a profundidades de até 1000m.

A transparência da água pode ser medida com o disco de Secchi, que é um indicativo da distância da penetração da iluminação natural e serve como parâmetro orientando a necessidade de utilização de iluminação artificial com câmeras de alta sensibilidade ótica. Entretanto iluminações potentes demandam valores consideráveis de energia e custos elevados.

Robison (1993), cita lâmpadas de sódio de 400W aplicadas no ROV MBARI. O mesmo autor utilizou lasers verdes (para a água do mar) com comprimento de onda de 543nm para gerar um sinal de referência para a focagem das câmeras. Detalhes sobre iluminação podem ser encontrados em Davis e Pilskein (1993).

Uma alternativa às câmeras é a introdução de métodos de percepção acústicos, associados à percepção ótica auxiliada por iluminação artificial dirigida ao campo visual da câmera.

Estão disponíveis no mercado alguns modelos aplicados para pesca amadora que podem vir a ser adaptados para aplicações de baixo custo. Estes modelos operam na faixa de 150 a 200KHZ. O sonar 150SX da Humminbird foi avaliado, neste ensaio se verificou uma resolução de cerca de 2cm numa faixa de atuação de 15m. Um modelo simplificado foi desenvolvido por alunos da Escola Politécnica de São Paulo, Kawano (2001), entretanto o transdutor (cerâmica piezoelétrica) precisa ser alimentado com um ganho variável devido à atenuação do sinal de resposta, requerendo potência de emissão variável em função da distância de detecção.

2.3.8 – Sensores: Neste ponto devem ser feitos os levantamentos do sensoramento específico necessários para dotar o veículo de percepção para executar sua missão. ROVs e AUVs utilizam dois referenciais, profundidade e altitude, este último em relação ao leito. Nos AUVs, é igualmente necessário um sonar para detectar obstáculos à frente do veículo.

2.3.9 – Sistemas de Fornecimento de Energia:

Projetos consagrados de ROVs empregam moto-gerador trifásico a bordo da embarcação de apoio, transmissão da tensão AC por cabo de potência e o uso de um transformador embarcado e um quadro de distribuição da energia. Esta solução trás uma série de consequências que não são desejáveis num projeto em que o tempo previsto para as missões e a profundidade máxima não implique em grandes dificuldades de colocação, dispensa de cabo e recuperação do veículo como é o caso dos robôs oceânicos.

O projeto de AUVs tem empregado diversas tecnologias na geração ou fornecimento de energia, Rigaud (2001), permanecendo, entretanto, uma relação quase que logarítmica entre a densidade de energia e o custo.

A solução mais simples é a utilização de baterias, ou seja, ciclo de energia aberto, onde não há realimentação. Estes componentes estão disponíveis em inúmeros tipos de tecnologias e características. É necessário então conhecer as diferentes tecnologias, fabricantes, modelos e fornecedores, fazer a análise para então se fazer a escolha.

Um veículo elétrico movido a baterias irá demandar parte de sua potência para transportar os sistema de fornecimento de energia, desta forma a tecnologia a ser utilizada deve apresentar densidade de energia e custo que torne o seu uso viável. Deve-se conhecer o valor de energia a ser demandada, este é um fator que afeta o projeto de modo a interferir em inúmeros sistemas, de modo que o seu dimensionamento só é razoável após a definição das disposições gerais do projeto, estando definidos os demais sistemas.

2.3.10 - Sistema de Sobrevida e Recuperação do Veículo:

A literatura tem demonstrado, Subcommittee on Remotely Operated Vehicles (1984) a necessidade de se prever sistemas de recuperação e sobrevida do veículo em função de experiências com perdas. A capacidade de recuperação do veículo em caso de ruptura do cabo umbilical permanece como a principal característica destes sistemas.

Os sistemas de segurança incluem medidas como:

- Flutuabilidade neutra do cabo: minimizar a interferência do cabo sobre o veículo;
- Flutuabilidade neutra ou levemente positiva do veículo: mínimo consumo de energia para deslocar o veículo, ou quando inerte retorna naturalmente para a superfície;
- Emissão de sinal acústico e ou luminoso em caso de resgate;
- Dispensa de lastro pelo veículo para alteração da flutuabilidade: força retorno à superfície por mudança da densidade do veículo com relação ao meio;
- Modo de operação autônomo no estado de emergência: em caso de falha do controlador principal;
- Alimentação de emergência no veículo: aplicado em ROVs no caso de ruptura do umbilical;
- Sistemas críticos redundantes: duplicação de sistemas mais sujeitos a falhas.

2.3.11 – Pesos e Centros:

A distribuição das massas determina a estabilidade estática de um corpo submerso, influencia a parcela de energia necessária para deslocá-lo e esta relacionada com a geometria do casco. Este ponto é particularmente sensível no projeto, uma vez que qualquer inclusão, exclusão ou rearranjo de massas dentro do veículo provocará um novo comportamento hidrostático.

A possibilidade de construção de um veículo está evidentemente limitada pelo volume de recursos existentes. O levantamento dos custos deve estar distribuído

em etapas:

- Elaboração do projeto;
- Desenvolvimento de sistemas;
- Integração de sistemas;
- Desenvolvimento de protótipos;
- Produto final.

Paralelamente a estas devem ser alocados recursos para:

- Equipamentos periféricos de suporte;
- Dispositivos auxiliares de construção e montagem;
- Horas de mão-de-obra a ser empregada em diversos níveis;
- Programas Computacionais dedicados;
- Fatores não previsíveis.

Deve-se ter em conta que alguns fatores de composição do custo não podem ser definidos a priori e que independem do projeto em si, como as variações cambiais sobre componentes importados e perdas de equipamentos.

2.4 – Espiral Aplicada à Plataforma:

A seguir apresenta-se os passos de uma espiral de projeto para o desenvolvimento de um protótipo para testes para o caso específico em que se pretende reunir as características de um ROV e de um AUV.

2.4.1 – Requisitos de Desempenho:

Para realizar sua missão o veículo deve ser capaz de:

- Mergulhar a profundidade de até noventa metros;
- Operar na presença de fluxo direcional de até 2m/s;
- Autonomia mínima de 1h;
- Capacidade de observação visual num raio de 2m;
- Efetuar deslocamentos em quatro graus de liberdade;

Para se obter o menor arrasto hidrodinâmico para um mesmo volume deslocado é necessário minimizar as perdas, o que é feito se partindo de um envelope fechado com o mínimo de elementos externos, entretanto, Subcommittee on Remotely Operated Vehicles (1984), recomenda que as unidades de propulsão devam estar posicionadas externamente para reduzir problemas de vedação. Segundo

2.4.3 – Geometria Adotada:

Uma possível missão para um veículo inclui o transporte de uma carga adicional, como por exemplo, a introdução de instrumentos embarcados para coleta de dados ambientais. Uma nova carga produziria o deslocamento do centro de massa, que é uma solução bem mais complexa, mas pode ser justificada quando a troca de carga seja frequente e se deseje reduzir o tempo de missão, ou pelo rearranjo estático pela compensação de massas e manutenção do CG no ponto conhecido.

Como alguns dos sistemas requeridos para um ROV estão disponíveis em AUVs, pode-se adotar sistemas modulares que possam ser facilmente interligados sobre uma plataforma que integre os sistemas comuns às duas configurações, constituindo um veículo híbrido, como em Nakamura (2000).

2.3.

As condições gerais impostas ao projeto é de que ele seja de baixo custo, facilmente manipulável, montagem e desmontagem simples e rápida. Além destas o veículo deve oferecer a opção de ser autônomo ou tele-operado, deve possuir envelope fechado, e apresentar o mínimo de sistemas dedicados. Os demais aspectos devem ser definidos ao longo do primeiro giro na espiral de projeto, sendo apresentada uma possível configuração ao fim do primeiro giro na espiral, ver Figura

2.4.2 – Arranjo Geral para o Projeto da Plataforma:

- Manobrabilidade em quatro graus de liberdade;
- Transportar cargas de até um quilograma.

Allmendinger (1990), para atender às condições descritas os cilindros fechados com hemisférios são a forma geométrica mais comum.

No capítulo 3, Projeto do Casco, será avaliada a influência da forma no escoamento hidrodinâmico ao longo do casco.

2.4.4 – Estrutura:

Será tratada como o dimensionamento de um vaso de pressão externa, com o formato cilíndrico, conforme definido pela geometria.

No capítulo 3, Projeto do Casco, será determinada a espessura do casco para suportar as pressões de operação.

2.4.5 – Manobrabilidade e Propulsão:

A estabilidade em *roll* deve ser obtida pelo rebaixamento do centro de gravidade.

A estabilidade em *yaw* deve ser feita pela ação de controle sobre dois propulsores laterais.

A estabilidade em *pitch*, feita por transferência de massa entre tanques dispostos na extremidade do veículo, é feita internamente pelo controle dinâmico do deslocamento longitudinal do centro de gravidade, onde deve estar localizada a maior parte da massa concentrada do veículo, como em Nakamura (2000).

Nesta concepção o projeto e o controle dos atuadores é mais simples que os utilizados em superfícies de controle, além do que, em baixas velocidades a transferência de massa é mais eficiente.

A manobrabilidade estará limitada a quatro graus de liberdade.

No capítulo 3, Projeto do Casco, é apresentado o cálculo do arrasto e um exemplo aplicado para o modelo, e no capítulo 5, Sistema de Propulsão e Manobra, o ensaio do arrasto.

2.4.6 – Supervisão, Comando e Controle:

No modo ROV as ações de comando devem partir de uma interface, sendo o controle de movimentos do veículo definido pelo operador. No modo AUV estas ações recaem sobre um microprocessador.

No capítulo 7, Sistemas de Controle e Manobra, está descrita a arquitetura de *hardware* utilizada, bem como o sistema de manobra.

2.4.7 – Sistemas Auxiliares:

Para o Sistema de Observação foi desenvolvido um mecanismo para a movimentação da câmera, *pan tilt*, acionado por motores de passo, estando descrito no Anexo A. Além deste, no capítulo 7, Sistemas de Controle e Manobra, está descrito o Sistema de Envio e Armazenamento de Dados.

2.4.8 – Sensores:

No protótipo desenvolvido, a orientação espacial é obtida através de uma bússola eletrônica para referência de rumo, *Precision Navigation* TCM2-50. Este equipamento fornece: valores dos ângulos de *yaw*; 360° de fundo de escala com erro máximo de 3°; *pitch* e *roll* na faixa de $\pm 45^\circ$ e resolução de 0,3°. Não serão utilizados referenciadores externos.

A profundidade é determinada por um sensor de pressão *Measurement MSP-400 100 P 4 1 2*, que opera de 0 a 100 PSI, o que equivale a cerca de 9 atmosferas em uma faixa de temperaturas variando de -20 a +85°C e com sinal de saída variando de 0 a 5V.

Para o Sistema de Observação, como solução de baixo custo se adotou uma câmera de vídeo digital CCD, preto e branco SM 386 com alimentação de 12V 150mA, comumente utilizada para segurança domiciliar.

2.4.9 – Sistema de Fornecimento de Energia:

Verificou-se que para um veículo de desenvolvimento híbrido de baixo custo, o fato de transportar sua própria fonte de energia simplificaria o arranjo como ROV, uma vez que reduziria o número de conexões elétricas e de elementos para serem gerenciados pelo operador.

No capítulo 6, Sistemas de Fornecimento de Energia, serão discutidas as tecnologias, seleção e custos da fonte energética.

2.4.10 – Sistema de Sobrevida e Recuperação do Veículo:

Na configuração AUV, implementou-se um alarme e uma lâmpada estroboscópica para se efetuar o resgate no fim da missão ou para indicar uma condição de anomalia.

2.4.11 – Pesos e Centros:

Os componentes embarcados devem ser arranjados numa combinação de massas e volumes que gere uma flutuação neutra, o que implica num mínimo de energia consumida no deslocamento.

No capítulo 4, Hidrostática, será discutido a influência da distribuição de massas no comportamento do veículo.

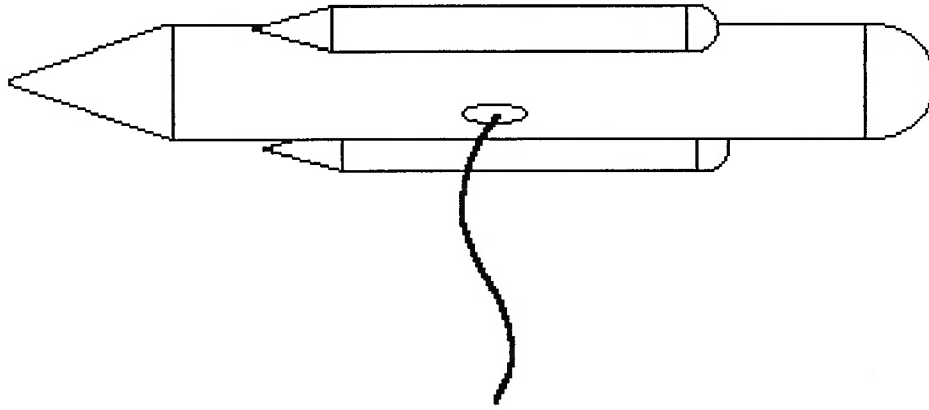


Fig. 2.3 – Possível configuração após o primeiro giro na espiral de projeto.

PROJETO DO CASCO

3.1 – Introdução:

Neste capítulo serão abordados dois aspectos relevantes no projeto do casco. Primeiro a capacidade estrutural de suportar as pressões de operação previstas, e em seguida serão discutidos os aspectos relevantes à influência da sua forma no seu desempenho hidrodinâmico.

3.2 – O Projeto Estrutural:

O projeto do casco, no aspecto estrutural, constitui-se basicamente na determinação da espessura da parede que um cilindro deve possuir para resistir a uma pressão externa dada uma profundidade de mergulho. O casco constitui-se num vaso de pressão externa.

A resistência estrutural é obtida em função das pressões de colapso para vasos cilíndricos de pressão externa. Como a pressão de colapso e a espessura são variáveis dependentes, adotou-se o seguinte procedimento iterativo: sobre a pressão absoluta para a máxima profundidade desejada aplica-se um coeficiente de segurança, obtendo-se a pressão operacional máxima. Efetua-se o cálculo das respectivas pressões de colapso, verificando-se se estas atendem à profundidade desejada. Em seguida, se inverte a equação de modo a se determinar que espessura deve suportar a referida pressão.

Existem normas internacionais que geram soluções confiáveis e rápidas para vasos de pressão externa e interna que podem ser aplicadas, por exemplo, o código ASME, seção III, divisão I, parágrafo UG-28, especifica o dimensionamento deste tipo de vaso de pressão.

Procedimentos de cálculo baseados na teoria da membrana podem ser adotados, Blake (1990), e Allmendinger (1990), prevêem o dimensionamento segundo a análise das pressões de colapso.

A seguir se descreve cada um destes dimensionamentos, ao fim dos quais são verificados e comparados os resultados implementados no ambiente de processamento Matlab e comparados.

3.2.1 – Materiais:

Como em qualquer veículo, em que o transporte da geração ou fornecimento de energia é um ponto crítico, a solução estrutural se encaminha para a condição de peso mínimo.

Diversos materiais têm sido empregado na construção do casco, Rigaud (2001), sendo a escolha dependente da profundidade de operação e disponibilidade de recursos. Dentre estes o alumínio é o material mais adotado para veículos operados remotamente com envelopes fechados, segundo Sprunk (1993), e Subcommittee on Remotely Operated Vehicles (1984), na forma da liga ASTM 6061-T6 (ABNT 6061-T6). Griffiths *et al* (2000), que utiliza materiais mais resistentes compara dois cascos, sendo um feito em fibra de vidro reforçada (GFRP) e outro com fibra de carbono reforçada (CFRP), sendo este último uma solução de melhores resultados e maiores custos.

3.2.2 – Parâmetros de Cálculo:

A definição do ponto de projeto foi estabelecida com base no equilíbrio entre as seguintes variáveis:

- Profundidade máxima de operação = 90m;
- Profundidade de colapso = 180m, geralmente é o dobro da profundidade máxima Subcommittee on Remotely Operated Vehicles. Operational Guidelines for Remotely Operated Vehicles (1984);
- Diâmetro nominal para o casco = 5,5".

Ao longo dos procedimentos de cálculo serão mantidos para o casco a relação

$$\frac{D}{L} = 8.$$

3.2.3 - Fator de Segurança:

A fim de convergir as possíveis incertezas de cálculo como as variações da qualidade dos materiais adotados bem como dos métodos de produção, se adota um fator de segurança. A escolha se dá em função da experiência do projetista. Permanece a dúvida sobre qual critério se deve adotar para se escolher um fator de segurança quando se realiza um projeto pela primeira vez.

Como alternativa se pode recorrer a projetos com relativa semelhança, como em Griffiths *et al* (2000), apresenta quadro comparativo entre dois cascos, um em fibra de vidro (GFRP) e outro em fibra de carbono (CFRP) com anéis de reforço, para o primeiro adotou fator de segurança de 2,2 e 1,8 para o segundo.

Graham *and* Stevenson *et al* (1998), levantou espessuras para vasos de pressão em alumínio e em titânio para operar em profundidades de 1000 a 2000m e para isto utilizou fator de segurança de 1,5.

Quin; Widera (1996), propõem métodos estatísticos para sua determinação, entretanto suas equações são aplicáveis somente quando as distribuições das tensões e resistências forem normais e conhecidas. Quando as distribuições não apresentam distribuição normal, então é preciso conhecer as curvas de distribuição da tensão e da resistência ensaiando um modelo para determinar a região de interseção entre elas a fim de normaliza-las, o que permite determinar a probabilidade de falha e resolver as equações.

Macgregor (1990) utilizou um fator de segurança de 1,15 para um programa de dimensionamento para AUVs.

Subcommittee on Remotely Operated Vehicles (1984), não indica um fator de segurança, mas recomenda que a pressão crítica seja o dobro da pressão máxima, o que representaria um fator de segurança igual a 2.

Para os cálculos de dimensionamento nos diversos métodos aplicados ao casco se aplicou um fator de segurança de 1,5.

3.2.4 - O Código ASME:

O procedimento de cálculo adotado no ASME é simples. Inicia com a determinação de alguns parâmetros em função de critérios genéricos da geometria. Estes parâmetros são aplicados em gráficos dos quais se retiram os fatores de cálculo. São gráficos específicos para cada material a uma dada temperatura de operação que estão fundamentados em testes experimentais. Uma vez conhecidos os fatores, eles são aplicados em uma fórmula de onde se obtém um resultado direto. Este resultado pode ser melhorado através de repetições do procedimento, em um método iterativo.

A necessidade de um gráfico parametrizado para cada possível material adotado na construção constitui-se numa limitação do procedimento. A condição paramétrica impede que se faça um dimensionamento que garanta um projeto otimizado ao máximo, dado os coeficientes de segurança implícitos e ausência de fórmulas estruturais manipuláveis, entretanto Bednar (1986), apresenta as equações para alguns gráficos da norma ASME.

Todas as equações do código ASME são aplicáveis a qualquer sistema de unidades, desde que sejam coerentes, exceto quando explicitadas.

De acordo com o parágrafo UG-31, tubos podem ser utilizados como vasos de pressão interna e externa, bastando que sejam seguidas as instruções dadas nos parágrafos UG-27 e UG-28 respectivamente.

Não serão considerados anéis de reforço sob a estrutura, exceto os obtidos pelos flanges de conexão entre os corpos cilíndricos.

Uma vez que o cilindro está submetido a pressões externas, a excentricidade do mesmo deve ser conhecida a fim de evitar instabilidades, o código limita os valores da excentricidade entre 0,2e a 1,0e, onde e é a espessura.¹

Inicia-se o procedimento com valores atribuídos para a espessura (e), diâmetro externo (D_0) e comprimento do cilindro (L). O valor de L para vasos sem anéis de reforço é igual ao comprimento do cilindro acrescido de um terço da altura de cada tampo e para vasos com anéis de reforço L é igual à distância entre os anéis de reforço.

¹ ASME, 1998, Parte VIII, Divisão 2, Figura 130.2.

Existem dois tipos de procedimentos, dependendo da relação $\frac{D_0}{e} \geq 10$ ou $\frac{D_0}{e} < 10$. Efetuaremos o procedimento de cálculo apenas para o primeiro caso.

A partir do cruzamento das relações $\frac{L}{D_0}$ e $\frac{e}{D_0}$ determina-se o parâmetro A no

gráfico 5-UGO-28.0, ver Figura 3.1. Valores que extrapolam os limites do gráfico devem obedecer as seguintes relações:

$$\text{Se } \frac{D_0}{L} > 50, \text{ então } \frac{D_0}{L} = 50 \text{ e se } \frac{D_0}{L} < 0.05, \text{ então } \frac{D_0}{L} = 0.05.$$

Com o valor de A , entra-se no gráfico do material do cilindro no apêndice 5 do código e no cruzamento com a curva de temperatura de operação determina-se o valor do parâmetro B , ver Figura 3.2.

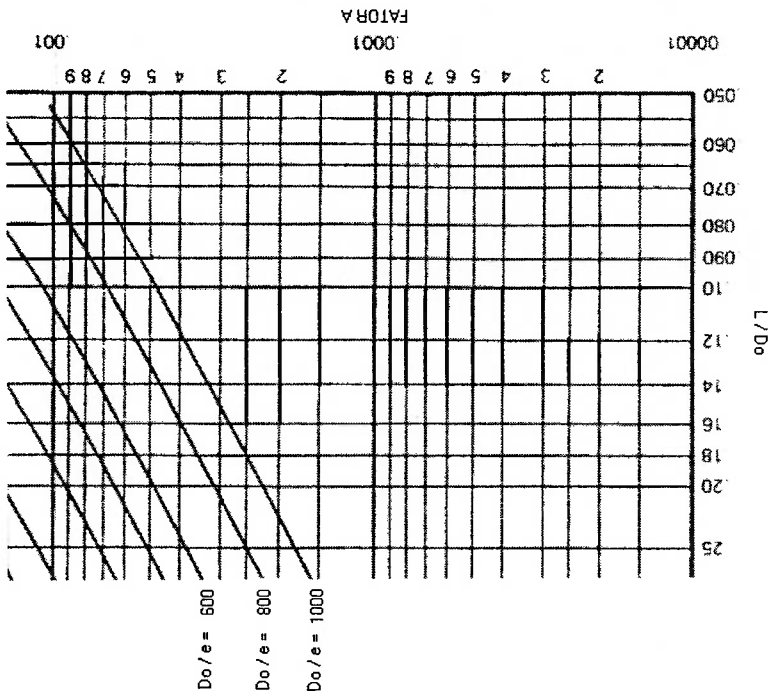


Fig. 3.1 - Gráfico (parcial) para a determinação do fator A.

unidade que definirá a unidade de pressão.
 O valor obtido para a pressão admissível (P_a) deve ser um pouco maior ou igual à pressão de projeto. Caso ocorram discrepâncias o procedimento deve ser refeito.

Onde: E = módulo de elasticidade do material na temperatura de operação em

$$P_a = \frac{2AE}{3} \left(\frac{e}{D_0} \right) \quad (3.3);$$

Caso o parâmetro A não seja compreendido pela curva de temperatura, Figura 3.2, ou seja, esteja a esquerda da curva, o fator B deve ser determinado pela relação:

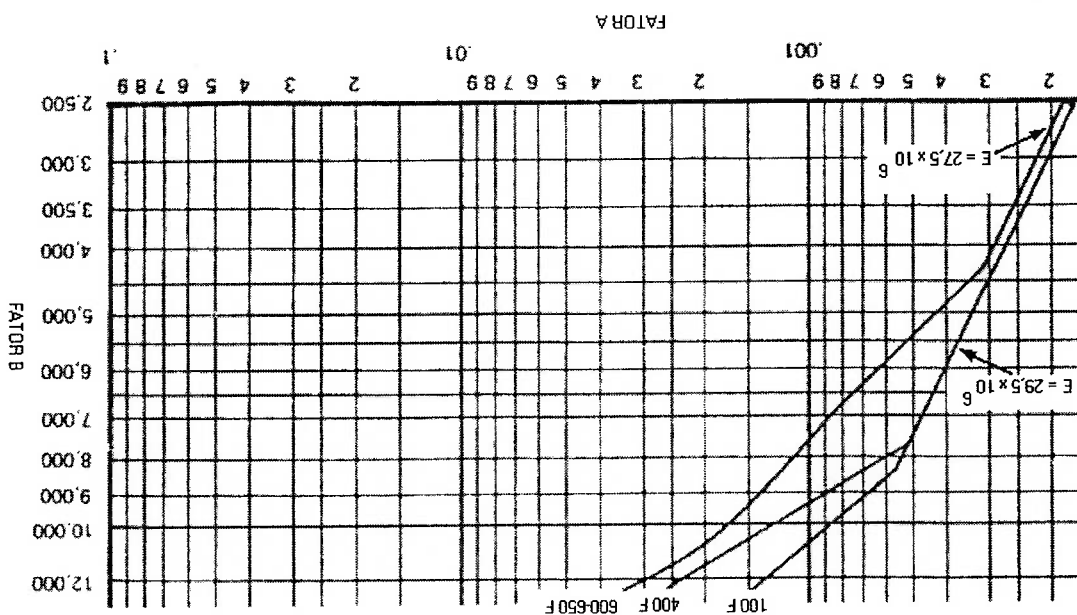
Onde: P_a = pressão admissível.

$$P_a = \frac{4B}{3} \left(\frac{e}{D_0} \right) \quad \text{[MPa] ou [PSI]} \quad (3.1) \quad \text{ou ainda} \quad P_a = \frac{13.6B}{3} \left(\frac{e}{D_0} \right) \quad \left[\frac{Kg}{cm^2} \right] \quad (3.2)$$

de uma das relações abaixo:

Determina-se a máxima pressão admissível para os valores selecionados através

Fig. 3.2 - Relação entre os fatores A e B .



alterando-se os valores da espessura e ou variando a distância entre anéis de reforço, quando for o caso.

O procedimento de cálculo pode seguir o sentido inverso, ou seja, partindo da pressão máxima se obter a espessura.

3.2.5 – Procedimento de Cálculo segundo Blake:

Blake (1990), ressalta o fato de que vasos de pressão externa podem sofrer instabilidade elástica, o que requer cálculos mais detalhados. O autor adota a abordagem de classificar os cilindros em: curtos; paredes grossas; cilindros longos e em cilindros de paredes finas.

As deformações por escoamento assumem dois tipos distintos; carregamento localizado que leva a formação de lóbulos ou instabilidade elástica que leva a formação de uma cintura circunferencial. Apresenta um parâmetro de avaliação preliminar chamado fator de espessura (λ):

$$\lambda = 1.2 \cdot \frac{\sqrt[4]{R}}{e} \cdot \sqrt{\frac{e}{L} \cdot \frac{E}{\sigma_y}} \quad (3.4)$$

Onde:

σ_y = tensão de escoamento;

A distinção entre os tipos de deformações deve ocorrer quando $\lambda=0,35$. Para $\lambda < 0,35$ a formação de lóbulos deve ser esperada a meia distância entre os anéis de reforço, desprezando-se as outras possíveis. No intervalo entre $0,35 < \lambda < 2,5$ deve-se considerar os procedimentos de cálculo que envolvam tanto o escoamento local como os relativos à instabilidade elástica.

Um modo preliminar de definir a tensão de colapso por formação de lóbulos (P_f), aplicável quando $R/e > 10$, é dada por:

Bednar (1986), é ainda menos conservador, aplicando a equação da teoria da membrana diretamente para cilindros curtos:

$$P_y = \frac{0.9\sigma_y}{R} \frac{e}{R}; \quad (3.5)$$

Stevenson *et al* (1998), apresenta estudos de uma implementação de um vaso de

pressão cilíndrico com anéis de reforço, no qual foi necessário introduzir uma relação para equilibrar as espessuras entre um casco cilíndrico e um domo metálico. Isto se fez para evitar o surgimento de lóbulos pela proximidade do anel de reforço na junção, ou seja, se o anel apresentar resistência muito superior ao casco, existe a tendência de formação de lóbulos no casco próximos ao anel.

Onde: μ = módulo de Poisson:

$$\frac{e_{cilindro}}{2 - \mu} = \frac{e_{domo}}{1 - \mu}; \quad (3.7)$$

Para valores do fator de espessura (λ) a partir de 2,5 a estabilidade elástica torna-se determinante (P_c), neste caso aplica-se a fórmula para o cilindro longo:

$$P_c = \frac{0.275E}{R} \frac{e}{R}; \quad \mu = 0,3. \quad (3.8)$$

Esta equação admite que o cilindro tem excentricidade nula e indica que o colapso ocorre bem antes de se alcançar o limite de escoamento.

Bednar (1986), apresenta uma relação para o cálculo de cilindros longos equivalente a de Blake (1990):

$$P_c = \frac{2E}{e} \left(\frac{D}{e} \right)^{1-n_2}; \quad \mu = 0,3 \Rightarrow P_c = 2.2E \left(\frac{D}{e} \right)^3 \quad (3.9)$$

Para cilindros curtos, também com excentricidade nula e sujeito apenas ao carregamento local, podem ser avaliados pela seguinte expressão:

3.2.6 – Cálculos segundo Allmendinger:

$$P^c = \frac{\sqrt{\left(\frac{e}{R}\right)^3}}{0.87E\left(\frac{L}{e}\right)}; \quad (3.10)$$

O autor apresenta método detalhado de dimensionamento específico para cilindros estruturados internamente com anéis de reforço em que a análise se dá através de pressões de colapso em três tipos distintos: escoamento assimétrico; carregamento lobular e instabilidade geral. O escoamento assimétrico ocorre como escoamento elástico por concentração de tensões no casco nas proximidades dos anéis de reforço. O carregamento lobular é gerado por instabilidade elástica entre anéis de reforço e indica que estes têm resistência muito superior ao casco. Como o nome indica a instabilidade geral indica o colapso do casco e da estrutura de sustentação formada pelos anéis de reforço.

O procedimento foi feito considerando-se que existem apenas dois anéis de reforço, correspondentes aos flanges soldados nas extremidades do cilindro, não sendo desprezando-se as longarinas.

Os parâmetros espessura, comprimento do casco e a distância entre anéis de suporte é determinada através de interações e rearranjos, considerando os modos de colapso, sendo a espessura determinada por:

$$e \approx \beta_1 \frac{\sigma_y}{P^c R}; \quad (3.11)$$

β_1 varia de 0,7 a 0,9.

Entretanto só é possível determinar a pressão crítica (P^c) considerando um valor para a espessura. Desta forma, procede-se de forma circular, estipulando-se um valor inicial para a espessura calcula-se a pressão para finalmente se retornar a eq. 3.11 e finalmente obter as espessuras.

Para pequenas profundidades o espaçamento entre os anéis de reforço pode ser

estimado por $L_r = \frac{R}{6}$, e a área do anéis por:

$$A_r = \beta_2 L_r e; \quad (3.12);$$

β_2 varia de 0,3 a 0,6.

A pressão de colapso para deformações assimétricas é obtida por:

$$P_y = \frac{\sigma_y R}{e} \left(\frac{1 + H}{0,85 - B} \right); \quad (3.13)$$

$$B = \frac{A_r + b e}{b e}; \quad (3.14)$$

$$\beta = \frac{11N}{e^2} \left(\frac{\sqrt{50e}}{A_r + b e} \right); \quad (3.15)$$

$$N = \frac{(\sinh \theta + \sin \theta)}{(\cosh \theta - \cos \theta)}; \quad (3.16)$$

$$\theta = \frac{\sqrt{\frac{R}{50e}}}{10^4 \sqrt{12} \left(1 - \mu^2 \right) \left(\frac{L_r}{2R} \right)}; \quad (3.17)$$

$$H = \frac{\sinh \theta + \sin \theta}{-3 \sin \left(\frac{\theta}{2} \right) \cos \left(\frac{\theta}{2} \right) + \cosh \left(\frac{\theta}{2} \right) \sin \left(\frac{\theta}{2} \right)}; \quad (3.18)$$

Onde:

b = espessura das chapas dos anéis de reforço.

A pressão de colapso para deformações entre anéis de reforço é obtida por:

Bernar (1986), cita esta mesma equação como sendo aplicável para cilindros intermediários, originária da "U.S. Experimental Model Basin", e adotando $\nu=0.3$ reduz-

se à:

$$P_c = \frac{2,6E \left(\frac{D}{e}\right)^{2,5}}{L} \frac{D}{L}; \quad (3.20)$$

A pressão de colapso por instabilidade geral da estrutura é obtida por:

$$P_{cr} = \frac{EeR}{m^4} \left(n_a^2 + \frac{m^2}{2} - 1 \right) \left(n_a^2 + m^2 \right)^2 + \frac{R^3 L_f}{(n_a^2 - 1)EI}; \quad (3.21)$$

$$m = \frac{\pi R}{L}. \quad (3.22)$$

Sendo n_a o número de anéis de reforço.

3.2.7 - Considerações:

O valor estabelecido por $L_f = R/6$ não é aplicável para a relação geométrica proposta, uma vez que para $R = 0,063\text{m}$ $L_f = 0,011\text{m}$, ou seja, se teria um anel de reforço a cada 1cm . Neste caso se adotou a relação $L_f = 20R$.

Os cálculos abaixo relacionados foram obtidos considerando o casco feito em liga de alumínio ABNT 6063 T6, ASTM 6063 T6, equivalente a ASME SB 210, com os seguintes valores específicos:

2 ASME, 1998, Seção II, Parte D, Tabela 3.
 3 ASME, 1998, Seção II, Parte D, Tabela 3.
 4 ASME, 1998, Seção II, Parte D, Tabela 1B.
 5 ASME, 1998, Seção II, Parte D, Tabela TM-2.

Utilizando-se as equações propostas em Allmendinger (1990), seja para a deformação assimétrica com formação de lóbulos ou para a deformação entre anéis, geram valores de duas a quatro vezes superior a pressão crítica estipulada, indicando que

ASME	[Kg/cm ²]	[mm]
Pressão Crítica	14,05	-
Pressão ASME	13,58	4,00

Tab. 3.1 – Pressão e espessura obtidos pela norma ASME.

Para todos os procedimentos de cálculo abaixo, implementados em ambiente Matlab, foi estimado um valor inicial para a espessura, sendo igual a 4,0mm. Nos anexos do código ASME não se encontrou um gráfico com os fatores de cálculo para o material ASTM 6063, tendo-se utilizado o gráfico referente a ASTM 6061-T6 (ABNT 6061-T6). O método resultou numa pressão crítica um pouco abaixo da pressão máxima, o que requereria uma nova interação, ver Tabela 3.1.

3.2.8 – Avaliação dos Resultados:

se os resultados discutidos a seguir:

Através da implementação dos métodos de dimensionamento no Matlab, obtive-

- Tensão de ruptura = 17000PSI²
- Tensão de escoamento = 9000PSI³
- Tensão de escoamento admissível para a temperatura de -20 a 100F (-28,8 a 37,7°C) = 4300PSI⁴
- Módulo de elasticidade para a temperatura de 70F (21,1°C) = 10.000.000PSI⁵

Bednar (1986), desenvolve os modelos matemáticos que se relacionam com o código ASME. Assim como Blake (1990), o autor propõe um parâmetro de cálculo, no caso o comprimento crítico (L_c), mas não apresenta todos os elementos de cálculos

Blake	[Kg/cm ²]	[mm]
Pressão para formação de lóbulos	33,99	3,78
Pressão para cilindros longos	41,15	-
Pressão para cilindros curtos	58,55	4,34

Tab. 3.3 – Pressão e espessura, procedimentos propostos em Blake (1990).

Blake (1990), apresenta o conceito de fator de espessura como um parâmetro para indicar quais as formas de colapso que o cilindro vai estar submetido. No caso em questão, a pressão por carregamento localizado que leva a formação de lóbulos seria a única forma de colapso necessário de ser verificada. As demais formas de colapso são mostradas apenas para efeito de comparação, ver Tabela 3.3.

Os valores de espessuras correspondentes são o resultado da realimentação da eq. 3.11 para o valor das pressões de colapso. Verifica-se que as espessuras são ligeiramente maiores que a espessura inicial, confirmando o fato de que se poderia diminuir a espessura inicial.

Allmendinger	[Kg/cm ²]	[mm]
Pressão para deformações assimétricas	37,77	4,20
Pressão para deformações entre anéis	61,49	6,83

Tab. 3.2 – Pressão e espessura, procedimentos propostos em Allmendinger (1990).

a rigidez do cilindro estava bem acima das condições de colapso, podendo-se reduzir a espessura inicial. Verificou-se que a eq. 3.21 para o cálculo da pressão de colapso por instabilidade geral da estrutura são se mostrou aplicável para as dimensões do projeto, por apresentar valores discrepantes, ver Tabela 3.2.

necessários a determinação da pressão crítica para os “*cilindros intermediários*”, quando $L > L_c$, motivo pelo qual o cilindro em questão foi calculado como sendo curto. A expressão é idêntica a apresentada por Allmendinger (1990), para pressão crítica para deformação entre anéis, ver Tabela 3.4.

Tab. 3.4– Pressão e espessura obtidos por procedimentos propostos em Bednar (1986).

Bednar	[Kg/cm ²]	[mm]
Pressão para cilindros longos	37,64	4,18
Pressão para cilindros curtos	61,49	6,83

3.2.9 – Cálculo da Espessura de Tampa Hemisférica - Domo:

Para a determinação da espessura da tampa hemisférica, o código ASME não foi aplicado por não apresentar a curva de comportamento do material a ser adotado, acrílico, da qual se retira os fatores de cálculo.

Uma alternativa seria a solução por analogia, uma vez que segundo Teles (1986), “*O tempo hemisférico é proporcionalmente o mais resistente de todos, podendo ter cerca da metade da espessura de um casco cilíndrico do mesmo diâmetro*”. O que pode ser feito pelo cálculo da espessura de um cilindro sobre pressão interna, eq. 3.23.

$$e = \frac{PR}{\tau_y E_s - 0,6P} + Se; \quad (3.23)$$

Onde:

P = pressão externa de projeto;

R = raio;

Es = eficiência de solda;

Se = sobre espessura para corrosão.

Considerando a tensão de escoamento do acrílico igual a 500 PSI, Chandra *et al* (1998), se obtém da eq. 3.23 os valores respectivos $e = 14,1$ mm, considerando a parede do hemisfério com a metade da espessura do cilindro de pressão interna. É preciso salientar que o valor da tensão de escoamento aplicado, encontra-se na literatura numa faixa de 500 a 1000 PSI, de modo que ao se utilizar o menor valor, já fica implícito um

coeficiente de segurança, uma vez que não são conhecidos os valores do material utilizado, nem foram realizados testes que evidenciassem suas propriedades mecânicas.

Stachiw (1982), discute diversos tipos de janelas de acrílico para submersíveis, entre elas as janelas de setores esféricos, apoiadas por superfícies cônicas. Estas janelas podem colapsar elástica ou plasticamente em valores bem abaixo da tensão de escoamento do acrílico.

O autor apresenta equações para o cálculo da tensão de membrana e pressão crítica para instabilidade local ou geral. Entretanto, estas equações requerem avaliação experimental das janelas nas temperaturas e pressões de operação. A simulação computacional por elementos finitos aparece como alternativa.

Para contornar estas duas condições o autor propõe uma tabela com coeficientes de conversão a serem aplicados aos resultados, bem como um gráfico obtido por ensaios experimentais, ver Figura 3.3, que relaciona a pressão crítica com a razão entre a espessura e o raio de curvatura com as regiões de falhas para diversos ângulos dos setores esféricos à temperatura de 21°C.

Para janelas na forma de setores esféricos com cantos retos, o fator de conversão para temperaturas abaixo de 38°C é 9, portanto deve-se multiplicar a pressão máxima por este fator e cruzá-lo com a relação e/R no referido gráfico e verificar se o ponto de projeto se encontra fora das áreas de colapso. Nestas condições foi definida uma espessura de 10mm.

10Kgf/cm² = 142,2 PSI.

que estabelece o valor de $N = 0,30$. Considerando a pressão de projeto $P_c = 10 \text{ atm} =$
 A concepção adotada, flange cego, segue os parâmetros da figura UW-13.3 (c)

Sendo $S =$ tensão admissível.

$$e = d \sqrt{\frac{NP_c}{S} + Se} \quad (3.24)$$

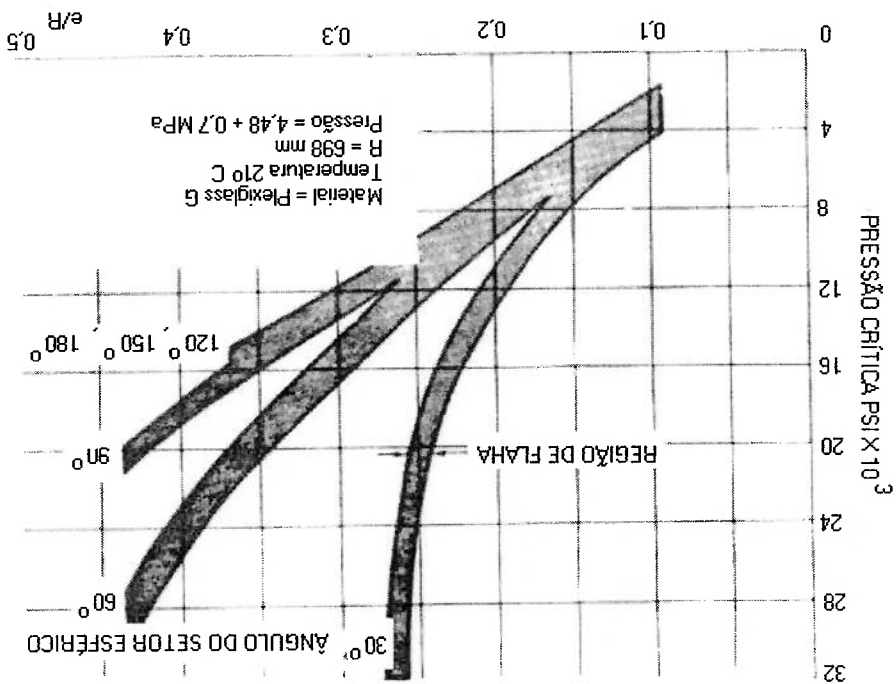
Divisão 1 da norma ASME, que define a espessura mínima para flanges circulares.

Aplicaremos o procedimento descrito no parágrafo UG-34 da Seção VIII, faces traseira de um cilindro, constitui-se num flange cego. é preciso dotar o veículo de uma porta de inspeção. A tampa do tanque externo sobre a configuração modular requer que se tenha acesso regular ao interior do vaso de pressão, Uma vez que as baterias devem ser regularmente substituídas, bem como a

3.2.10 – Cálculo para Flanges Cegos sobre Pressão Externa:

Detalhes sobre a fabricação do hemisfério, ver Anexo A.

Fig. 3.3 – Gráfico para seleção da espessura em função do raio e da pressão crítica.



Resolvendo a eq. 3.24 se obtém $e = 12,30\text{mm}$, desprezando-se a sobre espessura de corrosão, da eq. 3.25, uma vez que se admite que o meio não é corrosivo.

$$S_e = e/6. \quad (3.25)$$

3.3 – O Projeto Hidrodinâmico:

Neste item serão avaliados os seguintes parâmetros: força de arrasto; cavitação; corpo frontal e corpo de saída. É necessário o conhecimento da força de arrasto para determinar a potência requerida pelos propulsores, assim como é preciso conhecer a velocidade e a região em que pode ocorrer a cavitação, a fim de se evitar o escoamento turbulento e consequente aumento de arrasto e deterioração do casco pela implosão de bolhas de baixa pressão.

De acordo com Paster (1986), “*considerações sobre uma boa hidrodinâmica na execução do projeto do corpo do modelo de veículos submersíveis auto propelidos resultará num alcance de duas a dez vezes funcionando a mesma velocidade e profundidade pela redução do arrasto proporcional*”. Desta forma, pelas características de missão deste projeto, torna-se necessário um aprofundamento do estudo hidrodinâmico do casco escolhido.

No capítulo 2, Metodologia do Projeto, o item 2.4, Espiral Aplicada à Plataforma, trata da disposição geral do projeto adotado, definindo um cilindro fechado com hemisférios para a realização da missão.

Geometricamente o casco é composto por três corpos dispostos longitudinalmente: corpo frontal; corpo principal e corpo de saída. Ao longo do texto serão discutidas as implicações dos formatos adotados.

3.3.1 – Métodos de Redução do Arrasto:

O trabalho de Osse (1989) descreve métodos de redução do arrasto e apresenta exemplos de otimização do escoamento em torno do casco aplicando o método de Parsons (1974). O autor apresenta modelos de casco onde o escoamento no corpo de saída permanece laminar. Segundo ele os métodos de redução podem ser passivos ou ativos.

Métodos passivos:

- Revestimento deformável: Thomas *apud* Osse (1978) cita redução de 10% no arrasto de um modelo cilíndrico com corpo frontal parabólico e corpo de saída cônico quando revestido com poliuretano.

- Modelagem do casco: utiliza o método de Parsons (1974) que consiste basicamente em obter o menor gradiente de pressão ao longo do casco e fazer com que o ponto de máximo esteja concentrado sobre uma pequena área. Isto garante que o escoamento laminar alcance uma área maior e gere uma faixa de transição reduzida. O resultado é um casco composto apenas por um corpo frontal e um corpo de saída, sem o corpo central, devendo o modelo operar a uma velocidade constante, ver Figura 3.4.

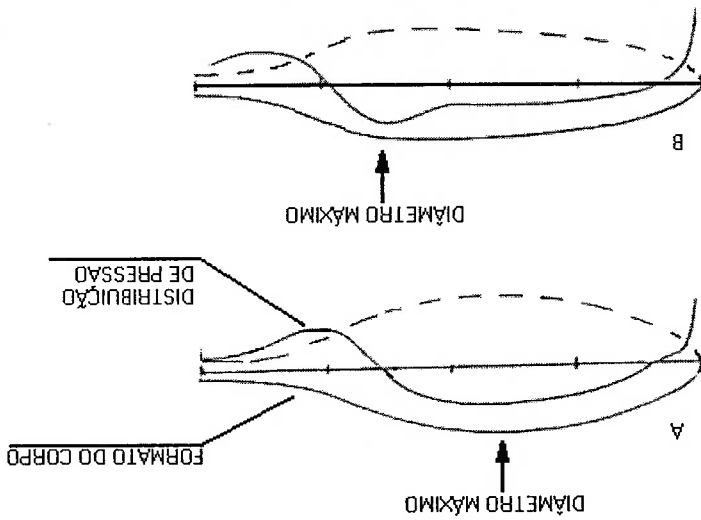


Fig. 3.4 – Projeto do casco em função da distribuição de pressão dinâmica, Osse (1989).

Métodos ativos:

- Sucção da camada limite: produção de acoplamento forçado da camada limite a fim de evitar a separação e formação de escoamento turbulento;
- Aquecimento das paredes do casco: atrasa a formação da transição turbulenta;

A eq. 3.30, apresentada para o coeficiente de fricção (C_f) é aplicada pelo “*International Towing Tank Conference – ITTC*”, e depende do número de Reynolds, eq. 3.31, que por sua vez depende do comprimento do cilindro, de modo que quanto maior o comprimento, maior o número de Reynolds e menor o valor final do coeficiente de resistência friccional (C_f). A parcela ΔC_f corresponde ao incremento de rugosidade superficial causado pela acumulo material marinho, algas, etc. O coeficiente de resistência residual (C_r), ou coeficiente de pressão, tem valores pequenos em baixas velocidades mais se torna determinante para velocidades acima de 1,2 m/s. O coeficiente

$$R_n = \frac{VL}{v} \quad (3.31)$$

$$C_f = \frac{(\log_{10} R_n - 2)^2}{0.075} \quad (3.30)$$

$$C_d = C_f + \Delta C_f + C_r + C_w \quad (3.29)$$

representam diferentes formas de esforços vícosos, Alendindger (1990).
 Pode-se expressar o coeficiente de arrasto como a soma dos componentes que

$$F_A = \frac{1}{2} \rho \cdot A \cdot V^2 \cdot C_d \quad (3.28)$$

$$q = \frac{1}{2} \rho \cdot V^2 \quad (3.27)$$

$$F_A = C_d \cdot q \cdot A \quad (3.26)$$

A força de arrasto (F_A) eq. 3.26, é o resultado da pressão dinâmica (q) eq. 3.27, sobre uma determinada área (A), ajustada por um coeficiente de arrasto (C_d). Este coeficiente representa basicamente, a soma entre a fricção (o atrito de cisalhamento do fluido sobre a superfície do casco) com o arrasto provocado pelo separação da camada limite do escoamento em torno do casco Sua determinação pode ser feita pelo ensaio de um modelo em tanque de prova para uma dada velocidade (V) ou estimada com precisão satisfatória para alguns cascos através de modelos teóricos.

3.3.2 – Cálculo do Arrasto:

A Figura 3.4 B corresponde à otimização do gradiente de pressão ao longo do casco da Figura 3.4 A. Este segundo perfil apresentou arrasto 25% menor.

de resistência de onda (C_w) está relacionado com as ondas da superfície, sendo desprezível para profundidades acima de cinco vezes o diâmetro do cilindro.

As forças de arrasto foram obtidas diretamente por células de carga tipo “strain-gauge”, estando o modelo submetido arrastado num tanque de teste com velocidades programáveis para variar de 0,25m/s até 2,0m/s com incrementos de 0,25m/s, perfazendo oito velocidades. Os coeficientes experimentais são obtidos medido-se a força de reboque numa faixa de velocidades que representam condições de operação do veículo, e utilizando-se a eq. 3.28 para o cálculo, os resultados são apresentados na Figura 3.6.

Os coeficientes de arrasto foram estimados teoricamente através da expressão 3.32, Hoerner (1995), cujo resultado é baseado na área da seção transversal partindo-se das eq. 3.30, 3.31 e 3.33.

$$C_{d\text{ frontal}} = C_f \left[3 \left(\frac{L}{D} \right) + 4,5 \sqrt{\frac{L}{D}} + 21 \left(\frac{L}{D} \right)^2 \right] \quad (3.32)$$

$$C_{d\text{ molhado}} = C_f \left[1 + 1,5 \left(\frac{L}{D} \right)^{\frac{3}{2}} + 7 \left(\frac{L}{D} \right)^3 \right] \quad (3.33)$$

A eq. 3.33, é aplicada para estimar os coeficientes de fricção para corpos que tenham similitude em torno da linha de centro, ou seja, que possam ser descritos como uma superfície em revolução. Esta expressão é baseada em função da área molhada.

A eq. 3.32 surge quando a eq. 3.33 é convertida para área frontal em utilizando-se a relação 3.34, uma vez que: Área molhada = 0,75 perímetro da área frontal e, considerando a seção transversal como sendo circular.

$$\frac{\text{Área molhada}}{\text{Área frontal}} = \frac{d/l}{4(0,75)} \quad (3.34)$$

Os valores teóricos dos coeficientes de arrasto para cada configuração foram obtidos somando-se a contribuição de cada componente, por exemplo, o coeficiente de arrasto para a configuração AUV é a soma do coeficiente de arrasto para o cilindro principal com o coeficiente de arrasto do propulsor, ver Figura 3.5.

Para que esta soma seja coerente é necessário normalizar a contribuição de cada componente pela sua área relativa, como nas eq. 3.38; 3.39 e 3.40. Gráficos para comparação entre os valores experimentais e os valores teóricos são apresentados nas Figuras 3.7, 3.8 e 3.9.

Na Tabela 3.6 estão descritos as áreas frontais e áreas molhadas de cada componente. Na Figura 3.5 pode-se ver a vista frontal dos componentes adotados e na Tabela 3.7 descreve-se os elementos empregados em cada configuração.

Tab. 3.5 – Dados para determinação teórica dos coeficientes de arrasto.

$\nu =$	0,000014493 m ² /s	Viscosidade cinemática
$\rho =$	100,0 Kg.s ² /m ⁴	Densidade da água (força em kgf)

Tab. 3.6 – Dados dos elementos para composição teórica do arrasto.

Elemento	Área Frontal [m ²]	Área Molhada [m ²]	Comprimento [m]	Diâmetro Cilindro [m]	L/D
Sonda	0,00384845	0,1001	0,420	0,070	5,7
Propulsor	0,00384845	0,1031*	0,340	0,070	4,8
AUV,AUV+S	0,0149571	0,6058*	1,186	0,138	11
ROV	0,0149571	0,4319*	0,815	0,138	8,6
Apêndice 1	0,00068	0,0043	-	0,068	-
Apêndice 2	0,000156	0,0028	0,185	-	-
Apêndice 3	0,0001 m ²	0,0045	0,300	-	-

* incluídos os valores das áreas molhadas do domo e do corpo de saída

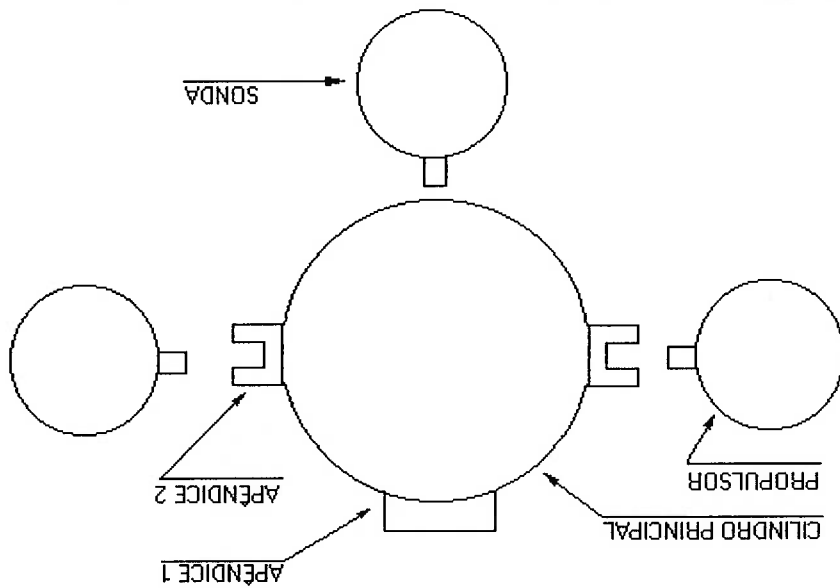


Fig. 3.5 – Vista frontal dos elementos que contribuem para a força de arrasto.

Tab. 3.7. – Elementos empregados na composição das configurações.

Configuração	Cilindro Principal	Apêndice 1	Apêndice 2	Propulsor	Sonda
AUV+Sonda	X	X	X	X	X
AUV	X	X	X	X	
ROV	X*	X	X	X	
CILINDRO	X	X	X		

*Cilindro com comprimento reduzido

A seguir estão representadas as equações utilizadas para determinar os coeficientes teóricos. Estas equações são a composição das eq. 3.30; 3.31 e 3.32

aplicadas a cada configuração.

$$Re_{Sonda} = \frac{VL_{Sonda}}{\gamma} \quad ; \quad (3.35)$$

$$Cf_{Sonda} = \frac{0,075}{(\log(Re_{Sonda}) - 2)^2} \quad ; \quad (3.36)$$

$$Cd_{Sonda} = Cf_{Sonda} \left[3 \left(\frac{L_{Sonda}}{d} \right) + 4,5 \sqrt{\left(\frac{L_{Sonda}}{d} \right)^2} + 21 \left(\frac{L_{Sonda}}{d} \right)^2 \right] \quad ; \quad (3.37)$$

O mesmo procedimento descrito pelas eq. 3.36, 3.37 e 3.38 foi repetido para o propulsor, considerando o valor do número de Reynolds para cada velocidade e comprimento dos respectivos cilindros.

$$Cd_{ROV} = Cf_{ROV} \left[3 \left(\frac{L_{ROV}}{D} \right) + 4,5 \right] \sqrt{\frac{L_{ROV}}{D}} + 21 \left(\frac{L_{ROV}}{D} \right)^2 + 2Cd_{propulsor} \left(\frac{A_{Cilindro} + 2A_{propulsor}}{A_{propulsor}} \right) \quad (3.38)$$

$$Cd_{AUV} = Cf_{AUV} \left[3 \left(\frac{L_{Cilindro}}{D} \right) + 4,5 \right] \sqrt{\frac{L_{Cilindro}}{D}} + 21 \left(\frac{L_{Cilindro}}{D} \right)^2 + 2Cd_{propulsor} \left(\frac{A_{Cilindro} + 2A_{propulsor}}{A_{propulsor}} \right) \quad (3.39)$$

$$Cd_{AUV+Sonda} = Cd_{AUV} + Cd_{Sonda} \left(\frac{A_{propulsor}}{A_{propulsor} + 2A_{Cilindro} + A_{Sonda}} \right) \quad (3.40)$$

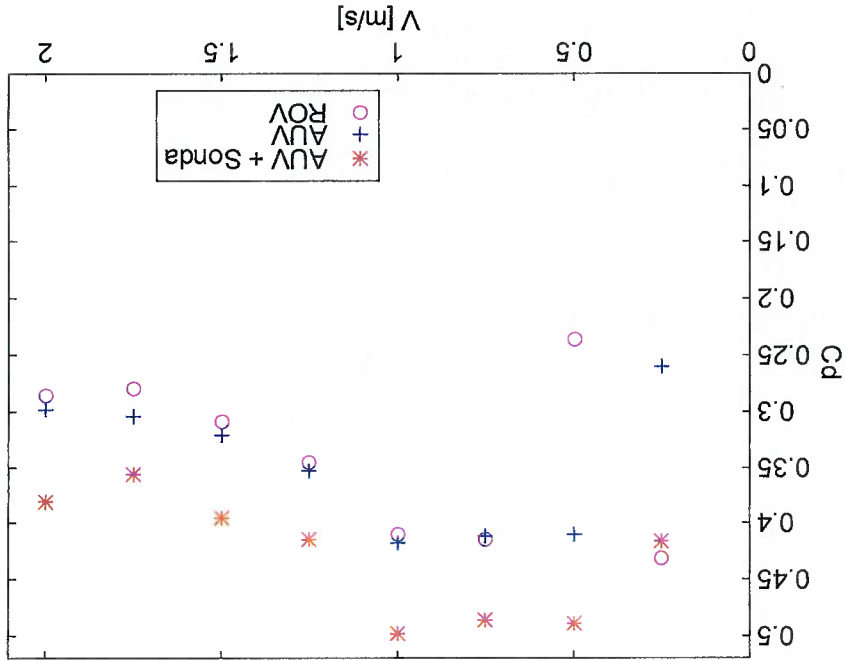


Fig.3.6 – Coeficientes de arrasto experimentais para as três configurações.

Verifica-se que os valores da configuração ROV encontram-se próximos aos da

configuração AUV, enquanto que a configuração AUV+Sonda apresenta os maiores

coeficientes. Este fato pode ser explicado pelo maior arrasto de forma da sonda, ver Figura 3.14, além do que a configuração AUV compensa o maior valor de C_f (relativo a área frontal) com um menor valor de C_r em relação à configuração ROV.

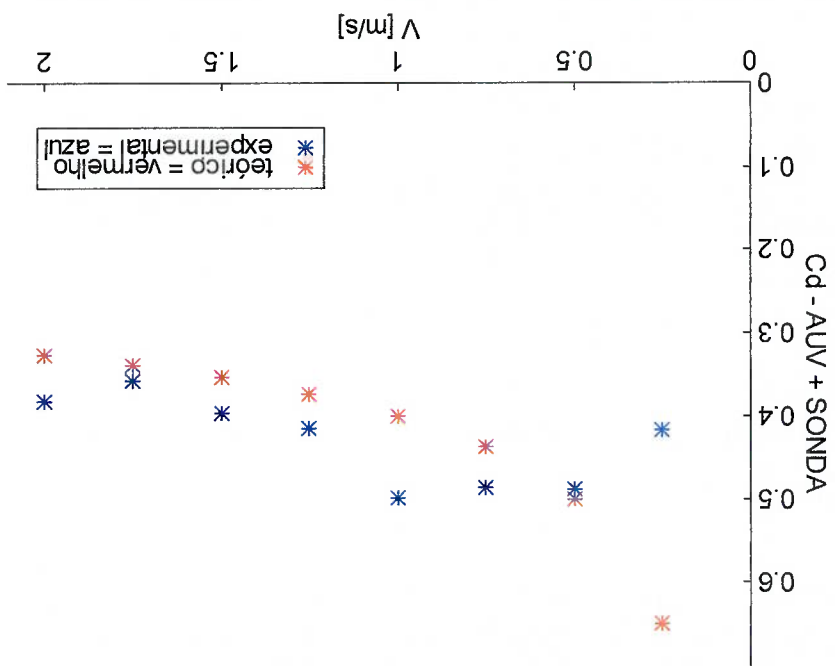


Fig.3.7 – Coeficientes de arrasto previstos para configuração AUV com sonda.

Nas Figuras 3.7, 3.8 e 3.9, observa-se a convergência entre os valores experimentais e teóricos a partir de 0,75m/s. Talvez isto seja explicado pelo fato de que,

Fig. 3.9 – Coeficientes de arrasto previstos para configuração ROV.

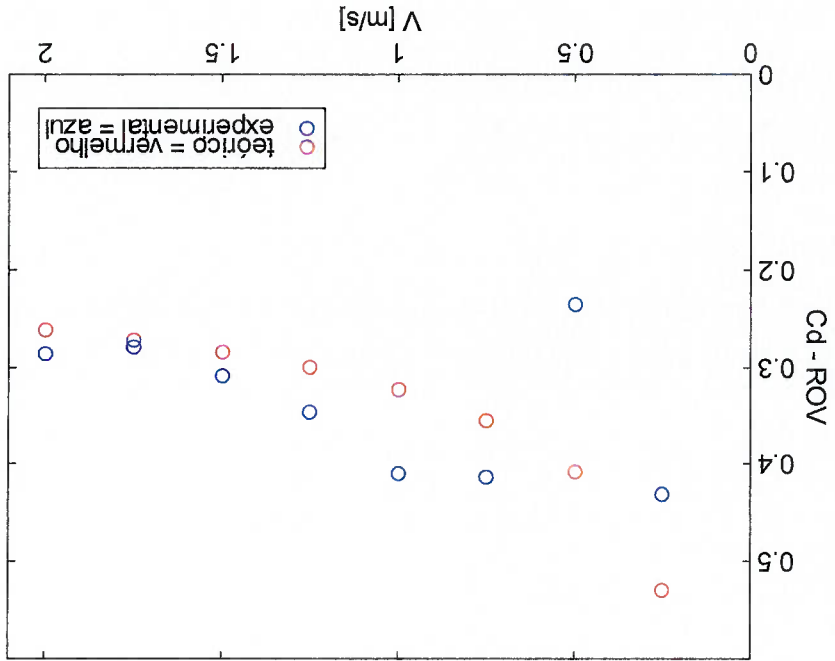
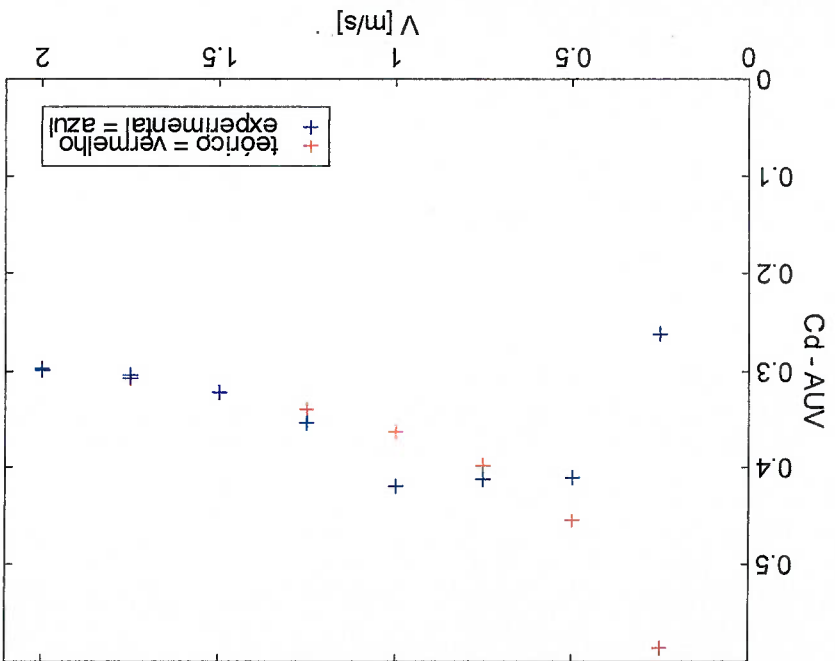


Fig.3.8 – Coeficientes de arrasto previstos para configuração AUV.



a partir deste valor, o regime passe a ser turbulento, onde o uso da expressão teórica seja mais justificável. Ou seja, chega-se a estimativas satisfatórias com a expressão 3.32 para a região de operação do AUV. O mesmo não se pode afirmar para baixas velocidades, que estariam relacionadas com a operação no modo ROV. Um ponto que deve ser levado em consideração, é que o modo ROV opera na faixa de transição do (regime laminar para o turbulento) número de Reynolds entre 10^4 e 10^5 .

Os valores obtidos, Figura 3.6, parecem estar ligeiramente acima dos apresentados para torpedos, quando comparado com a Figura 3.10, Hoerner (1965). A diferença entre os resultados deve ser atribuída a maior quantidade de apêndices presentes no modelo do protótipo.

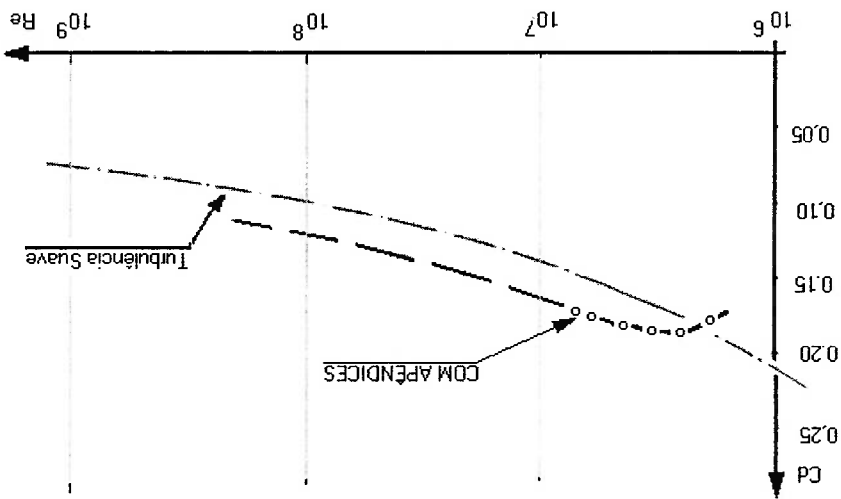


Fig. 3.10 – Coeficiente de arrasto para torpedo com $L/D=15$.

3.3.3 - Cavitação:

Este fenômeno ocorre toda vez que a pressão estática local (P_L) atinge o ponto de vapor para a água (P_V). Devido ao formato do veículo, quando em movimento, o escoamento do fluido sobre a superfície sofrerá acelerações e desacelerações, com conseqüentes mudanças na pressão ao longo do casco, de acordo com a equação de

Bernoulli, eq.3.41.

$$P_0 + \frac{1}{2}\rho V_0^2 = P_1 + \frac{1}{2}\rho V_1^2.$$

(3.41)

Um aumento na velocidade, num determinado ponto, provocará o aumento da pressão dinâmica (q), pelo princípio da conservação de energia aplicado a Bernoulli isto provocará a redução da pressão estática neste ponto, possibilitando a evaporação local e consequente cavitação.

Desta forma, a cavitação é função da velocidade de deslocamento e da profundidade (P^{prof}).

Paster (1986), Figura 3.11, apresenta a curva de pressão ao longo do comprimento para um torpede com corpos frontais distintos, um semiesférico e outro "pontudo", na primeira configuração a distribuição é muito mais concentrada, estando o ponto de mínima pressão sobre a superfície semiesférica.

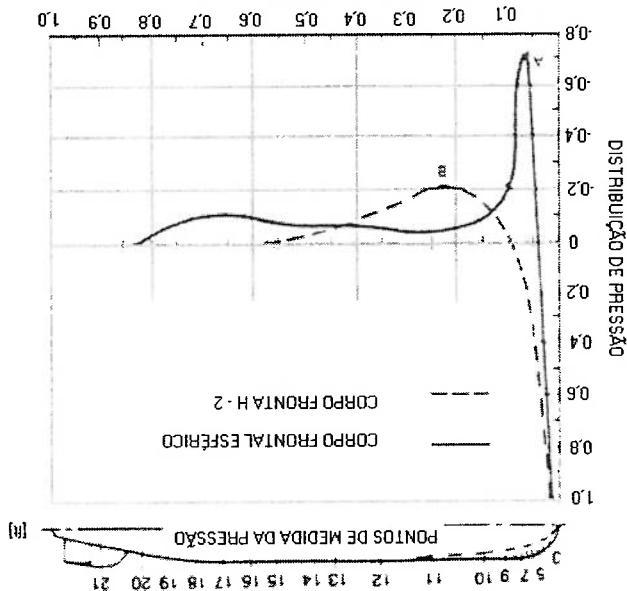


Fig. 3.11 - Distribuição de pressão estática ao longo de um torpede.

O efeito da concentração das baixas pressões é a formação de um anel de cavitação entorno da linha de centro do corpo. Certamente não é desejável se ter qualquer cavitação sobre o domo, muito menos concentrada sobre esta região específica, uma vez que o acrílico apresenta fratura frágil, Stachiw (1982). Torna-se necessário então, determinar para que velocidade e profundidade pode iniciar a cavitação.

$$C_p = \frac{\text{pressão}_{\text{local}}}{\text{pressão}_{\text{dinâmica}}}; \tag{3.42}$$

Verifica-se que as velocidades críticas calculadas estão acima da velocidade de projeto, apresentando maior risco apenas para as maiores velocidades em menores profundidades.

Profundidade [m]	K	Vel. Crítica [m/s]	Vel. Crítica [nós]
30	40	4,42	8,70
20	40	3,82	7,52
10	40	3,21	6,32
5	40	2,70	5,32

Tab.3.8 – Velocidades críticas para início de cavitação.

Utilizando os valores do índice de cavitação em função da profundidade, disponíveis em Paster (1986), se determinou a velocidade crítica para a condição mais desfavorável, ver Tabela 3.8, onde se utilizou a pressão de vapor $P_v = 0,1219$ mca.

3.46.

Utilizando os valores do índice de cavitação em função da profundidade, disponíveis em Paster (1986), se determinou a velocidade crítica para a condição mais desfavorável, ver Tabela 3.8, onde se utilizou a pressão de vapor $P_v = 0,1219$ mca.

Da eq. 3.43, verifica-se que a determinação do índice de cavitação (K) depende

$$V_i = \left[2g \frac{K}{(h_L - h_v)} \right]^{1/2} \quad (3.46)$$

$$V_i = \left[\frac{P_L - P_v}{K \frac{P}{2}} \right]^{1/2} \quad (3.45)$$

$$P_L = P_{atm} + P_{prof} \quad (3.44)$$

$$K = \frac{q}{P_L - P_v} \quad (3.43)$$

3.3.4 - Corpo Frontal e Corpo de Saída:

Paster (1986), não recomenda o uso de corpo frontal semiesférico devido a possibilidade de formação de um anel de cavitação em torno da linha de centro do veículo. Isto se dá pela concentração de baixas pressões sobre a face semi-esférica.

O autor discute três formatos de corpos frontais, "pontudos"; "arredondados" e

"sem cantos", recomendando o formato arredondado para veículos que operam com ângulo de ataque. Este formato é gerado pela seguinte equação, de acordo com a Figura

3.12:

$$Y = D \left\{ (1.333) \left[\frac{L_{cf}}{x} \right]_{0.25} + (0.167) \left[\frac{L_{cf}}{x} \right]_2 - \left[\frac{L_{cf}}{x} \right] \right\} \quad (3.47)$$

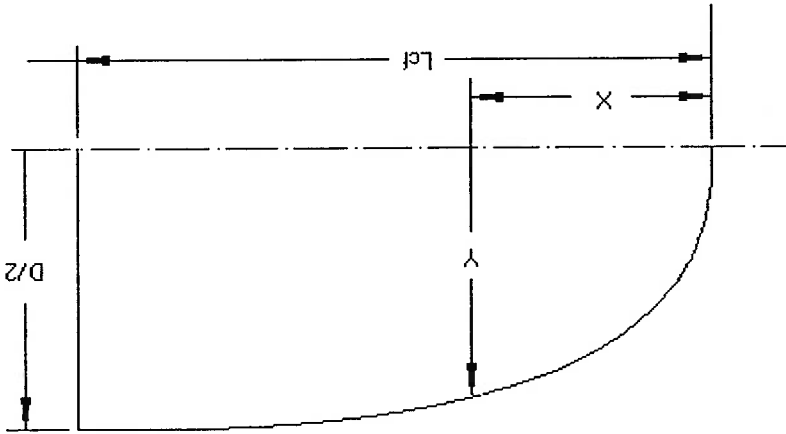


Fig. 3.12 - Configuração do corpo frontal "arredondado".

Esta configuração pode ser aplicada para AUVs, não sendo recomendada para o ROV, que necessita do domo semiesférico para a câmara.

Paster (1986), apresenta um formato para o corpo de saída, definido pela seguinte

equação, de acordo com a Figura 3.13:

$$Y = -6C_1 \left(\frac{L_{cs}}{x} \right)_5 - \left[15C_1 + \frac{1}{2}(-tg\theta)L_{cs} \right] \left(\frac{L_{cs}}{x} \right)_4 + [10C_1 + (-tg\theta)L_{cs}] \left(\frac{L_{cs}}{x} \right)_3 + h; \quad (3.48)$$

Realizou-se um ensaio de arrasto para determinar fisicamente os coeficientes de arrasto para três configurações diferentes, ver Figura 3.14. Primeiro o AUV transportando um cilindro com o formato e as dimensões de uma sonda comercial,

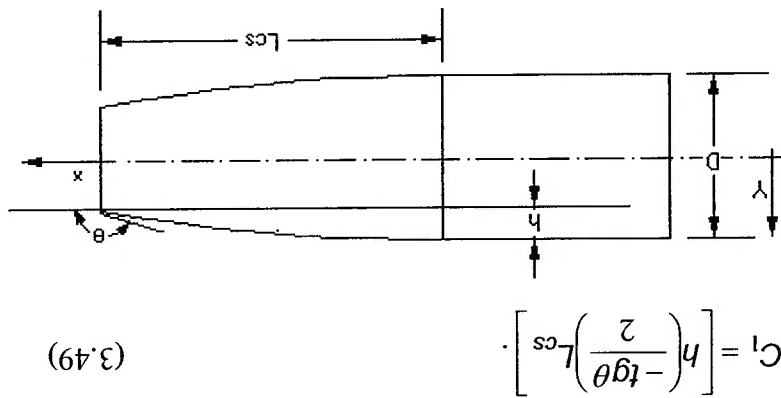
3.3.5 – Configurações para o Ensaio de Arrasto:

No Anexo A, é apresentada uma discussão sobre a escolha e a forma de obtenção dos corpos frontais e de saída.

quanto mais artilhado for o cone. O autor ressalta ainda que o coeficiente de arrasto tende a diminuir mais fácil confecção. O autor ressalta ainda que o coeficiente de arrasto tende a diminuir cônico foi escolhido, pois a relação adotada é maior que 5 e se trata de um formato de de parabolóide, quando a relação L/D é maior que 5 os arrastos se equivalem. O formato estera a um cilindro de mesmo raio, que tem como corpos de saída um cone e um tronco Segundo Hoerner (1965), para um formato de torpedo que associa uma semi-

possibilidade para este projeto. molde de fundição. Este método, entretanto, envolve custos que o excluem como (estéreo litografia), que a partir de um desenho em CAD, pode gerar diretamente um aceitáveis. Como alternativa poderia se utilizar máquinas de prototipagem rápida pequena para ser obtida por métodos de calderaria com deformações superficiais uma série de dificuldades. É relativamente grande e complexa para ser usinada e A construção mecânica deste formato, para as dimensões envolvidas, apresenta

Fig. 3.13 - Configuração do corpo de saída.



aplicada para parâmetros ambientais. Em seguida apenas o AUV e finalmente o ROV, que apresenta um comprimento inferior.

Nas Figuras 3.15 e 3.16 é apresentado o modelo durante o ensaio.

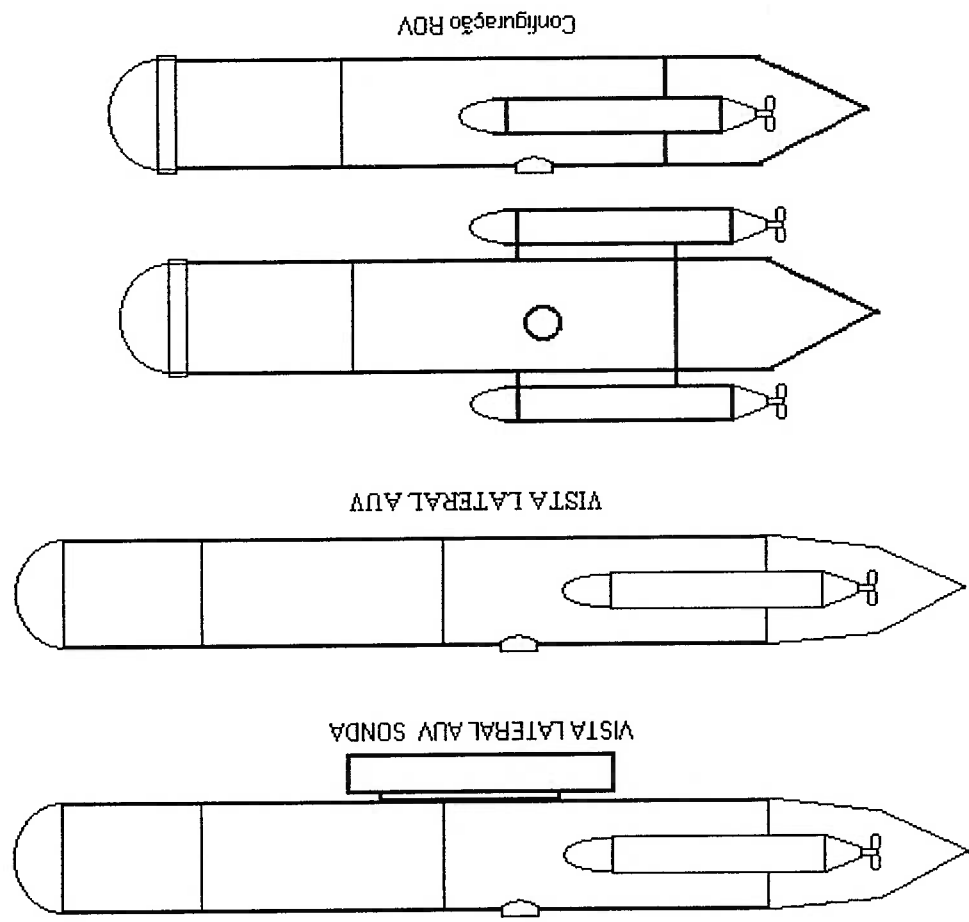


Fig. 3.14 – Variações geométricas para as três configurações.

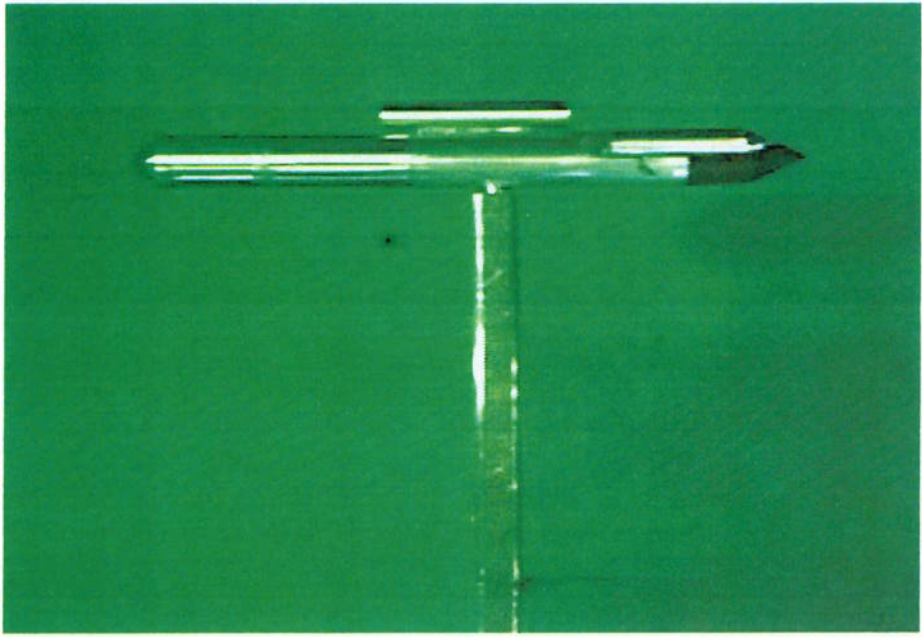


Fig. 3.16 – Configuração AUV com sonda, durante ensaio.

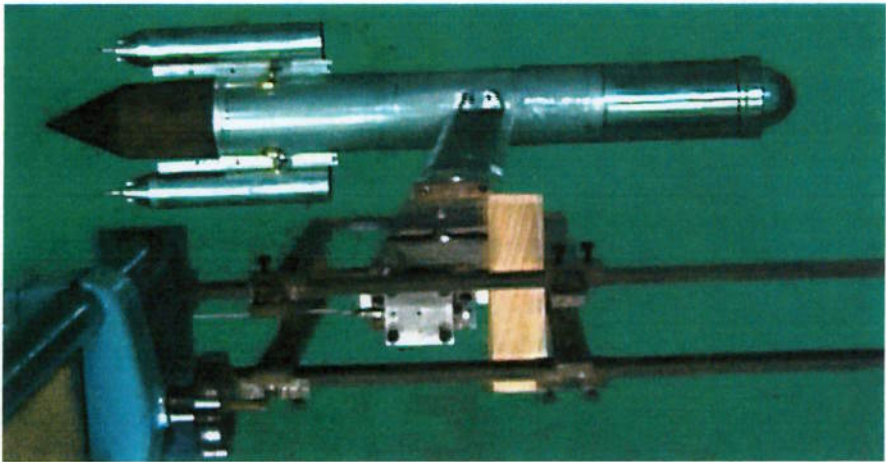


Fig. 3.15 - Disposição da configuração ROV para o ensaio.

HIDROSTÁTICA

4.1 - Introdução:

A estabilidade de corpos submersos está diretamente relacionada com a distribuição de densidade na sua geometria.

Veículos tele-operados devem apresentar flutuabilidade ligeiramente positiva, por uma questão de segurança, e que favoreça a recuperação do veículo em caso de acidente ou mau funcionamento, o que pode ser visto na maioria dos ROVs de envelope aberto pela presença de uma bóia na parte superior do veículo.

Para o caso dos veículos autônomos a flutuabilidade neutra representa a condição de menor esforço de deslocamento o que otimiza a reserva de energia conduzindo ao aumento da autonomia.

No projeto do protótipo a flutuabilidade neutra é uma condição desejada, entretanto, devido à ausência de propulsores verticais ou de superfícies de controle para forçar as manobras de imersão ou emersão adotou-se uma flutuabilidade positiva de 2%.

4.2 – Centro de Gravidade e Centro de Flutuação:

A flutuabilidade neutra ocorre quando a força gravitacional resultante é idêntica ao empuxo total produzido pelo corpo. Esta condição só é alcançada quando a densidade do corpo e do fluido coincidem. Como esta situação não é usual, é preciso distribuir as massas e os empuxos de modo a obter um sistema estaticamente estável.

O centro de gravidade (CG) é o ponto onde está aplicada a força gravitacional resultante. Ele corresponde à média da distribuição dos centros geométricos de todas as massas componentes do veículo.

$$L_{CG} = \frac{\sum \bar{x} \cdot m_x}{m_{TOTAL}} \quad (4.1)$$

A ação da força peso sobre os corpos distribuídos ao longo do veículo provocará o surgimento do momento de massa. Da mesma forma, os corpos componentes e suas diferentes densidades provocarão o surgimento de um momento de empuxo.

Cálculo do Momento dos Empuxos e Determinação de LCB																			
Item	Vol. Ext.	Dm3	Kg	Peso	N	Empuxo	N	Flutuab.	Kg	%	Flutuab.	[m]	x	M. Emp.	[Kg.m]				
																1,49	1,48	1,30	1,02
Domo	0,778	0,906	8,884	7,783	-0,129	-0,166	1,48	1,149	3,881	2,991	3,080	30,215	29,319	-0,095	-0,032	1,30	3,881		
Corpo 1	2,991	3,080	30,215	29,319	-0,095	-0,032	1,30	3,881	5,204	4,936	5,507	5,225	51,257	88,174	3,806	0,420	0,47	4,217	
Corpo 2	4,936	5,507	5,225	51,257	88,174	3,806	0,420	0,47	4,217	9,049	5,225	51,257	88,174	3,806	0,420	0,47	4,217	0,448	
Corpo 3	9,049	5,225	51,257	88,174	3,806	0,420	0,47	4,217	0,448	2,643	2,932	28,763	25,985	-0,295	-0,111	0,170	0,448	0,448	
Cone	2,643	2,932	28,763	25,985	-0,295	-0,111	0,170	0,448	16,199	LCB =	0,689	m							
Propulsores	3,152	5,800	56,898	31,698	-2,654	-0,841	0,47	1,478											
TOTAL	23,549	23,450																	

Tab. 4.1 – Determinação do Centro de Flutuação para a configuração AUV.

A determinação da posição do centro de gravidade e do centro de flutuação é obtida através das equações 4.1 e 4.2. A distribuição de massas e empuxos para a configuração AUV foi obtida usando planilhas de cálculo com estas equações que geraram as Tabelas 4.1 e 4.2 abaixo.

Onde:

L_{CG} = posição do CG com relação à ponta do corpo de saída;

\bar{x} = centro geométrico em x do enésimo corpo;

V_x = volume do enésimo corpo.

$$L_{CB} = \frac{\sum x \cdot V_x}{V_{TOTAL}} \quad (4.2)$$

Centros de gravidade e do centro de flutuação são determinados a partir dos volumes dos corpos que provocam o deslocamento do fluido. Ele correspondente à média da distribuição dos centros geométricos dos corpos que provocam o deslocamento do fluido.

Onde:

L_{CG} = posição do CG com relação à ponta do corpo de saída;

\bar{x} = centro geométrico em x do enésimo corpo;

m_x = massa do enésimo corpo.

A distribuição estática das forças resultantes de massa e empuxo sobre um

veículo cilíndrico determinará seu comportamento estático, devendo o centro de flutuação ficar acima do centro de gravidade, de modo a gerar um binário restaurador toda vez que o veículo se afastar da posição de equilíbrio em "roll", ver Figura 4.1.

Caso a distância entre os pontos seja nula o equilíbrio torna-se indeterminado, ver

Figura 4.1 C.

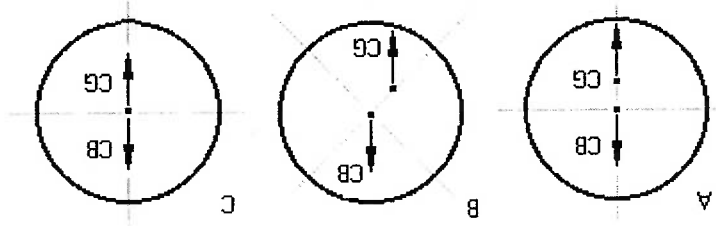


Fig 4.1 – Configuração A e B, adotada para conferir estabilidade transversal.

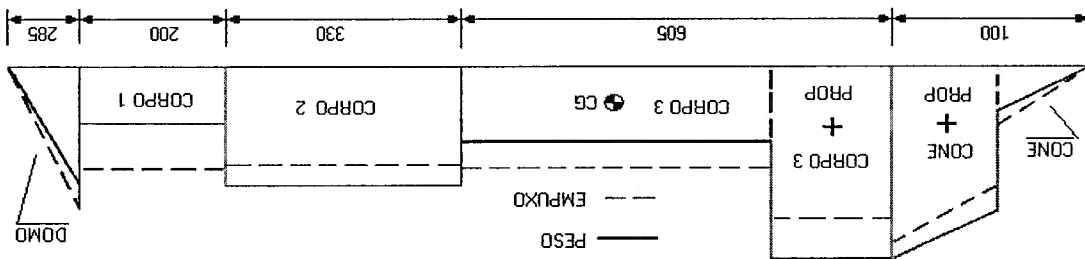
Webb (2001) descrevendo o AUV SLOCUM cita que o centro de flutuação se encontra 4mm acima do centro de gravidade. Utilizando a planilha de cálculos que gera a Tabela 4.2, verifica-se que este valor é de 5mm para o protótipo quando são utilizadas baterias de chumbo, e 9mm para baterias alcalinas tamanho D. Caso os vetores resultantes não sejam verticalmente colineares, surgirá um momento longitudinal. Embora este efeito seja aplicado para o controle de *pitch* da embarcação, ele é indesejável no momento do balanceamento das massas, uma vez que este momento é favorável ao deslocamento em uma direção e desfavorável na direção contrária, ver Figura 4.2. A estabilidade neutra da embarcação é uma condição inicial para as ações de controle. Procura-se estabelecer uma condição de equilíbrio para o protótipo na qual o momento resultante entre o momento de massa e o momento de empuxo seja nulo.

Nos submarinos convencionais, o controle de inclinação em *pitch* é feito pela variação dos momentos sobre o casco tanto pelo controle de lastro como pela ação de superfícies de controle. A composição dos momentos gerados pela variação de lastro em todos os tanques leva a um conjunto de momentos que é descrito em um gráfico denominado polígono de equilíbrio. A simples transferência de massa entre dois tanques, um na proa e outro na popa, provocam a alteração entre o momento dominante ser dianteiro ou traseiro. Caso o sistema opere com flutuabilidade variável, pelo embarque de água, aí então o polígono é gerado. Na Figura 4.4 apresentamos uma condição hipotética em que se utiliza flutuabilidade variável com

Métodos clássicos de controle de *pitch* prevêm a introdução de superfícies de controle (estabilizadores), transferência de lastro entre tanques na proa e na popa da embarcação, bem como a variação de flutuabilidade pelo embarque ou desembarque de lastro.

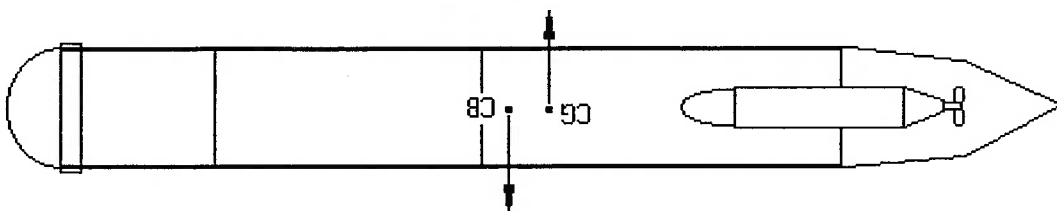
4.3 – Variação do Ângulo de *Pitch*:

Fig. 4.3 – Distribuição longitudinal entre peso e empuxo.



Uma maneira de visualizar a distribuição de massa é o método aplicado na engenharia naval, que consiste em construir um gráfico onde são sobrepostas áreas proporcionais ao deslocamento e a carga por seções ao longo do casco, ver Figura 4.3, estas seções correspondem à divisão apresentada na Tabela 4.2.

Fig. 4.2 – Estabilidade longitudinal determina a inclinação.



dois tanques, um na proa e outro na popa. O seguimento OA ocorrerá quando o tanque dianteiro for preenchido, o seguimento AB se dará quando o sistema estiver em A e for cheio o tanque B. O sistema irá de B para C quando o tanque dianteiro for esvaziado e retornará para O se o tanque traseiro for esvaziado. Deve-se observar que o componente vertical do tanque traseiro é maior devido ao seu volume em comparação com A, entretanto o ponto B está à direita do ponto de equilíbrio devido ao braço de A ser maior. Este sistema é usualmente empregado em submarinos, onde são empregados inúmeros tanques, inclusive o de combustível.

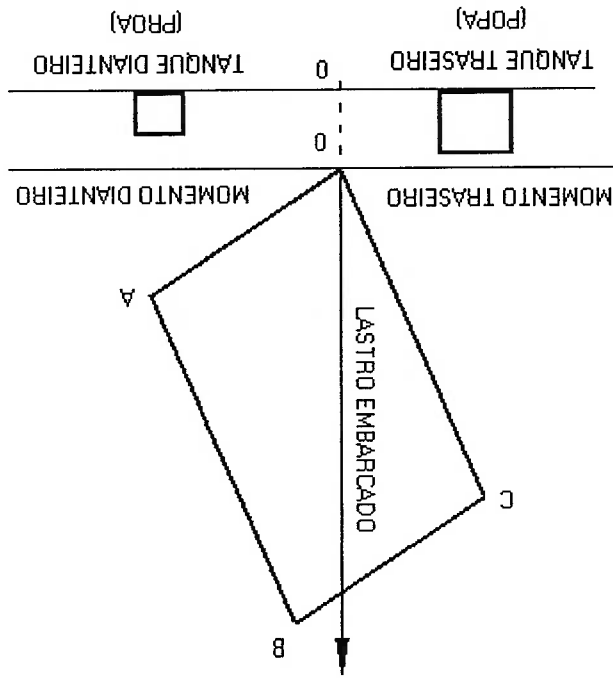


Fig. 4.4 - Polígono de Equilíbrio em um submarino hipotético, Almindinger(1990).

Como as configurações adotadas neste projeto não incluem variações na flutuabilidade através da variação do lastro, não haverá mudanças no volume deslocado, cabendo o controle de inclinação *pitch* à variação do momento resultante pela variação do centro de massa. Neste caso, se adotou o arranjo onde a variação do momento resultante é feita pela transferência de massa entre tanques dispostos nos dois extremos do veículo, ver Figura 4.5.

Neste caso, a variação do ângulo de *pitch* (θ) é dado pela eq. 4.3, onde o produto do peso do lastro transferido (w) entre os tanques A e B vezes a distância entre eles (L_1) é igual ao produto do deslocamento do veículo (Δ_v) pela distância

entre o centro de gravidade e o centro de flutuação ($BG = CG - CB$) e a tangente do

ângulo de *pitch*.

$$w \cdot L_t = \Delta \cdot BG \cdot \text{tg}(\theta). \quad (4.3)$$

(4.3)

Em um arranjo em que a variação do momento é feita apenas pelo deslocamento do CB ao longo do eixo longitudinal, o polígono de equilíbrio se reduz a variação linear entre momentos positivos e vivos-
versa, o que corresponde a variação do ângulo de "pitch" (θ).

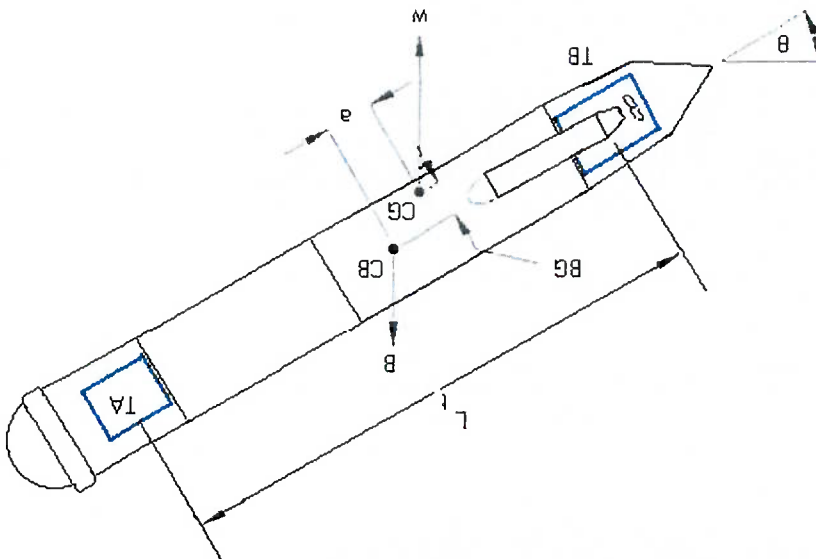


Fig. 4.5 - θ é obtido pela variação do CG em torno do CB.

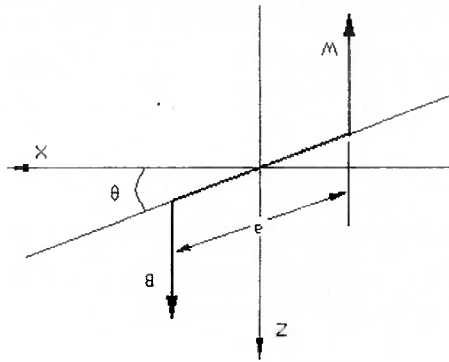


Fig. 4.6 - Momento gerado pelo afastamento entre LCG e LCB.
 $a = L_{CB} - L_{CG}$
 (4.4)

4.4 - Regulagem do Centro de Gravidade:
A modularidade introduz a necessidade de se obter o equilíbrio estático para configurações distintas. Um recurso aplicado para permitir o ajuste do CG de modo estático foi dotar o conjunto propulsor de um trilho, Figura 4.7, ao longo do qual os propulsores possam ser ajustados, permitindo que os componentes internos comuns às configurações mantenham suas posições inalteradas. Deve-se verificar que para a configuração ROV o conjunto propulsor representa 39,37% da massa total e 13,12% do empuxo total, sendo estes valores correspondentes para a configuração AUV de 25,35% para a massa e 11,36% para o empuxo.



Fig. 4.7 - Trilho de fixação entre o casco e o propulsor.

Entretanto, ao se verificar a Fig. 5.10, do capítulo Propulsão e Manobra, observa-se que ao se alterar a posição relativa dos propulsores está variando o empuxo e, portanto, a performance do veículo. Trata-se de uma solução de compromisso, devendo a faixa de ajuste do CG estar limitada a região central da curva para valores iguais ou acima de 4,3kg em *bollad pull*.

parâmetros de desempenho no nado dos peixes, se dedicaram ao desenvolvimento de Os irmãos Michael e George Triantafyllou (1995), considerando os montagens que imita o movimento e a forma das barbatanas de peixes.

têm pesquisado métodos alternativos de propulsão silenciosa utilizando uma máximo de 70% para a propulsão convencional com hélices. Kato; Furushima (1995) a conferir propulsão. O sistema alcançou 87% de eficiência em comparação com um propulsão oscilante testado por Triantafyllou (2002), onde um leme oscila de modo propulsiva, alguns métodos alternativos tem sido estudados, como o sistema de Em busca de valores mais significativos de eficiência e capacidade

5.2 – Métodos de Propulsão Alternativos:

na presença de escoamentos contrários ao deslocamento. avanço ou a manutenção de determinada posição nas condições de missão, ou seja, Os propulsores devem ser capazes de fornecer o empuxo suficiente para o propulsores com motores de acionamento em velocidade variável.

redirecionam o fluxo. Eles podem ser eliminados utilizando uma matriz de lemes, estes elementos são anteparos colocados logo após as hélices que Sistemas de controle de manobra de navegação frequentemente utilizam para se garantir o controle de navegação.

Um veículo autônomo submersível, autopropeleto, em um ambiente aberto, DC com seu eixo acoplado a uma hélice.

O conjunto propulsor é composto pelo encapsulamento de um motor elétrico motor.

conventionais, e se aplicará o método clássico de integração do casco a hélice e ao Neste capítulo serão abordados métodos de propulsão, alternativos e

5.1 - Introdução:

SISTEMA DE PROPULSAO

Partiram do paradoxo proposto em 1936 pelo zoologista James Gray que avaliou o desempenho de golfinhos e concluiu que sua massa muscular era sete vezes inferior à requerida para obter sua propulsão natural. Os autores consideraram que deveria haver um comportamento hidrodinâmico "externo" ao golfinho que garantisse tal desempenho, seriam os vórtices gerados pelo movimento oscilante da cauda do peixe. Aplicaram um parâmetro conhecido como número de Strouhal que consiste no produto da frequência de geração dos vórtices pelo comprimento de onda dividido pela velocidade do fluxo.

Estabeleceram que a melhor eficiência é obtida quando o número de Strouhal varia de 0,25 a 0,35. Com base nesta análise construíram um protótipo que alcançou 86% de eficiência, (Tuna). Este comportamento é obtido pelo empuxo gerado por "jatos" em consequência de duas oscilações consecutivas da cauda produzindo vórtices com rotações contrárias que se cancelam reduzindo o arrasto, ao contrário do que acontece com hélices onde os vórtices não são cancelados.

Obtiveram com este modelo de propulsão, para um protótipo com número de Reynolds de 10^8 , uma redução de 50% do arrasto comparativamente ao mesmo veículo sendo arrastado no tanque de provas. A descrição detalhada do modelo pode ser obtida em Triantafyllou *et al* (1996), neste artigo o autor considera o modelo "diretamente aplicável" para ALVs e para outras embarcações com formato de asa. As principais vantagens são: desenvolvem alta eficiência em alto empuxo; apresentam menor "área frontal"; provêm melhor manobrabilidade e podem ser aplicados para número de Reynolds maiores que os propulsores convencionais.

Um outro modelo de robô (PIKE) foi desenvolvido por Kumph, em Triantafyllou (1995), esse "peixe robótico" utiliza 6 motores "brushless" associados a cabos para gerar o movimento da calda. O objetivo é desenvolver sistemas de propulsão mais eficientes, uma vez que o peixe "Pike" sem a potência muscular suficiente vai de 0 a 6m/s com uma aceleração de 8 a 12 G.

Um método alternativo de deslocamento, implementado por Eriksen (2001) no AUV SEAGLIDER, utiliza propulsão por variação de flutuação. O veículo é um planador, onde uma asa de alta sustentação em baixa velocidade foi acoplada a um perfil hidrodinâmico de baixo arrasto. Ele foi projetado para operar em escoamento

laminar a 0,25m/s com um número de Reynolds baixo (10^3), para uma autonomia de até 6000 Km. O diferencial deste projeto é não empregar a fonte de energia para acionar um atuador propulsivo. O veículo avança à medida que perde altitude, acionando uma microbomba de alta pressão para variar a flutuação e recuperar altitude, o que também pode ser obtido por contraposição a presença de correntes marítimas apenas acionando os *flaps* da asa. A bomba é alimentada por baterias de *Lithium Thionyl Chloride*. Sua trajetória se assemelha a uma onda dente de serra.

Webb (2001), também utilizou um planador, SLOCUM, entretanto este modelo utiliza um motor térmico que precisa de uma fonte fria e de uma fonte quente para ser acionado, para isto utiliza a diferença de temperatura ao longo da lâmina d'água. O motor opera com nitrogênio como fluido de transferência e etileno glicol como fluido de trabalho que tem a propriedade de se expandir ao se solidificar e de se contrair ao se liquefazer. Apesar da baixa eficiência e velocidade, 3% e cerca de 0,2 m/s possui autonomia de 40.000 Km.

5.3 – Métodos de Propulsão Clássicos:

Barton (2000), apresenta o desenvolvimento de um ROV para a indústria petrolífera Quest que foi projetado para ser um veículo totalmente elétrico. Tradicionalmente estes veículos têm propulsão hidráulica. Comparando-se com os motores elétricos, o principal motivo na escolha da propulsão hidráulica recai sobre sua confiabilidade e alto torque, entretanto é uma solução que implica em menor eficiência devido ao maior número de conversões de energia, possui cerca de 55% a mais de massa transportada, maior quantidade de partes móveis e ainda apresenta maior dissipação de calor. O propulsor utilizado neste ROV não possui eixo de acionamento, estando suas hélices fixas diretamente ao rotor elétrico, o motor possui a forma de um cilindro.

Para AUVs as vantagens dos atuadores elétricos são formidáveis, sendo invariavelmente a primeira escolha.

Hélices acionadas por motores elétricos são a solução mais simples, eles devem ser encapsulados e vedados, sua relação potência por volume deve ser a maior possível para reduzir o volume deslocado e devem estar posicionados externamente ao envelope para garantir maior estanqueidade ao veículo. A vedação do eixo pode

ser feita por selos mecânicos que são uma solução de eficácia comprovada e de baixo custo.

A presença de um eixo transmitindo torque e empuxo através de um atuador rotativo para o meio líquido gera um momento resistente que tende a girar o AUV. Isto pode ser evitado com a introdução de estabilizadores ou propulsores contra-rotativos. Modelos matemáticos que discutem estes tipos de atuadores podem ser encontrados nos trabalhos de Gunter; Glover (1994) e de Holt; White (1994).

Propulsores hidráulicos são aplicados quando a potência requerida se aproxima de 1HP. Eles têm a vantagem de poderem suportar grandes pressões e uma vez que o óleo é um fluido de compressibilidade desprezível, as paredes do propulsor podem ter espessura reduzida. Este método tem a desvantagem de requerer todo o aparato dos circuitos hidráulicos, sendo desaconselhável para baixas potências e pequenas potências.

Para profundidades acima de 70m são empregados propulsores com motores elétricos mergulhados em óleo. Apresentam a mesma vantagem da espessura do encapsulamento e da simplicidade de vedação dos propulsores hidráulicos.

Carvalho, *et al* (2000) indicou o óleo mineral como sendo o mais apropriado para este fim, associando aumento de torque e de eficiência quando comparados ao motor imerso no ar. Apesar de introduzir uma pequena perda de potência, este método apresenta as vantagens da resistividade do óleo mineral ser similar ao ar, possuir melhor eficiência térmica e maior permeabilidade magnética.

Nas aplicações para baixas potências e baixas profundidades pode-se usar motores elétricos encapsulados e imersos em ar, considerando a estabilidade térmica do motor em regime para a carga. Neste caso o dimensionamento das paredes do invólucro e a vedação do eixo tornam-se crítica, devendo ser dimensionado como um pequeno vaso de pressão.

Para se determinar a potência requerida é preciso conhecer o arrasto hidrodinâmico sobre o casco. Esta força é dividida em arrasto sobre o casco e arrasto provocado pelos apêndices. Pode-se estimar qual a força de arrasto sobre o casco para o veículo nas condições da missão e assim se estabelecer qual a potência do propulsor capaz de atender a esse arrasto e estimar o consumo dos sistemas internos associados.

Projetar a propulsão de uma embarcação significa integrar harmonicamente o casco a hélice e definir as características de acionamento, neste caso, um motor elétrico DC.

A escolha da hélice para uma embarcação se dá a partir da superposição de curvas do casco sobre as curvas da hélice. Para isto é preciso conhecer a resistência que o casco oferece ao deslocamento ao longo da variação da velocidade.

Tornblad (1987), apresenta diversas variações de soluções em função do grupo de variáveis conhecidas. Neste caso o critério de projeto é a velocidade ótima para o eixo. São conhecidos a priori: a velocidade absoluta, o empuxo e o diâmetro da hélice, o número de pás foi estimado em quatro. Devem ser obtidos: a rotação do eixo, a potência de acionamento e a relação entre passo e diâmetro da hélice.

Para o caso em questão, não havia disponibilidade de escolha das hélices, sendo utilizado um par de hélices do IPT, Instituto de Pesquisas Tecnológicas, cujas curvas características eram conhecidas, e se verificou sua aplicabilidade ao casco em questão.

Hoerner (1965), apresenta curvas de ensaio para duas configurações de razãoável semelhança com o formato proposto, onde avalia a variação do coeficiente de arrasto em função da relação da relação comprimento diâmetro (L/D), onde apenas os corpos de saída do escoamento possuem formatos distintos.

5.3.1 – Ensaio de Arrasto:

O trabalho de Sayer (1991) descreve o ensaio de arrasto para o ROV Super Scorpio, que apresenta a configuração clássica de envelope aberto em formato retangular.

Para o projeto do protótipo proposto os valores dos arrastos foram obtidos através de ensaios no tanque de testes do IPT, adotando-se três configurações, Figura 5.1. A primeira como AUV, onde $L/D=1$, na qual foi adicionado um cilindro sob o casco com dimensões similares as de uma sonda ambiental. A segunda configuração, ainda como AUV, com a mesma relação L/D, mas sem a sonda. A terceira como ROV, com $L/D=8,6$, ver Figura 3.10.

O ensaio se realizou com velocidades variando de 0,25m/s a 2,0m/s com incrementos de 0,25m/s (aproximadamente a variação de 1,0 a 4,0 nós com

incremento de 1/2 n0). A profundidade de teste corresponde à cerca de sete vezes o diâmetro do cilindro. O modelo foi sustentado por uma lâmina ligada a uma célula de carga, Figura 3.9 e Figura 3.10.

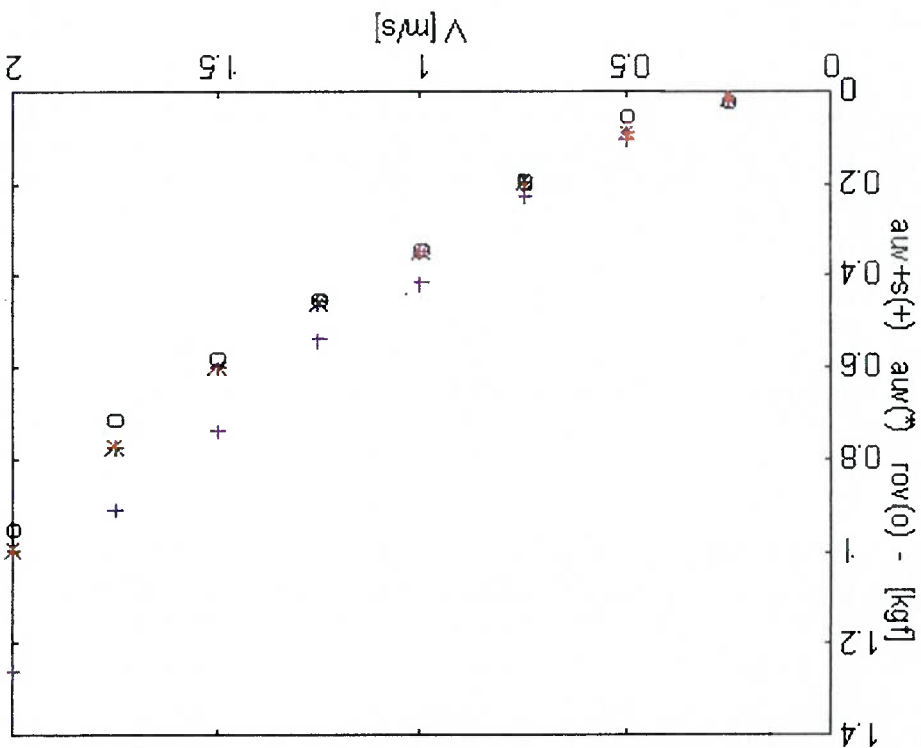


Fig. 5.1 – Relação entre Força de Arrasto por motor e Velocidade.

Observa-se na Figura 5.1 que a composição AUV transportando a sonda separa-se precocemente uma vez que possui área frontal superior.

Comparando-se as configurações AUV e ROV, verifica-se que apesar da área molhada diferir para as duas composições e manter a mesma área frontal, suas curvas só passam a apresentar descolamento significativo para velocidades acima de 1,5m/s, indicando potência comum em ambas configurações para deslocamentos inferiores.

5.3.2 - Curvas das Hélices:

Escolher uma hélice para um determinado casco requer relacionar de maneira aceitável variáveis como: força de arrasto, empuxo, torque requerido, eficiência e rotação. Estas variáveis, entretanto, não são independentes, o que faz com que seja necessário à utilização de fatores adimensionais para manuseá-las de modo a se obter uma solução analítica.

As hélices são parametrizadas por três curvas: rendimento (η); coeficiente de torque ($10K_{\bar{\theta}}$) e o coeficiente de empuxo (K_T). Na Figura 5.5, a curva de $K_{\bar{\theta}}$ está multiplicada por uma escala de dez para ficar em escala compatível com as demais.

Suas equações são:

$$K_T = \frac{\rho n^2 d^4}{T} \quad (5.1)$$

$$K_{\bar{\theta}} = \frac{\rho n^2 d^5}{\bar{Q}} \quad (5.2)$$

$$J = \frac{nd}{V_A} \quad (5.3)$$

$$\eta = \frac{TV_A}{2\pi\bar{Q}} \quad (5.4)$$

Onde:

T = empuxo;

\bar{Q} = torque;

n = rotação;

d = diâmetro da hélice;

V_A = velocidade de avanço;

J = coeficiente de avanço.

Para se obter o coeficiente de empuxo independente da rotação, as eq. 5.1 e 5.3 são combinadas, obtendo-se a eq. 5.5. Para o coeficiente de torque o mesmo é feito combinando-se 5.2 e 5.3, obtendo-se a eq. 5.6. Para se obter o rendimento independente da rotação, as eq. 5.1, 5.2 e 5.3 foram substituídas em 5.4 de modo a resultarem em 5.7:

$$K_T = \frac{\rho n^2 d^4}{T} \quad (5.5)$$

$$K_{\bar{\theta}} = \frac{\rho n^2 d^5}{\bar{Q}} \quad (5.6)$$

$$\eta = \frac{2\pi K_{\bar{\theta}}}{K_T} J \quad (5.7)$$

Para a configuração adotada, o par de hélices selecionado apresenta as seguintes características:

- Diâmetro = 78,0mm;
- Razão Passo/Diâmetro - P/D = 0,950;
- Razão de Área Expandida = 0,6;
- Número de Pás = 4.

As equações para as curvas de rendimento, coeficiente de empuxo e de torque da hélice foram reescritas em função do coeficiente de avanço (J), para o processamento computacional, resultando:

$$\begin{aligned} \eta (J) &= -0,7506J^2 + 1,3221J & (5.8) \\ K_T (J) &= -0,131J^2 - 0,2893J + 0,4402 & (5.9) \\ 10K_Q (J) &= -0,2024J^2 - 0,3321J + 0,6595 & (5.10) \end{aligned}$$

5.3.3 – Integração do Casco – Motor - Hélice:

Atribuindo-se valores aleatórios ao coeficiente de avanço, escreve-se as curvas das eq. 5.8, 5.9 e 5.10, características da hélice. Sobre estas curvas escreve-se a curva da eq. 5.5, escrita em função das forças de arrasto obtidas através do ensaio, cujos valores foram apresentados na Figura 5.1. A interseção desta curva com a parábola do coeficiente de empuxo, eq. 5.9, define o coeficiente de empuxo requerido para a velocidade pretendida para o casco e possibilita, através das equações acima a determinação de: rendimento; empuxo requerido; o torque requerido e a rotação. Estes parâmetros são necessários para iniciar a escolha de um motor elétrico DC.

Este procedimento corresponde à integração do casco a hélice. Como se levantou os arrastos para oito velocidades, para cada configuração decorrem oito curvas $K_T J^2$. Entretanto, a determinação do empuxo requerido deve se dar para a condição mais desfavorável, o que corresponde ao maior arrasto. Na Figura 5.2 a seguir, relacionam-se os maiores arrastos para cada uma das configurações.

Como já era esperado, a inclusão da sonda provocou um incremento significativo do empuxo requerido, pelo aumento da área frontal. Na Figura 5.2, verifica-se que nas configurações AUV e ROV para uma velocidade de 2m/s (aproximadamente 4 nós), ao se fazer a interseção entre as eq. 5.5 e 5.9 para se determinar o K_T requerido, sua projeção sobre a curva de rendimento está um pouco à esquerda do ponto de máximo da hélice, linha tracejada grossa. Entretanto, durante as simulações numéricas constatou-se que a interseção das curvas K_{H^2} com a curva de rendimento poderia se deslocar mais à direita, alcançando melhores rendimentos caso o diâmetro da hélice fosse aumentado, mantendo-se inalteradas as demais variáveis independentes. Para a simulação matemática, foram estimadas perdas de 15% sobre as variáveis de saída, introduzidas pelos elementos de vedação. O programa retornou os valores abaixo, mostrados na Tabela 5.1.

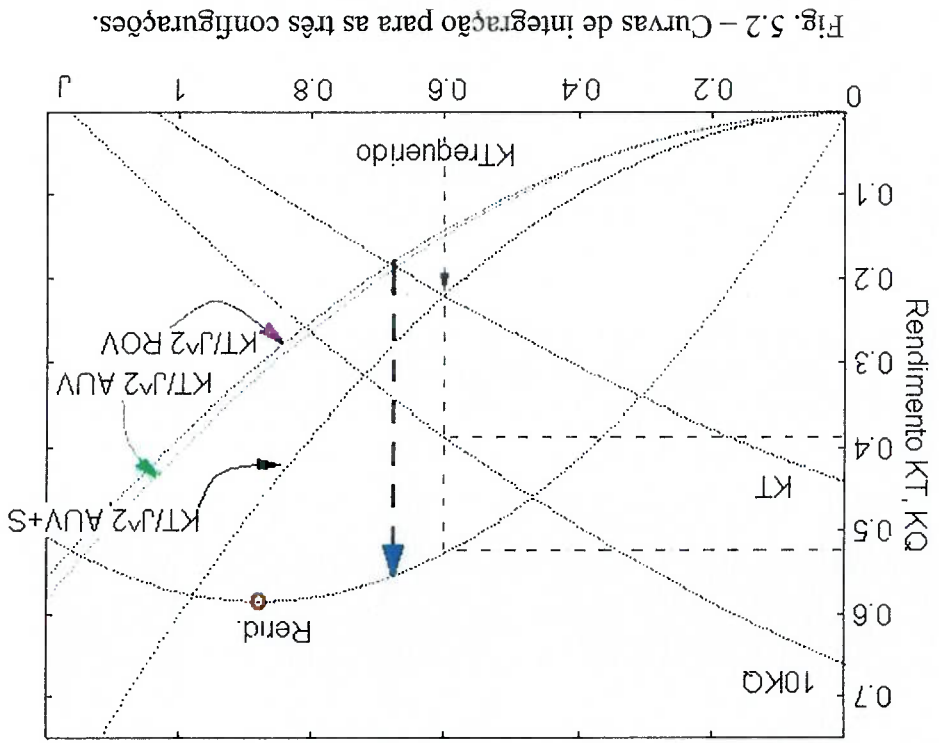


Fig. 5.2 – Curvas de integração para as três configurações.

Tab.5.1 – Resultados da integração entre hélice e casco em três configurações.

Configuração	Rendimento	Rotação	Potência	Torque
AUV+Sonda	52,48	42,43	55,15	0,206
AUV	55,11	37,85	35,37	0,148
ROV	55,36	37,41	33,68	0,143

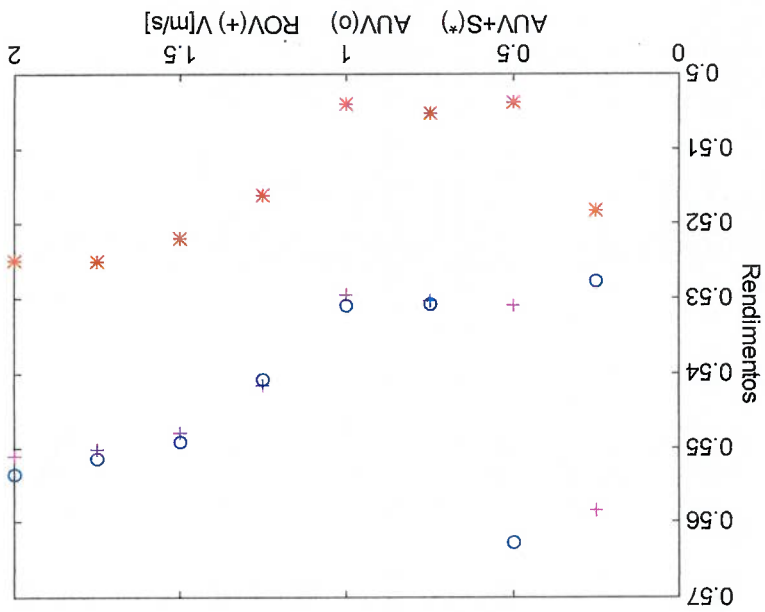


Fig. 5.3 - Rendimento X Velocidade.

Verifica-se na Figura 5.3 um aumento do rendimento à medida que se incrementa a velocidade, isto devido aos coeficientes de arrastos decaírem com o aumento da velocidade, como pode se ver na Figura 3.4, o que decorre da variação do número de Reynolds (R_n), eq. 3.30 e 3.31. Desta forma, a escolha do ponto de projeto fica limitada pela potência disponível para a propulsão.

5.3.4 – Escolha do Motor:

Utilizou-se um modelo de propulsor, Almindinger (1990), onde são somadas as perdas, medidas pelas eficiências, em cada etapa da transmissão da potência ao longo de um conjunto propulsor, Figura 5.4.

IPEN, Instituto de Pesquisas Nucleares, Figura 5.5 e 5.6, e suas características são:

O motor escolhido teve suas curvas levantadas numa bancada de testes de

$$P_m = 2\pi n Q \eta_p \eta_M \quad (5.16)$$

caixa de vedação, tem-se a potência requerida no motor:

Aplicando a eq. 5.14 ao conjunto propulsor, e desprezando-se as perdas na

$$\omega = 2\pi n \quad (5.15)$$

$$P = T_m \omega \quad (5.14)$$

A potência do motor pode ser obtida por:

resposta aumenta.

Quando a carga. Quando a relação é maior para a inércia da carga, o tempo de velocidade de resposta é uma condição crítica, é ideal que a inércia do motor seja em três critérios: momento de inércia, torque e potência. Para sistemas em que a principal característica dos motores DC. O autor propõe a seleção do motor baseado Stiffler (1992), considera a curva torque versus rotação como sendo a

entretanto, um atrito viscoso é gerado na caixa de vedação.

Para a aplicação em questão não se utilizou caixa de redução, entre as engrenagens. Para a aplicação em questão não se utilizou caixa de redução, entretanto introduz perdas de potência geradas pela dissipação de energia nos atritos suficiente que permita que ele seja aplicado diretamente sobre o eixo. Seu uso, torque, indicado para os casos em que o motor empregado não possui o torque A caixa de redução de velocidade é utilizada como um amplificador de ao rendimento obtido nas curvas da hélice e η_M ao rendimento no eixo do motor.

entre os elementos constitutivos do conjunto propulsor. Note-se que η_p corresponde Onde η_H , η_p , e η_M são os rendimentos relativos às transferências de potência

$$EHP = \eta_H THP \quad (5.11); \quad THP = \eta_p PHP \quad (5.12); \quad PHP = \eta_M SHP \quad (5.13).$$

Fig. 5.4 – Sequência de potências ao longo de um conjunto propulsor.

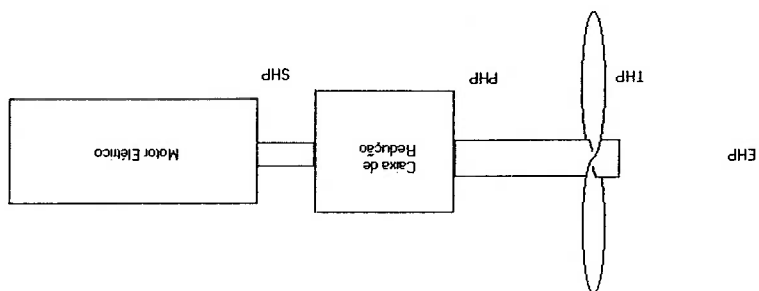


Fig. 5.6 - Curva Corrente X Velocidade X Tensão.

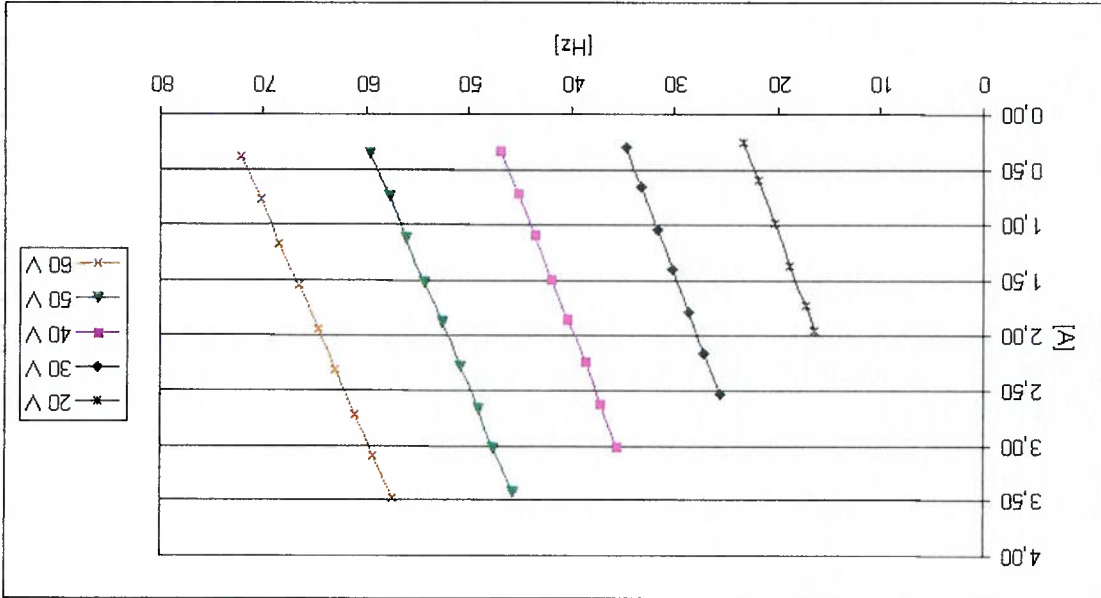
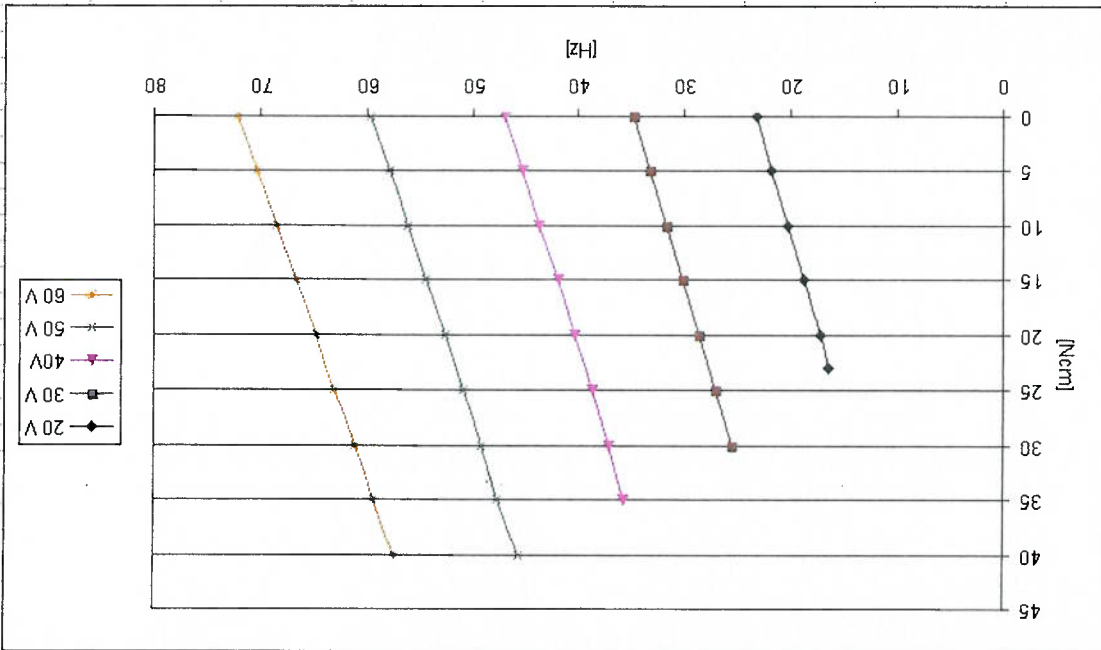


Fig. 5.5 - Curva Torque X Velocidade X Tensão.



- $V_{nominal} = 52V;$
- $I_{nominal} = 2.2A;$
- $P_{nominal} = 92W.$

5.3.5 – Ensaio de “Bollard Pull”:

Para verificar o desempenho do conjunto propulsor, se realizou um teste de “bollard pull”, no qual a embarcação é fixada a uma célula de carga e os motores são acionados à máxima potência.

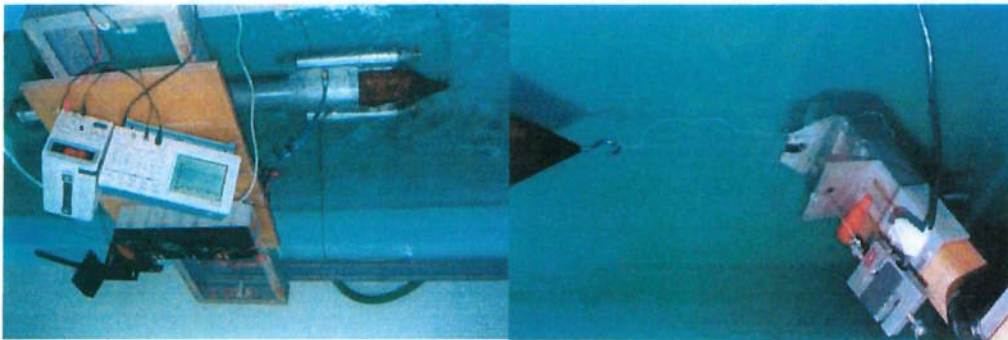


Fig. 5.7 - Disposição da célula de carga durante ensaio de “bollard pull”.

O ensaio de *bollard pull* corresponde à condição de avanço nulo ($J=0$), no gráfico da Figura 5.2, o que ocorre em rendimento livre. A potência em *bollard* é cerca de 50% maior do que a potência no acionamento livre.

Na Figura 5.8, abaixo, a área entre a curva de limite do motor e a curva da hélice corresponde à potência de acionamento disponível.

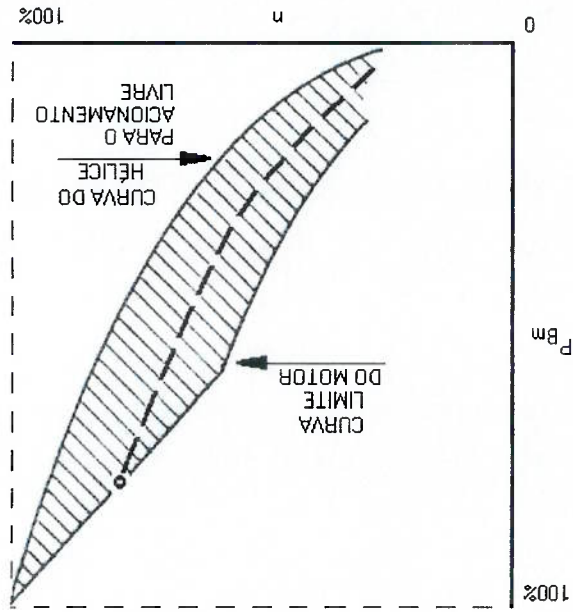


Fig. 5.8 – Curva teórica de desempenho em *bollard pull*.

Além do desempenho, também se avaliou se a posição das hélices em relação ao corpo de saída (cone) influenciaria a curva de desempenho. Para isto se efetuou a medida do empuxo total para os propulsores, variando sua posição em intervalos de 10mm com relação a um ponto no casco. O resultado pode ser visto abaixo na Figura 5.10.

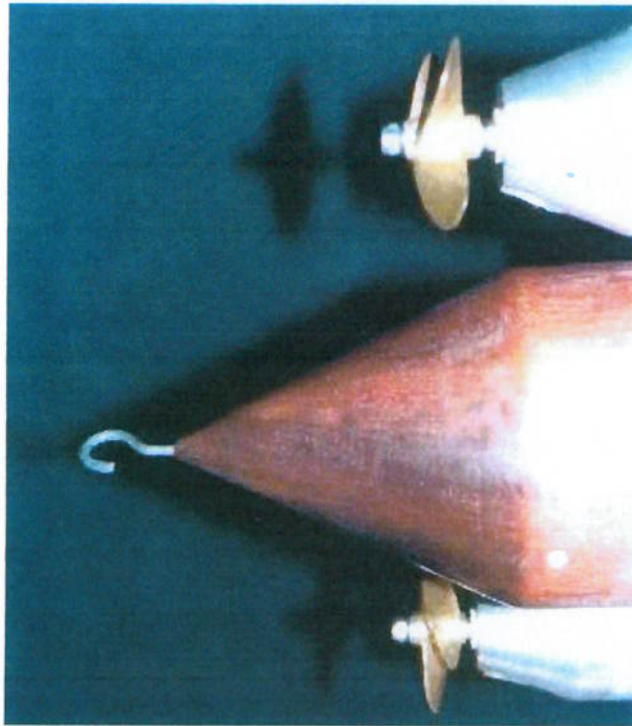


Fig. 5.9 – Posição de máximo empuxo dos propulsores em relação ao cone.

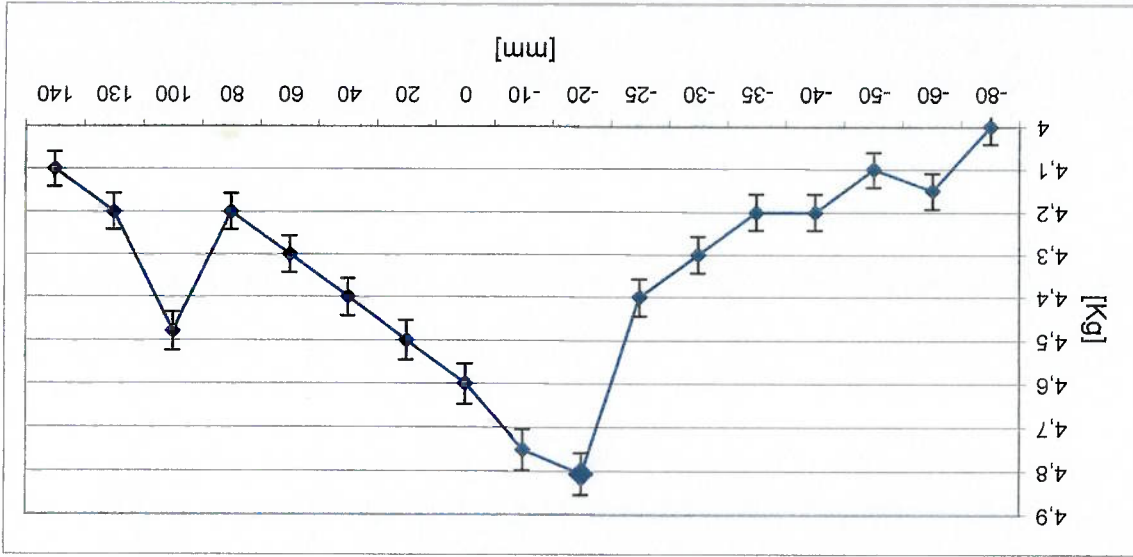


Fig. 5.10 - Variação do empuxo total em relação ao cone.

Verifica-se um empuxo máximo de 4,8Kg para os dois motores, e valor médio de 4,30Kg.

O formato do corpo de saída corresponde à superposição de dois cones, um com 2° e outro com 26°, o ponto de máximo empuxo ocorre quando as hélices estão ligeiramente após o ponto de encontro entre estas superfícies. Neste ponto o escoamento ao longo do veículo deve sofrer uma aceleração pela redução abrupta do volume do corpo de saída.

5.3.6 – Considerações:

Levantou-se o desempenho do motor aplicando os valores da simulação numérica para as três configurações, apresentadas no item 5.3.4 acima, sobre as curvas características do motor, Figuras 5.5 e 5.6, obtendo-se os seguintes resultados.

Para a configuração AUV com sonda, o motor deveria apresentar 206 mNm a 42,4rps (2.544 rpm), numa corrente de 2A, requerendo uma potência de 55W. Nesta condição a hélice atuara com um rendimento de 52,48% e o motor com 68%. Verifica-se que esta condição está um pouco acima da capacidade do motor, Figura 5.5, sendo necessário elevar a tensão, e consequentemente a rotação para atingir o torque requerido, não devendo trabalhar em regime permanente. As soluções possíveis são: operar a velocidades inferiores, escolher um motor mais potente ou introduzir um corpo frontal e um corpo de saída que melhorasse o desempenho hidrodinâmico da sonda, pela redução do seu coeficiente de atrito segundo Hoerner (1965) de 1,2 para um valor em torno de 0,2 a 0,1 para Reynolds na faixa de 10⁷.

Para a configuração AUV sem sonda, o motor deveria apresentar 148 mNm a 37,8rps (2.268 rpm), numa corrente inferior a 1,5A, requerendo uma potência de 35,3W. Nesta condição a hélice atuara com um rendimento de 55,11% e o motor com 67,6%, o que significa um rendimento total do sistema propulsor de 37,25%, Figura 5.5. Verifica-se que esta condição é plenamente atendida pela capacidade do motor, podendo operar em regime ou em velocidades superiores.

Finalmente, para a configuração ROV, desprezando-se o efeito do cabo, o motor deveria apresentar 143mNm a 37,4rps (2.244 rpm), numa corrente inferior a 1,5A, requerendo uma potência de 33,6W. Nesta condição a hélice atuara com um rendimento de 55,36% e o motor com 67,8%, o que significa um rendimento total do

forma construída para o encapsulamento do motor pode ser vista no Anexo A.

sistema propulsor de 37,25%. Verifica-se que esta condição é plenamente atendida pela capacidade do motor, Figura 5.5, podendo operar em regime ou em velocidades superiores. Griffiths *et al* (2000), descreve um AUV, AUTOSUB-1a, na forma de um torpedão, cujo sistema propulsor possui eficiência total de 38%, com eficiência do motor elétrico de 65% e eficiência da hélice de 57%, o que indica que os valores obtidos estão dentro dos valores atualmente alcançados. Uma discussão sobre a

6.1 – Introdução - O Problema da Energia:

Propelir um robô autônomo significa: gerar energia a partir de uma determinada fonte, converter a energia em trabalho mecânico e finalmente utilizar um dispositivo mecânico para atuar no meio.

Estabelecer qual a fonte de energia e qual o método de conversão em trabalho útil para um sistema autônomo móvel constitui-se num problema central de projeto. Da fonte de energia se espera, invariavelmente, a maior autonomia e do conversor a maior eficiência.

No capítulo 5, Sistema de Propulsão, é apresentada uma discussão sobre as relações de eficiência entre a energia necessária para deslocar o veículo a uma dada velocidade e a potência requerida pelos motores elétricos conjugados às hélices.

A introdução da fonte de energia adicionará massa e volume ao conjunto a ser deslocado. Desta forma, a solução mais eficaz caminha em busca do aumento da capacidade de carga associada ao aumento da densidade de energia, seja ela clássica ou volumétrica.

Existem inúmeras tecnologias, a escolha a ser adotada deve ser coerente com as características da missão a ser cumprida pelo robô.

Bradley (2001), propõe cálculos preliminares de autonomia em função da massa de baterias e do arrasto do casco, e Rigaud (2001), relaciona a massa das fontes de energia com a densidade do casco.

Potter *et al* (1999), descreve um procedimento em software que propõe uma solução para a determinação do valor requerido para a propulsão baseado nos arrastos hidrodinâmicos sobre o casco.

Brighenti (1990), realiza uma análise comparativa nas relações entre os parâmetros da massa, eficiência e autonomia entre fontes de energia.

SISTEMAS DE FORNECIMENTO DE ENERGIA

Capítulo 6

Os artigos pesquisados apresentaram várias comparações entre relações mássicas e volumétricas de energia para possíveis fontes de energia para AUVs: (Bradley, 2001; Potter *et al*, 1999; Hawley; Reader, 1992 e Macgregor *et al*, 1990).

6.2 - Fontes de Energia:

Existem duas classes de fontes de energia disponíveis, as eletroquímicas e as térmicas. Fontes eletroquímicas associam motores elétricos com acumuladores (baterias), células combustíveis ou semicélulas. Fontes térmicas apresentam tanques de combustíveis e conversores que obedecem a um determinado ciclo termodinâmico.

6.2.1 – Baterias:

São geradores de corrente eletroquímicos, baseados na diferença de eletronegatividade entre dois eletrodos metálicos imersos em uma solução ácida que promoverá o transporte de cargas elétricas. Apresentamos abaixo uma série de conceitos relevantes, tanto para baterias como para fontes de energia em geral:

- Densidade Mássica (gravimétrica) de Energia: Relação potência/massa [Wh/Kg];
- Densidade Volumétrica de Energia: relação potência/volume [Wh/dm³];
- Capacidade de descarga [Ah], descrita pela curva de descarga. Conhecido como fator de definição de uma dada bateria. Alguns fabricantes avaliam a curva de descarga para a primeira hora, outros para dez horas e outros ainda para vinte horas, o que torna suspeita a simples comparação entre duas baterias com a mesma capacidade. É preciso conhecer as especificações de teste do fabricante. A norma de 20 horas significa que sua capacidade operacional corresponde a 1/20 do valor de rótulo;
- Eficiência: relação entre a energia imposta no carregamento e a retirada na descarga;

- Vida útil: quantidade de ciclos recomendada para determinada tecnologia, ou seja, número de vezes que a bateria pode ser carregada e descarregada;
- Curva de Descarga: comportamento característico em descarga esperado para determinada bateria. Geralmente disponível junto ao fabricante ou revendedor;
- Efeito Memória: algumas tecnologias quando submetidas a uma demanda superior a sua curva de descarga, uma vez exauridas e novamente carregadas, desprezam a curva de descarga inicial e passam a ser regidas pela curva forçada no ciclo anterior. Tal efeito, evidentemente reduz a capacidade de armazenamento pela redução da área sob a nova curva de descarga;

- Baterias primárias: São baterias com apenas um ciclo de vida, geralmente de baixa capacidade. Entretanto, Hawley; Reader (1992), citam recentes desenvolvimentos nos EUA em aplicações para torpedos, onde são alcançadas capacidades de 100kWh utilizando a água do mar como eletrólito;
- Baterias secundárias: são baterias recarregáveis. Atualmente são pesquisadas nos EUA e na Europa tecnologias de Lítio-Ferro e Sódio-Enxofre na faixa de 1 KW. Operam a altas temperaturas, utilizam materiais de alto custo e requerem eficientes dissipadores de calor. A de Lítio-Ferro gera 1 watt de calor para cada watt de energia.

6.2.1.1 - Tecnologias:

A seguir, serão apresentadas, de modo muito breve, uma descrição das tecnologias de maior aplicação atual.

Alcalinas: bateria primária, indicada para altas descargas a baixas temperaturas, Bradley (2001), cita densidades de energia para pilhas tamanho D de 140Wh/Kg a 2°C. São comercialmente difundidas e de custo relativamente baixo, entretanto, emitem hidrogênio quando mantida em descargas prolongadas. Griffiths (1999) *apud* Bradley (2001), utilizou baterias alcalinas de 80W/kg no AUV AUTOSUB.

Zinco-Prata: Utilizada em aplicações aeroespaciais, mísseis e torpedos, devido a sua grande capacidade de descarga, pode alcançar alta densidade de energia de 100Wh/kg a 200Wh/kg, mas, usualmente apresentam 55Wh/kg segundo Rigaud (2001), capacidade de descarga elevada e pequena impedância. Possuem, entretanto vida útil muito curta e custo elevado. Segundo Decroix (1994), o custo do kWh pode variar de US\$500 a US\$1000,00. Densidade de energia teórica de 440 Wh/kg.

Níquel-Cádmio: Baterias de Ni-Cd são recarregáveis, são boas para altas correntes de carga, entretanto apresentam baixa capacidade, inferior as alcalinas, porém superior as chumbo-ácido. Possuem efeito de memória. Usualmente possuem em torno de 500 ciclos de vida. São sensíveis a temperaturas acima de 45°C. Apesar da sua grande popularidade tem seu uso sendo gradualmente restrito, pois enfrentam problemas ambientais pela deposição do cádmio. Segundo Decroix (1994), a companhia francesa Saft STN tem utilizado uma bateria com 55Wh/kg para veículos elétricos.

Níquel Metal Hidreto: Baterias de NiMH tem curvas de comportamento muito parecidas com as de Ni-Cd, tendo desempenho superior. Decroix (1994), cita densidades de 80Wh/kg. Comparativamente com as baterias de Ni-Cd, possuem melhor capacidade de descarga, quase o dobro da densidade de energia, melhor curva de carga e similar de descarga. Também são recarregáveis por cerca de 500 ciclos. Entretanto são um pouco mais sensíveis a temperatura, com melhor desempenho variando entre 0 e 40°C. Não toleram cargas reversas, o que as danifica rapidamente, incorrendo na rápida geração de gases e risco de ruptura do invólucro.

Lítio-primária: não recomendada para cargas oscilantes, possui alta densidade de energia 375Wh/kg, associada ao alto custo. Rigaud (2001) cita que o modelo Li-SOCL2 pode chegar a 500 Wh/kg.

Lítio-Ion: As baterias de Li-Ion merecem destaque entre as baterias de Lítio, já que possuem densidades de energia superior as Ni-MH, que por sua vez são superiores as Ni-Cd. Em consequência, são leves e capazes de produzir grandes voltagens. Sua curva de descarga tem muito pouca inclinação. Não tem o efeito de memória apresentado pelas baterias de Ni-Cd. Proporcionalmente uma única pilha produz o equivalente a três pilhas de Ni-Cd associadas em série. Possibilitam reduções dimensionais em projetos. São recarregáveis, mas para isto requerem

alguns cuidados especiais. Possuem custo elevado e necessitam de eletrônica sofisticada para regulagem da carga e descarga.

Lítio Metal: Permitem a obtenção de células com 200Wh/kg com capacidade de 150Ah. Descroix (1994), afirma que a companhia francesa Saft desenvolveu uma célula especificamente para AUVs.

Lítio Thionyl Cloreto: Trata-se de uma bateria primária com densidade de energia de 280Wh/kg. Densidade de energia teórica de 1480 Wh/kg.

Chumbo-Ácido: Tecnologia de grande aplicação devido aos seguintes fatores: grande capacidade de carga aliada ao seu baixo custo, são recarregáveis e recicláveis. São produzidas por um grande número de fornecedores. As mais populares operam em 6V e em 12V. Tem melhor desempenho na faixa de temperatura que vai de -10 até +50°C. Geralmente são mencionadas como VRLA (*valve regulated lead acid*), ou ainda SLA (*sealed lead acid*) em referência as baterias seladas, que não sofrem manutenção e geralmente usam um gel como eletrólito ácido. Esta modificação provoca um pequeno aumento em sua densidade de energia e elimina a manutenção. O ciclo de vida está relacionado com a intensidade da curva de descarga, tendo vida menor para descargas mais intensas. Para aplicações em grandes profundidades podem trabalhar imersas em óleo, o que permite a redução da espessura, e consequentemente do peso dos vasos de pressão. Liberam hidrogênio. Densidade de energia teórica de 171 Wh/kg.

Tab. 6.1 - Densidades de energia segundo Bradley (2001).

Tecnologia	Densidade de Energia [Wh/Kg]	Ciclos de Vida *(aproximado)
Alcalina	140	1
Lítio – primária	375	1
Chumbo-ácido	31,5	100*
NiCd	33	100*
NiZn	58,5	500
Li Ion	144	500
Lítio polímero	193	500
Ag Zn	100	30

6.2.1.2 - Seleção de Baterias:

Além dos critérios de densidade mássica e volumétrica de energia bem como da capacidade de fornecimento, é preciso conhecer as características de demanda que devem ser atendidas. Um torpedo por exemplo, requer grande descarga em pouco tempo não sendo necessário que a tecnologia a ser empregada tenha vida útil elevada. AUVs devem apresentar cargas relativamente constantes e prolongadas o que requer curvas de descarga planas e as mais longas possíveis. Possibilidade de recarga com elevado número de ciclos, facilidade de aquisição e custo são outros critérios relevantes. Oscilações bruscas na demanda sobre a curva de descarga tendem a diminuir a vida útil das baterias, e sob estas condições, tecnologias que apresentem efeito de memória não devem ser consideradas.

Um aspecto menos difundido que também deve ser avaliado é o fato da reação química entre os eletrodos e o eletrólito liberar hidrogênio, como no caso das baterias de chumbo-ácido e nas alcalinas. Uma combinação de hidrogênio a 4% com oxigênio torna-se inflamável, Bradley (2001). Para minimizar riscos devem ser colocadas em vasos de pressão e imersas em gases inertes ou mesmo em areia. Desta forma o encapsulamento das baterias comumente é feito dentro de vasos de pressão especialmente dedicados, no quais as normas de construção prevêm a presença de uma válvula de alívio.

6.2.2 - Células Combustíveis:

A geração da corrente é obtida por reações eletroquímicas, similar as baterias secundárias, mas nestas os eletrodos não são consumidos na geração da corrente. O anodo é alimentado com o combustível e o catodo com o oxidante, ambos estão imersos num eletrólito. A reação entre o combustível e o oxidante se estabelece e é mantida enquanto os eletrodos forem alimentados, e assim o produto da reação deve ser eliminado. O modelo mais conhecido, por razões econômicas, é o hidrogênio-oxigênio que tem como produto da reação água e calor, ver Figura 6.1. Entretanto, a armazenagem do hidrogênio apresenta dificuldades, dada sua baixa densidade. Hawley, Reader (1992), apresentam alguns outros modelos, classificados segundo o eletrólito:

- Alcalinos aquosos (AFC);

- Carbonatos Fundidos (MFC);
- Eletrolito de óxidos sólidos (SOFC).

Entre as tecnologias disponíveis, duas são de interesse para AUVs. As que utilizam eletrolitos conhecidos como "Advanced Proton Exchange Membrane" (APEM) e as células combustíveis de ácido fosfórico (PAFC).

Na célula combustível a conversão eletroquímica é transformada diretamente em energia elétrica, isto a torna mais eficiente que as fontes térmicas. Entretanto requerem dissipadores de calor eficientes, como os modelos MCFC que operam a 900K, o que reduz consideravelmente sua eficiência quando operando a plena carga.

Comparativamente são mais eficientes que os motores a combustão interna devido ao fato de não possuírem a limitação tecnológica da temperatura de fusão dos elementos constituintes imposta aos motores, entretanto possuem custos superiores a

esses.

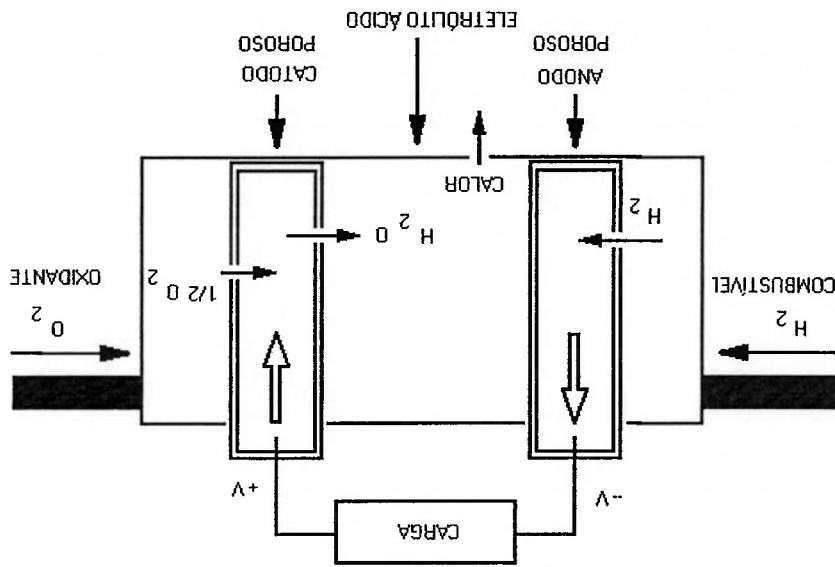


Fig. 6.1 – Esquema de funcionamento de uma célula combustível de Hidrogênio.

6.2.2.1 - Células Combustíveis de Alumínio:

Scamans *et al* (1994), relatam o desenvolvimento de duas células combustíveis a base de alumínio feita pela companhia canadense Alupower especificamente para aplicações em AUVs.

O primeiro modelo foi desenvolvido para maior autonomia, ele precipita hidróxido de alumínio como resultado da reação, por isto é designado como "gerenciador de sólidos". Esse sistema tem capacidade de 50kWh para uma carga de

1,25kWh utilizando oxigênio comprimido, o que gera uma densidade de energia de 260Wh/l podendo alcançar 320Wh/l utilizando oxigênio líquido.

Outro sistema, livre de sólidos, tem capacidade máxima de 50kWh para acionar uma carga de 1,7kW com uma densidade de energia de 120Wh/l.

6.2.2.2 – Semi-célula Combustível:

Neste caso, o oxidante alimenta um eletrodo, mas o combustível é o anodo na forma de um metal sólido, geralmente lítio ou alumínio. Trata-se de uma combinação entre uma célula de combustível e uma bateria secundária tradicional. O eletrólito pode ser a água do mar. Uma vez que a reação eletroquímica é estabelecida, ela se mantém enquanto for alimentada com o oxidante. À medida que o anodo é consumido, a reação libera calor e hidrogênio, que devem ser expelidos.

Sobre as células combustíveis apresenta as vantagens de manuseio do combustível e do oxidante e operam a 25°C. Entretanto não estão tecnologicamente tão desenvolvidas como as células combustíveis.

6.2.3 - Fontes Térmicas:

A partir de uma fonte onde a energia térmica é armazenada ou gerada utiliza-se um conversor para gerar a energia requerida. A seguir descreve-se sucintamente os armazenadores e as fontes nucleares e as químicas.

6.2.3.1 - Armazenadores de Energia Térmica (TES):

Um determinado material, no início da operação é altamente aquecido, sendo a energia armazenada convertida ao longo da missão. A fonte térmica pode ser combustão, resistência elétrica ou nuclear. O acumulador pode ser feito de carbono e o elemento que deve ser aquecido pode ser sal fundido. Possui a vantagem de não gerar produtos que devam ser expulso, o que faz com que sua operação dependa da profundidade.

6.2.4 - Fontes Nucleares:

A energia térmica é obtida pela desintegração espontânea de um isótopo radioativo. Podem ser construídos pequenos reatores na faixa de 100kW para

pequenos submarinos tripulados, ou ainda na faixa de 20kW para aplicações espaciais. Possuem boa densidade de energia, mas a eficiência é baixa para aplicações em AUVs. Walter *et al*, *apud* Hawley; Reader (1992), apresenta um conversor que utiliza thulium-170 e pode prover 50kW com 30% de eficiência.

6.2.5 - Fontes Químicas:

Pode ser baseada em combustão de hidrocarbonetos ou em sistemas de reação com combustível metálico.

A combustão de hidrocarboneto requer a armazenagem de oxigênio, na razão de quatro para um de combustível, e implica na expulsão dos gases saturados de resíduos, o que pode se tornar impraticável para profundidades superiores a 200m. Entretanto sua capacidade pode ser algumas vezes maior do que se for baseada em baterias de chumbo-ácido ou prata-zinco.

A reação baseada em combustível metálico gera mais energia do que é possível obter através da queima de hidrocarbonetos, os volumes dos reagentes são iguais e não existem gases que devam ser expelidos o que faz com que a operação do sistema independa da profundidade.

Os conversores térmicos aplicados a AUVs são o motor Stirling e o SAD "Synthetic Atmosphere Diesel" e turbinas a gás operando no ciclo Brayton. Turbinas a vapor e motores de combustão interna Wankel foram aplicados na propulsão de torpedos e não são indicados para as baixas velocidades dos AUVs.

6.2.5.1 - Motor SAD:

Para tornar possível a utilização de motores diesel, são utilizadas atmosferas controladas onde parte dos gases da exaustão são reciclados pela adição de gases inertes como hélio ou argônio para manter a eficiência da queima dos gases, entretanto permanece a necessidade de ejeção dos gases consumidos, ver Figura 6.2. Para contornar esta limitação são utilizadas técnicas que retiram o dióxido de carbono dos gases. Hawley; Reader (1992), citam uma patente italiana nesta linha, bem como estudos no Canadá e Fowler *apud* Hawley; Reader (1992), onde um sistema utiliza a pressão da água para acionar e retirar o dióxido de carbono e eliminar os gases sem o auxílio de compressores.

A dependência com a profundidade é uma limitação dessa tecnologia. Ura;

Obara (1997), descrevem testes de um AUV "R-One Robot" desenvolvido pela companhia japonesa Mitsui, que alcançou a profundidade de 150m, com autonomia

para um dia de operação e um alcance de 120km.

Uma discussão detalhada pode ser vista em Potter *et al* (1999).

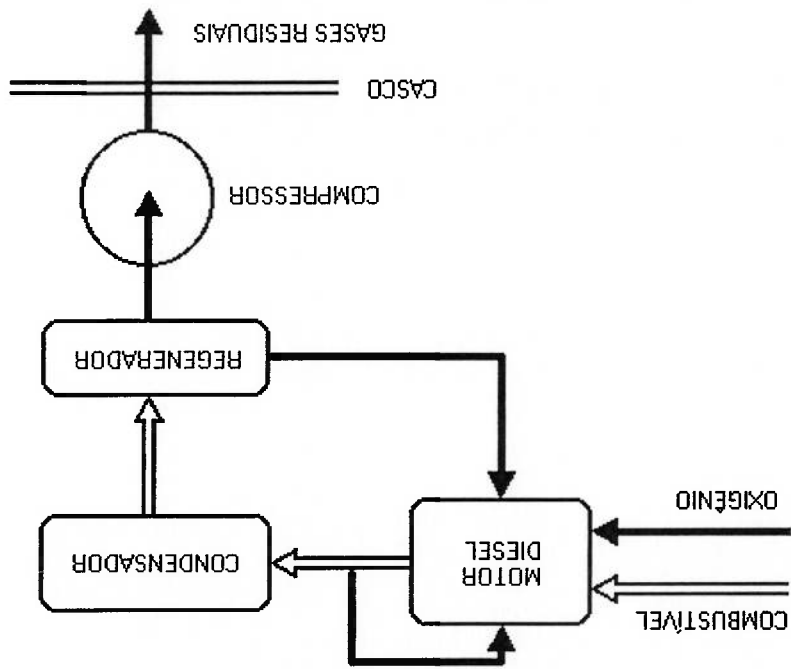


Fig. 6.2 – Esquema de funcionamento do motor SAD.

6.2.5.2 - Motor Stirling:

Trata-se de um conversor de energia operando no ciclo termodinâmico que tem a maior eficiência teórica possível que possa ser construído. Necessita de duas fontes, uma quente e uma fria e opera segundo a expansão e contração dos gases provenientes dessas fontes. A fonte fria pode ser a água do mar e a fonte quente pode ser uma FES, combustão metálica, fontes nucleares ou queima de hidrocarbonetos. O fluido de trabalho é geralmente o gás hélio.

Akagawa *et al* (1995), apresenta uma comparação entre motores stirling cuja fonte quente é obtida com a queima de gases, ou seja, sistemas com exaustão direta, e com um sistema desenvolvido pela Mitsubishi, que opera com gases da descarga liquefeitos, que utilizam a baixa temperatura da água do mar na condensação dos gases a serem expelidos.

6.3 - Custos:

Além dos valores já vistos, estão relacionados a seguir alguns valores comparativos de custos para algumas tecnologias de baterias, Scamans (1994), Tabela 6.2 e Rigaud (2001) na Figura 6.3. Pesquisas de mercado realizadas em outubro de 2001 indicaram como preços médios das baterias: chumbo-ácido a 70,00 US\$/KWh; Ni-Mh a 3100,00 US\$/KWh e a de Lítion-ion a 4800,00 US\$/KWh. Griffiths (1999) cita o preço da autonomia em quilômetros, sendo: 0,5 US\$/Km para baterias de chumbo ácido; 22 US\$/Km para baterias alcalinas primárias; 17 US\$/Km para baterias de Ag-Zc e 2 US\$/Km para baterias de Li-Ion.

Tab. 6.2 – Custos estimados por Scamans (1994).

Baterias	Energia Armazenada[KWh]	Ciclos de Vida	Custo US\$/KWh
Lítion Thionyl Chloride	80	Sistema Primário	450
Al O	50-96	Substituição	70
Ag Zi	25		100
Ni Cd	8		10
Chumbo – Ácido	8		3

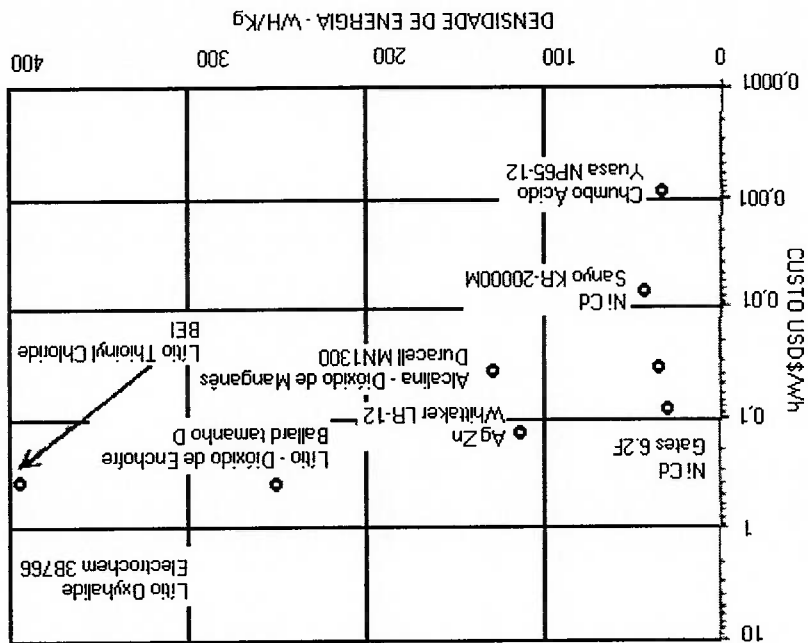


Fig. 6.3 – Custos estimados por Rigaud (2001).

6.4 - O Estado da Arte:

Rigaud (2001), recomenda baterias de lítio para aplicações abaixo de 1KW, indicando os acumuladores de lítio de altas temperaturas e as células combustíveis em aplicações futuras para potências iguais ou superiores. Para potências da ordem de 1,0MW/h indica células combustíveis de alta temperatura e os sistemas termodinâmicos.

Bratt, *apud* Hawley; Reader (1992), indica uma companhia Sueca, Kockums como a líder em motores Stirling acionado por queima de hidrocarbonetos em atmosfera de oxigênio. Esta companhia desenvolveu um protótipo com capacidade de gerar 600kWh. Os gases na saída da combustão alcançam até 3Mpa, o que permite ejetar gases exauridos até 480m de profundidade.

Outro motor Stirling foi desenvolvido pela companhia britânica Challenger Oceanic para propelir um veículo (LR6000) de 12 toneladas a 6 nós e autonomia de 6000km, para profundidades de até 200m, o que permite uso de motor diesel em SAD. Fontes radioativas a base de *Thulium*, TFS e combustão metálica são indicados para maiores profundezas e autonomias, sendo a combustão metálica aplicada na década de 60 pela General Motors e Philips para propulsão de torpedos.

Akagawa *et al* (1995), descreve um sistema de energia acionado por motor Stirling com gases da exaustão liquefeitos por alta pressão de combustão, o que reduz a metade o tamanho do motor para um mesmo desempenho.

Recentemente foi desenvolvido um Sistema de Propulsão de Energia Química Armazenada (SCFPS) que utiliza um propulsor baseado no ciclo fechado de Brayton (CBC), acionado por metal líquido, para uso da marinha norte-americana no torpedo leve Mark 50. Nele o lítio reage com hexafloretto de enxofre, sendo o fluido de trabalho o argônio. Pequenas modificações o tornam aplicável para a propulsão de AUVs.

Segundo Hawley; Reader (1992), baterias podem garantir horas de autonomia e são a alternativa mais viável para aplicações comerciais. Para um futuro próximo, essas fontes devem permanecer como sendo as mais usuais.

Fontes térmicas, como o motor SAD, podem estender sua autonomia para dias de funcionamento. Fonte TFS, ainda são tecnologicamente incipientes, sendo

ainda limitadas pelas densidades mássica e volumétrica. Entretanto, apresentam capacidade de armazenamento de energia superior as baterias.

Fontes eletroquímicas avançadas tem potencial para prover semanas de autonomia, dentre as quais se destacam as células combustíveis de hidrogênio e de alumínio. Esta solução permanece como a alternativa mais viável as baterias, mas ainda estão em fase de amadurecimento tecnológico.

6.5 – Escolha da Fonte de Energia:

Hawley; Reader (1992), recomendam que a fonte de energia tenha relação ideal entre as densidades volumétricas e mássicas de energia igual a um, o que deve variar para cada projeto em função da parcela de densidade do veículo destinada a fonte de energia. Entretanto, a escolha não deve se basear em apenas um parâmetro. A definição de qual fonte utilizar para determinada aplicação deve ser parametrizada considerando:

- Custo, considerando a vida útil da fonte;
- Capacidade de descarga compatível;
- Autonomia desejada (em horas e em alcance);
- Volume disponível;
- Densidade de energia necessária;
- Eficiência;
- Comportamento da descarga da fonte para se adequar a uma curva de demanda da carga;
- Limitações impostas ao projeto pelas características da fonte;
- Maturidade tecnológica;
- Segurança;
- Disponibilidade de fornecedores.

Avaliando a preponderância de cada um dos fatores acima, para o projeto adotado, a escolha limitou-se às soluções disponíveis no mercado local. A partir dos dados coletados elaborou-se um quadro comparativo entre as tecnologias mais acessíveis, os dados estão apresentados na Tabela 6.3 abaixo. Na Figura 6.4 é apresentado um resumo das configurações aplicadas as fontes de energia.

Tab. 6.3 – Densidade de energia em baterias NiCd, NiMH e Chumbo-ácido.

Quadro de Baterias - Comparação entre Densidade de Energia e Tecnologias											
Tecnologia	Dim	Comp.	Langra	Htd.	Volume	Tensão	Capac.	Potência	Den Energ	Den Energ	Peso
	mm	mm	mm	mm	l	V	mAh	Wh	Wh/kg	Wh/l	kg
NiCd											
STA	23	43			0,0179	1,2	1800	2,16	41,54	120,97	0,052
STA	33	61			0,0521	1,2	5100	6,12	40,80	117,36	0,150
STA	33	61			0,0521	1,2	4000	4,8	32,00	92,05	0,150
STA	26	50			0,0265	1,2	2400	2,88	36,92	108,54	0,078
STA	26	50			0,0265	1,2	2200	2,64	33,85	99,50	0,078
STA	26	50			0,0265	1,2	1800	2,16	27,69	81,41	0,078
STA	23	43			0,0179	1,2	1800	2,16	41,54	120,97	0,052
FACTEL	32,2	90			0,0733	1,2	7000	8,4	43,08	114,67	0,195
NiMH											
STA	15	51			0,0090	1,2	1300	1,56	62,40	173,18	0,025
FACTEL	16,5	67			0,0143	1,2	3500	4,2	76,36	293,32	0,055
STA	23	43			0,0179	1,2	1800	2,16	36,00	120,97	0,050
STA	23	43			0,0179	1,2	2400	2,88	48,00	161,29	0,050
STA	23	43			0,0179	1,2	2000	2,4	42,11	134,41	0,057
STA	26	50			0,0265	1,2	3500	4,2	52,50	158,29	0,080
STA	33	61			0,0521	1,2	7000	8,4	56,00	161,08	0,150
FACTEL	33	60			0,0513	1,2	8500	10,2	58,29	198,86	0,175
STA	23	43			0,0179	1,2	2000	2,4	42,11	134,41	0,057
VLSA											
FACTEL	166	174	350	10,1094	12	65.000	780	34,67	77,16	22.500	
FACTEL	259,6	169,2	245,7	10,7922	12	80.000	960	38,18	88,95	24.000	
FACTEL	167	228	443	16,8677	12	100.000	1200	30,00	71,14	40.000	

Considerando o custo da densidade mássica de energia, verificou-se que as baterias Ni-MH, do fornecedor STA apresentam os melhores índices, são recarregáveis, não apresentam efeito de memória e são de fácil aquisição no mercado.

Em função do custo total levantou-se uma segunda opção, indicada para missões curtas, uma a duas horas, as baterias de chumbo-ácido.

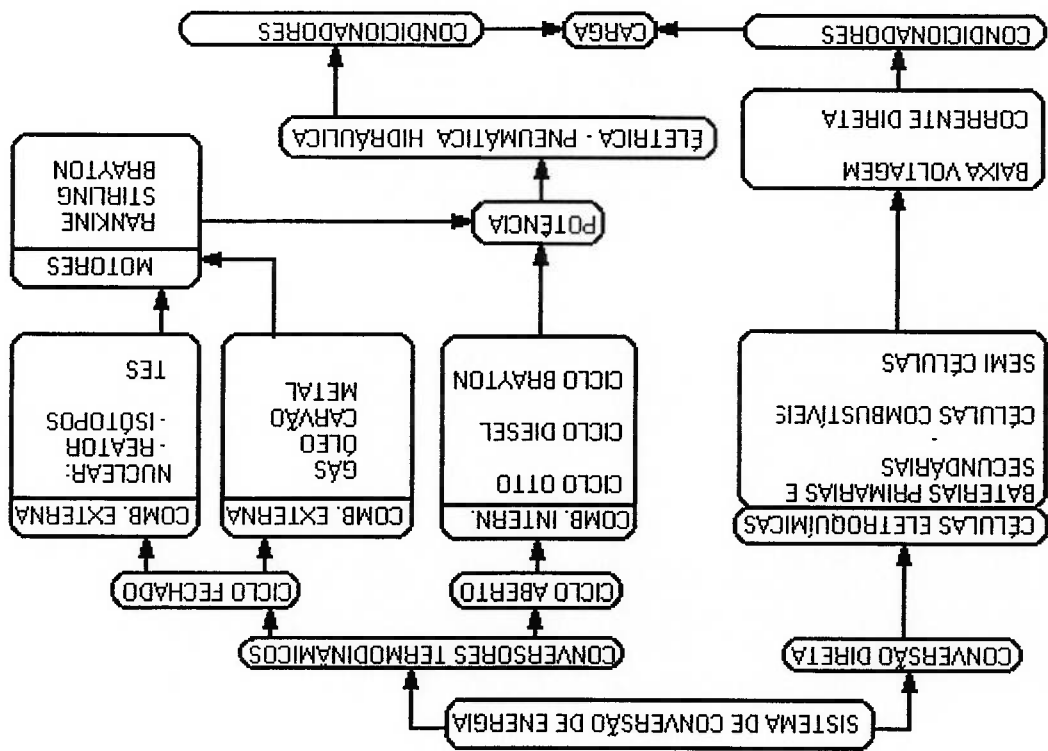


Fig. 6.4 – Resumo dos Sistemas de Conversão de Energia.

Na arquitetura heterárquica, os módulos operam em paralelo, não existem sistemas intermediários ou um sistema supervisor. Os módulos comunicam-se entre si. Possui maior flexibilidade se comparada com a arquitetura hierárquica, e apresenta maior rapidez na troca de mensagens entre os módulos devido à ausência

modo de comunicação em cadeia serial provoca maiores tempos de resposta. Sua estrutura é serial, permitindo a comunicação apenas entre dois módulos consecutivos. Possuem simplicidade estrutural o que os torna pouco flexíveis e o enquanto o nível inferior se dedica a processamentos locais e atividades executivas, nível superior se dedica ao gerenciamento da missão e definição de estratégias. A arquitetura hierárquica apresenta níveis fixos com prioridade vertical. O

- Hierárquica;
- Heterárquica;
- Sobreposição (*subsumption*);
- Híbrida.

veículos autônomos:

Valavanis (1997), apresenta quatro tipos de arquitetura de controle para

7.2 – Arquitetura de Software de Controle:

Neste capítulo será discutida a arquitetura de controle que permite o deslocamento da plataforma nos planos horizontal e vertical. A abordagem se dará sobre a arquitetura de *software* e de *hardware* na implementação de AUVs, em seguida será enfatizado os aspectos da arquitetura de *hardware* propostas para a plataforma de testes. Finalizando o capítulo, serão apresentados os resultados da avaliação de desempenho dos controles de movimentos nos planos horizontal e vertical.

7.1 - Introdução:

SISTEMA DE CONTROLE E MANOBRA

Capítulo 7

de elementos intermediários. Entretanto, apresenta dificuldade de implementação na comunicação entre módulos, na integração do sistema e coordenação de funções.

A arquitetura de sobreposição é constituída de módulos comportamentais que trabalham em paralelo na ausência de um nível de supervisão. Cada módulo está relacionado a uma entrada sensorial e possui capacidade para processar os dados sob sua responsabilidade. Os módulos trocam de prioridade constantemente, enquanto sempre haverá um módulo no maior nível de prioridade. Esse módulo suplantará os de níveis inferiores. Esta alteração entre os níveis de prioridade se dá em função das entradas sensoriais. Esta arquitetura possui flexibilidade, robustez e capacidade de processamento otimizada devido ao processamento paralelo, entretanto, gera estruturas complexas com dificuldades de sincronização e de verificação dos seus estados.

A arquitetura híbrida é uma combinação das arquiteturas anteriores, sendo constituída de dois níveis verticais. O nível superior é hierárquico, sendo responsável por ações de gerenciamento e estratégia da missão. O nível inferior pode ser heterárquico ou de sobreposição. Caso seja heterárquico em situações de emergência esse nível pode assumir o controle, suplantando o nível superior. Se for de sobreposição, os comandos do nível superior devem ser entendidos como um comportamento. Esta configuração conserva as vantagens da arquitetura hierárquica no nível superior, ao passo que permite flexibilidade sobre o nível inferior. Conserva como desvantagem as dificuldades de determinação do comportamento do sistema.

7.3 – Arquitetura de Hardware:

A escolha do *hardware*, como toda especificação, está condicionada ao nível de solicitação da aplicação em questão. Alguns dos parâmetros de escolha são, por exemplo: velocidade de processamento; capacidade de armazenamento de dados; tipo de comunicação a ser adotada; conjunto de periféricos a serem acionados e de sinais que devam ser lidos.

Computadores pessoais, PCs, englobam várias das características desejadas para aplicações em robôs moveis. Atualmente alguns projetos têm sido orientados para aplicações em robótica como o CompactPCI e o PC104, aliando as vantagens de velocidade de processamento e grande capacidade de armazenamento de dados.

Microcontroladores são mais lentos, possuem menor capacidade de processamento e pequena capacidade de armazenamento de dados, entretanto possuem configurações de *hardware* indicadas para aplicações de pequeno porte em robótica. Os modelos mais conhecidos são o 8051 Intel, 68HCXX da Motorola e a família PIC da Microchip.

Uma solução intermediária em termos de custo, dimensão e capacidade entre o PC e os microcontroladores pode ser obtida com o uso de *palmtops*.

7.3.1 – Especificando a arquitetura:

Partindo-se da concepção de montagem modular, a solução de arquitetura de *hardware* eletrônico deveria permitir variações de composição, de modo a atender as necessidades específicas de cada configuração (AUV ou ROV), sem provocar rearranjos estruturais em um núcleo residente.

Este núcleo seria constituído por um processador principal e de alguns dispositivos fixos, comuns às possíveis configurações. Inicialmente poderia se construir uma arquitetura hierárquica mestre-escravo.

Os blocos periféricos assumiriam funções dedicadas. Eles deveriam ser constituídos de modo que pudessem ser facilmente conectados ou desconectados.

Estas condições de modularidade podem ser obtidas com um sistema de comunicação que suportasse uma rede local, LAN “*local area network*”, Herikson (1995).

A rede local garantiria flexibilidade, atribuindo a cada bloco periférico um endereçamento individual de modo que este poderia trabalhar independentemente, enquanto não estivesse em contato com o processador principal.

Cada bloco periférico deveria ser dotado com um protocolo de endereçamento. Esse protocolo permitiria a identificação das mensagens que lhe foram enviadas, desprezando as demais.

7.4 – Arquitetura de *Hardware* de Controle Adotada para o Projeto:

Foram desenvolvidas três placas idênticas pela companhia CNZ Engenharia e Informática, estas são acionadas pelo microcontrolador PIC 16F877 20P.

Cada placa possui: duas saídas RS 232, sendo uma configurável como RS 232 ou RS 485; uma extensão para memória serial de oito pinos e conectores para saída de todos os pinos de I/O.

O fato das placas serem idênticas e possibilitarem diferentes funções esta de acordo com o conceito de modularidade.

O microcontrolador opera em arquitetura RISC com frequência de 20MHz, o que significa que uma instrução é processada em 200ns. Possui 8K x 14 words de memória *Flash* que permitem gravação e regravação para o desenvolvimento do *software*, 368 x 8 bytes de RAM e 256 x 8 bytes de memória *eprom* que permitem recuperar dados mesmo após ser religado.

Possui 33 pinos que podem ser configurados como de entrada ou saída de dados. Dispõe dentre outros periféricos de oito canais analógicos de 10 bits de resolução e duas saídas PWM também de 10 bits de resolução.

Tanto os canais AD como os PWM são gerados por *hardware*, desobrigando o processador de emular tais dispositivos. Possui uma saída de comunicação “*Universal Synchronous Receiver Transmitter*” USART, que foi utilizada para a interface de comunicação RS 232.

Apesar desta aparente flexibilidade nem todos estes recursos podem ser utilizados simultaneamente em sua capacidade máxima.

O ambiente de desenvolvimento de *software* empregado foi o *shareware* MPLAB da Microchip, sendo utilizado o compilador PCM de linguagem C da CCS. Este compilador possui biblioteca de funções dedicadas à família de PICs 16TXXX, o que permitiu a comunicação com alternância de saídas seriais RS 232 e a gravação e leitura de dados da memória serial.

Foram utilizados dois gravadores de *eprom*, o PicStart da Microship e a placa de desenvolvimento PicLab4, da Vidal Projetos Personalizados, sendo esta última a mais empregada por fazer a gravação do microcontrolador via porta paralela do PC e conter saída serial, o que permitiu o desenvolvimento do *software* com comunicação *on line* entre o microprocessador e o PC via porta serial.

Para atender as necessidades de movimentos tanto em *pitch* como em *yaw*, bem como a leitura dos sensores e aquisição de dados os 16f877, deveriam: comunicar-se entre si; dispor de dois canais de A/D para leitura dos tacômetros dos

motores e possibilitar o fechamento da malha de controle; utilizar mais um canal de A/D para ler um sensor de pressão; um canal de comunicação RS 232 exclusivo para a leitura de uma bússola eletrônica; escrita e leitura em memória.

Uma configuração mínima para atender estas condições poderia ser feita empregando dois 16f877, utilizando apenas comunicação ponto a ponto RS 232 numa hierarquia mestre-escravo.

O escravo ficaria dedicado para o controle de acionamento dos motores. Ao 16f877 mestre caberia: processar o programa principal que determina as ações correspondentes ao objetivo da missão; leitura de dados dos sensores e acionamento das bombas elétricas; gerenciamento de dados da rede de comunicação com os periféricos; aquisição de dados; cálculos matemáticos e envio de sinais de controle, ver Figura 7.1.

Alguns esforços foram empregados para efetivar a arquitetura apresentada na Figura 7.1. Sua principal vantagem está em dispensar um protocolo de endereçamento, uma vez que toda comunicação é feita ponto a ponto via RS 232. Entretanto, a implementação desta arquitetura requer compartilhamento dos recursos e comunicação síncrona entre diferentes microcontroladores operando em atividades distintas, o que introduz complexidades no acompanhamento das atividades do *hardware* durante os testes de desenvolvimento. Desta forma, durante a realização dos testes, empregou-se um único microcontrolador.

Operando uma placa isoladamente esta arquitetura de *hardware* apresenta simplicidade de utilização e baixo custo. O microcontrolador tem valor unitário abaixo de 10 US\$ e pode ser programado em *assembler* ou em linguagem C. A possibilidade de comunicação RS 485, operando em LAN permitiria a implementação de uma arquitetura com processamento paralelo. As desvantagens se dão devido a presença de apenas duas saídas PWM de 0 a 5V, o que limita o uso em acionamentos variáveis.

7.4.1 – Sistema de Envio e Armazenamento de Dados:

Para que as ações de controle pudessem ser implementadas era necessário que os componentes estivessem interligados entre si numa rede de dados. Como elementos de observação, os ROVs são veículos em que a capacidade de captação e

transmissão de dados é determinante na definição de seu desempenho. Esses sistemas requerem transmissão de dados de imagens por cabo a distâncias consideráveis. Aoki (1999), utilizou no ROV Kaiyo transmissão de dados em fibra óptica numa taxa de 840 *megabytes* para atender a cinco canais de vídeo. A comunicação entre o veículo e a base de apoio geralmente utiliza padrão elétrico RS 485 capaz de transmitir dados em até 1200 metros sem requerer repetidores.

A comunicação interna, tanto em ROVs como em AUVs, mais usual entre os elementos sensores, microprocessadores e circuitos de comando de atuadores utiliza o padrão elétrico RS 232 como se vê no AUV MARIUS em Egeskov (1994). Bunce (1998), cita a transmissão de dados em AUVs via sinal VHF de rádio, mas com o veículo no berço de lançamento da embarcação de apoio. Nos ROVs toda a comunicação é estabelecida através do cabo umbilical. Entretanto, o modo mais empregado de comunicação entre a embarcação e o AUV se dá via modems acústicos que operam na frequência do ultrassom.

Sobre os PIC 16F877 podem ser implementados diversos modos de comunicação, I2C, porta paralela escrava, etc., porém foram avaliadas apenas as interfaces de comunicação RS232 e I2C.

Uma solução de baixo custo pode ser obtida com o uso de memórias seriais com escrita e leitura via comunicação "Inter Integrated Circuit" I2C.

Desta forma o sistema de envio e armazenamento de dados foi implementado pela comunicação I2C controlada pelo microcontrolador transferindo dados para a memória serial 24LC256 de 32 *KBytes*. Na mesma placa também foi utilizada a memória serial 24LC5154 de 64 *KBytes*.

Para o teste de degrau em yaw, o 16F877 lia uma lista de dados da bússola TCM2, fazia o tratamento dos dados selecionando o ângulo correspondente ao ensaio e salvava o valor em 2 *bytes* na memória serial em uma taxa de aquisição de 8 Hz.

7.4.1.1 - Interface RS 232:

A comunicação serial utiliza o padrão RS 232, ela só é aplicável para comunicação ponto a ponto, os seja, o ambiente de comunicação envolve apenas dois elementos diretamente ligados, o que corresponde a um endereçamento físico.

Os dados correspondem ao nível de tensão entre os terminais e o terra. Um sinal de 5V a 15V no pino emissor equivalem a um nível lógico 0 e um sinal de -5V a -15V corresponde ao nível lógico 1. No pino de recepção um nível de tensão de 3V a 15V equivale ao 0 lógico, enquanto que -3V a -15V corresponde ao 1 lógico.

O 16f877 possui apenas uma saída serial gerada por *hardware*. Para que fosse possível construir uma arquitetura modular era necessário que o microcontrolador possuisse duas saídas seriais. A alternativa foi utilizar rotinas de *software* que alteram os pinos correspondentes ao pino de emissão TX e recepção RX. Como a comunicação é ponto a ponto deve-se verificar que uma saída TX corresponda na outra porta de comunicação ao pino RX e vice-versa.

A taxa de comunicação não deve exceder 20Kbits/s, sendo adotada em todo o projeto o valor de 9600 baud, com um erro esperado de 0,16%. O comprimento do cabo deve ter no máximo 12m, sendo nessa aplicação de 10m.

Para gerar o padrão elétrico de comunicação RS 232, a placa utilizada emprega o circuito integrado HIN232CP, equivalente ao padrão de mercado MAX232.

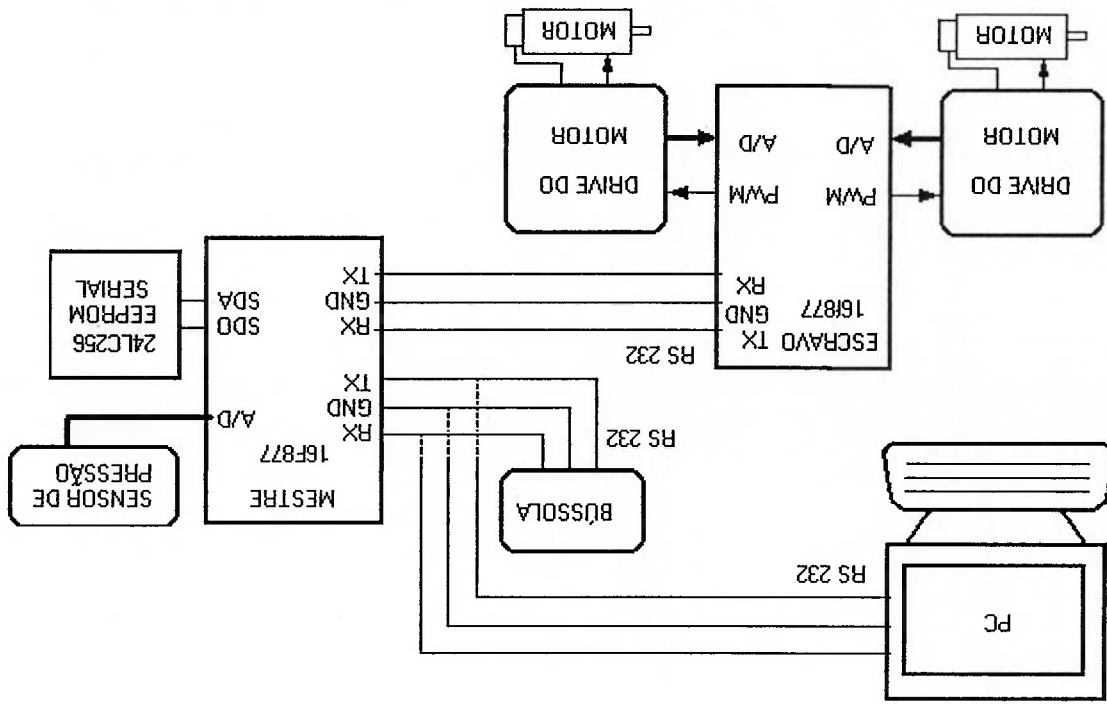


Fig. 7.1 – Possível arquitetura de *hardware* de comunicação RS 232.

7.4.1.2 - Interface RS 485:

Para se implementar a capacidade de processamento paralelo é necessário que os microcontroladores operem com interdependência, para isto é necessária uma rede de comunicação de dados que suporte múltiplos pontos. O padrão RS 485, de aplicação industrial, permite esta condição. A interface de comunicação RS 485 utiliza três fios que correspondem a um fio para transmissão TX, um para recepção RX e um fio terra. Esta configuração permite que a partir de uma única saída serial seja possível se comunicar com até 32 outros componentes. A rede de comunicação é estabelecida entre um microcontrolador mestre e os demais microcontroladores operando como escravos.

Nessa interface, quando o mestre envia um sinal, todos os escravos recebem, entretanto, como o dado deve ser endereçado a um elemento específico, esse dado deve possuir um endereço único que o distingua dos demais. Torna-se necessário para todos os microcontroladores possuírem um protocolo de endereçamento para distinguir se o dado recebido é de sua responsabilidade.

As vantagens comparativas deste modo de transmissão incluem maior imunidade a ruídos e distância para transmissão de dados até 1200m sem o uso de repetidores.

A interface de comunicação RS 485 pode operar em dois modos de envio e recepção, modo *“full duplex”* e *“half duplex”*. O primeiro opera com dois pares dedicados de fios que operam um para envio e outro para recepção, e o segundo com apenas um par fio, mas numa condição de estado triplo, ou seja, cada elemento da rede está momentaneamente “separado” das linhas de comunicação por um estado de alta impedância. Este estado só é alterado na transmissão quando ele envia um dado ou quando é habilitado na recepção.

As vantagens recaem sobre a maior complexidade do tratamento dos dados recebidos e transmitidos, ver Figura 7.2. Desta forma o padrão de comunicação foi adotado com base na comunicação RS 232. Como o processamento paralelo não foi implementado, o padrão de comunicação RS 485 torna-se indicado para trabalhos futuros.

No caso dos periféricos que possuem apenas comunicação RS 232 podem ser

empregados conversores de padrão elétrico para a leitura do sinal RS 485 na forma

RS 232 através da porta serial de um PC.

Uma das saídas de comunicação serial da placa pode ser configurada para

gerar o padrão elétrico de comunicação RS 485, para isto emprega o circuito

integrado SN75176, equivalente ao padrão de mercado MAX485.

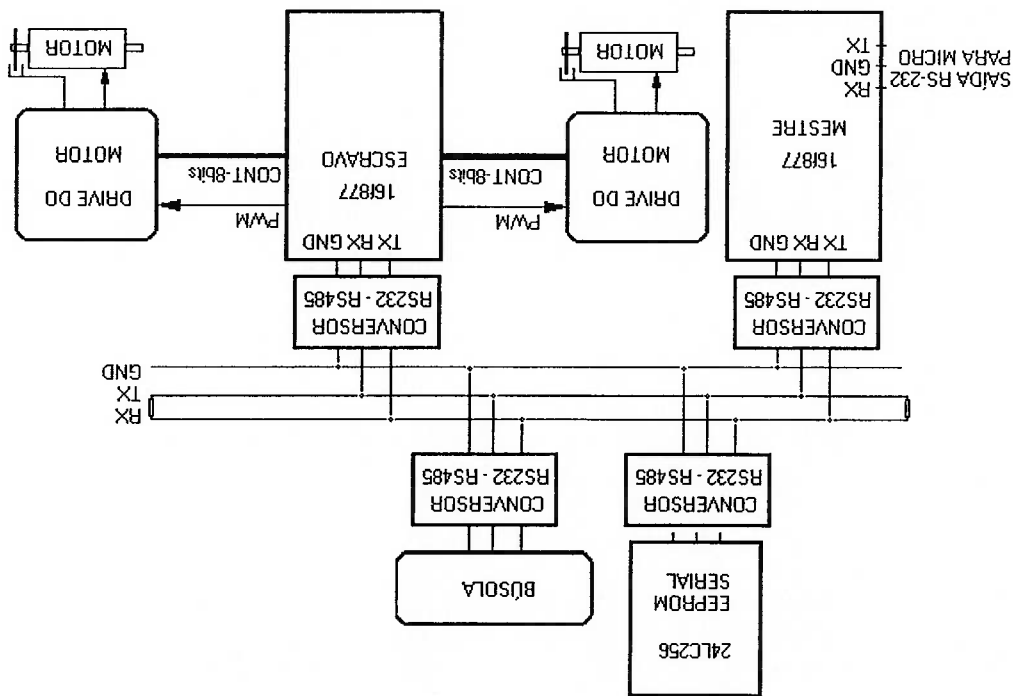


Fig. 7.2- Possível arquitetura para comunicação via RS 485.

7.5 – Sistemas de Manobra:

Os movimentos *sway* e *heave* não são controlados diretamente no veículo,

sendo o segundo uma condição necessária nos ROVs. Desta forma o controle de

movimentos fica limitado aos graus de liberdade relativos aos deslocamentos em

surge, yaw e pitch, ver Figura 7.3 e 7.4.

O veículo deve se comportar de modo estável para o movimento em *roll*,

devido à presença de forças restauradoras agindo sobre o centro de gravidade e o

centro de flutuação CG e CB. Isto pode ser verificado observado-se a Tabela 4.2,

onde o componente vertical do centro de gravidade, $CG_z = 0,065m$, está abaixo do

centro da seção transversal (0,069m). Desta forma o sistema torna-se estável,

conforme foi visto no item 4.2, Centro de Gravidade e Centro de Flutuação, fazendo

com que as perturbações dinâmicas relativas a este grau de liberdade fossem desprezadas.

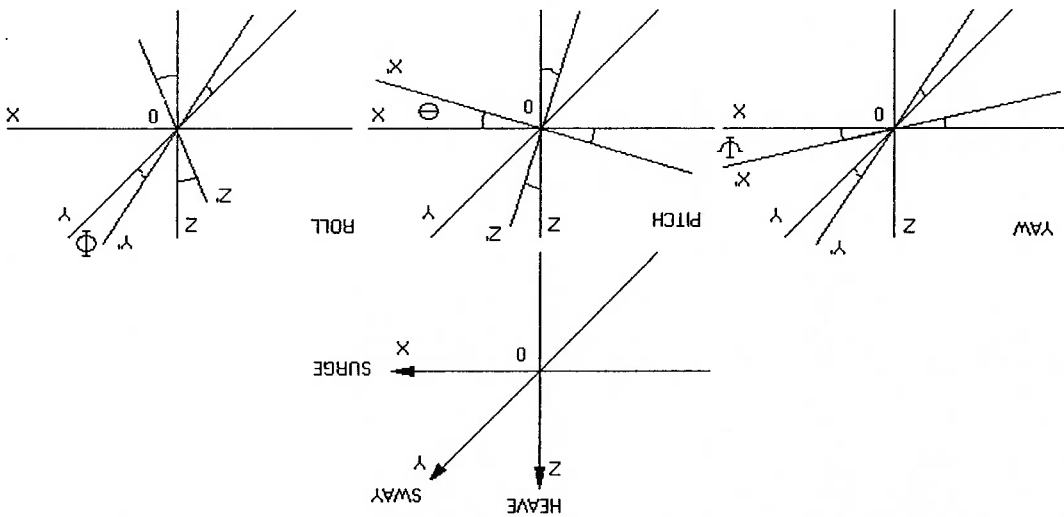


Fig. 7.3 – Nomenclatura para deslocamentos e rotações de um corpo rígido.

O deslocamento em *surge* se dá pela ação simultânea e balanceada dos dois propulsores. A rotação em *yaw* é obtida pelo acionamento simultâneo, mas desbalanceado dos propulsores. O deslocamento em *heave* está acoplado ao deslocamento simultâneo tanto em *surge* como em *pitch*.

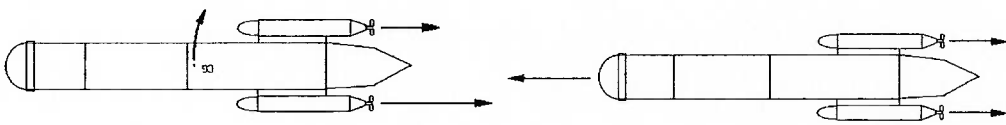


Fig. 7.4 – Movimentos de *surge* e *yaw*, configuração AVU.

7.5.1 - Acionamento dos Motores:

Cada propulsor é acionado por um circuito “*driver*”, sendo os dois circuitos de acionamento controlados por um microcontrolador PIC 16877. A malha de controle opera do seguinte modo: o microcontrolador, a partir de uma referência digital, lê o sinal analógico gerado em um tacômetro e convertido no A/D de 8 bits correspondente à rotação atual do motor, soma o erro e aplica o valor corrigido em

um controlador PI, Rossato (2002), que envia para o circuito de acionamento um sinal PWM.

7.5.1.1 – Controle de Pitch:

Manobras de imersão e emersão devem ser feitas pelo deslocamento do centro de gravidade em torno do centro de flutuação, através da transferência de massa entre dois tanques dispostos nas extremidades do veículo de modo a maximizar o momento dessas massas sobre o CG, ver Figura 4.5.

Adotou-se a água como fluido de trabalho, entretanto poderia se utilizar outros fluidos como, por exemplo, a glicerina que possui densidade ligeiramente superior. As bombas utilizadas são de aplicação automotiva para limpeza de para-brisas. O volume de trabalho máximo a ser transferido é de um 0,78 litro. Verificou-se que essas bombas têm vazão aproximada de 24 litros por minuto, o que perfaz o transporte de 0,4 l/s. Desta forma, para ser controlável era preciso se estabelecer um acionamento proporcional, para isto se utilizou uma onda quadrada com chaveamento em intervalos de tempo de 25ms, entre cada acionamento era feita a leitura do sinal de resposta da bússola, ver Figura 7.5.

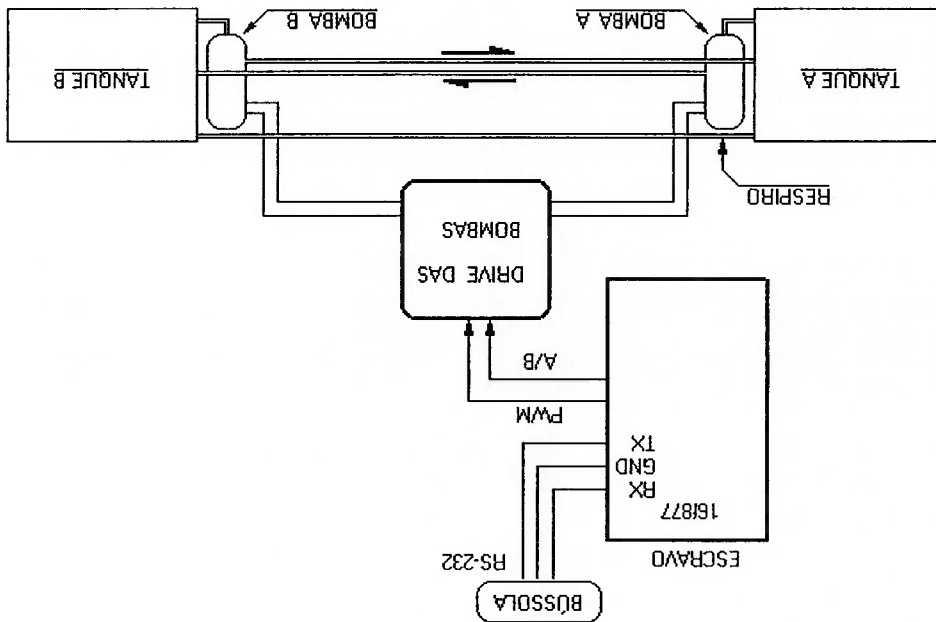


Fig. 7.5 – Esquema para o controle de pitch.

7.5.2 – Modo AUV:

Uma vez que os movimentos em *surge* e em *yaw* já estão garantidos, resta estabelecer o deslocamento vertical. O grau de liberdade requerido para efetuar deslocamentos em *heave* pode ser feito diretamente pela aplicação de propulsores verticais, esta é a solução básica quando se considera os modelos de ROVs com envelope aberto. Entretanto, em AUVs de envelope fechado a adoção de propulsores verticais apesar de gerarem um ganho no posicionamento dinâmico provocam um aumento das perdas hidrodinâmicas para o deslocamento em *surge*. Trata-se de uma solução de compromisso entre autonomia e mobilidade a ser definida pelas características da missão na qual o veículo deva ser empregado.

Uma alternativa de menor custo e maior simplicidade de controle pode ser obtida pela composição do movimento de *heave*, obtido pela adição do movimento em *surge* e com o movimento em *pitch*, ver Figura 7.6.

O controle de *pitch* requer soluções do tipo superfície de controle e ou variação de lastro entre tanques dispostos nas extremidades do veículo.

O primeiro caso é indicado para velocidades acima de 1,5 m/s, THOMAS (1982). O acionamento da superfície de controle implica na presença de pelo menos um atuador com eixo que vaze o casco. Impõe um aumento no número de apêndices pela presença do profundor. Requer ainda um *drive* de acionamento e um microcontrolador para efetuar o controle de posição.

O sistema de deslocamento de lastro é mais eficiente em baixa velocidade, tendo sido adotado considerando as razões anteriormente expostas.

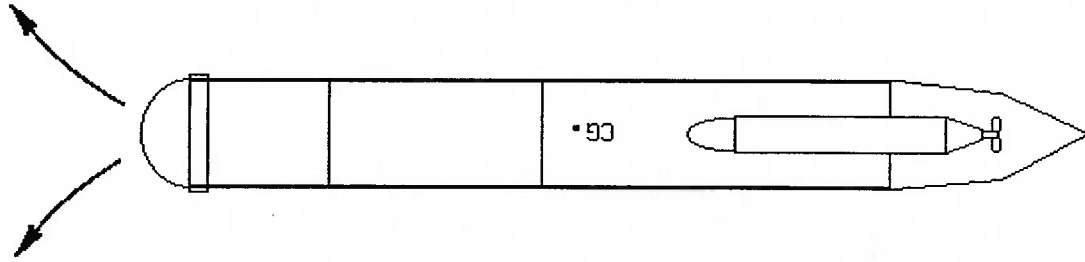


Fig. 7.6 – Movimento de *pitch*, configuração AUV.

7.5.3 – Modo ROV:

O deslocamento em *surge* e *yaw* é o mesmo previsto para a configuração AUV.

Uma vez que nos ROVs se deseja um alto grau de manobrabilidade em pequenos deslocamentos, o movimento em *heave* deve ser independente, desta forma, o ROV deve ser dotado de um módulo com propulsor vertical. A condição ideal é a de que ele esteja posicionado na mesma posição longitudinal do CG do veículo para não gerar momentos quando acionado.

7.6 – Avaliação Experimental de Desempenho:

Para se verificar a validade do protótipo como uma plataforma de teste, foram realizados alguns experimentos no intuito de se levantar parâmetros de comportamento dinâmico, isso em situações controladas para os deslocamentos em *pitch* e em *yaw*. Para isso foram efetuados os seguintes testes:

- Ziguezague em *pitch*;
- Degrau em *pitch*;
- Ziguezague em *yaw*.

7.6.1 – Ensaio de Ziguezague em *Pitch*:

O primeiro teste tinha por objetivo avaliar o comportamento dinâmico da plataforma para o controle de movimento em *pitch* pela variação do ângulo de *pitch*. Consistiu em se acionar uma das bombas, de modo a se transferir massa líquida (água) a vazão constante de um tanque para outro, estando cada um numa das extremidades do casco, e com isto gerar um momento sobre o centro de flutuação, ver Figura 4.5. As bombas foram chavadas em uma onda quadrada utilizando-se mosters IRF540, sendo os tempos em baixa e em alta da onda definidos pelo usuário. Para realização do ensaio, a plataforma de teste foi fixada por um vínculo que permitisse apenas o grau de liberdade correspondente ao ensaio.

A cada ciclo do programa, a medida que a inclinação era gerada, o microcontrolador 16F877 lia o ângulo de *pitch* enviado pela bússola eletrônica via RS 232, e o salvava na memória serial *eprom* 24LC256. Uma vez que o ângulo ultrapassava um valor limite a bomba que estava sendo acionada era desligada e a outra bomba entrava em operação, deslocando a massa líquida no sentido contrário de modo a inverter a inclinação até que novamente alcança-se o ângulo limite, no caso de $\pm 15^\circ$. Ao fim de um determinado período de oscilações os valores dos

ângulos eram lidos da memória pelo microcontrolador que as enviava para um PC via RS 232.

Sobre o esquema apresentado na Fig.7.5 verificou-se a necessidade de introduzir válvulas de retenção nas mangueiras que ligavam a descarga da bomba com ao tanque oposto. Uma vez que os tanques eram vasos comunicantes, quando o sistema saía da posição horizontal havia transferência de massa por gravidade, alterando a transferência de massa e invalidando o ensaio. Com a introdução das válvulas de retenção a vazão em regime passou de 0,4 l/s para 0,33 l/s. O sistema de transferência de massa utilizando-se bombas apresentou os seguintes problemas:

- A transferência de líquidos levou há pequenos vazamentos internos ao casco, no mesmo ambiente das placas eletrônicas;
- A necessidade de tingir o fluido para se detectar se os vazamentos eram dos tanques internos ou se havia ocorrido vazamentos pelos flanges;
- A presença de três mangueiras congestionou o espaço para a montagem das placas eletrônicas;
- Para se efetuar a montagem do sistema era necessário que o comprimento das mangueiras fosse ligeiramente superior a distância entre os tanques. Ao se fechar o sistema havia a possibilidade das mangueiras flexíveis se dobrarem a ponto de praticamente bloquear o fluxo, introduzindo perdas de carga e alteração do comportamento do sistema. A solução encontrada foi introduzir internamente mangueiras com maior rigidez nos pontos críticos forçando a manutenção das curvas após o fechamento.

Na Figura 7.7 observa-se o resultado de dois ensaios para a mesma taxa de transferência entre os tanques. Verifica-se uma taxa de variação de $8,3^{\circ}\text{s}^{-1}$ para uma vazão de 72ml/s, o que resultou num período de oscilação de 14s com *overshooting* variando de 45 a 70%.

Este teste tinha por objetivo avaliar o comportamento dinâmico para o movimento de *pitch* quando aplicado uma entrada em degrau. Nesse caso

7.6.2 – Ensaio de Degrau em *Pitch*:

Fig. 7.8 – Plataforma durante ensaio de *pitch*.

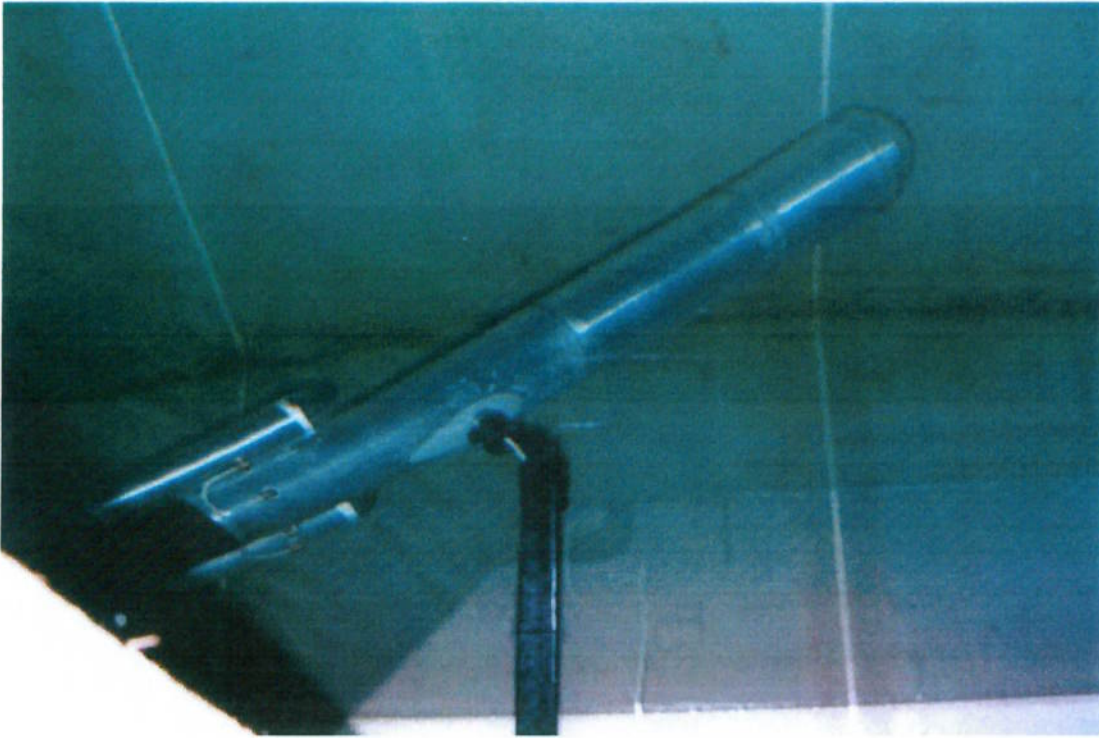
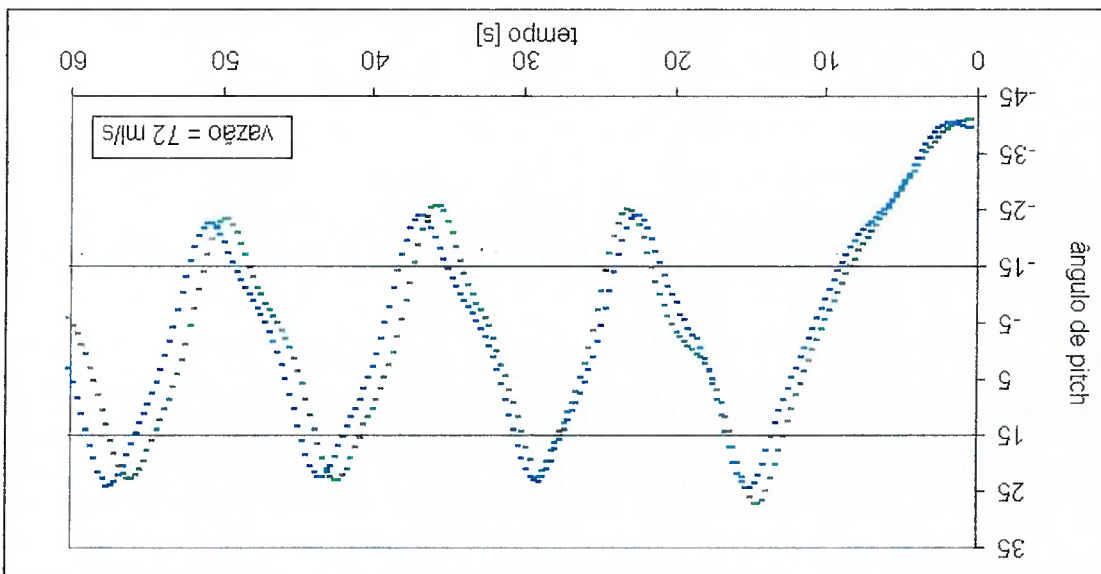


Fig. 7.7 – Variação angular do eixo longitudinal em torno do ângulo de *pitch*.



correspondia a uma rápida transferência de massa entre os tanques, partindo de uma posição de equilíbrio.

O valor de transferência era definido pelo usuário no início do ensaio. Através do tempo de acionamento de uma das bombas, o volume transportado correspondente ao tempo de acionamento deveria ser medido experimentalmente. Para que o degraú pudesse ser iniciado, o microcontrolador encarregado do gerenciamento do ensaio lia o ângulo de *pitch* a partir de uma posição qualquer e caso a inclinação da plataforma estivesse fora do intervalo -1° a $+1^\circ$ uma das bombas era acionada para transferir pequenos volumes para o tanque oposto, de modo a reduzir a inclinação até que o ângulo estivesse dentro do intervalo e nele permanecesse por 1,5s.

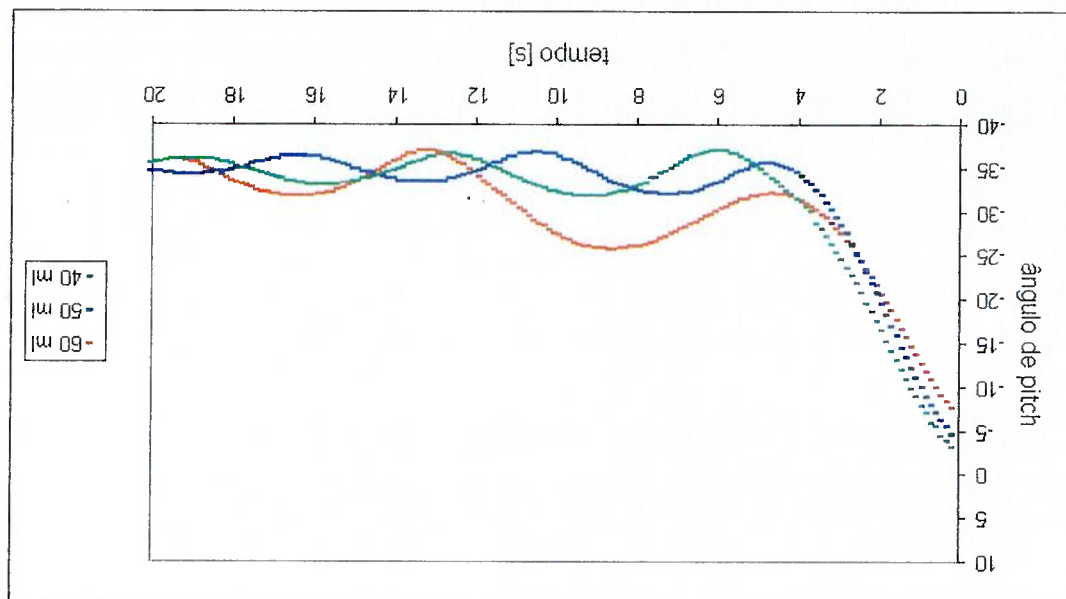


Fig. 7.9 – Resposta do sistema com uma entrada em degrau.

Analisando o comportamento do sistema de acordo com a eq. 4.3, e utilizando-se os valores da Tabela 4.2, verifica-se que para uma transferência de massa de 60g obtém-se o valor de $BG = 0,004\text{mm}$ ($BG=CG-CB$). Aplicando esses valores na eq. 4.3 a inclinação resultante seria de $36,4^\circ$, o que está de acordo com os valores obtidos experimentalmente na Figura 7.9. A taxa de variação do movimento em torno de $8,75^\circ\text{s}^{-1}$ indica um sistema com resposta dinâmica com boa sensibilidade.

7.6.3 – Ensaio de Ziguezague em Yaw:

Este teste tinha por objetivo avaliar o comportamento dinâmico da plataforma para o controle de movimento em yaw pela variação do ângulo de yaw. Consistiu em se gerar um momento sobre o eixo z pela diferença de empuxo entre os propulsores, o que foi obtido pela diferença de rotação entre os propulsores. No início de cada ensaio o usuário poderia introduzir um valor de 8 bits, entre 0 e 255, correspondentes às rotações para cada um dos propulsores.

O programa de gerenciamento do teste também operava o programa de controle PI para os motores, sendo acionado por interrupções a cada 0,188s.

A cada ciclo do programa, a medida que a variação de rumo era gerada, o microcontrolador 16f877 lia o ângulo de yaw enviado pela bússola eletrônica via RS 232, e o salvava na memória serial *eprom* 24LC256. Uma vez que o ângulo ultrapassava um valor limite, no caso de $\pm 15^\circ$, o programa de controle invertia as referências para o acionamento dos motores, ou seja, alternava o valor absoluto das rotações para cada motor sem alterar o sentido de rotação, gerando um momento no sentido inverso. Ao fim de um determinado período de oscilações os valores dos ângulos eram lidos da memória pelo microcontrolador que as enviava para um PC via RS 232. A cada leitura e gravação do ângulo de yaw também se gravava o valor de leitura dos tacômetros. O esquema utilizado é apresentado na Figura 7.10.

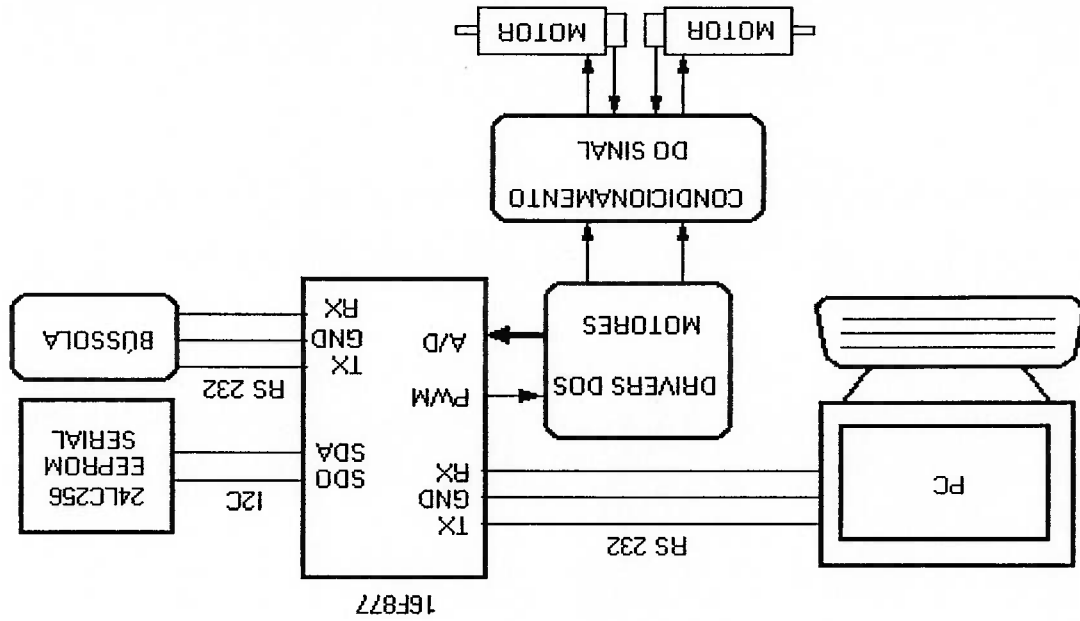


Fig. 7.10 – Esquema de controle e acionamento para ensaio de ziguezague em yaw.

Nas Figuras 7.12 a 7.17 são apresentados os resultados para diferença de rotação dos propulsores (Δ) de 600, 800 e 1000 rpm. O sistema se mostrou insensível para Δ menores que 600 rpm. Verifica-se que as curvas apresentam uma pequena falta de similaridade em torno da posição de equilíbrio. Esse fato se explica por problemas de alinhamento durante a montagem do ensaio, o que gerou uma pequena força componente que tendia a deslocar a plataforma da posição de equilíbrio, que neste caso correspondia à orientação de 0° com relação ao pólo magnético da terra.

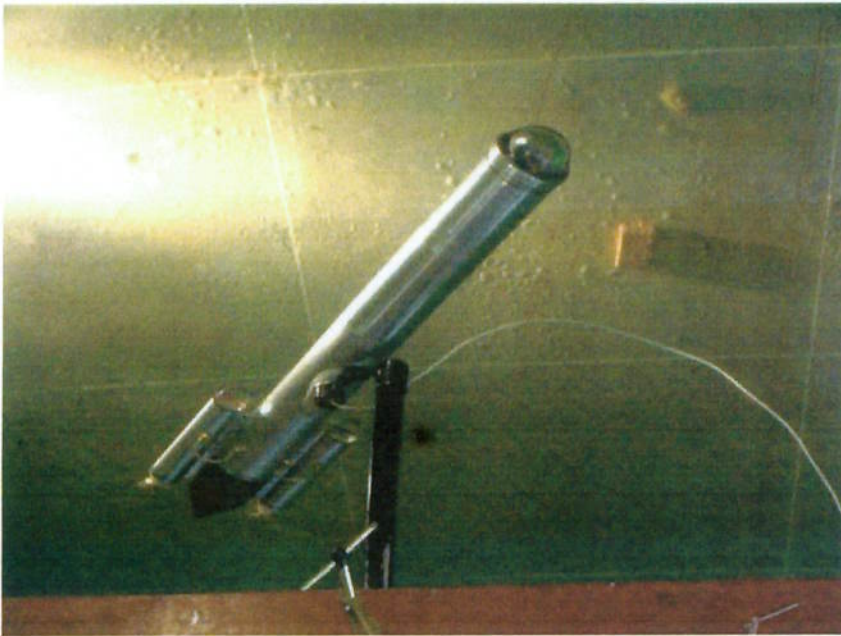


Fig. 7.11 – Plataforma durante ensaio de ziguezague em yaw.

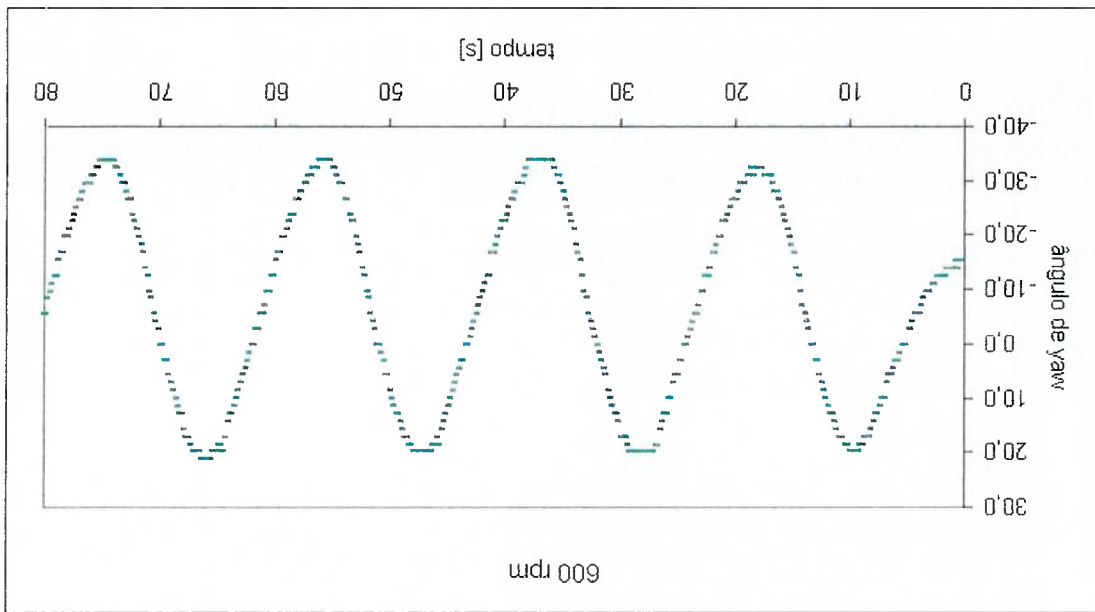


Fig. 7.13 – Variação média do ângulo de yaw de $6,2^{\circ}\text{s}^{-1}$ para $\Delta = 600$ rpm.

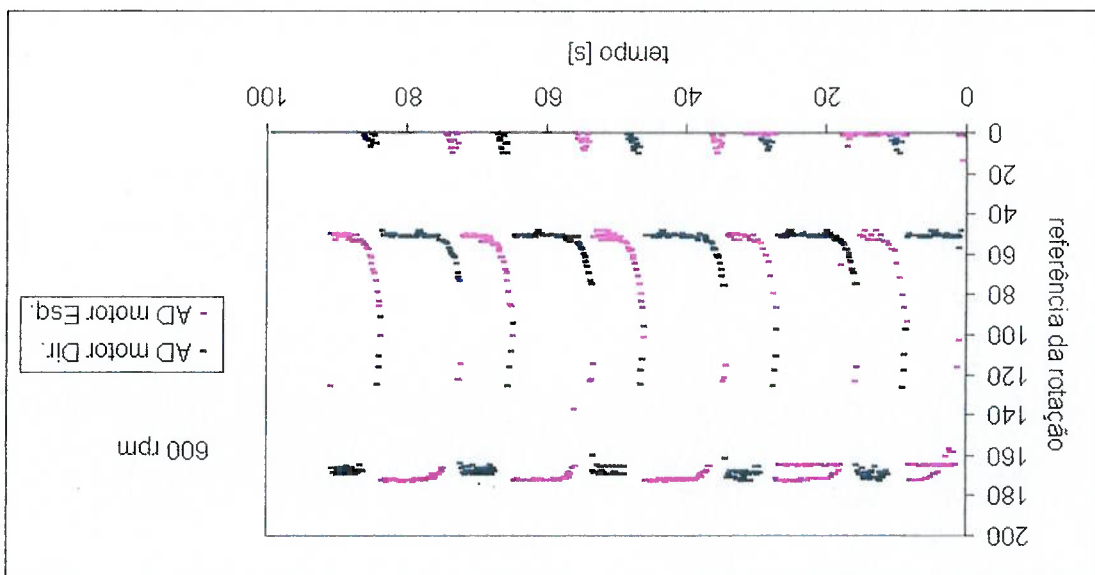


Fig. 7.12 – Valores da realimentação dos tacômetros para $\Delta = 600$ rpm.

Fig. 7.15 - Variação média do ângulo de yaw de $6,47^{\circ}\text{s}^{-1}$ para $\Delta = 800$ rpm.

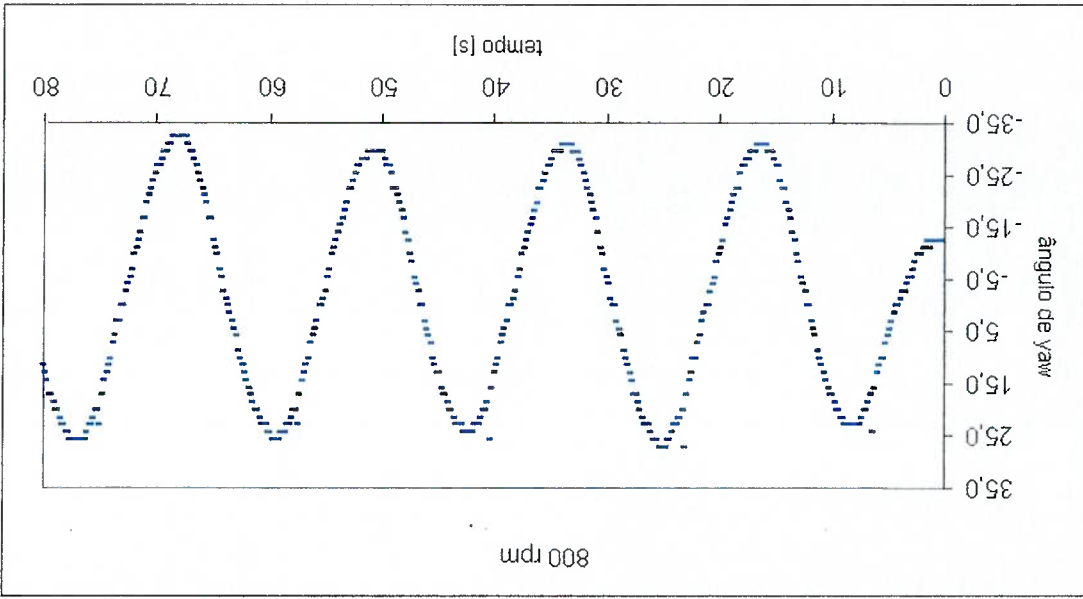
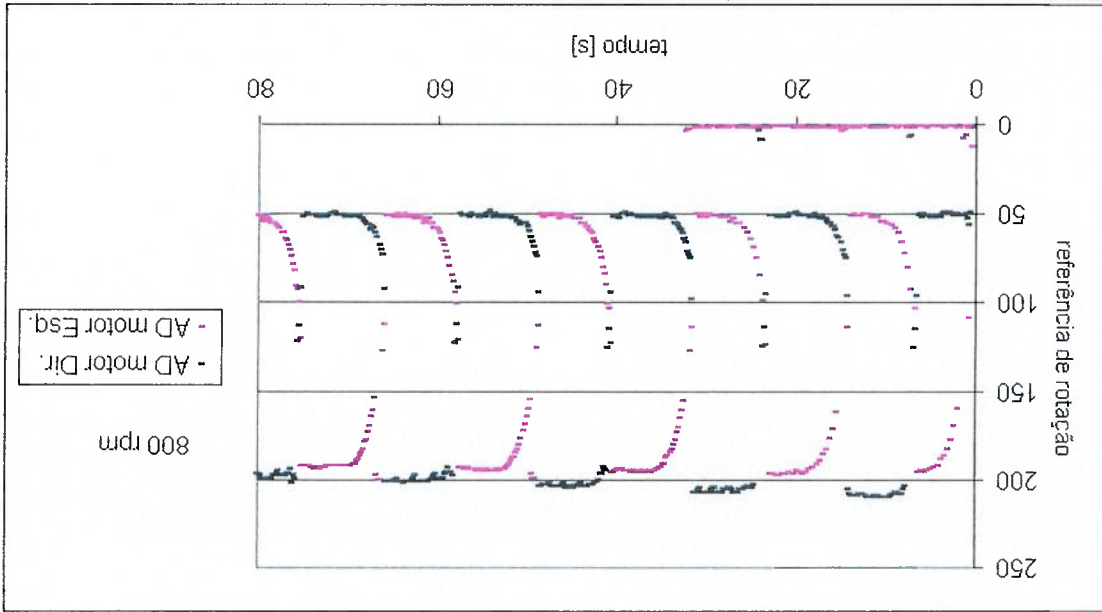


Fig. 7.14 - Valores da realimentação dos tacômetros para $\Delta = 800$ rpm.



Na Figura 7.18 verifica-se o aumento progressivo dos períodos na medida em que se aumenta o Δ entre as rotações dos propulsores, podendo esta avaliação ser aplicada para situações de controle em que se pretenda um tempo de resposta variável.

Fig. 7.17 – Variação média do ângulo de yaw de $6,48^\circ s^{-1}$ para $\Delta = 1000rpm$.

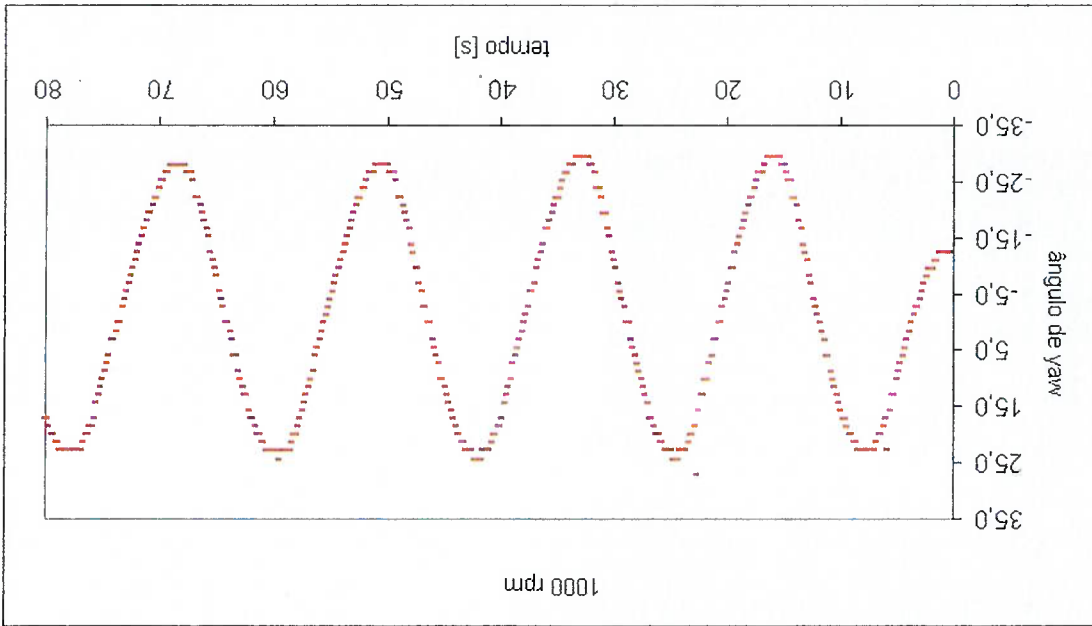
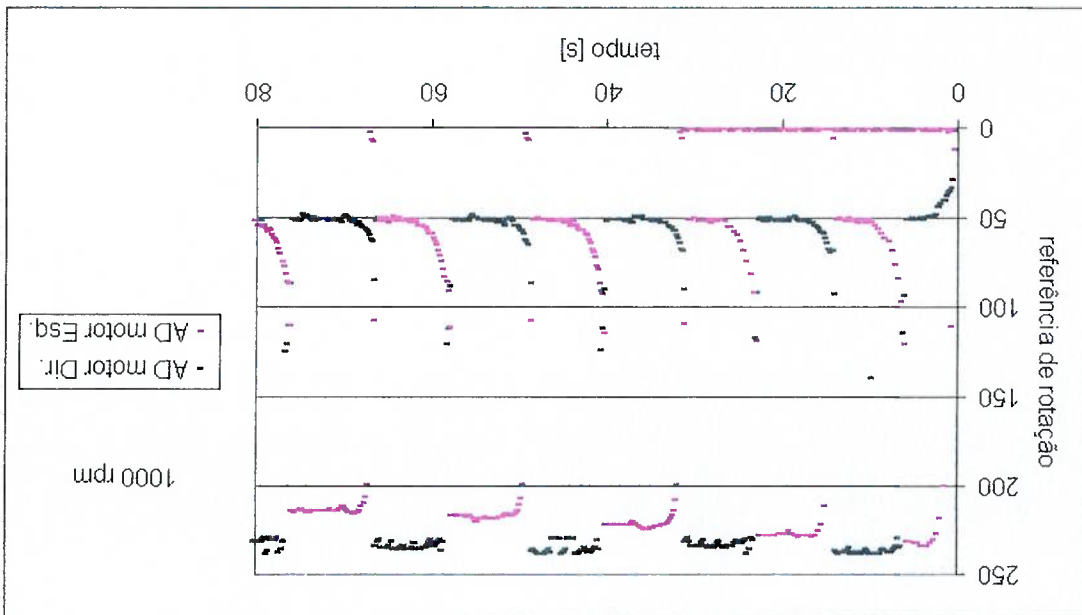


Fig. 7.16 – Valores da realimentação dos tacômetros para $\Delta = 1000 rpm$.



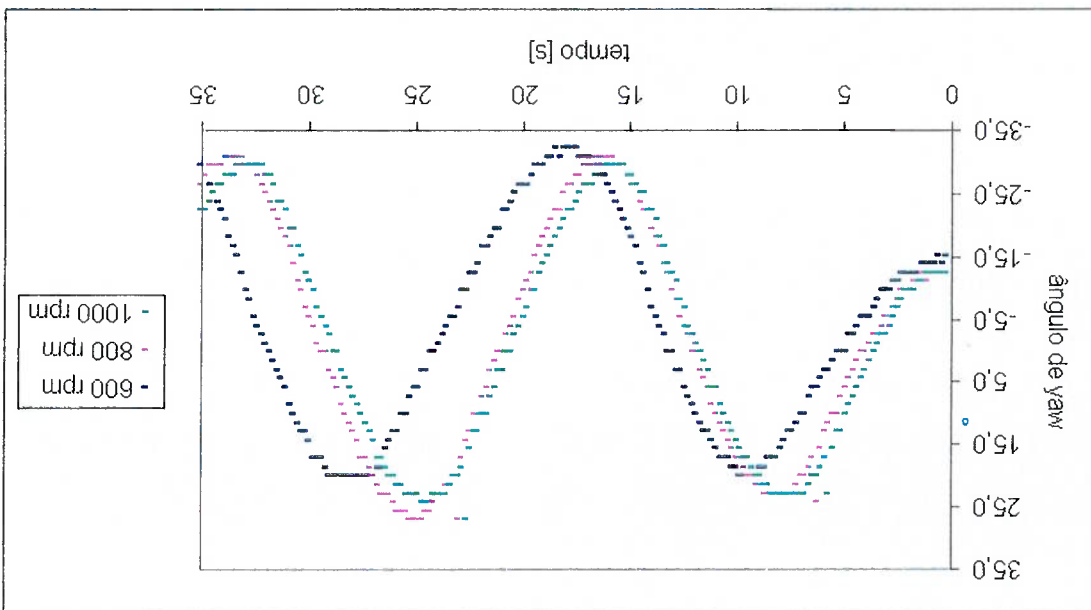


Fig. 7.18 – Variação do período em função do Δ nos propulsores.

Capítulo 8

CONCLUSÕES

8.1 – Introdução:

Neste capítulo pretende-se avaliar, além dos resultados objetivos dos testes de validação com a plataforma proposta, os custos e os problemas encontrados na sua implementação. A partir desta análise, são propostos aperfeiçoamentos nas etapas futuras do seu desenvolvimento.

8.2 – Custos:

O produto final alcançado neste trabalho corresponde a uma plataforma de testes para veículos submersíveis configurável como ROV ou AUV. A configuração ROV dispõe de domo transparente, câmara digital, mecanismo de acionamento, conector e cabo de 10m com 12 vias para testes em tanque de prova.

Apresentamos a seguir algumas considerações acerca do custo de desenvolvimento e do custo do produto final.

Considerou-se como sendo custo de desenvolvimento, o montante de recursos utilizados, inclusive os elementos que foram abandonados ou substituídos. Sobre este valor foram desprezados os seguintes custos: mão-de-obra relativa as horas trabalhadas em engenharia de projeto e desenvolvimento da estrutura; desenvolvimento do *hardware; softwares* de controle e aquisição de dados. O valor total destes custos é apresentado na Tabela 8.1, em um item a parte uma vez que representa um valor superior ao custo total de desenvolvimento. O valor foi obtido considerando dez meses de trabalho com a hora de trabalho do engenheiro fixa em 11,4 US\$, valor atualmente adotado pelo o CREA – SP, considerando a cotação de 3,6 reais por dólar.

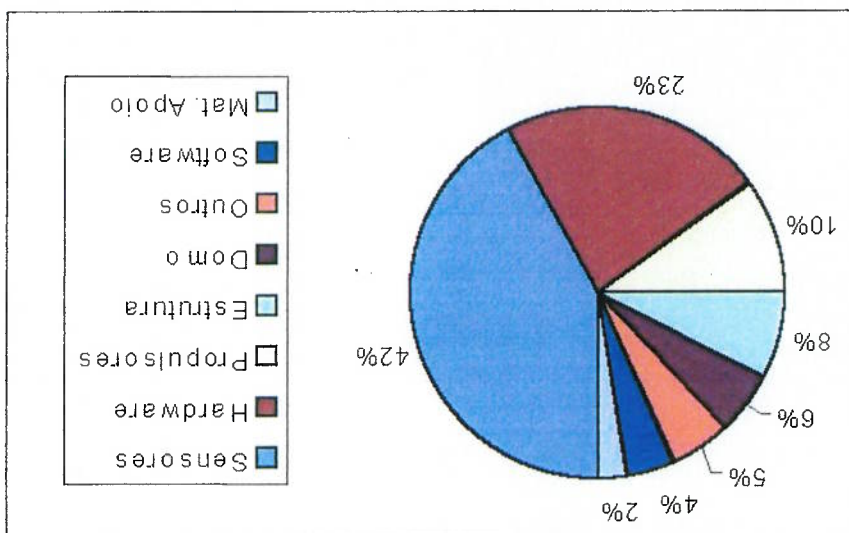
O custo do produto final corresponde ao montante de recursos empregados no protótipo durante a execução dos testes.

Como resultado dos testes apresentados no item 7.3.4, Implementação e Avaliação Experimental de Desempenho, a plataforma mostrou-se capaz de ser utilizada para o levantamento de parâmetros para o projeto de controladores.

O movimento do ângulo de *pitch* através da transferência de massa por bombas apresentou taxa de variação entre $8,3$ a $7,0^{\circ}s^{-1}$ para vazões entre 72 a $80ml/s$, o que resulta em períodos de oscilação em torno de $14s$, ou seja, a variação de inclinação entre $\pm 15^{\circ}$ ocorre em menos de $7s$, desprezando-se o sobre-sinal, ver Figura 7.7. Esse ensaio

8.3 – Análise dos Resultados:

Fig. 8.1 – Distribuição relativa dos custos de desenvolvimento.



Na Figura 8.1 estão relacionados os custos de desenvolvimento dividido em itens percentuais. Observa-se que os itens específicos, propulsores e domo, foram incluídos entre os itens genéricos em função do seu significativo custo relativo.

Item	Valor US\$
Desenvolvimento	2.760,00
Produto Final (plataforma)	1.580,00
Horas de projeto e desenvolvimento	18.280,00

Tab. 8.1 – Distribuição dos custos de desenvolvimento

foi realizado sem o deslocamento do veículo. O resultado dinâmico sobre a variação de profundidade que será provocada, seria mais significativo devido ao aparecimento da força de sustentação sobre o casco, se o teste fosse feito com o deslocamento da plataforma, uma vez que em deslocamento longitudinal a introdução de um ângulo de ataque geraria uma força de sustentação que tenderia a acelerar o deslocamento transversal.

Apesar de ter tido um bom desempenho dinâmico, o método de transferência de massa por bombas elétricas apresentou montagem trabalhosa e de confiabilidade duvidosa, uma vez que, em algumas situações, as bombas poderiam transferir toda a massa de um tanque para o outro, podendo ficar cheias com ar, o que dificulta a sucção implica na necessidade de serem escorvadas. A presença das mangueiras passando pelo compartimento de montagem das placas eletrônicas constitui-se num empecilho à parte, devendo ser reviso em trabalhos futuros.

O sistema de movimentação do ângulo de yaw apresentou comportamento dinâmico com taxas de variação de rumo entre $6,2$ a $6,48^{\circ}s^{-1}$ para diferença de rotação (Δ) entre propulsores variando entre 600 a 1000 rpm. Aqui também é válida a análise de que os efeitos do deslocamento transversal podem ser melhorados se avaliados com o deslocamento da plataforma.

Verifica-se uma proximidade de valores entre as taxas de variação para os movimentos em $pitch$ e em yaw , indicando similaridade de comportamentos para deslocamentos nos planos horizontal e vertical.

O microcontrolador PIC 16f877 20P mostrou-se capaz de atender as tarefas que foi levado a desempenhar, apesar de ter apresentado limitações de memória ram para programas que requerem maior processamento de cálculos matemáticos.

O sistema de aquisição e armazenamento de dados via memória serial mostrou-se adequado às dinâmicas do veículo, e apresentou desempenho satisfatório para uma solução de baixo custo.

A vedação dos flanges do corpo principal, uma vez modificada para utilizar anéis de vedação, apresentou comportamento satisfatório para baixas pressões em que foram realizados os testes. A vedação dos propulsores, para tornar-se satisfatória, necessitou

além dos anéis de vedação, da aplicação de cola a base de silicose sobre os elementos conectados por rosca.

8.4 – Problemas no Desenvolvimento e na Implementação:

Ao longo da construção da plataforma e da realização dos testes, além da fabricação dos componentes, tornou-se necessário o desenvolvimento de inúmeros dispositivos auxiliares, como:

- Porta-ferramenta especial para a usinagem do domo;

- Adaptação de ferramentas para montagem e desmontagem;

- Berço para armazenamento e transporte;

- Junta articulada com um grau de liberdade para realização dos testes de

movimentos em *pitch* e *yaw*.

Além destes, notou-se a necessidade de outros componentes de suporte, descritos

a seguir.

A utilização de um cabo para testes com apenas 10 m de comprimento, apresentou torções e deformações indesejadas durante seu manuseio o que provocou desgaste prematuro.

A deposição da plataforma na água foi feita manualmente, expondo-a a riscos de choques com as paredes do tanque de testes.

As hélices também precisam de maior proteção, uma vez que poderiam sofrer danos durante o manuseio.

O corpo de saída, construído a partir de um bloco de placas coladas de madeira, apresentou variação dimensional e descolamento das placas.

A montagem das placas eletrônicas dispunha de pequeno espaço interno, o que tornou trabalhosa e lenta a montagem do *hardware* utilizado ao longo dos testes.

A arquitetura das placas de controle distribuído com processamento paralelo não foi implementada como previsto na abordagem modular inicial.

8.5 – Aperfeiçoamentos e Continuidade em Trabalhos Futuros:

As deformações sobre o cabo poderiam ser reduzidas ou eliminadas com o uso de um carretel de armazenamento.

Os riscos de danos no lançamento podem ser evitados com o desenvolvimento de dispositivos de lançamento e ancoragem específicos.

A proteção das hélices pode ser feita com a utilização de *nozzles*.

O armazenamento das placas eletrônicas pode ser resolvido com a utilização de uma “gaveta” que permita que a montagem do *hardware* eletrônico seja feita externamente ao casco, facilitando assim a correção de falhas em bancada, agilizando os procedimentos de montagem e desmontagem e tornando o sistema mais robusto.

O corpo de saída deve ser substituído por uma peça plástica.

Para aumentar o desempenho da arquitetura de controle, mantendo-se seu baixo custo, é necessário a expansão do *hardware* atual para um sistema distribuído, conectado por uma rede de comunicação, como a RS 485, por exemplo.

Uma vez que o sistema de controle de inclinação do ângulo de *pitch* através de transferência de massa com bombas apresentou baixa confiabilidade, deve-se avaliar um sistema de deslocamento de massa sobre um guia linear para substituí-lo.

Para permitir um melhor posicionamento dinâmico para a configuração ROV é necessário introduzir propulsores verticais, em compartimentos modulares, de modo a possibilitar deslocamento independente em *heave* para a configuração ROV.

Introduzir sensores, por exemplo, sensor de altitude e sonar frontal, e aumentar a capacidade de processamento, de modo a permitir maior autonomia para a configuração AUV.

São propostas três tipos de execuções, que podem ser vistas na Figura AA.1. A primeira é exatamente um hemisfério em acrílico com uma espessura a ser determinada para suportar a pressão máxima de mergulho, capaz de proporcionar

AA.2.1 – Escolha da Forma do Domo:

O domo tem simultaneamente funções estruturais, de fechamento do casco, de penetração hidrodinâmica e de interface entre o meio e o elemento sensor ótico. Essa última condição exige que ele seja transparente. Dessa forma a escolha quanto ao material recai principalmente sobre o acrílico e o policarbonato. O segundo apresenta qualidades superiores, mas a obtenção de um domo hemisférico requereria a confecção prévia de um molde de injeção, o que torna o uso deste material limitado para aplicações em larga escala de produção. Janelas de acrílico tem sido vastamente aplicadas na obtenção de visores para veículos submersíveis, ver Stachiw (1982).

No capítulo 3, Projeto do Casco, é apresentada uma discussão acerca da interferência da forma do corpo frontal (domo) e do corpo de saída (cone), no desempenho hidrodinâmico.

AA.2 – Corpo Frontal do ROV - Domo:

Ao tentar encontrar soluções mais adequadas aos sistemas de um veículo híbrido foram desenvolvidos alguns componentes cujos aspectos construtivos representam soluções a alguns dos problemas pertinentes ao formato geral do veículo. Neste grupo de problemas se enquadram a obtenção de um domo transparente, os mecanismos de acionamento de uma câmera de vídeo (*tilt and pan*), o encapsulamento do motor e da lâmpada, bem como a vedação do eixo e dos cabos externos ao veículo.

AA.1 – Introdução:

ASPECTOS CONSTRUTIVOS

ANEXO A

visão panorâmica em um ângulo sólido de 180°. Na segunda o domo é feito em alumínio, possuindo uma janela possibilitando visão panorâmica e outra visão radial. O terceiro também possui duas janelas, mas trata-se de um tronco de cone em alumínio com uma janela plana no topo.

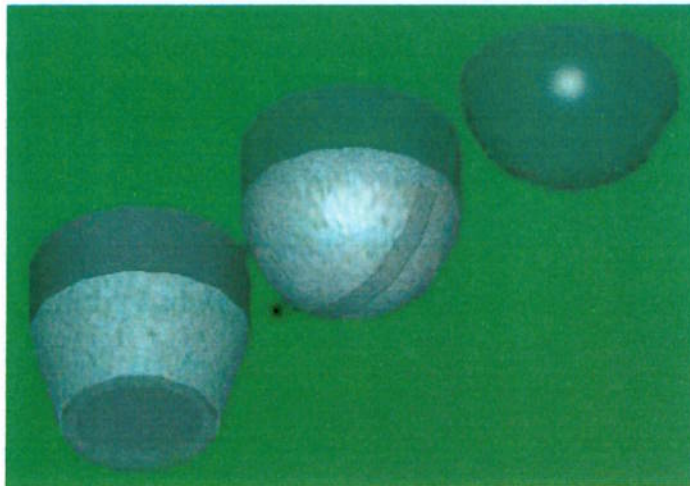


Fig. AA.1 – Possíveis formatos para o domo.

A obtenção do domo pela moldagem em acrílico pode ser feita por aquecimento de uma placa do material sobre um molde hemisférico com raio externo igual ao raio interno desejado. A conformação de uma placa sobre uma curva cilíndrica tende a gerar deformações superficiais devido à compressão das camadas internas. Numa curvatura esférica este efeito é acentuado, uma vez que um ponto afastado do centro de curvatura terá suas camadas internas comprimidas pelo efeito radial em dois planos. Este efeito pode ser desprezado quando são empregadas pequenas espessuras, caso contrário pode ser eliminado pela estampagem a quente, mas este procedimento requer a construção de um molde, o que não se justifica neste projeto. O processo de moldagem a quente pode ser visto em Stachiv (1982). O método mais simples de execução, que permite a obtenção da curvatura desejada, não limitada pelas espessuras padronizadas das placas e sem a necessidade de moldagem a quente é a usinagem do domo a partir de um tarugo, sendo as superfícies côncava e convexa obtidas por aproximações e polimento, entretanto trata-se de um material de custo considerável. A primeira configuração possui boa visão frontal e limitada visão radial, mas possibilita o uso de apenas uma câmera.

A segunda alternativa permite que as janelas sejam obtidas pelo simples corte transversal em um tubo, podendo o domo em alumínio ser obtido por usinagem ou por estampagem. A janela frontal impõe alguma dificuldade de vedação. A determinação da espessura da janela de acrílico equivale ao de um cilindro sob pressão externa. A configuração apresenta visão panorâmica frontal limitada pela largura da janela e apresenta boa visão radial, mas requer o uso de duas câmeras. A terceira opção é a de mais simples execução, mas introduz um plano na face, o que concentra tensões sobre a janela e aumenta as perdas hidrodinâmicas como se pode ver em Hoerner (1965). A janela frontal deve ter espessura da parede equivalente ao de um flange cego, devendo ser suficiente para suportar o esforço de cisalhamento produzido pela diferença de pressão entre as faces. Possui como vantagens, o custo e a simplicidade de execução. O campo de visão frontal é maior que o da configuração anterior, com visão radial equivalente, requerendo duas câmeras.

Tab. AA.1 – Matriz de decisão para a escolha do formato do domo.

Propriedades	Peso	Domo 1	Domo 2	Domo 3
Visibilidade	4	3	1	2
Penetração hidrod.	4	3	3	1
Estanqueidade	3	3	1	2
Execução	3	1	2	3
Custo	3	1	2	3
TOTAL	-	39	31	36

De acordo com a Tabela AA.1, a visibilidade e as características de penetração hidrodinâmica tem prioridade sobre os demais parâmetros, a primeira pelo objetivo da missão em um ROV e a segunda pelas consequências sobre o projeto. O modelo adotado foi o domo 1, a despeito das dificuldades de execução e dos custos envolvidos na confecção.

AA.2.2 – Fabricação do Domo:

Aplicações em larga escala ou de grandes dimensões são usualmente obtidas por termo moldagem. A situação deste projeto não se encaixa em nenhuma das duas condições anteriores. Uma solução alternativa é a usinagem a partir de um bloco cilíndrico. Apesar do desperdício de material, evita-se a confecção de moldes e de dispositivo de compressão e aquecimento. Neste caso o problema se resume em gerar uma superfície côncava e outra convexa. O que fazer então, quando não se dispõe de tornos programáveis?

AA.2.2.1 – Geração das Superfícies:

Por dificuldades de fixação da peça à placa do torno, deve-se fazer primeiramente a superfície côncava (raio interno). A ideia inicial seria gerar pequenos cilindros com dimensões moduladas pela curvatura interna, formando pequenos degraus que poderiam ser posteriormente ajustados e polidos. Tal procedimento demanda tempo e precisão nas medidas, sendo que os diâmetros mais profundos não são acessíveis por método de medida convencional (paquímetro), podendo ser feita diretamente pela escala de avanço do carro do torno.

Estas dificuldades podem ser contornadas utilizando-se um dispositivo que desloque a ferramenta radialmente, permitindo que após cada avanço longitudinal se dê um passe radial. O valor final é obtido ajustando a distância do centro de rotação a ponta da ferramenta para o raio interno do hemisfério, ver Figura AA.2.

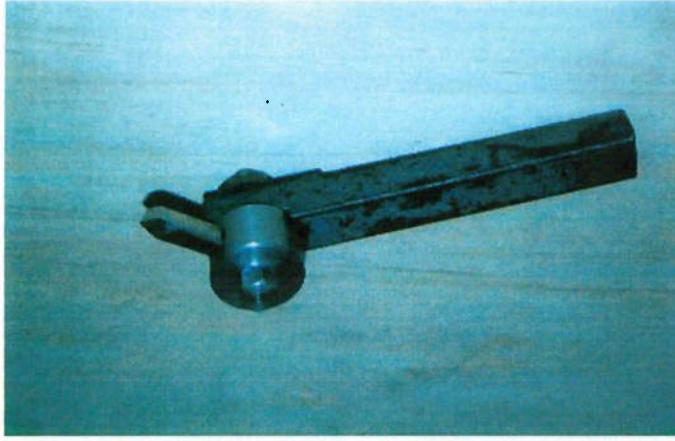


Fig. AA.2 – Dispositivo para geração de passes radiais.

A superfície convexa (raio externo) pode ser obtida através de derivadas

sucessivas ao longo da curvatura, o que pode ser feito analiticamente pela derivada da equação da circunferência no ponto ou graficamente. Neste último caso, é recomendável fazer um desenho ampliado de modo a se obter melhor resolução. O torneamento produz uma sequência de cones com ângulos que aproximam a curva desejada. Surgirão "cantos" que devem ser ajustados para suavizar a curva, como

pode ser visto na Figura AA.3.

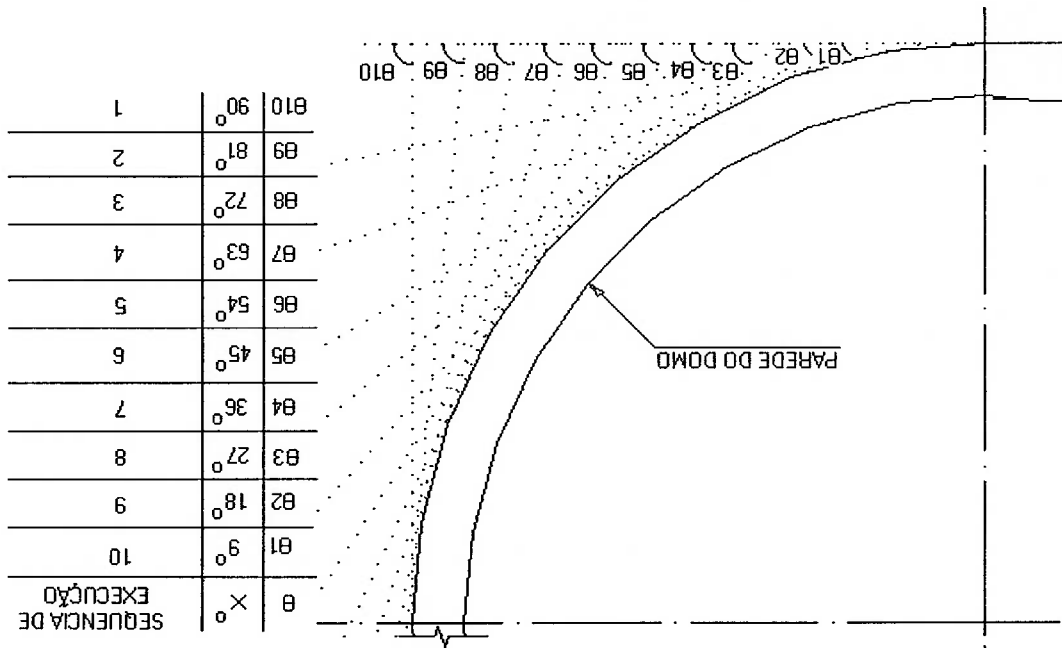


Fig. AA.3 – Procedimento de geração da superfície convexa em torno convencional.

A fixação da peça à placa pode ser feita diretamente, mas possivelmente ocorrerá deformação pela pressão das castanhas da placa sobre a superfície de sustentação, e como se trata de material dispendioso, pode-se contornar isso utilizando um flange e parafusando a peça na face do flange, Figura AA.4.

moderadas de no máximo 600rpm. que poderá provocar a fusão localizada, por isto são recomendadas rotações desgaste por lixas ou polimento não se aplicar força excessiva sobre a superfície, o Deve-se tomar o cuidado de em qualquer momento do procedimento de passe deve ser feito apenas com o pano de algodão seco.

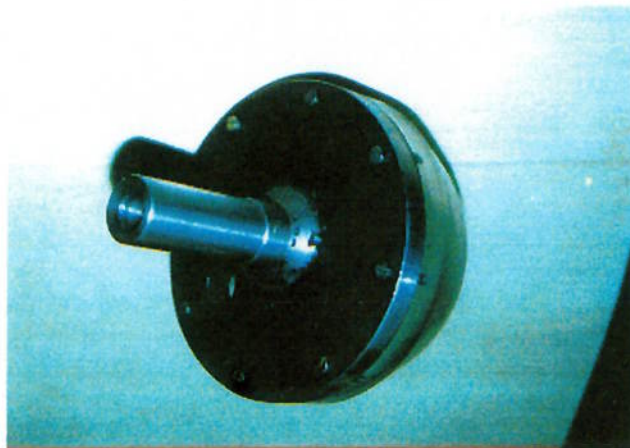
A estopa de aplicação deve ser substituída para cada passe. Em seguida se aplica uma ou duas vezes a cera dissolvida em álcool etílico. Finalmente um último vezes, ver Figura AA.5.

carros sobre estopa ou pano de algodão virgem, o que deve ser feita em duas ou três opacidade leitosa. A transparência é obtida pela aplicação de cera de polimento para se aplicam lixas de granulação 600 a 1000 em sequência. A superfície ganhará uma perda pela ação da ferramenta de corte sobre a superfície. Para eliminar os sulcos Uma vez obtida as duas superfícies é preciso recuperar a transparência

AA.2.2.2 – Polimento:

de geração da curvatura externa. caso, o centro de rotação da coroa deve ser posicionado exatamente abaixo do centro a ferramenta fixa a coroa, esta descreverá uma curva proporcional ao raio. Nesse dispositivo através de um redutor pinhão coroa. A medida que se girar o pinhão com um Uma solução para obter a curva de forma contínua, pode ser feita com um

Fig. AA.4 – Dispositivo de fixação de flange ao torno.



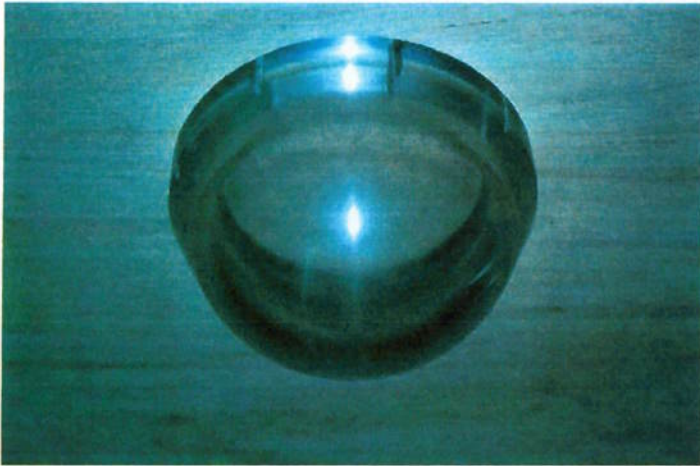


Fig.AA.5 – Domo em acrílico, obtido por usinagem convencional.

AA.3 – Corpo de Saída:

Apresenta dupla função, além de servir como superfície de separação do fluxo também tem a função de corrigir a distribuição de massas ao longo do casco, atuando como uma bóia. Utilizou-se madeira (cedro), com densidade de $0,55 \text{ kg/dm}^3$, que foi revestida com resina epóxi, e lixada para reduzir a absorção de água e consequente alteração em sua flutuação e ainda garantir uma rugosidade superficial próxima da dos plásticos. A densidade da madeira é menor que a do polipropileno (cerca de $0,9 \text{ kg/dm}^3$) e possui custo inferior. Não se deve usar *nylon* pois este composto absorve água perdendo estabilidade dimensional.

Testes de imersão contínua com duração de 72 horas demonstraram que houve uma variação no volume de 3,0% e variação mássica de 55g (5,4%) sobre uma massa inicial de 1.015g. Pode-se considerar que a aplicação do epóxi foi válida, entretanto, para efeito de estabilidade dimensional, a melhor solução seria realizar a imersão antes da usinagem final do cone e posterior aplicação da resina. Ver Figura AA.6.

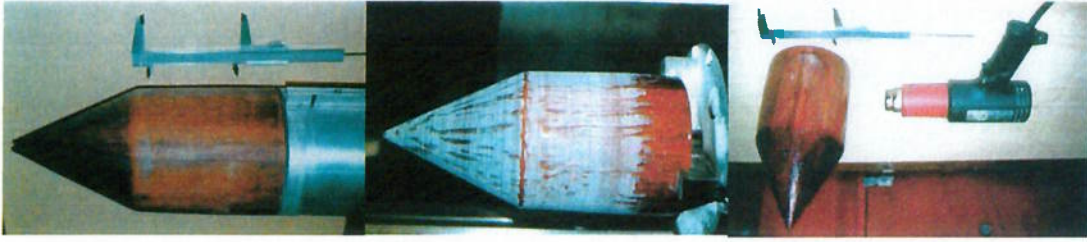


Fig. AA.6 – Processo de revestimento do cone. a) aplicação da resina. b) lixamento. c) disposição final.

AA.4 – Sistema de Observação:

Adotou-se a disposição clássica na qual a câmera é colocada na parte frontal do ROV, protegida por uma semiesfera de acrílico. Deve-se salientar que o centro de rotação do mecanismo da câmera deve coincidir com o centro de geração geométrico da semiesfera, isto fará com que a linha de centro da câmera coincida com o raio e com o vetor normal à superfície da esfera. Desta forma fica garantido que a lente objetiva da câmera estará sempre paralela à superfície da esfera e a imagem captada terá efeito de lente reduzido, pela refração da luz na interface água-acrílico-ar.

AA.4.1 - Câmera:

Para uma solução de baixo custo se adotou uma câmera de vídeo digital CCD, preto e branco, com alimentação de 12V, comumente utilizada para segurança domiciliar, para ser aplicada em envelope fechado.

AA.4.2 – Iluminação:

A dispersão de partículas na água (turbidez) e nível de absorção do meio implicam no uso de iluminação artificial para a captação de imagens pelas câmeras dos ROVs. Alguns estudos a respeito das técnicas empregadas para iluminação e calibração de câmeras empregadas em ROVs podem ser obtidos em Tusting (1993) e em Davis (1993).

Devido à reflexão, as luzes não poderiam ficar internas ao domo, uma vez que a parede de acrílico sobre um fundo negro refletiria grande parte da luz de volta, o que poderia provocar o “ofuscamento” da câmera em certos ângulos. Para contornar esta situação, utilizou-se uma disposição comumente adotada para pequenos ROVs, em que as luzes são inseridas junto ao conjunto propulsor.

Foram utilizadas duas lâmpadas dicróicas de 50W 12V.

AA.4.3 - Mecanismo de posicionamento da câmera:

Para se obter melhor utilização do equipamento de captação de imagens, utiliza-se dispositivos que desloquem a câmera de vídeo de modo a se ter com uma única câmera um campo de visão variável.

O emprego deste dispositivo reduz o custo da aplicação de várias câmeras simultaneamente para cobrir pontos estratégicos de monitoração. Para compensar a editoração simultânea de imagens o mecanismo deve ser ágil.

O mecanismo genericamente denominado “*Tilt and Pan*”, inclinação e giro, realiza a movimentação de um suporte para a câmera de vídeo em dois planos perpendiculares, ver Figura AA.7. A composição de movimentos é obtida pelo uso de dois motores, no caso em questão os motores são de passo, unipolares.

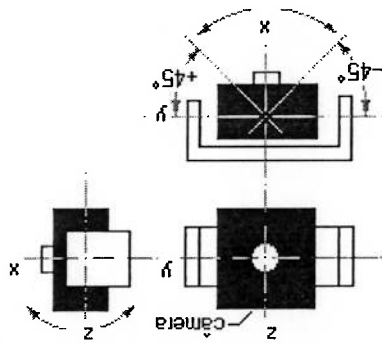


Fig. AA.7 - Rotações da câmera sobre os planos xy e zx.

O movimento da base, rotaciona a câmera sobre o plano xy nos sentidos horário e anti-horário numa faixa de $\pm 45^\circ$, sendo o ângulo de visão da câmera de 90° , deste modo é possível obter uma visão panorâmica em 180° . Um segundo motor inclina o primeiro motor e a câmera num ângulo de $\pm 45^\circ$, num deslocamento idêntico ao do primeiro motor. A combinação destes dois movimentos é suficiente para cobrir o campo visual de uma semiesfera.

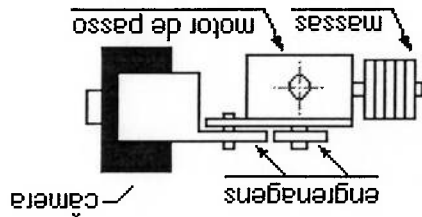
O centro de rotação dos movimentos do mecanismo de posicionamento da câmera deve coincidir com o centro de geração geométrico da semiesfera. Isto fará com que a linha de centro do suporte da câmera coincida com o raio e com o vetor normal à superfície da semiesfera. Desta forma fica garantido que a lente objetiva da câmera estará sempre paralela à superfície da semiesfera e a imagem captada não estará sujeita a variação do efeito de refração na lente esférica.

Para atender esta condição, a câmara não ficou ligada diretamente ao eixo do motor, mas é acionada através de duas engrenagens. O deslocamento da câmara do centro de rotação gerou um momento adicional ao eixo do segundo motor, o que obrigou a adicionar massas no sentido oposto de modo a gerar um balançamento estático das cargas, como pode ser visto na Figura AA.8.

O mecanismo é acionado por dois microcontroladores pic 16F84A, Figura AA.9, programados em “*assembler microship*” copilado pelo “*shareware*” Mplab. Cada microcontrolador comanda o acionamento de um dos motores. A lógica se baseia em um contador que é incrementado ou decrementado através da mudança do nível de tensão em dois pinos previamente definidos. O valor do contador é armazenado na *eprom*, não se perdendo o valor mesmo quando desligado. Uma rotina converte o valor do contador numa sequência de *bits* que são enviados aos pinos de saída para o acionamento das bobinas do motor. O motor é acionado com definição de meio passo, através do chaveamento das bobinas por transistores. Obtém-se uma resolução de 3°45min no eixo do motor, que é amplificada pela relação entre as engrenagens para 37min no plano xy e por polias para 1°38min no plano zx. Desta forma o movimento da câmera é comandado por meio de quatro chaves, cada uma condicionando discretamente o acionamento em uma direção.

Para evitar que a posição da câmera se desloque além do desejado em um sistema de malha aberta, utilizou-se de dois artifícios. Primeiro a limitação do número de passos em cada direção através do programa de acionamento nos microcontroladores. Em seguida, a limitação física do deslocamento angular para a rotação sobre o plano horizontal, pela limitação do número de dentes da engrenagem movida. No plano vertical utilizou-se batentes de fim de curso.

Fig. AA.8 – Balançamento estático do motor de passo de rotação da câmera.



O projeto de construção do propulsor consiste basicamente em encapsular um motor num recipiente que resista as mesmas profundidades do casco principal. Como o objetivo central da missão para o ROV é a observação, então, além de transportar uma câmara é necessário proporcionar a iluminação, por isto se optou por utilizar o mesmo dispositivo que embarca o motor elétrico para transportar as lâmpadas. Esta composição, usual em alguns modelos de ROVs de pequenas dimensões, impõe necessidades particulares para cada um dos elementos.

AA.5 - Projeto do Propulsor:

Stiffler (1992) e Kenjo (1991) apresentam a descrição teórica, bem como métodos de acionamento.

A mesma solução pode ser obtida pelo uso de microcontroladores. A sequência de comutação pode ser estabelecida utilizando-se circuitos lógicos (*flip flops*) aplicados a transistores para o chaveamento da tensão nas bobinas. A mesma solução pode ser obtida pelo uso de microcontroladores.

A inversão de sentido de rotação é feita invertendo-se a sequência de comutação das bobinas. A inversão de sentido de rotação é feita invertendo-se a sequência de comutação das bobinas. A inversão de sentido de rotação é feita invertendo-se a sequência de comutação das bobinas. A inversão de sentido de rotação é feita invertendo-se a sequência de comutação das bobinas. A inversão de sentido de rotação é feita invertendo-se a sequência de comutação das bobinas. A inversão de sentido de rotação é feita invertendo-se a sequência de comutação das bobinas.

AA.4.3.1 - Motores de Passo:

Fig. AA.9 – Mecanismo de acionamento da câmara.



AA.5.1 – Encapsulamento da Lâmpada:

A lâmpada precisa ser protegida da água e da pressão, requer interface transparente com o meio e necessita de dissipadores térmicos quando permanecer acionada por longos períodos. Verifica-se que a adoção da rosca dupla para o bocal permite uma montagem rápida e simples da lâmpada, verifica-se também um anel de vedação entre a ponta retratora e o bocal da lâmpada, ver Figura AA.10.

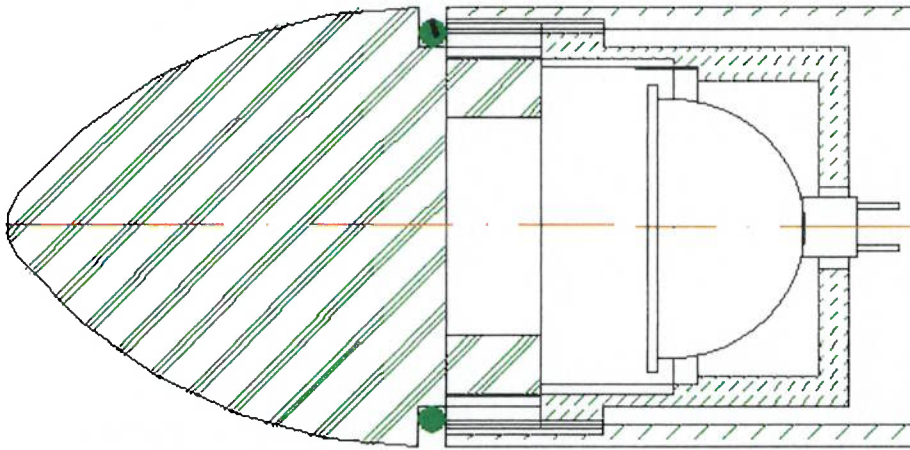


Fig. AA.10 – Encapsulamento da lâmpada

AA.5.2 – Encapsulamento do Motor:

O motor precisa estar imerso num meio que apresente o devido isolamento elétrico, o caso mais simples é utilizar o ar para esse fim. Neste caso, o recipiente que envolve o motor deve permanecer estanque. As pressões impostas pela profundidade de mergulho implicam que o dispositivo de vedação atue de modo a retirar o mínimo de energia possível do eixo do motor, desta forma não é recomendado o uso de gaxetas, que vedam por fricção sobre o eixo.

Martini (1984), apresenta método de projeto para vedação dinâmica utilizando anéis de vedação diretamente sobre o eixo em rotação, entretanto sua vida útil é bastante limitada, não se aplicando a autonomia desejada.

Verifica-se na prática do nautimodelismo, que para pequenos eixos se adotam caixas de vedação baseadas numa câmara de óleo ao longo do eixo, onde são empregados retentores em ambas as extremidades. Esta solução tem a vantagem do baixo custo e das diminutas perdas impostas ao eixo, mas não possui a devida confiabilidade para as pressões de operação, requerendo experimentações para validação de aplicabilidade.

Uma alternativa que é largamente utilizada em bombas industriais, ou mesmo em máquinas de lavar domésticas, são os selos mecânicos. Estes elementos atuam com duas sedes, uma fixa ao encapsulamento e outra móvel, fixa ao eixo. Ambas as sedes possuem faces de vedação perpendiculares ao eixo. A sede fixa é construída em material de maior dureza, geralmente cerâmica, sendo a sede móvel produzida em material mais macio, geralmente em carvão mineral.

A escolha do material das sedes depende das características do fluido de trabalho, como: abrasividade; corrosividade; temperatura de trabalho; etc. A vedação ocorre entre as faces das sedes, onde a máxima pressão de operação, que no caso correspondente à pressão de máxima profundidade, é determinada pela compressão de uma mola que atua ao longo do eixo sobre a sede móvel. Pode-se assim determinar para que pressão o selo abrirá. Deve-se levar em conta que o desgaste da sede móvel é proporcional a pressão com que o selo irá operar, influenciando sobre sua vida útil.

É determinante que em nenhuma situação o selo opere em seco, ou seja, o selo deve ser “lavado” ou mergulhado em um líquido que garanta a lubrificação das faces em contato, externa e internamente. Muitas vezes o próprio fluido de trabalho é utilizado para esse fim, nesse caso, entretanto, na caixa de vedação se encontra o rolamento que suporta o eixo da hélice, não devendo esse ser imerso em água. Por esta razão a caixa de vedação foi preenchida com óleo mineral, especificamente SAE 30. Para que o óleo não atinja o motor ou o rotor foi instalado um retentor por trás do rolamento.

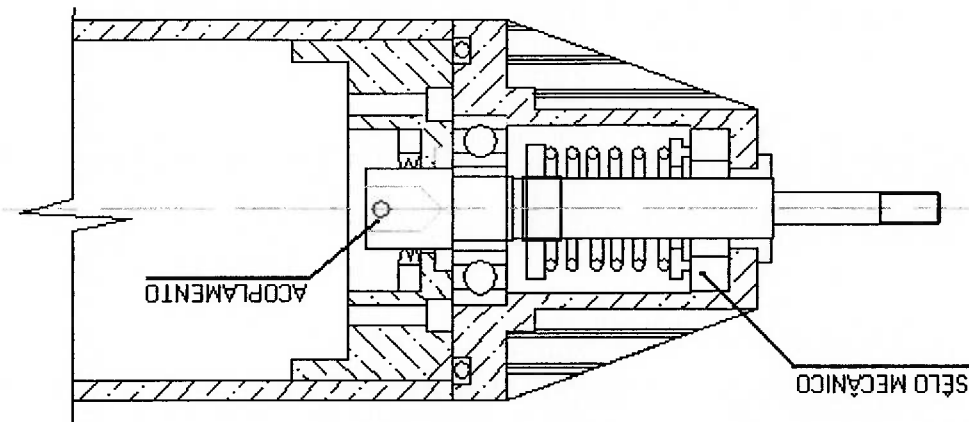


Fig. AA.11 – Caixa de vedação com selo mecânico.

A Figura AA.11 acima, apresenta acoplamento por pino elástico entre os eixos do motor e da hélice. Qualquer desalinhamento entre a linha de centro da caixa de vedação e do flange do motor, introduzirá forças cisalhantes entre o rolamento e o acoplamento, introduzindo esforços de acomodação. O alinhamento da caixa é feito com o motor acionado, apertando-se os parafusos de fixação da caixa de vedação, monitorando a corrente sobre o motor, sendo a menor corrente correspondente ao melhor alinhamento.



Fig. AA.12 – Conjunto Propulsor com o encapsulamento do motor e da lâmpada.

AA.5.2.1 - A Caixa de Vedação:

Uma vez que o motor deve ser encapsulado, é preciso aplicar algum tipo de vedação para o eixo que irá transmitir potência para o acionamento da hélice. A concepção de projeto assemelha-se ao encontrado em bombas hidráulicas na vedação do eixo do rotor.

Uma vez que a extensão do eixo do motor não permite que a vedação seja feita diretamente sobre ele, é preciso acoplar um segundo eixo. Além da vedação desse eixo mecânico deve apresentar rigidez concêntrica, o que é conferido através da inclusão de rolamento que deve também absorver os esforços axiais introduzidos pela hélice. Esses esforços não devem ser transmitidos aos rolamentos do motor, uma vez que o mesmo foi adaptado para esta função.

A primeira concepção adotada foi baseada nos projetos clássicos de caixas de vedação de bombas hidráulicas, que utilizam selos mecânicos.

Ao longo dos testes que foram aplicados ao modelo constatou-se que o flange do flange estar rigidamente preso ao tubo dificultava a montagem, tornando-a pouco prática e atrasando o procedimento.

Uma concepção alternativa pode ser vista na Figura AA.13, na qual o flange da caixa de vedação possui rosca dupla, permitindo que o motor seja acoplado ao flange externamente ao tubo, eliminando os quatro parafusos do flange, simplificando e agilizando a montagem. Deve-se notar que neste caso, o sentido de fixação das rosca deve ser tal que o sentido principal de acionamento do eixo gere um esforço resistente que tenda sempre a travar a rosca. Por outro lado, os filetes de rosca estarão sujeitos aos efeitos de vibração provocados pelo conjunto motor-hélice, o que pode ser amortecido por colas para vedação a base de silicone.

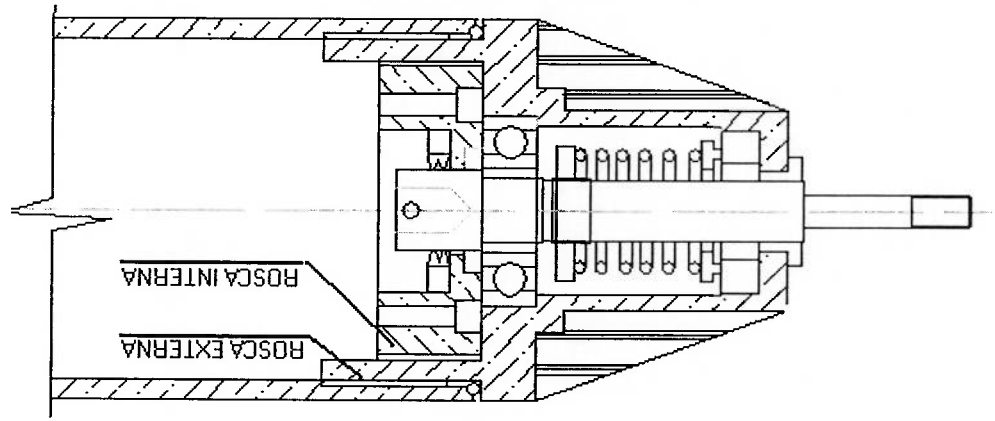


Fig. AA.13- Caixa de vedação fixada por rosca.

Carvalho *et al* (2000), estuda o caso em que um motor opera mergulhado em óleo. Condição aplicável quando se pretende trabalhar em grandes profundidades. Neste caso o selo mecânico não é necessário, bastando um simples retentor para evitar a contaminação do óleo pela água.

Como exigência do procedimento de cálculo os cilindros devem possuir excentricidade nula ou na faixa de 0,2 a 1,0 vezes o valor da espessura, de acordo com o que foi visto no código ASME no item 3.2.4. Entretanto os processos de produção de tubos, sejam eles extrudados ou com costura, sempre apresentam

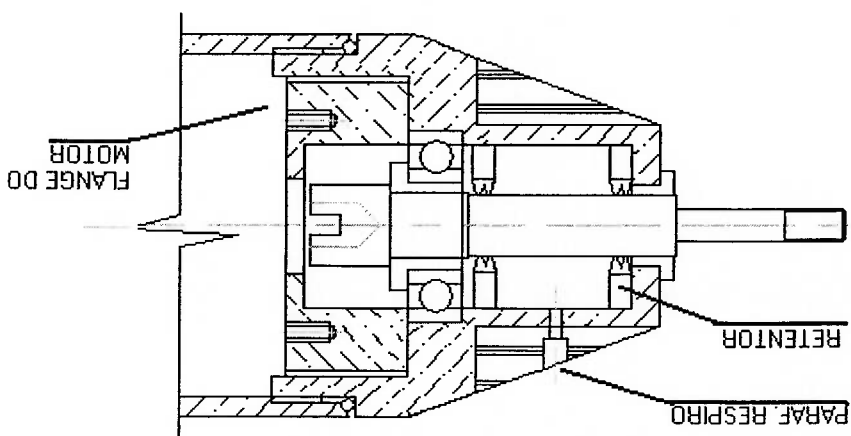
AA.6 - Dificuldades Técnicas na Obtenção do Casco:

A mais simples solução para o projeto da caixa de vedação seria a adoção de motores com eixos alongados sobre os quais se faria montagem dos elementos da vedação e da hélice. Esta condigão eliminaria o acoplamento, reduzindo o comprimento da caixa, mas requer alta qualidade construtiva, uma vez que qualquer desalinhamento no eixo seria transmitido diretamente para os rolamentos do motor, o que não é desejável. Nesse caso, o empuxo produzido pela hélice recairia sobre os rolamentos do motor, o que deve ser previsto.

colinearidade entre eixos. Esta concepção também permite pequenos desalinhamentos de saída. O acoplamento com rasgo para o encaixe do pino elástico deixa de ser rígido permitindo desacoplamento de movimentos longitudinais entre o eixo motor e o eixo de retenção. O acoplamento com rasgo para o encaixe do pino elástico deixa de ser rígido de retenção imersos em óleo.

Na Figura AA.14 acima, esta representada a concepção final empregada na caixa de vedação. A eliminação do selo simplifica o projeto da caixa de vedação encurtando-a, uma vez que o seu comprimento é definido considerando a extensão da mola e da sede móvel sobre o eixo. Nesta configuração a caixa se resume a um par

Fig. AA.14. - Concepção final da caixa de vedação.



deformações e irregularidades de acabamento. Recomenda-se o uso de tubos extrudados que pela ausência do cordão de solda, e por possuírem características mecânicas mais uniformes ao longo da circunferência uma vez que não foram submetidos às tensões decorrentes do processo de soldagem.

A condição de excentricidade nula tecnicamente não deve ser possível de ser alcançada, entretanto, podem ser alcançados limites aceitáveis pela norma através da usinagem do tubo em tornos mecânicos que comportem a operação, dadas às dimensões do tubo. Este procedimento só é possível na grande maioria das oficinas para o diâmetro externo, prescindindo de ferramentas especiais para a usinagem interna.

Mesmo que as excentricidades sejam aceitáveis tanto na face externa como na interna é preciso que as circunferências sejam concêntricas, caso contrário se recai na condição de resistência variável ao longo do casco por perda de simetria circular. Em outras palavras, a obtenção de um casco metálico com parede uniforme requer trabalho especializado.

AA.7 – Conector do Cabo Umbilical:

O cabo dos propulsores é um cabo manga 8x26AWG e o cabo umbilical 12x26AWG. As vedações tanto dos cabos dos propulsores como do umbilical foram feitas através de resina epóxi entre o cabo e o conector, Figura AA.15.

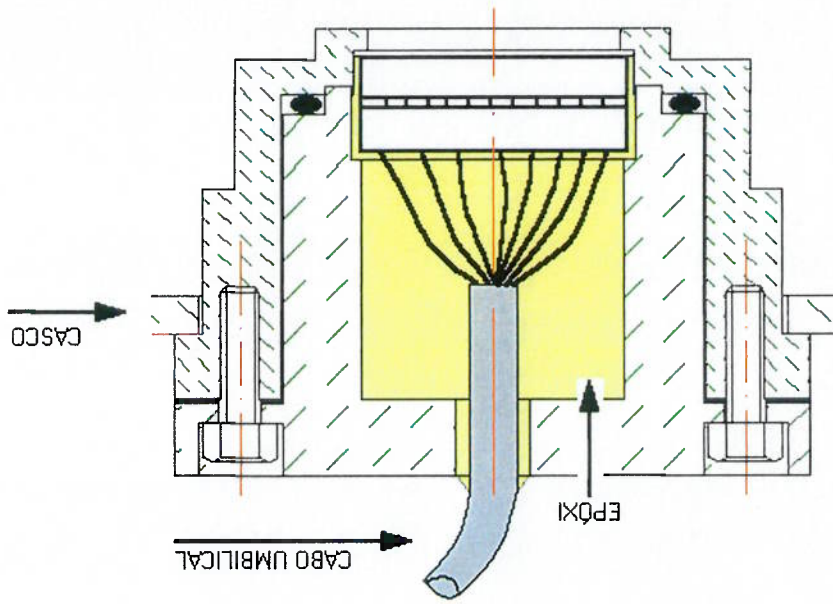


Fig. AA.15 – Vedação do Cabo Umbilical

Para o umbilical foi projetado um encapsulamento para um conector macho-fêmea de 12 vias. O dispositivo possui três elementos de vedação: uma junta entre a face dos flanges; o epóxi entre o cabo e o conector macho e um anel de vedação entre o conector macho e o conector fêmea, ver Figura AA.16 A e B. A resina epóxi possui boa isolamento elétrica, é rígida, mas não é quebradiça, nem se deforma excessivamente como as colas à base de silicone que permitem infiltrações e vazamentos entre a cola e a parede.

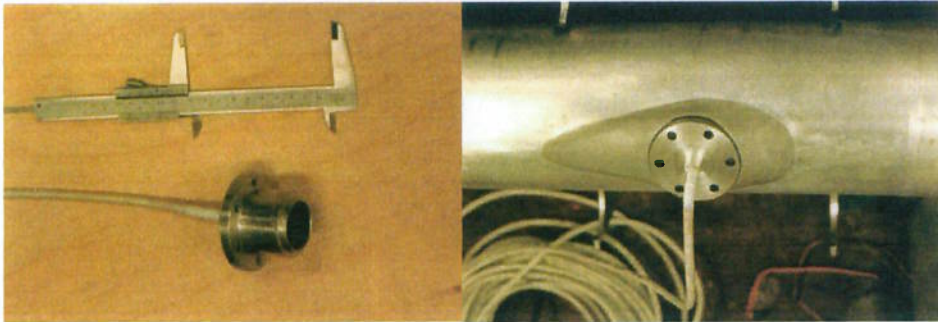


Fig. AA.16, a) Conector do Casco. b) Componente macho.

AA.8 – Conexão dos Propulsores:

Para que os motores e as lâmpadas fossem alimentados e os sinais dos tacômetros fossem lidos era preciso conectar fisicamente os propulsores externos ao casco com a eletrônica de potência e controle. Isso tornou necessário vaziar o casco com cabos, e era preciso que a passagem da água fosse vedada. Inicialmente se pensou em fazer com que os cabos passassem internamente ao trilho de suporte dos propulsores, mas isto dificultaria a montagem e impediria que se pudesse deslocar os propulsores ao longo do trilho.

Conectores específicos para ROVs se mostraram excessivamente caros para um projeto de baixo custo. Desta forma se adotou a disposição apresentada na Figura AA.17, utilizando-se conexões tipo joelho de 90°, que foram fixas ao casco por rosca e a vedação entre o cabo e a conexão foi feita com resina epóxi. Vedações à base de silicone não se mostraram eficazes.

Verificou-se que a vedação nos propulsores, tanto na caixa de vedação quanto na ponta retratora onde se empregou fitas de vedação a base de teflon, comumente empregadas na vedação de conexões hidráulicas residenciais, não apresentou a eficácia desejada, sendo substituída por pasta adesiva a base de silicone.

Fig. AA.18 – Anel de vedação entre cilindros.



Inicialmente a vedação entre os corpos cilíndricos foi feita com juntas planas confeccionadas a partir de mantas de borracha vulcanizada, entretanto esses elementos não apresentaram estabilidade dimensional, expandindo-se à medida que eram utilizados tendo curta vida útil. A solução empregada foi substituir as juntas por anéis de vedação. Para a vedação estática entre as faces dos cilindros, foram introduzidos canais, ver Figura AA.18.

AA.9 – Vedação:

Figura AA.17 – Conexão dos Propulsores, detalhes da vedação.



AA.10 – Tanques de Transferência:

São empregados dois tanques, um para cada extremidade do veículo. O tanque A é disposto externamente ao casco, daí sua construção em alumínio. O tanque B é disposto internamente, daí sua construção em PVC. Sobre suas faces estão fixadas uma bomba de transferência e as conexões de recebimento do fluido, de sucção da bomba e do respiro do ar.

Devido à variação do nível do fluido quando o veículo estiver inclinado, ou seja, em *pitch* o retorno possui uma conexão interna rígida que deve alcançar uma região que esteja livre, Figura AA.19.

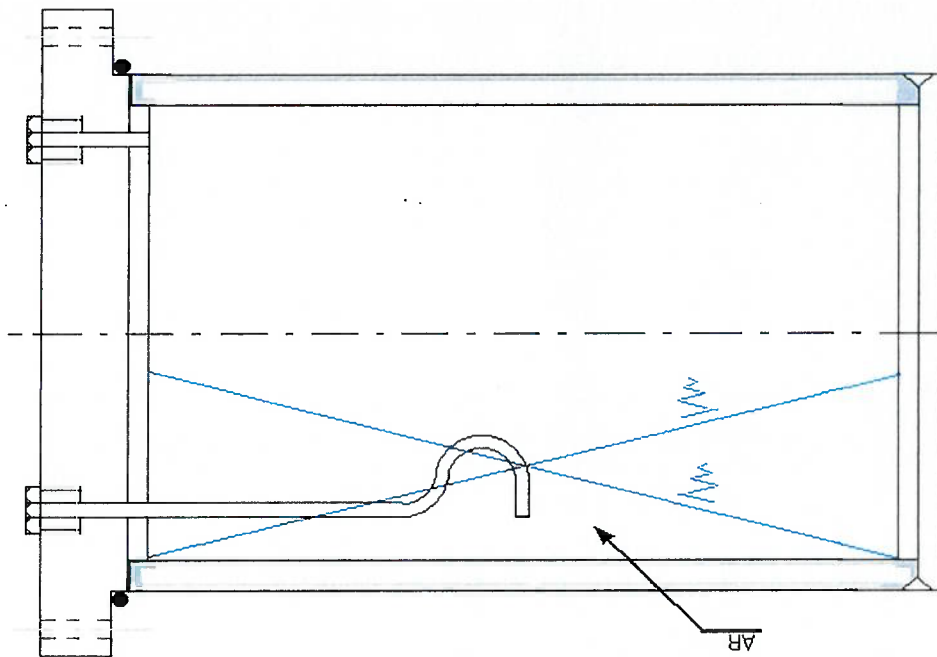
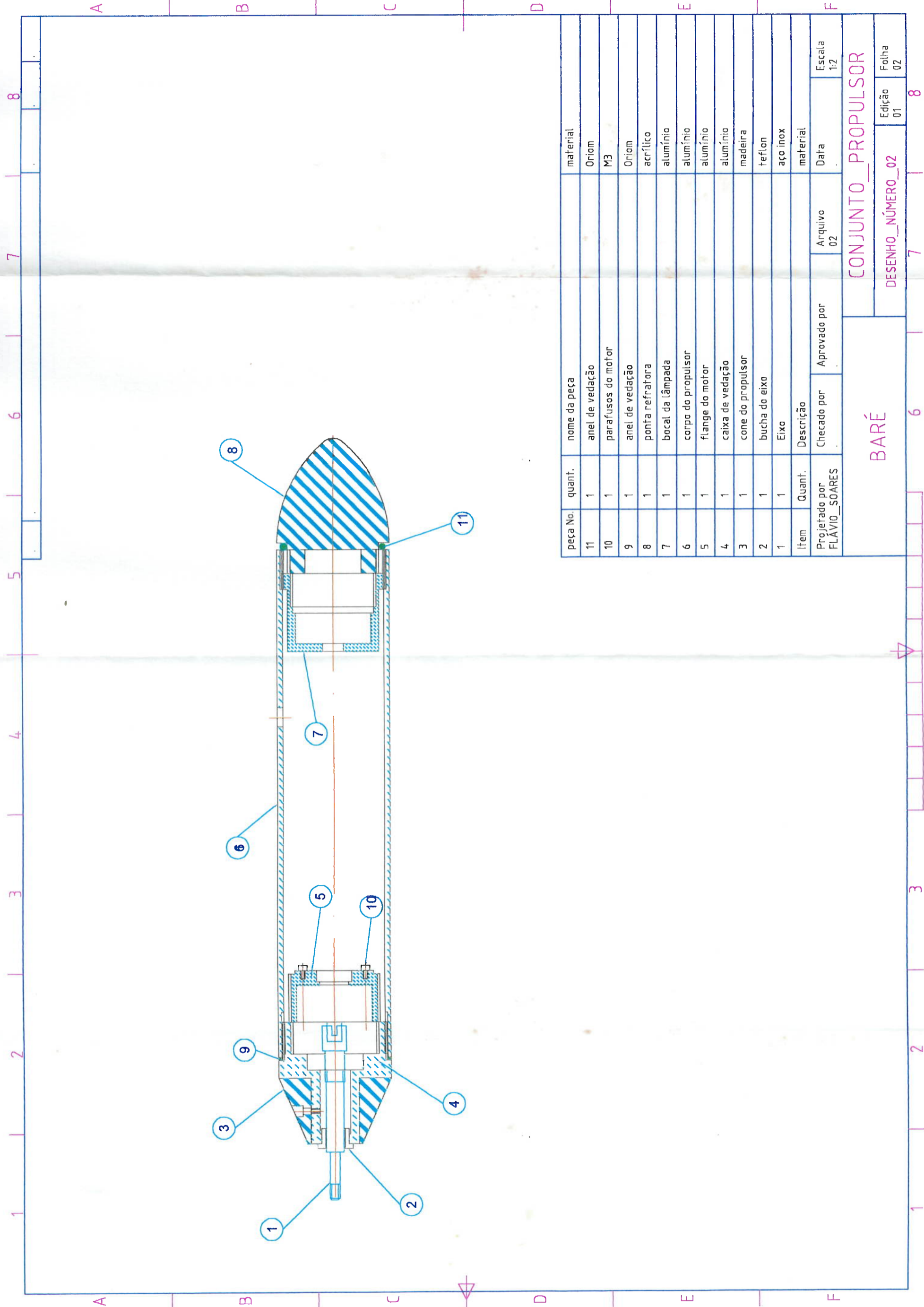


Fig. AA.19 - Seção longitudinal do tanque externo com o respiro de ar.

O flange do tanque externo sobre o qual está fixada a bomba e as conexões das mangueiras também é a porta de visita que permite acesso a eletrônica na parte interna do casco. Inicialmente a vedação sobre este elemento foi feita com uma junta plana de borracha, entretanto, durante a realização dos testes este elemento apresentou vazamentos, sendo substituído por um anel de vedação. Esta operação requereu que o flange fosse usinado para a construção de um ressalto que sustentaria a vedação, como consequência à vedação sobre o flange não apresentou mais vazamentos.

DESENHOS MECÂNICOS

ANEXO B



peça No.	quant.	nome da peça	material
11	1	anel de vedação	Oriom
10	1	parafusos do motor	M3
9	1	anel de vedação	Oriom
8	1	ponta refratora	acrílico
7	1	bocal da lâmpada	alumínio
6	1	corpo do propulsor	alumínio
5	1	flange do motor	alumínio
4	1	caixa de vedação	alumínio
3	1	cone do propulsor	madeira
2	1	bucha do eixo	teflon
1	1	Eixo	aço inox

Item	Quant.	Descrição	material
1	1	Eixo	aço inox

Projeto por	Checkado por	Aprovado por	Arquivo	Data	Escala
FLÁVIO SOARES			02		1:2

BARÉ		CONJUNTO_PROPULSOR	
		DESENHO_NÚMERO_02	Edição 01
		7	Folha 02

LISTA DE REFERÊNCIAS

- ALLMENDINGER, E. Eugene. *Submersible Vehicle Systems Design*. The Society of Naval Architects and Marine Engineers. Jersey City, NY. 1990.
- AOKI, Taro and Yoshihida, Asao. High Speed Optical Transmission. *Sea Technology*, p 69 – 71, January 1994.
- AMAT, J *et al.* GARBI: A low Cost Underwater Vehicle. *Microprocessors and Microsystems*. Vol 23 p 61-67. 1999.
- ASTM seção VIII , divisão 1, apêndices 2 e 5.
- AKAGAWA* H. *et al.* Studies of Stirling System for Underwater Power. 7th International Conference on Stirling Machines, Tokyo 5-8 November, ICSC'95. ICSC-95 084. * Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. Japan.
- BARTON, B. Rov's go Electric, AUV go to Work. *Offshore Engineer*, p. 42-47, October 2000.
- BEDNAR, H. Henry. *Pressure Vessel Design Handbook*. Van Nostrand Reinhold Cia. Nova Iorque, 1986.
- BLAKE, Alexander. *Practical Stress Analysis in Engineering Design*. Marcel Dekker, Ink, Second Edition. New York, 1990.
- BRADLEY, A *et al.* Power Systems for Autonomous Underwater Vehicles. *IEEE Journal of Oceanic Engineering*. Vol. 26, No. 4, p 526-538. October 2001.
- BRIGHENTI, A. Parametric Analysis of the Configuration of Autonomous Underwater Vehicles. *IEEE, Journal of Oceanic Engineering*. vol. 15 N° 3, Julho de 1990.

- BUNCE, J.; Wadell J. Unmanned Underwater Vehicles: Technology Demonstration 2. *Sea Technology*, p. 25 - 28, December 1998.
- CARVALHO, Danilo de. *et al. Análise de Funcionamento de um Motor Adaptado para Robô Submarino*. Cobern, 2000.
- CHANDRA, Manas; ROY K. Saill. *Plastics Technology Handbook*. 3d Edition. Library of Congress-in-Publication Data. Marcel Dekker Inc. 1998.
- CLAYTON, B. R.; BISHOP, R. E. D. *Mechanics of Marine Vehicles*. Gulf Publishing Co. Houston. 1982.
- DAVIS, L; PILSKANI, H. Measurements with Undersea Video: Camera Field Width Calibration and Structured Lighting. *Marine Technology Society Journal*. Volume 26, number 4, p. 13-19. *RoV's for Science*. Winter 1992-93.
- DESCROIX, G. Chagnom. Comparison of Advanced Rechargeable Batteries for Autonomous Underwater Vehicles. *Proceedings of the 1994 Symposium on Autonomous Underwater Vehicle Technology*. Cambridge, Massachusetts, July 1994.
- ERIKSEN, C. C. Seaglider: A Long-Range Autonomous Underwater Vehicle for Oceanographic Research. *IEEE Journal of Oceanic Engineering*, Vol. 26, No. 4, p. 424-436, October 2001.
- FERGUNSON, James Et. Al. *Thesius AUV – Two Recording Breaking Missions. Sea Technology*, p. 65 - 70, February 1999.
- FURUSHIMA *et al*, Laboratório KATO. Apresentação de um robô (BASS-III) que utiliza atuador na forma e com alguns movimentos de barbatanas Disponível em <<http://mackato.os.u-tokai.ac.jp/fin9.htm>>. Acesso 10 de Abril de 2001

GRAHAM, D. M. Deep Sea Systems International: ROV Systems Trend Leader. *Sea Technology*, p. 65-70, December 1998.

GRIFFITHS G. Technology Needs for Autonomous Underwater Vehicles. Euromar Workshop: Technologies for Ocean and Coastal Survey. Brussels, November 1999.

GRIFFITHS G. *et al*, The Autonomous Vehicle Validation Experiment. *Sea Technology*, p. 37, February 2000.

GUNTER, M; GLOVER, J – Propeller/Stator Propulsors for Autonomous Underwater Vehicles. *Proceedings of the 1994 Symposium on Autonomous Underwater Vehicle Technology*. Cambridge, Massachusetts, July 1994.

HARDIN, D. Dane. *et al*. Investigating Seafloor Disturbances with a Small ROV. *Marine Technology Society Journal*. Volume 26, number 4, p. 43. ROV's for Science. Winter 1992-93.

HAWLEY, G. J.; READER T. G. Advanced Power Systems for Autonomous Unmanned Underwater Vehicles. *Underwater Vehicles. Journal of the Society for Underwater Technology*. vol. 18, N° 1, p. 24 to 33, 1992. ISSN 0141 0814.

HOENER, Sighard F. Fluid Dynamic Drag – Practical Information on Aerodynamic Drag and Hydrodynamic Resistance. Published by the Author, New York, 1965.

HOLT, K; WHITE, G – High Efficiency, Counter-Rotating Thruster for Underwater Vehicles. *Proceedings of the 1994 Symposium on Autonomous Underwater Vehicle Technology*. Cambridge, Massachusetts, July 1994.

HOVER, A Joseph and Bellingham, James G. Design fo a Production AUV. *Sea Technology*, p. 10-17, December 1998.

- IVAR G. B.; PETER S.. Marine Science Education Using Low-Cost Rov Technology. *Marine Technology Society Journal*. Volume 26, número 4, Inverno 1992-93. Rov's for Science.
- KATO, N.; FURUSHIMA, M. Experimental Analyses of Fish Fin Motion, 13th *Ocean Eng. Symp.(SNMJ)*, p.109-116, 1995, in Japanese.
- KAWANO, F. SANTANA, R. *Sistema para Localização Acústica*. Trabalho de Formatura, TF-01 K179s, Escola Politécnica de São Paulo, 2001.
- KENJO, T. *Stepping Motors and Their Controls*. Oxford University Press. New York, 1991.
- MACGREGOR, R. James. *Et al.* A Concept Exploration Model for Initial Design of Autonomous Underwater Vehicles. *Journal of the Society for Underwater Technology*. vol. 16, Nº 4, p. 3 to 11, 1990.ISSN 0141 0814.
- MARTINI, Leonard J. *Practical Seal Design*. Marcel Denker Inc. 1984, New York.
- MASAO Nomoto.; MUTSUO Rattori. A deep ROV "DOLPHIN": *Design and Performance Analysis*. IEEE. 1986.
- MASSACHUSETTS INSTITUTE OF TECHNOLOGY, Massachussets Triantafyllou (1), M. Apresentação do projeto do robô PIKE. Disponível em <<http://web.mit.edu/towtank/www/pike/index.html>>. Acesso em 20 de Julho de 2002.
- MASSACHUSETTS INSTITUTE OF TECHNOLOGY, Massachussets Kumph, M. Diretório com os projetos do *Towank*. Disponível em <<http://web.mit.edu/towtank/www/projects.html>>. Acesso em 20 de Julho de 2002.

MILLER, David P. Design of a Small Cheap UUV for Under Ship Inspection and Salvage. **The Proceedings of the 1996 IEEE Symposium on Autonomous Underwater Technology**, p. 18-20.

NAKAMURA, Masahiko *et al.* Development of an ROV operated both as Towed and Self-Propulsive Vehicle. **Ocean Engineering**. Número 28, p. 1-43, 2000.

OSSE, J. Low Drag Technology Applied to Human Powered Vehicles. **Proceedings of the 1989 Oceaning**, p. 710-714.

PARSONS, J.S.; GOODSON, R.F.; GOLDSCHMIED. Shaping of Axisymmetric Bodies for Minimum Drag in Incompressible Flow. **Journal Hydrodynamics**, Vol 8, No. 3, p. 100-107, July 1974.

PASTER, L. Donald. **Importance of Hydrodynamic Considerations for Underwater Vehicle Design**. Raytheon Company – Submarine Signal Division. CH2363-0/86/0000-1413. IEEE. 1986.

POTTER, I. J., *et al.* Optimization of Diesel Powered Underwater Vehicles. **Proceedings of the Ninth (1999) International Offshore and Polar Engineering Conference**, Brest, France, 04-30 June, 1999.

QUIN, S.; WIDERA, G.E.O. Use of Stress-Strength Model in Determination of Safety Factor for Pressure Vessel Design. **Journal of Pressure Vessel Technology**. February, 1996. Vol. 118, p. 27 to 31.

RIGAUD, V. Mini curso “**Underwater Robotics**”, Institut Français de Recherche pour l'Exploitation de la Mer – IFRIMER, na COOPE – UFRJ, Rio de Janeiro de 13 a 15 de Fevereiro de 2001.

- ROBINSON, H. Bruce. Midwater Research Methods with MBARI's ROV. *Marine Technology Society*. ROVs for Science, Volume 26, number 4, p. 32-39, winter 1992-93.
- ROSSATO, Daniel B. Sistema de Controle para Veículo Submarino de Baixo Custo. Trabalho de Formatura, Escola Politécnica, 2002.
- SAYER, P.; MILLER, C. A. The Hydrodynamics of Rovers Carrying Work Packages. *Proceedings of the First International Offshore and Polar Engineering Conference*. P. 106-114. August 1991.
- SCAMANS M. Geoffrey *et al.* Aluminum Fuel Cell power Sources for Long Range Unmanned Underwater Vehicles. *Proceedings of the 1994 Symposium on Autonomous Underwater Vehicle Technology*. Cambridge, Massachusetts, July 1994.
- SPRUNK, H. J. *et al.* Modifications to Low-Cost Remotely Operated Vehicles for Scientific Sampling. *Marine Technology Society Journal*. Volume 26, número 4, p. 54 – 58. Rovers for Science. Winter 1992-93.
- STACHIW, Jerry D. *Acrylic Plastic Viewports – Ocean engineering and Other Hyperbaric Applications*. Marine Technology Society. Marcel Dekker, Inc. New York, 1982.
- STEVENSON P. *et al.* The Mechanical Design and Implementation of an Autonomous Submersible. *Journal of the Society for Underwater Technology*. Vol. 23. No. 1 p. 31 – 41, 1998.
- STEWART, I. *et al.* Stability and Manoeuvrability Predictions of a Remotely Operated Underwater Vehicle. Department of Mechanical Engineering, University of Southampton, Highfield, Southampton, 509 5NH, United Kingdom.

- STIFFLER, A. Kent. *Design With Microprocessors for Mechanical Engineers*. McGraw Hill, 1992.
- SUBCOMMITTEE ON REMOTELY OPERATED VEHICLES. *Operational Guidelines for Remotely Operated Vehicles*. Marine Technology Society. Washington. 1984.
- TELLES, Pedro C. da Silva. *Vasos de Pressão*. 2ª Edição. LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S. A. Rio de Janeiro, RJ. 1996.
- THOMAS C. Gillmer; BRUCE Johnson. *Introduction to Naval Architecture*. Library of Congress Cataloging Publication Data. 1982, p. 272.
- TORNBLAD, Jan. *Marine Propellers and Propulsion of Ships*. Marine Laboratory Kamewa. Kristinehamn Sweden, 1987.
- TRIANANTAFYLLOU, M; TRIANANTAFYLLOU, G. An Efficient Swimming Machine. *Scientific American*. p. 40 – 48, March, 1995.
- TRIANANTAFYLLOU, M. *et al*. A New Paradigm of Propulsion Manoeuvring for Marine Vehicles. *SNAME Transactions*, Vol. 104, p. 81-91. 1996.
- TUSTING, F.; DAVIS, L.. Laser Systems and Structured Illumination for Quantitative Undersea Imaging. *Marine Technology Society Journal*. Volume 26, number 4, p. 5 - 12. *RoV's for Science*. Winter 1992-93.
- URA, Tamaki*; OBARA, Takashi**. *Sea Trials of AUV "R-One Robot" Equipped with a Closed Cycle Diesel Engine System*. O – 7803-4108-2/97 © 1997 IEEE. * Institute of Industrial Science, University of Tokyo, ** Mitsui Engineering & Shipbuilding Co. Ltd.

VALAVANIS, P. KIMON *et al.* Control Architectures for Autonomous Underwater Vehicles. 0272-1708/97.IEEE Control Systems, p. 48 – 64, December 1997.

VIVEIROS, Renato de. **Análise e Desenvolvimento Experimental de uma Placa Para Acionamento em Micropasso**. Dissertação de Mestrado. Depto Engenharia Mecânica – PUC / RIO, 20 de Março de 1997.

WEBB, D. C.; SIMONETTI, P.J.; JONES, C. P. SLOCUM: An Underwater Glider Propelled by Environmental Energy. **IEEE Journal of Oceanic Engineering**, Vol 26, No.4, p. 447 - 452. October, 2001.