

**UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO
CENTRO TECNOLÓGICO
PROJETO DE GRADUAÇÃO – ENGENHARIA MECÂNICA**

LUIZ PAULO GUIMARÃES FAUSTINI

**Projeto de um Domo Helicoidal Rotativo e
estudo para o desenvolvimento de um
aparato para medição de seu arrasto**

**VITÓRIA
2006**

LUIZ PAULO FAUSTINI

Projeto de um Domo Helicoidal Rotativo e estudo para o desenvolvimento de um aparato para medição de seu arrasto

Projeto de graduação
apresentado ao Departamento de
Engenharia Mecânica da
Universidade Federal do Espírito
Santo como requisito para
obtenção do Grau de Engenheiro
Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Juan Sergio
Romero Saenz

**VITÓRIA
2006**

LUIZ PAULO FAUSTINI

**Projeto de um Domo Helicoidal Rotativo e
estudo para o desenvolvimento de um
aparato para medição de seu arrasto**

COMISSÃO EXAMINADORA:

Orientador: Prof. Dr. Juan Sérgio
Romero Saenz

Profº Dr. Fernando César Meira
Menandro

Profº Dr. Maximilian Serguei
Mesquita

Vitória, 21 de Dezembro de 2006

**“Prefiro as lágrimas de uma derrota
à vergonha de nunca ter lutado”.**

Anônimo

AGRADECIMENTOS

Obrigado ao meu pai pelo suporte nas minhas horas mais difíceis, quando achei que tudo poderia ir por água abaixo e pela participação no projeto inicial quando ainda construíamos modelos em chapas de alumínio dentro de casa.

Agradeço à toda equipe da minha área na qual estagiei na CST pelas informações e às horas gastas comigo sempre que pedi ajuda.

Agradeço ao meu tio, Ijar, pela procura incansável de empresas que poderiam tornar meu projeto realizado e pelas informações teóricas e apoio ao meu projeto.

Foi de importante ajuda também, o desenhista Jasson que, além do serviço cobrado, acabou por me fornecer contatos externos e pude conversar com várias pessoas a respeito do meu projeto.

Obrigado a Deus por me dar a plenitude necessária para que eu finalizasse o projeto de cabeça erguida.

RESUMO

Consiste no estudo do mecanismo para medição da força de arrasto sobre projeto inovador de um domo helicoidal rotativo para possível utilização em máquinas de transporte submarino e navios com cortando-bulboso. O objetivo do domo helicoidal rotativo como meta principal é a diminuição da força de arrasto pela transformação do arrasto de pressão em momento. A realização dos testes é feita utilizando-se um túnel de vento e um modelo em escala, onde através de um mecanismo preso ao modelo e uma célula de carga, conseguem-se os valores numéricos almejados. Então, os devidos cálculos são feitos e o resultado conclusivo é obtido.

OBJETIVO

Este trabalho tem como objetivo apresentar o domo helicoidal rotativo, bem como as soluções propostas para viabilizar os seus estudos práticos e teóricos, apresentar os desenhos de projeto e os cálculos necessários à construção do aparato para medição de arrasto e oferecer um guia para calibração e testes dos mecanismos envolvidos.

LISTA DE FIGURAS

Ilustração 1: domo helicoidal rotativo - vista frontal	4
Ilustração 2: domo helicoidal rotativo - vista lateral	5
Ilustração 3: domo helicoidal rotativo - vista em corte	5
Ilustração 4: eixo e rolamento de HD	7
Ilustração 5: eixo acoplado ao rolamento	7
Ilustração 6: corpos de prova em madeira	8
Ilustração 7: detalhe da montagem dos rolamentos	9
Ilustração 8: detalhe da montagem do domo no corpo	9
Ilustração 9: barra em L	9
Ilustração 10: localização do centro de massa calculado pelo software Solid Edge	10
Ilustração 11: mecanismo de medição de arrasto	11
Ilustração 12: medidas do túnel de vento	11
Ilustração 13: detalhamento do conjunto barra - célula de carga	12
Ilustração 14: gráfico diâmetro do corpo x velocidade do corpo	14
Ilustração 15: corpo da célula de carga	15
Ilustração 17: gráfico do fator de concentração	17
Ilustração 14: corpo da célula de carga usinado	18
Ilustração 18: gráfico força aplicada x voltagem	18
Ilustração 19: forças na barra em L	19
Ilustração 20: movimentação de submarino	20
Ilustração 21: evolução do domo helicoidal rotativo	22
Ilustração 18: desenho de projeto - domo helicoidal rotativo - vista frontal	27
Ilustração 19: desenho de projeto - domo helicoidal rotativo - vista lateral	28
Ilustração 20: desenho de projeto - domo helicoidal rotativo - vista em corte	29
Ilustração 21: desenho de projeto - barra em L	30
Ilustração 22: desenho de projeto - corpo de célula de carga	31
Ilustração 23: especificação de célula de carga	32
Ilustração 24: satélite saci-2	33

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: cronograma do projeto	2
Tabela 2: especificação do rolamento da base do domo	8
Tabela 3: dimensionamento da célula de carga	16

SIMBOLOGIA

A - Área projetada frontal do corpo [m^2]

L_2 - Braço de alavanca inferior da barra em L [m]

L_1 - Braço de alavanca superior da barra em L [m]

C_d - Coeficiente de arrasto

D_1 - Diâmetro efetivo [m]

F_d - Força de arrasto sobre um corpo [N]

k – Fator de concentração

P – Força de arrasto aplicada na barra em L [N]

ρ - Massa específica do fluido considerado [kg/m^3]

I – Momento de Inércia do corpo da célula de carga [m^4]

Re - Número de Reynolds

R - Reação na célula de carga

ε_{gage} – Tensão no voltímetro [V]

σ_{max} – Tensão máxima aplicada na célula de carga [Pa]

U - Velocidade do vento no túnel de vento [m/s]

μ - Viscosidade dinâmica [Ns/m^2]

SUMÁRIO

DEDICATÓRIA.....	I
AGRADECIMENTOS.....	II
RESUMO.....	III
OBJETIVO.....	IV
LISTA DE FIGURAS.....	V
LISTA DE TABELAS.....	VI
SIMBOLOGIA.....	VII
1. INTRODUÇÃO	1
2. CRONOGRAMA.....	2
3 DESENVOLVIMENTO	4
3.1 CARACTERÍSTICAS CONSTRUTIVAS.....	4
3.1.1 DOMO HELICOIDAL ROTATIVO.....	4
3.1.2 EIXO E ROLAMENTOS	6
3.1.3 CORPOS DE PROVA PARA TESTES E COMPARAÇÃO.....	8
3.1.4 MECANISMO PARA MEDIÇÃO DA FORÇA DE ARRASTO	9
3.1.5 CÉLULA DE CARGA.....	Erro! Indicador não definido.
3.2 MEMORIAIS DE CÁLCULO	12
3.2.1 ESTIMATIVA DA FORÇA DE ARRASTO	12
3.2.2 SEMELHANÇA DINÂMICA	13
3.2.3 CÉLULA DE CARGA.....	15
3.2.3.1 Dimensionamento do bloco.....	15
3.2.3.2 Calibração da célula.....	17
3.2.4 BARRA EM L.....	18
3.3 EQUAÇÕES DA DINÂMICA DO SISTEMA	19
3.4 PESQUISA E DESENVOLVIMENTO	21
3.4.1 ABSTRAÇÕES E EVOLUÇÃO.....	21

3.4.2	SUBSÍDIOS EXTERNOS AO PROJETO	22
3.4.3	DIFICULDADES E PERCALÇOS.....	23
3.4.4	SUORTE E ESTÍMULO	23
4	CONSIDERAÇÕES FINAIS	25
5	BIBLIOGRAFIA	26
	ANEXO A – DESENHO DO DOMO PARA FABRICAÇÃO.....	27
	ANEXO B – DESENHO DA BARRA PARA FABRICAÇÃO.....	30
	ANEXO C – DESENHO DO CORPO DA CÉLULA DE CARGA.....	31
	ANEXO D – ESPECIFICAÇÃO DA CÉLULA DE CARGA.....	32
	ANEXO E – EQUAÇÕES DO AMORTECIMENTO DO SISTEMA DE NUTAÇÃO SATÉLITE SACI-2.....	33

1. INTRODUÇÃO

O arrasto hidrodinâmico é um dos fatores mais importantes a se considerar na dinâmica do movimento de máquinas de transporte submarino. Ele produz uma força contrária ao movimento de tais máquinas, impedindo-as de se deslocarem com facilidade. A freqüente busca por maior velocidade gera novos projetos no qual, em geral, aumenta-se a potência do motor ou otimiza-se a sua geometria de modo a diminuir a sua força de arrasto.

Sabemos que a água é um líquido incompressível e que ir de encontro a ela movimentando-se a alta velocidade, pode não ser uma atitude sábia, já que a água pode se comportar como uma parede de concreto.

Partindo do princípio do movimento dos peixes, observa-se que estes, quando aceleram, não encaram a água de frente, e sim, a "divurcionam" – termo usado no meio médico que indica a separação de tecidos sem necessariamente cortá-los –, é como se ele estivesse jogando a água para o lado. Estamos considerando que a sua eficiência não é só influenciada pela sua estrutura óssea e muscular, assim como sua forma corporal, mas também pelo seu tipo de movimento.

Uma vez que não podemos construir uma máquina flexível, estamos propondo através dessas observações, um mecanismo que se acopla na frente de submarinos e navios com proa bulbosa submersa, batizado de domo helicoidal rotativo. Tal mecanismo irá jogar a água para o lado ao se movimentar, evitando o encontro frontal com a massa a ser deslocada. O domo irá "furar" a água como se fosse uma grande broca, transformando parte da força de pressão em momento. Espera-se com isso diminuir a força de arrasto criada pelo deslocamento da água sobre sua superfície.

2. CRONOGRAMA

No início do período letivo é formulado um cronograma no qual deve-se acompanhar para um andamento estável do projeto. Considerando a entrega do relatório e a apresentação marcada para a 2ª quinzena de dezembro, tem-se a seguinte formulação:

Tarefa:	AGOSTO				SETEMBRO				OUTUBRO				NOVEMBRO				DEZEMBRO			
	1ª	2ª	3ª	4ª	1ª	2ª	3ª	4ª	1ª	2ª	3ª	4ª	1ª	2ª	3ª	4ª	1ª	2ª	3ª	4ª
Protótipo de corpo para teste																				
Balança para medir força de arrasto																				
Montagem no túnel de vento																				
Teste e medidas experimentais																				
Fundamentos teóricos																				
Relatório final																				

Tabela 1: cronograma do projeto

- Protótipo de corpo para teste

A construção do protótipo – peça principal – para teste inclui todas as pesquisas e geração de idéias para o desenvolvimento do desenho de projeto e conseqüentemente achar os meios de se construir o modelo proposto.

- Mecanismo para medir força de arrasto

Enquanto a peça principal está na fase de construção, propõe-se então uma solução para que a força de arrasto no corpo seja medida no túnel de vento, desenvolvendo os desenhos de projeto e realizando a construção do mecanismo.

- Montagem no túnel de vento

Com a peça principal em mãos e o mecanismo de medir a força de arrasto pronto, inicia-se a montagem do sistema no túnel de vento.

- Testes e medidas experimentais

Com todo o sistema pronto, iniciam-se os testes e avaliam-se as medidas para comprovação da finalidade do projeto. São feitos vários testes e várias medidas durante um certo tempo de modo a se evitar falhas e resultados destoantes.

- Fundamentos teóricos

Uma vez comprovada ou não a eficácia do projeto com o andamento dos testes, é realizado um estudo a fim de procurar uma razão teórica para os resultados.

- Relatório Final

Após todas as revisões de idéias, projetos, cálculos, resultados e fundamentos teóricos, estará se expondo no relatório todas as pesquisas e conhecimento que foi absorvido durante o desenvolvimento do projeto.

3 DESENVOLVIMENTO

3.1 CARACTERÍSTICAS CONSTRUTIVAS

3.1.1 DOMO HELICOIDAL ROTATIVO

A peça projetada consiste em uma casca de 3mm de espessura revolvida sobre uma meia elipse (meio elipsóide) de 75x37,5mm – medidas limitadas devido ao volume de teste do túnel de vento. Em cima da casca, são feitas 24 reentrâncias – número que pode variar – afastadas de 15° percorrendo um caminho helicoidal. As reentrâncias possuem uma profundidade que varia de 0 – na ponta frontal do domo – até uma profundidade máxima de 2mm na base da casca (ver figura 1). Para que o trajeto da água seja suave, o formato de cada reentrância acompanha uma curva ao longo do corpo até a sua base.

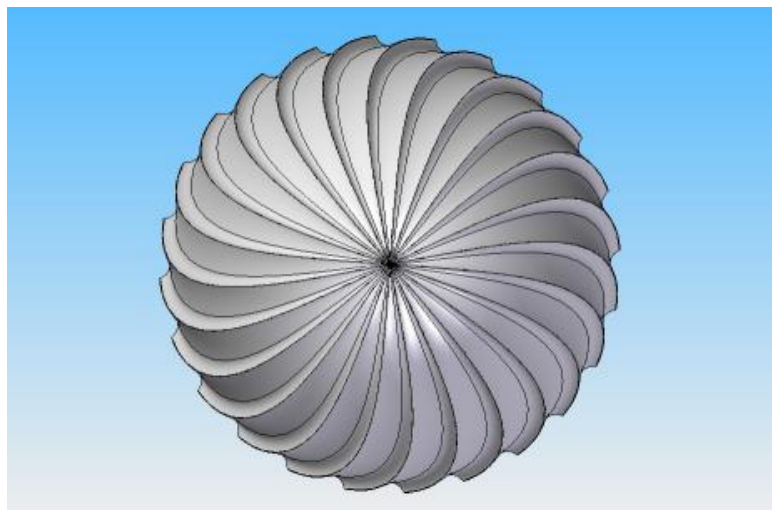


Ilustração 1: domo helicoidal rotativo - vista frontal

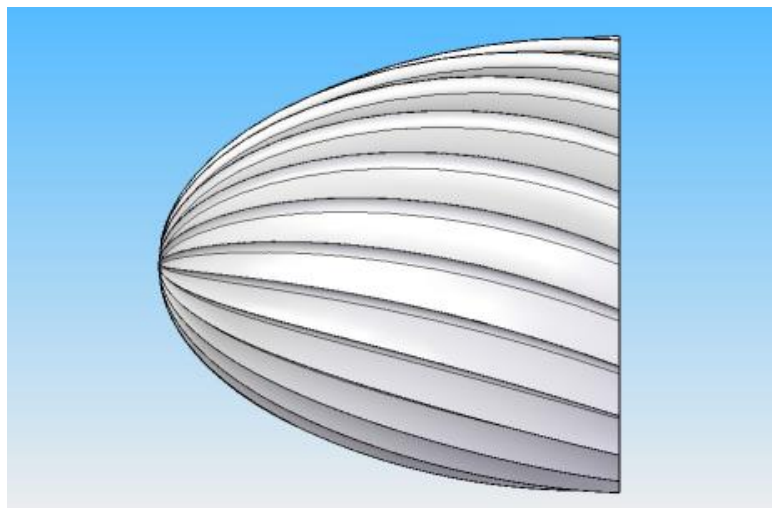


Ilustração 2: domo helicoidal rotativo - vista lateral

No interior da casca situa-se o alojamento para o encaixe de 2 rolamentos. Um próximo à ponta, e outro na base maior para que o corpo não se deforme no encontro com o vento e toque a superfície do corpo de prova.

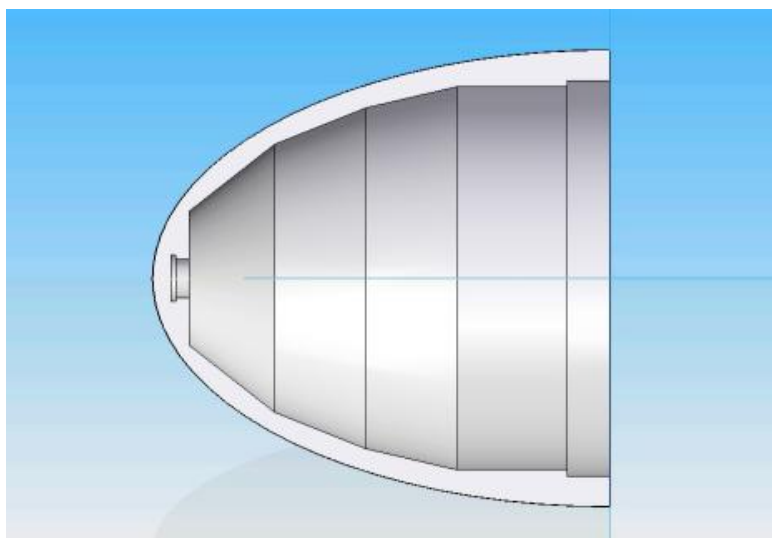


Ilustração 3: domo helicoidal rotativo - vista em corte

É importante citar que a construção do domo helicoidal rotativo não seguiu nenhuma teoria de cálculo anterior, já que o projeto é inovador. Portanto, partiu-se do zero. Cabe ressaltar aqui as seguintes considerações para a construção da peça:

- O domo tem que ser muito leve, afim de que o momento de inércia seja mínimo e ele não tenha dificuldade em girar;
- O domo não pode gerar vibrações e não pode estar desalinhado, o que significa que a precisão de sua forma e encaixe é muito importante;
- A água deverá ser conduzida por reentrâncias do domo de forma que o seu percurso seja suave e não gere vórtices;
- As reentrâncias devem seguir uma helicoidal para que a água seja direcionada como proposto.

Para fins de estudos posteriores visando uma otimização do projeto, foram levantadas as seguintes variáveis que podem influenciar no desempenho da peça:

- Número de reentrâncias;
- Profundidade das reentrâncias;
- Se o número de reentrâncias é par ou ímpar;
- Formato da reentrância;
- Ângulo de hélice;
- Geometria da casca;
- Rugosidade superficial.

3.1.2 EIXO E ROLAMENTOS

O rolamento e o eixo usados na ponta do domo para que seja possível o movimento rotativo foi retirado de um HD de computador e não há catálogo que indique as especificações para este tipo de rolamento. O rolamento é blindado e, portanto, não precisa de lubrificação.



Ilustração 4: eixo e rolamento de HD



Ilustração 5: eixo acoplado ao rolamento

O rolamento na base do domo possui especificação nº 61810-RZ (Rolamento rígido de esferas de uma carreira). Ele tem como principal função evitar deformação do domo e o possível contato com o corpo de prova interno [5]

Dimensões principais			Capacidades de carga		Carga limite de fadiga P_u	Velocidades		Massa	Designação
d	D	B	dinâmica C	estática C_0		Velocidade de referência	Velocidade limite		
mm			kN		kN	r/min		kg	-
45	75	23	20,8	14,6	0,64	-	5600	0,34	63009-2RS1
45	85	19	35,1	21,6	0,915	17000	11000	0,41	6209 *
45	85	19	35,1	21,6	0,915	-	5000	0,41	6209-2RS1 *
45	85	19	35,1	21,6	0,915	17000	8500	0,41	6209-2Z *
45	85	19	35,1	21,6	0,915	-	5000	0,41	6209-RS1 *
45	85	19	35,1	21,6	0,915	17000	11000	0,41	6209-Z *
45	85	23	33,2	21,6	0,915	-	5000	0,48	62209-2RS1
45	100	25	55,3	31,5	1,34	15000	9500	0,83	6309 *
45	100	25	55,3	31,5	1,34	-	4500	0,83	6309-2RS1 *
45	100	25	55,3	31,5	1,34	15000	7500	0,83	6309-2Z *
45	100	25	55,3	31,5	1,34	-	4500	0,83	6309-RS1 *
45	100	25	55,3	31,5	1,34	15000	9500	0,83	6309-Z *
45	100	36	52,7	31,5	1,34	-	4500	1,15	62309-2RS1
45	120	29	76,1	45	1,9	13000	8500	1,55	6409
50	65	7	6,76	6,8	0,285	20000	13000	0,052	61810
50	65	7	6,76	6,8	0,285	-	6000	0,052	61810-2RS1
50	65	7	6,76	6,8	0,285	20000	10000	0,052	61810-2RZ
50	72	12	14,6	11,8	0,5	19000	12000	0,14	61910
50	72	12	14,6	11,8	0,5	-	5600	0,14	61910-2RS1
50	72	12	14,6	11,8	0,5	19000	9500	0,14	61910-2RZ
50	80	10	16,8	11,4	0,56	18000	11000	0,18	16010 *
50	80	16	22,9	16	0,71	18000	11000	0,26	6010 *
50	80	16	22,9	16	0,71	-	5000	0,26	6010-2RS1 *
50	80	16	22,9	16	0,71	18000	9000	0,26	6010-2RZ *
50	80	16	22,9	16	0,71	18000	9000	0,26	6010-2Z *

Tabela 2: especificação do rolamento da base do domo

O atrito dos rolamentos pode influenciar nos resultados finais já que estamos trabalhando com pequenas forças.

3.1.3 CORPOS DE PROVA PARA TESTES E COMPARAÇÃO

Foram criados 3 corpos em madeira para testes e comparação. Os corpos seguem a mesma geometria de contorno do domo helicoidal rotativo (meio elipsóide). Um dos corpos possui uma perfuração na ponta para o encaixe do eixo do rolamento.



Ilustração 6: corpos de prova em madeira

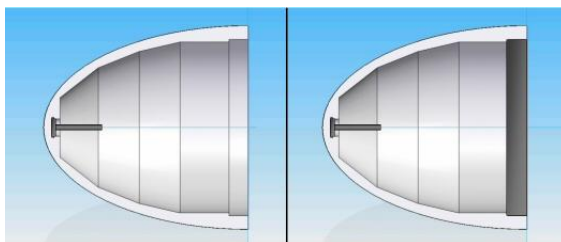


Ilustração 7: detalhe da montagem dos rolamentos

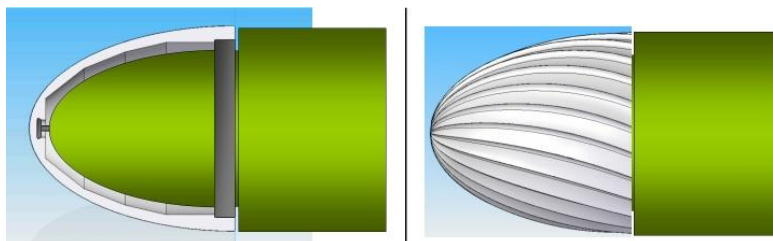


Ilustração 8: detalhe da montagem do domo no corpo

3.1.4 MECANISMO PARA MEDIÇÃO DA FORÇA DE ARRASTO

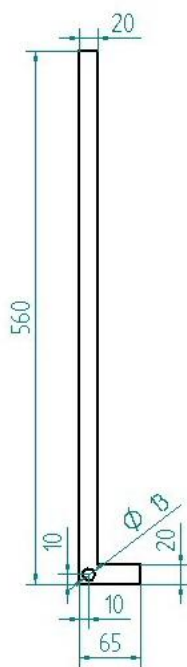


Ilustração 9: barra em L

Sabia-se desde o princípio que mais à frente teria que ser projetado um mecanismo para medir a força de arrasto no corpo, pois, no momento presente, o túnel de vento existente na UFES não conta com equipamento adequado para isto.

Após a pesquisa de várias maneiras de se realizar isso de uma maneira simples e eficiente, chegou-se à seguinte solução:

Este mecanismo consiste em uma barra L de 3,2mm de espessura com as medidas mostradas na figura 9, de modo a formar um balanço em que a peça a ser testada é fixada em seu centro de gravidade, através de um furo, na extremidade superior da barra.

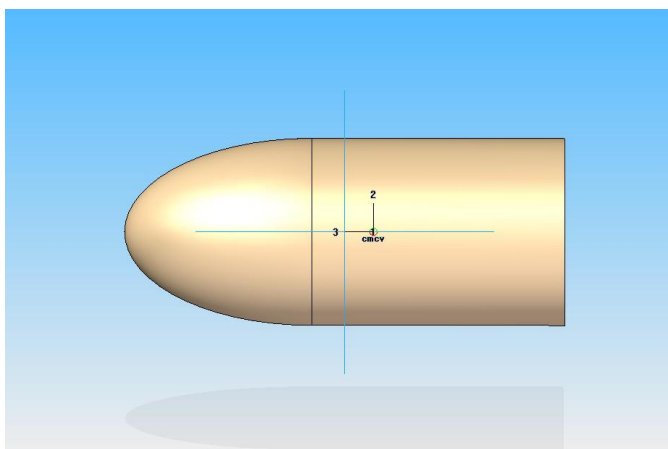


Ilustração 10: localização do centro de massa - calculado pelo software Solid Edge

À extremidade inferior da barra em L – de menor comprimento – é conectada uma célula de carga de flexão.

É importante observar que a articulação da barra não poderá ser feita por um pino, já que esta opção pode ferir a precisão da leitura que é extremamente relevante. Usa-se, então, ao invés do pino, um rolamento e um eixo de HD.

O vento ao incidir sobre o corpo a ser testado exercerá uma força sobre a célula de carga com um fator de multiplicação igual a 10 (dez) podendo-se assim medir forças muito pequenas. Fazem-se medidas de arrasto do modelo sólido de madeira e logo após, o modelo com o domo helicoidal rotativo. É assim, então, que é comprovada a eficácia ou não do domo helicoidal rotativo.

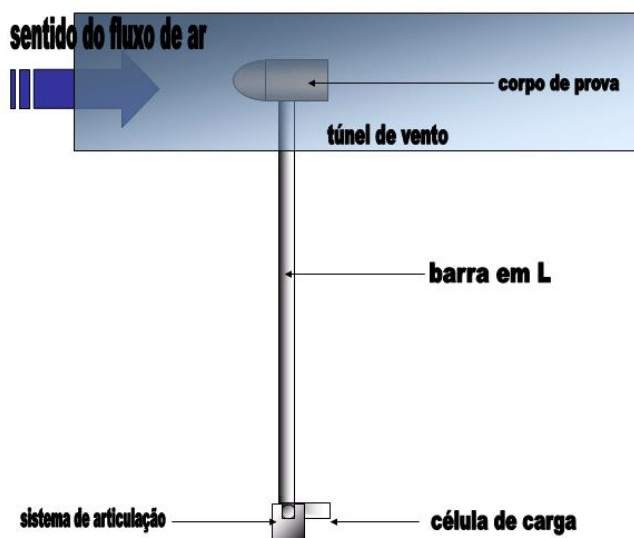


Ilustração 11: mecanismo de medição de arrasto

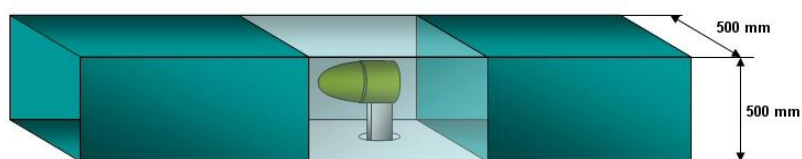


Ilustração 12: medidas do túnel de vento

3.1.5 CÉLULA DE CARGA

Há neste caso duas opções para a instalação da célula de carga na barra em L.

- A primeira consiste na utilização de um sistema de aquisição do sinal de força a uma interface que possibilitará mostrar os resultados em um “display” e também tem possibilidade de agregar novos sensores futuramente;
- A segunda consiste na utilização de um indicador eletrônico micro-processado, que fará a leitura do sinal de força, com indicação digital. Este sistema permite monitorar apenas um sensor.

Em ambas opções é necessária a aquisição de uma célula de carga mini-single-point com capacidade para 600g [4] e um mancal para a instalação da haste de medição e fixação da célula de carga. A precisão da célula é de 0,1%.

A primeira opção é mais dispendiosa, porém permite a utilização de até 13 sensores tipo Strain-Gage.

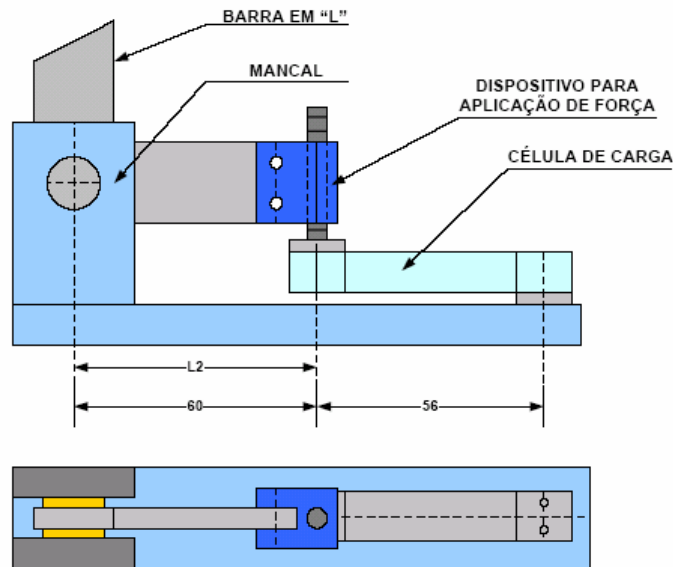


Ilustração 13: detalhamento do conjunto barra - célula de carga

3.2 MEMORIAIS DE CÁLCULO

3.2.1 ESTIMATIVA DA FORÇA DE ARRASTO

Para o desenvolvimento de todo o mecanismo de medição da força de arrasto, necessita-se de uma estimativa dos valores a serem mensurados.

Algumas considerações tiveram que ser feitas para uma aproximação dos valores esperados:

- O fluxo é turbulento, $Re > 1000$;
- Por falta de valores exatos, consideramos a meia-elipsóide do corpo de prova como uma meia-esfera de $C_d = 0,38$ (valor já conhecido);
- O valor do volume específico ρ do ar atmosférico utilizado é o tabelado em condições em pressão e temperatura ambientes.

A velocidade do ar no túnel de vento (U) é de 10 m/s – valor previamente calculado – e o diâmetro do corpo de prova é de 75 mm.

O cálculo da força de arrasto F_d é dada pela seguinte equação:

$$F_d = C_d A \frac{1}{2} \rho U^2 \quad (1)$$

A área é dada por $\frac{\pi D^2}{4}$, assim:

$$F_d = 0,38 \times \frac{\pi \cdot 0,075^2}{4} \times \frac{1}{2} \times 1,23 \times 10^2 \quad (2)$$

$$F_d = 0,1N \quad (3)$$

A título de comparação, pelos mesmos cálculos, em um submarino da classe Virginia em sua velocidade máxima, a força de arrasto é da ordem de 4,4MN (mega Newton).

3.2.2 SEMELHANÇA DINÂMICA

A semelhança dinâmica é um modo de simular a semelhança entre os escoamentos do modelo real e do protótipo. Como primeira condição, o protótipo e o modelo devem ser geometricamente semelhantes.

Quando dois escoamentos têm distribuições de força tais que tipos idênticos de forças são paralelas e relacionam-se em magnitude por um fator de escala constante em todos os pontos correspondentes, então os dois escoamentos são dinamicamente semelhantes. Assim, os dados medidos num escoamento sobre o modelo podem ser relacionados quantitativamente com as condições do escoamento sobre o protótipo. [3]

Para se ter a semelhança dinâmica entre o modelo real e o protótipo, aplica-se a seguinte condição:

$$Re_{real} = Re_{prot} \quad (4)$$

$$\text{Onde } Re = \frac{\rho U D}{\mu} \quad (5)$$

O túnel de vento do DEM-UFES permite velocidade do vento a 10 m/s e o diâmetro efetivo do protótipo possui 75 mm, assim, considerando:

- Água e ar em condições de temperatura e pressão ambientes;

$$\frac{\rho_{ag} U_{real} D_{real}}{\mu_{ag}} = \frac{\rho_{ar} U_{prot} D_{prot}}{\mu_{ar}} \rightarrow \frac{999 \times U_{real} \times D_{real}}{1,14 \times 10^{-3}} = \frac{1,23 \times 10 \times 75 \times 10^{-3}}{1,79 \times 10^{-5}} \quad (6)$$

$$U_{real} = \frac{0,0588}{D_{real}} \quad (7)$$

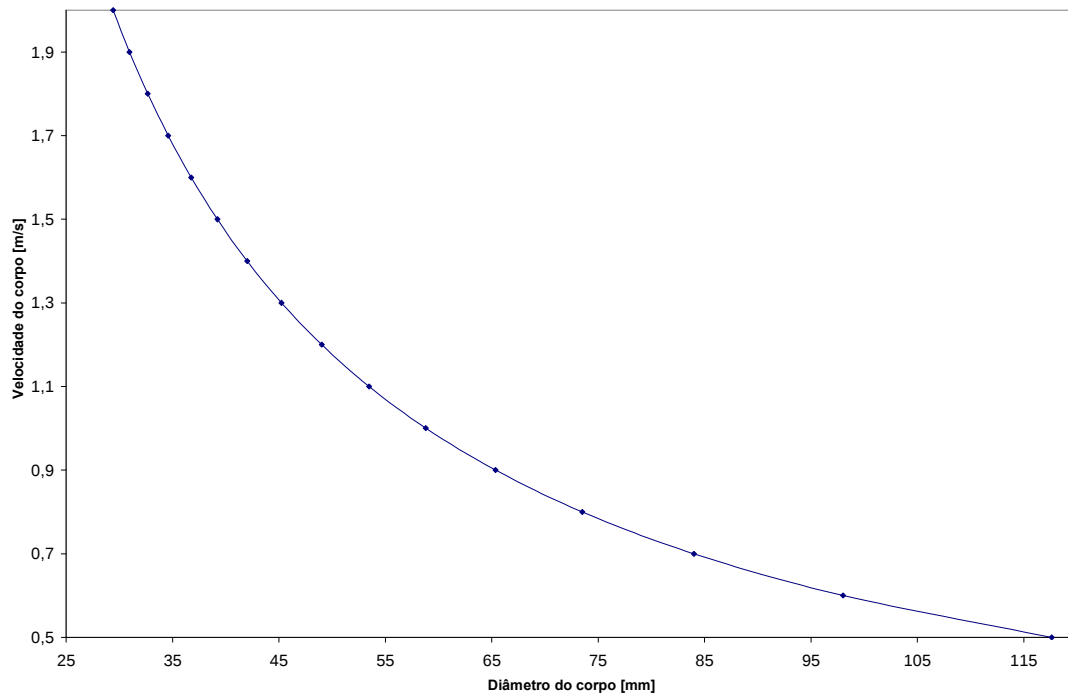


Ilustração 14: gráfico diâmetro do corpo x velocidade do corpo

Analisando o gráfico, se, em um túnel de água, para um mesmo diâmetro utilizado para o domo de 75 mm, a velocidade do corpo teria que ser limitada a aproximadamente 0,8 m/s.

Ao se trabalhar supondo velocidade de um submarino igual a 15 m/s, tem-se a relação entre o diâmetro real e a velocidade infligida no protótipo no túnel de vento:

$$U_{prot} = \frac{5145}{D_{real}} \quad (8)$$

E, para um túnel de água:

$$U_{prot} = \frac{47,8}{D_{real}}$$

(9)

Conclusões: Vista a impossibilidade de se realizar uma semelhança dinâmica entre o modelo real e o protótipo no túnel de vento – pois as velocidades teriam que ser supersônicas –, o estudo teria que ser realizado em um túnel de água. Porém, o estudo no túnel de vento, à princípio, pode também representar o efeito do domo helicoidal rotativo e, portanto, o mérito de seu uso ainda permanece.

3.2.3 CÉLULA DE CARGA

Foram realizados estudos sobre uma célula de carga para uma provável utilização no mecanismo de medição da força de arrasto. Primeiramente, este que se mostrou inviável devido à dificuldade para sua montagem e calibração, além da colagem do strain gage. A seguir seguem os cálculos para o dimensionamento de uma célula de carga e sua calibração.

3.2.3.1 Dimensionamento do bloco

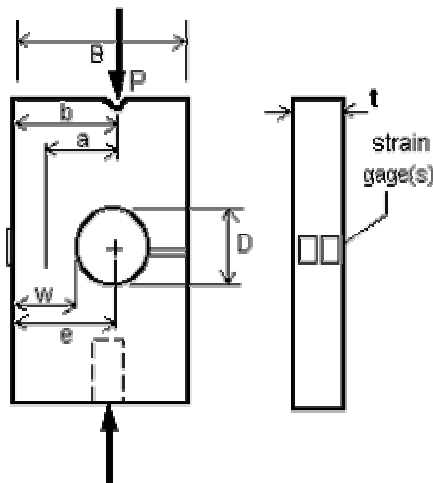


Ilustração 15: corpo da célula de carga

Considerações iniciais para o dimensionamento:

- $\frac{B}{3} \leq D \leq 2\frac{B}{3}$

- $B \leq H \leq 1,75B$
- $\frac{B}{8} \leq t \leq \frac{B}{2}$

A máxima tensão que ocorre no corpo da célula de carga está localizada na superfície curva da “ponte” (espaço entre o furo e a borda), e é dada por:

$$\sigma_{\max} = k \frac{P}{wt} \left(1 + \frac{6a}{w} \right) \quad (10)$$

O termo k é um fator de concentração de tensão obtido através da figura 13.

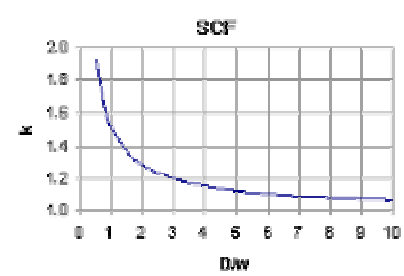


Ilustração 16: gráfico do fator de concentração

Para saber qual a máxima tensão aplicada no corpo da célula dada uma força, fizemos uma tabela Excel (ver tabela 3) onde entramos com a força aplicada (P), largura do corpo (B), espessura do corpo (t), diâmetro do furo (D) e a localização da força aplicada (b). Pode-se ter também como saída a tensão na célula (ϵ_{gage}).

A

B

C

D

E

F

G

Força aplicada (P) -N	1
Largura do corpo (B) -m	0,02
Espessura do corpo (t) -m	0,005
Diâmetro do furo (D) -m	0,012
Localização da força aplicada (b) -m	0,01
e -m	0,01
a -m	0,008
w -m	0,004
Módulo de elasticidade (E) min -Pa	69000000000
E max -Pa	72400000000
D/w	3
k	1,2
εgage m/m	7,97101E-06
σmax -Pa	780000

SCF

D/w	SCF (k)
1	1,90
2	1,45
3	1,25
4	1,18
5	1,14
6	1,11
7	1,09
8	1,08
9	1,07
10	1,06

Max body stress = 15000
Max gage stress = 7100

Ver: Stress (Pa)

Stress (Pa)
0
1500
3000
4500
6000
7500
9000
10500
12000
13500
15000

Tabela 3: dimensionamento da célula de carga

3.2.3.2 Calibração da célula

Usando a formulação de flexão de vigas e tensão axial, analisa-se a tensão que sofre a célula na posição onde está localizada o strain gage. Através da medição da deformação - que se mede com o strain gage – poder-se-á determinar a tensão nesse ponto, e assim determinar a carga P que atua.

$$\sigma = \frac{Paw}{2I} - \frac{P}{wt} \quad (11)$$



Ilustração 17: corpo da célula de carga usinado

Na seção onde se está avaliando a tensão, o momento de inércia é determinado por:

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

Substituindo na equação anterior, temos:

$$\sigma = \frac{6Pa}{tw^2} - \frac{P}{wt} \quad (13)$$

Como $a = b - \frac{w}{2}$ e $w = e - \frac{d}{2}$, substituindo na equação anterior:

$$\sigma = \frac{4P}{\left(e - \frac{d}{2}\right)^2 t} \left[\frac{3}{2}b - \left(e - \frac{d}{2}\right) \right] \quad (14)$$

Temos que a deformação $\varepsilon = \frac{\sigma}{E}$, onde E é o módulo de elasticidade, portanto:

$$\varepsilon = \frac{4P}{E\left(e - \frac{d}{2}\right)^2 t} \left[\frac{3}{2}b - \left(e - \frac{d}{2}\right) \right] \quad (15)$$

Como desejamos determinar a carga que causa uma determinada deformação que se mede através do strain gage, assim, a carga é dada por:

$$P = \frac{E\left(e - \frac{d}{2}\right)^2 t}{4\left[\frac{3}{2}b - \left(e - \frac{d}{2}\right)\right]} \varepsilon \quad (16)$$

Para iniciar a análise, monta-se uma tabela em Excel onde se entra com a força aplicada (P) e a voltagem medida no equipamento. Um gráfico é gerado e com os pontos obtidos, uma aproximação linear. (ver *exemplo* figura 18).

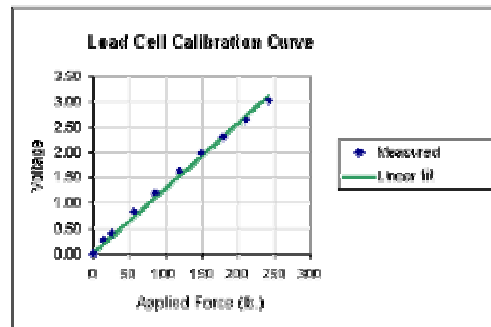


Ilustração 18: gráfico força aplicada x voltagem

3.2.4 BARRA EM L

Primeiramente, a barra em L foi dimensionada para que a célula de carga se ajustasse em seu braço menor.

Em segundo lugar, como as forças trabalhadas são muito pequenas, é necessário projetar o mecanismo para que a reação (R) tenha a maior sensibilidade possível.

O cálculo da reação na célula de carga é feito do seguinte modo:

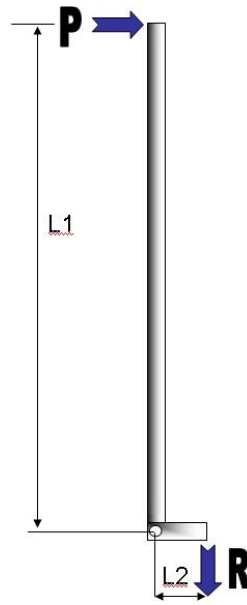


Ilustração 19: forças na barra em L

Desprezando o peso da barra:

Temos que:

$$\sum M_o = L_1 P - L_2 R \quad (17)$$

$$0 = L_1 P - L_2 R \quad (18)$$

$$L_1 P = L_2 R \quad (19)$$

$$R = \frac{L_1 P}{L_2} \quad (20)$$

Através de cálculos anteriores, $P = 0,1\text{N}$ (Newton)

$$R = \frac{550 \times 0,1}{55} = 1\text{N}(\text{Newton}) \quad (21)$$

3.3 EQUAÇÕES DA DINÂMICA DO SISTEMA

De Souza [1] apresenta a formulação dinâmica (equação 22) para um submarino com 6 graus de liberdade (3 de translação e 3 de rotação) para tais considerações:

- A massa está distribuída uniformemente;

- A massa é constante ($\dot{m} = 0$) e a posição do centro de massa é considerado invariante ($\dot{r}_G = 0$);
- A origem do sistema de coordenadas móvel não coincide com o centro de gravidade do veículo, para o caso mais geral.

$$\begin{bmatrix} m + A_{11} & A_{12} & A_{13} & A_{41} & mz_g + A_{51} & -my_g + A_{61} \\ A_{21} & m + A_{22} & A_{23} & -mz_g + A_{42} & A_{52} & mx_g + A_{62} \\ A_{31} & A_{32} & m + A_{33} & my_g + A_{43} & -mx_g + A_{53} & A_{63} \\ A_{41} & -mz_g + A_{42} & my_g + A_{43} & I_1 + A_{44} & I_{12} + A_{45} & I_{13} + A_{46} \\ mz_g + A_{51} & A_{52} & mx_g + A_{62} & I_{12} + A_{54} & I_2 + A_{55} & I_{23} + A_{56} \\ -my_g + A_{61} & mx_g + A_{62} & A_{63} & I_{13} + A_{64} & I_{23} + A_{65} & I_{33} + A_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{U}_1 \\ \dot{U}_2 \\ \dot{U}_3 \\ \dot{\Omega}_1 \\ \dot{\Omega}_2 \\ \dot{\Omega}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ \tau_1 \\ \tau_2 \\ \tau_3 \end{bmatrix} \quad (22)$$

Onde:

m é massa do submarino

A_{ij} são massas adicionais, representando o armazenamento de energia cinética do fluido deslocado pelo submarino;

z_g, y_g, x_g é a localização do centro de gravidade;

$\dot{U}$ é a aceleração;

$\dot{\Omega}$ é a aceleração angular;

I_{ij} é o tensor de inércia;

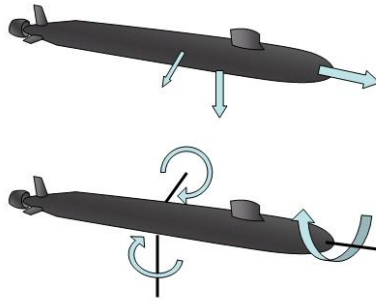


Ilustração 20: movimentação de submarino

Para simplificar o modelo, é necessário que se faça algumas considerações:

- O submarino só se move para frente – portanto 1 grau de liberdade;
- O domo helicoidal rotativo é acoplado ao modelo e assim, põe-se o vetor de rotação na mesma direção da translação.

Nota-se que o acoplamento entre as duas equações ocorre com $A_{41}F_1$ e $A_{41}\tau_1$ e a formulação se resume a:

$$\begin{bmatrix} m + A_{11} & A_{41} \\ A_{41} & I_h + A_{44} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{U}_1 \\ \dot{\Omega}_1 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1 \\ \tau_h \end{Bmatrix} \quad (23)$$

Onde:

I_h é o momento de inércia do domo helicoidal rotativo.

F_1 é a força de arrasto que atua na direção contrária ao avanço do submarino

O τ_h é o torque gerado sobre o domo helicoidal rotativo.

Segundo a teoria do projeto, esse torque estaria associado também à força de arrasto F_1 . O arrasto hidrodinâmico multiplicado pelo raio médio do domo helicoidal rotativo deve representar aproximadamente o torque. Estudos mais detalhados teriam que ser realizados.

Para fins comparativos, Fonseca [2] (vide anexo E) na modelagem do satélite Saci-2 utiliza um óleo silicone situado no interior de uma pista anelar que, em caso de distúrbios na posição do satélite, ao se movimentar produz uma tensão de cisalhamento entre fluido e parede do anel e conseqüentemente o torque necessário para a estabilização do equipamento. Neste projeto, a pista são as reentrâncias helicoidais, o fluido é a água e a força de arrasto é a causa do torque. Parte da força de arrasto é transformada em uma força de aceleração para gerar o torque.

3.4 PESQUISA E DESENVOLVIMENTO

3.4.1 ABSTRAÇÕES E EVOLUÇÃO

O projeto em sua maioria foi desenvolvido a partir de abstrações (uso intuitivo de conhecimentos adquiridos), tentando-se adaptar os mecanismos que propiciam a grande eficiência dos movimentos dos peixes a uma estrutura sólida de grandes dimensões.

Sendo assim, uma vez supondo que uma quilha helicoidal passiva simularia o nado dos peixes, optou-se a princípio por uma hélice encurvada que envolveria a quilha

do barco (correspondente ao quadro 1 da figura 21). Seguindo o raciocínio do que aconteceria com a água, viu-se que isto criaria vórtices que incidiriam sobre a quilha causando eventos que não se poderia avaliar. Porém muito provavelmente aumentado o arrasto.

A partir disto, optou-se pelo modelo sólido com reentrâncias que, visualmente, proporcionaria um fluxo mais suave, reduzindo significativamente o arrasto (correspondente ao quadro 2 e 3 da figura 21).

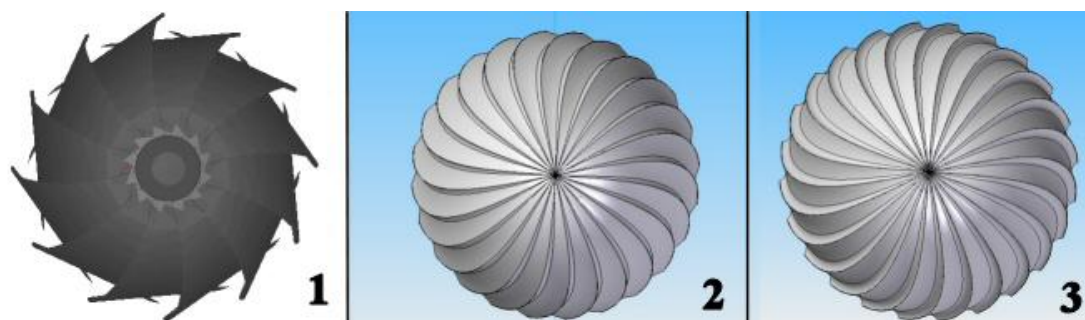


Ilustração 21: evolução do domo helicoidal rotativo

Sobre o mecanismo de medição do arrasto, como não há túnel de água na UFES, a solução foi usar o túnel de vento, desenvolvendo um mecanismo para tal.

A princípio, optou-se por uma barra articulada presa ao corpo de teste onde se colocaria um strain-gage. Foi idealizada a possibilidade de se utilizar também um relógio comparador, idéia descartada rapidamente; outros: uma balança de precisão, desencorajada devido à impossibilidade de deslocamento da mesma; uma chapa fina de alumínio onde mede-se o deslocamento da extremidade, descartada devido a pouca precisão nas medidas obtidas; finalmente a célula de carga. A primeira tentativa foi a construção de um modelo de célula de carga “artesanal” (tópico 3.2.3) através de pesquisas na Internet, porém não se obteve sucesso. Por fim, como última opção, foi contratada uma empresa de consultoria para ajudar no projeto.

3.4.2 SUBSÍDIOS EXTERNOS AO PROJETO

Durante o desenvolvimento do projeto foi contactado um engenheiro do INPE (Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais), Dr. Ijar M. Fonseca e, por coincidência, ele informou que esta teoria já tem uma base prática e foi desenvolvida para evitar o giro de um satélite causado pela momento da força do último estágio do foguete e do “sopro solar”, função essa desempenhada por um óleo silicone situado dentro de um anel [2]. (vide anexo E).

3.4.3 DIFICULDADES E PERCALÇOS

Passada a fase teórica, após tentar modelos artesanais, que se mostraram inviáveis, foi desenvolvido um desenho 3D em CAD. Julgou-se, assim, que este modelo satisfizesse as proposições teóricas elaboradas.

O passo seguinte seria a confecção deste modelo, em alumínio, para partir para os testes físicos. Ao solicitar as várias empresas especializadas na confecção do modelo, descobriu-se que seria necessário um torno de 5 eixos – no mínimo - , tal equipamento não existe no Espírito Santo e os que existem em outros Estados – Paraná e São Paulo - , não aceitam trabalhos tão pequenos, pois os custos seriam proibitivos.

Como última solução, buscou-se uma simulação computadorizada através da firma ESSS, que usa o software Fluent. Foi informado pelo gerente desta empresa que não seria possível se fazer tal simulação em menos de 2 meses, sem contar que o custo ficaria fora das possibilidades financeiras preditas.

Sendo assim, acreditando firmemente na viabilidade da proposta, prosseguiu-se as pesquisas contando com a ajuda do Dr. Ijar M. Fonseca e assim, foi desenvolvido um modelo matemático que poderá provar que a eficiência do domo helicoidal rotativo é real.

3.4.4 SUPORTE E ESTÍMULO

Durante todo o projeto foi vital o freqüente contato com um engenheiro do INPE – Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais –, Dr.º Ijar M. Fonseca, envolvido em projetos de satélites.

Conclui-se que, dada a impossibilidade de testes físicos ou mesmo simulações – pelo menos com o tempo curto que nos restou –, a solução seria um modelo matemático do funcionamento do sistema.

É também importante citar o estímulo do orientador, que desde o início apoiou e se mostrou entusiasmado por se tratar de um projeto inovador que, se mostrando viável, seria um indicador da excelência do ensino praticado na UFES.

4 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Concluindo, em relação ao aparato de medição de arrasto, o primeiro passo já foi dado. Parte-se agora para a construção de tal mecanismo para iniciar a análise e os testes.

O modelo matemático desenvolvido na equação 23 pode ser o início de uma série de pesquisas a fim de comprovar a viabilidade do projeto, uma vez que, se é possível transformar o arrasto de pressão em torque, a resistência ao avanço de um corpo em um meio líquido irá reduzir significativamente. Faz-se necessário a partir deste ponto prosseguir com os estudos em modelos mecânicos de preferência em um túnel de água a fim de determinar o grau de redução do arrasto e uma simulação numérica.

Definido o quanto deste arrasto pode ser reduzido, teríamos implicações inimagináveis na utilização do mesmo, seja no campo civil ou militar, por um lado pela melhora na performance de navios, submarinos ou torpedos com ganho em velocidade e maneabilidade, e por outro pela redução do consumo de combustíveis com todas as implicações daí advindas, tais como menor custo por tonelada transportada e redução do tempo de viagem.

Sem dúvida o transporte aquaviário seja ele marítimo ou fluvial, é desde os primórdios da civilização o mais racional e barato, mesmo assim considerando-se os volumes de cargas que cruzam o planeta todos os dias podemos ver que cada ponto percentual ganho em eficiência representa um volume colossal de recursos poupados.

Outra implicação prática advinda deste projeto é a possibilidade de se construir graneleiros submarinos e não de superfície, permitindo o deslocamento de uma maior tonelagem de carga em um veículo com o mesmo volume.

5 BIBLIOGRAFIA

[1] ERIC CONRADO DE SOUZA. **Modelagem e Controle de Veículos submarinos não tripulados**. São Paulo, 2003.

[2] IJAR M. FONSECA; MARCELO C. SANTOS. **Saci-2 attitude control subsystem**. 1990.

[3] ROBERT W. FOX; ALAN T. MCDONALD, LTC. **Introdução à mecânica dos fluidos**. 5ª edição, 2001.

[4] SENSOTEC SENSORS. **Full line Catalog**. 27th Edition, 2006

[5] SKF. **Catálogo de rolamentos industriais** [online] 2006. Disponível: <http://www.skf.com/portal/skf/home/products?lang=pt&maincatalogue=1&newlink=1> [capturado em 13 de dezembro de 2006]

ANEXO A – Desenho do domo para fabricação

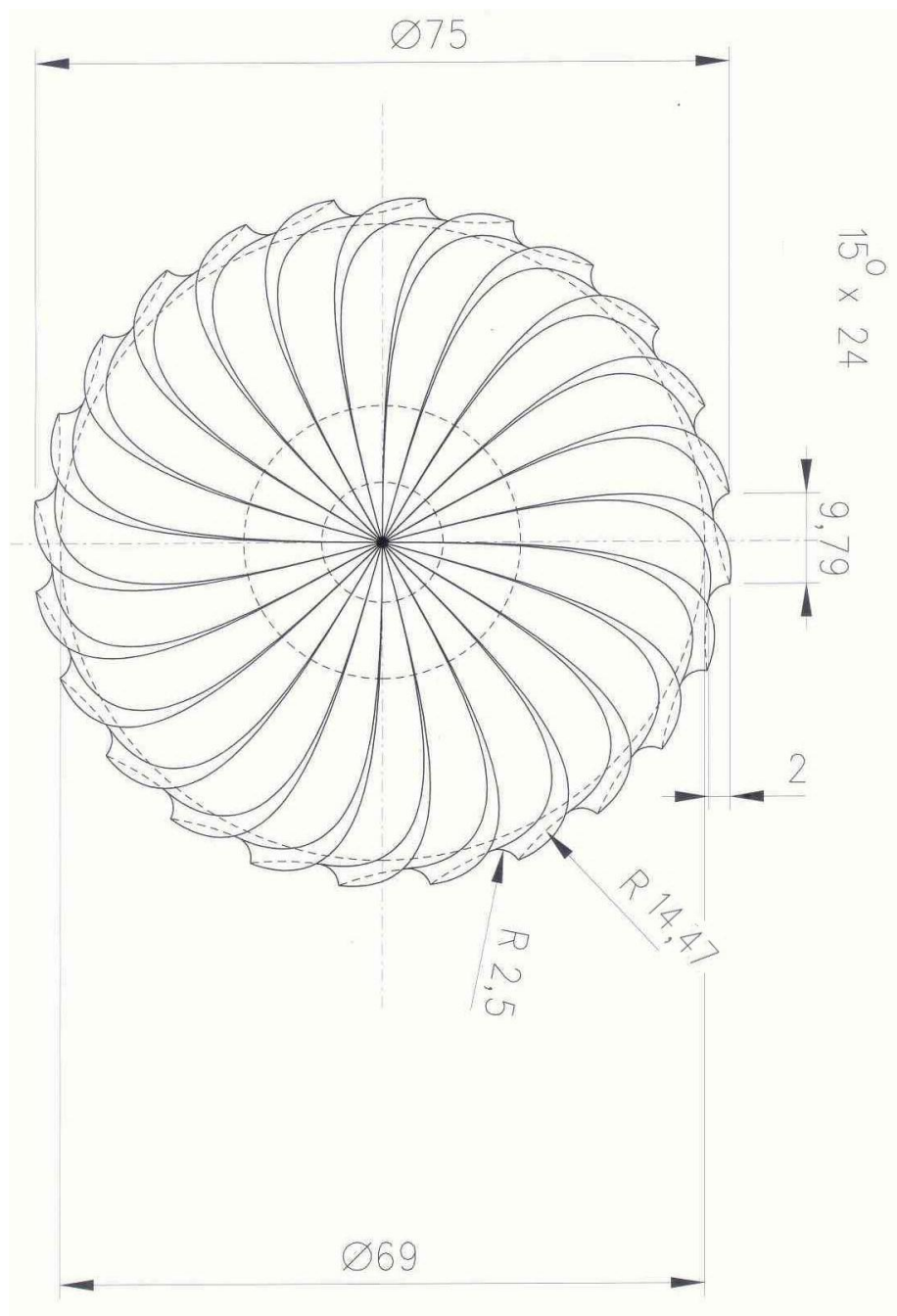


Ilustração 22: desenho de projeto - domo helicoidal rotativo - vista frontal

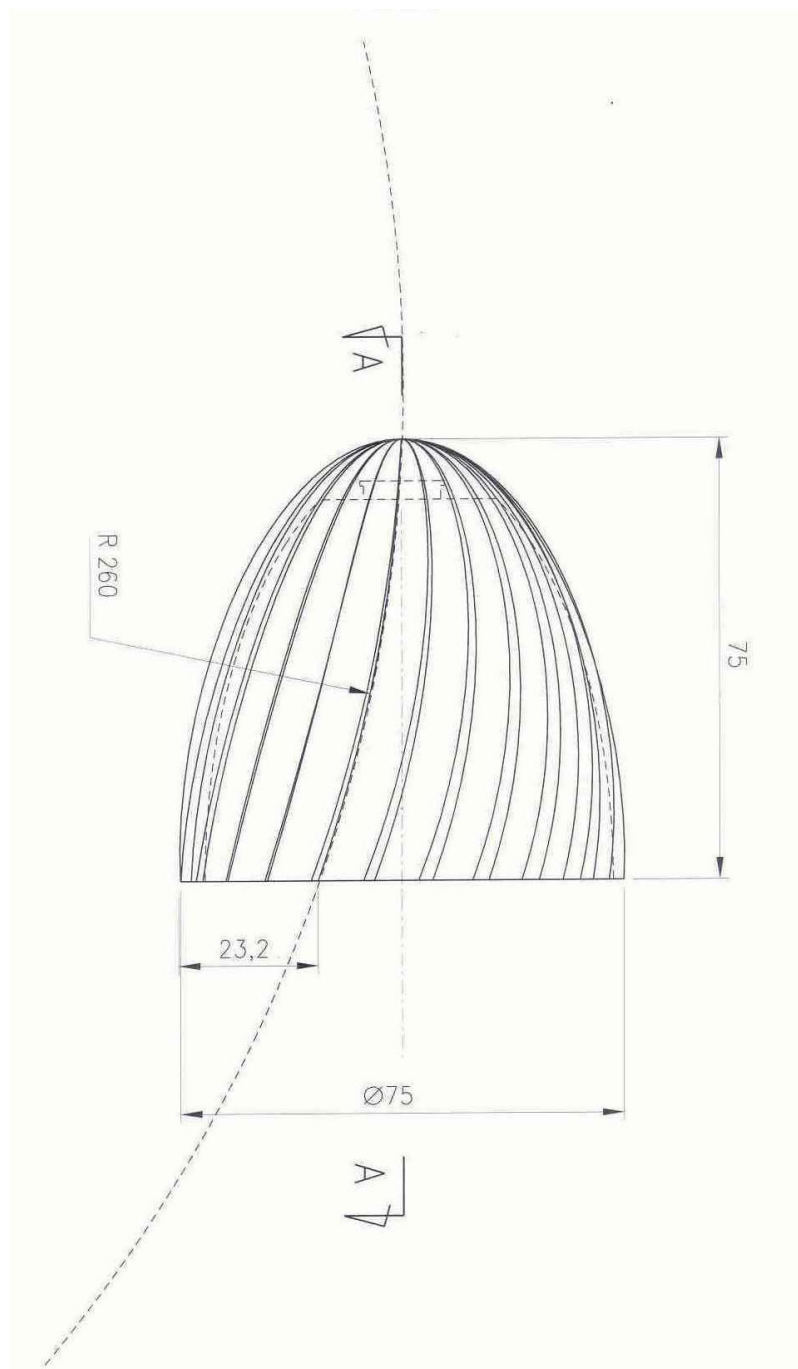


Ilustração 23: desenho de projeto - domo helicoidal rotativo - vista lateral

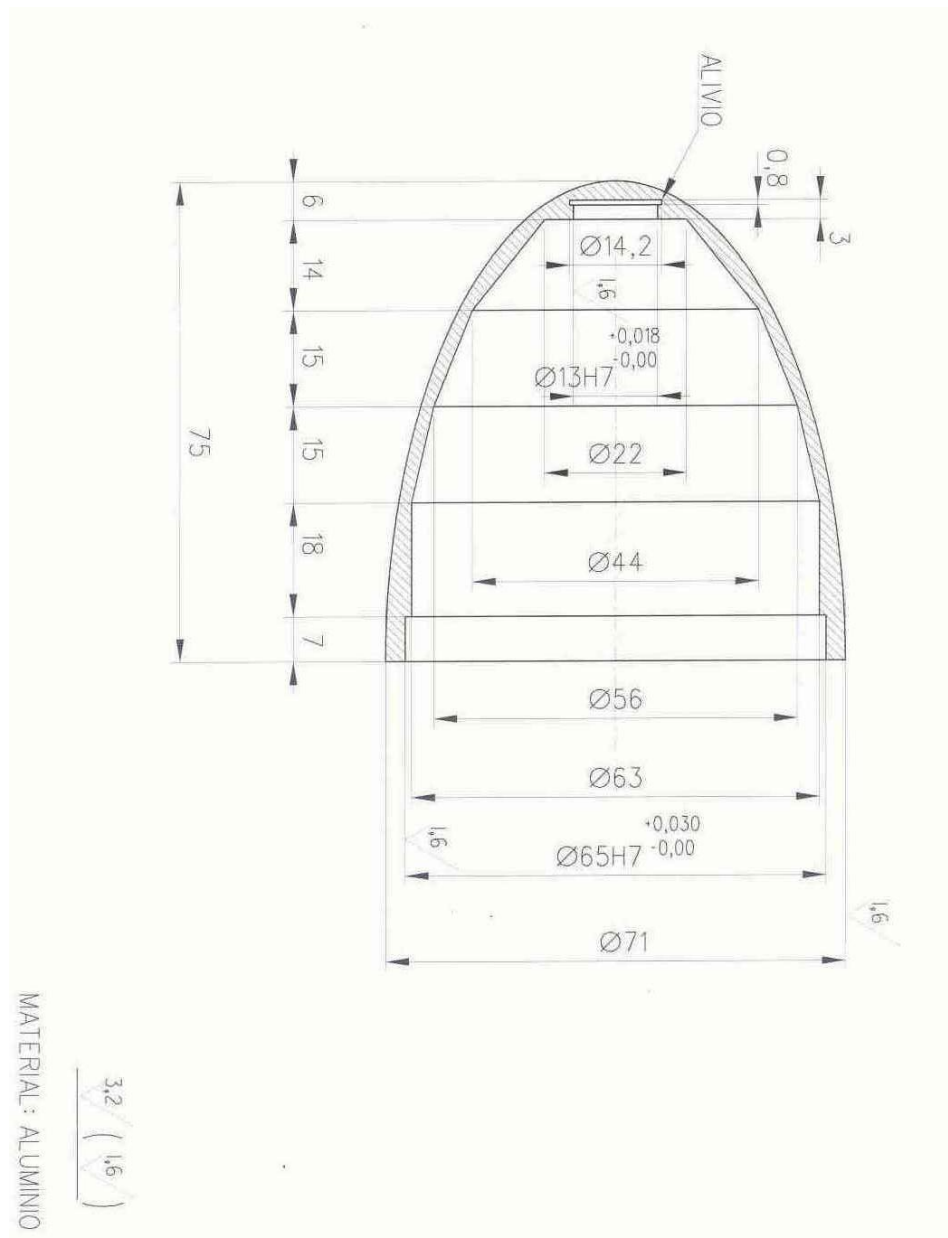


Ilustração 24: desenho de projeto - domo helicoidal rotativo - vista em corte

ANEXO B – DESENHO DA BARRA PARA FABRICAÇÃO



Ilustração 25: desenho de projeto - barra em L

ANEXO C – DESENHO DO CORPO DA CÉLULA DE CARGA PROJETADA PRIMEIRAMENTE

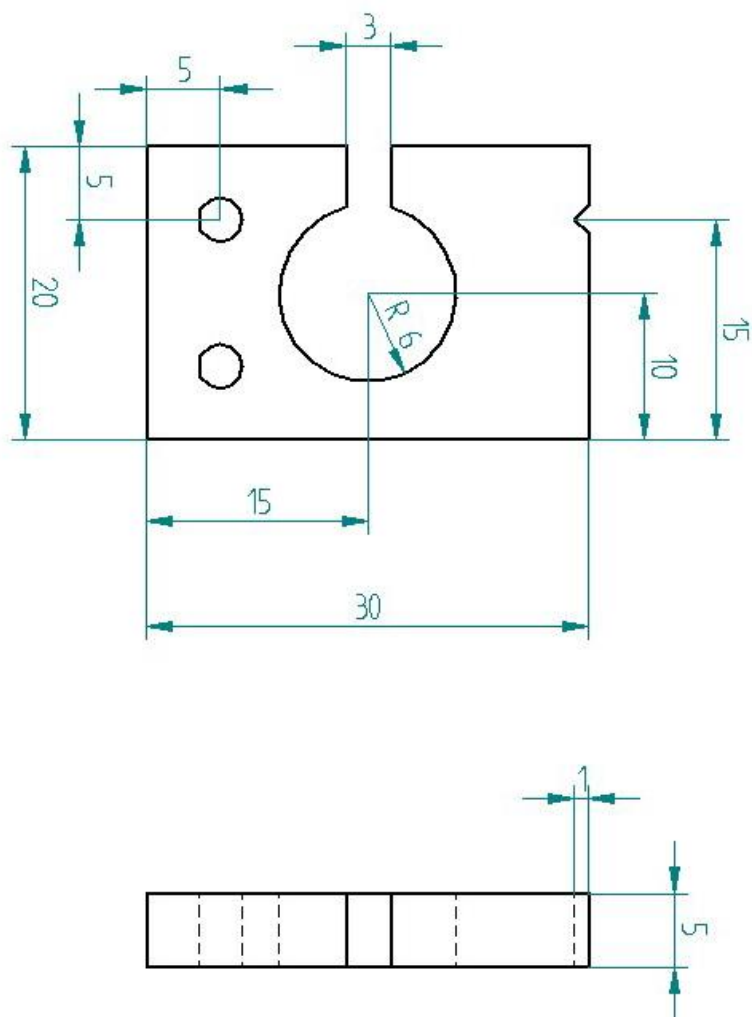


Ilustração 26: desenho de projeto - corpo de célula de carga

ANEXO D – ESPECIFICAÇÃO DA CÉLULA DE CARGA

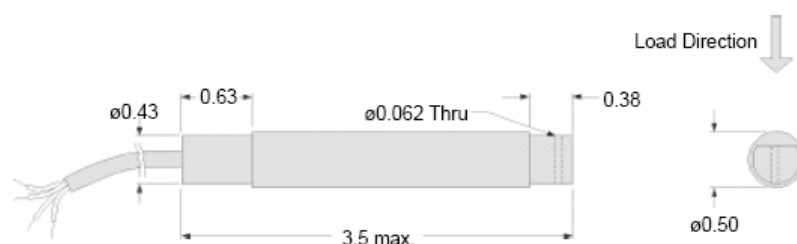
Model MBL Minigram Beam Load Cell

Order Code BL341

- 25 to 1000 g
- Miniature Size
- 0.1% Linearity



Dimensions



Wiring Code

Cable/ Unamplified

Red	(+) Excitation
Black	(-) Excitation
Green	(-) Output
White	(+) Output

Performance

Load Ranges	25; 50; 100; 150; 250; 500; 1000 g
Linearity (max.)	+/- 0.1% Full Scale
Hysteresis (max.)	+/- 0.1% Full Scale
Non-Repeatability (max.)	+/- 0.03% Full Scale
Output (tolerance)	20 mV/V (nominal)
Operation	Tension/ Compression (note 1)
Resolution	Infinite

Environmental

Temperature, Operating	0° to 200° F
Temperature, Compensated	60° to 160° F
Storage Temperature	-100° to 200° F
Temperature, Effect	
Zero	0.015% Full Scale/° F
Span	0.02% Full Scale/° F

Electrical

Strain Gage Type	Bonded Semiconductor
Excitation (calibration)	5 VDC
Insulation Resistance	5000 Megohms @ 50 VDC
Bridge Resistance	500 Ohms
Zero Balance	+/- 5% Full Scale
Electrical Termination (std)	Cable (5 ft.)

Mechanical

Maximum Allowable Load	400% F.S. (note 2)
Weight	50 g
Material	Aluminum

Ilustração 27: especificação de célula de carga

ANEXO E – EQUAÇÕES DE AMORTECIMENTO DO SISTEMA DE NUTAÇÃO – SATÉLITE SACI -2

$$(I_x + I_{xf})\dot{\omega}_x + [(I_z - I_y) + (I_{zf} - I_{yf})]\omega_y\omega_z - I_{xy}\dot{\omega}_y - I_{xzf}(\dot{\omega}_z + \ddot{\beta}) + I_{az}\ddot{\beta} + \dot{I}_x\omega_x - \dot{I}_{xyf}\omega_y + \\ - \dot{I}_{xzf}(\omega_z + \dot{\beta}) + I_{yz}(\omega_z^2 - \omega_y^2) + I_{xy}\omega_x\omega_z - I_{xz}\omega_x\omega_y + I_{yz}\omega_z\dot{\beta} + (I_{zf} - I_{ax})\omega_y\dot{\beta} = N_x$$

$$(I_y + I_{yf})\dot{\omega}_y + [(I_x - I_z) + (I_{xf} - I_{zf})]\omega_x\omega_z - I_{xyf}\dot{\omega}_x - I_{yzf}(\dot{\omega}_z + \ddot{\beta}) + \dot{I}_{yf}\omega_y - \dot{I}_{xyf}\omega_x - \dot{I}_{yzf}(\omega_z + \dot{\beta}) + \\ + I_{xzf}(\omega_x^2 - \omega_z^2) + I_{yzf}\omega_x\omega_y - I_{xyf}\omega_y\omega_z + (I_{az} - I_{xzf})\omega_z\dot{\beta} - (I_{zf} - I_{ax})\omega_x\dot{\beta} = N_y$$

$$(I_z + I_{zf})\dot{\omega}_z + [(I_x - I_y) + (I_{xf} - I_{yf})]\omega_x\omega_y + (I_z - I_{ax})\ddot{\beta} - I_{xzf}\dot{\omega}_x - I_{yzf}\dot{\omega}_y + \dot{I}_{zf}\omega_z + (\dot{I}_z + \dot{I}_{ax})\dot{\beta} + \\ - \dot{I}_{xzf}\omega_x - \dot{I}_{yzf}\omega_y + I_{xyf}(\omega_y^2 - \omega_x^2) + [I_{xzf}\omega_y - I_{yzf}\omega_x](\omega_z + \dot{\beta}) + I_{az}\omega_y\dot{\beta} = N_z$$

$$m_f R^2 \ddot{\beta} + (I_{zf} - I_{ax})\dot{\omega}_z - (I_{xzf} - I_{az})\dot{\omega}_x - I_{yzf}\dot{\omega}_y - (\dot{I}_{zf} - \dot{I}_{ax})\omega_z - \dot{I}_{xzf}\omega_x - \dot{I}_{yzf}\omega_y + \\ - \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial \beta} (I_{xf}\omega + I_{zf}\omega_z) - \frac{\partial}{\partial \beta} [(I_{zf} - I_{ax})\omega_z - I_{xzf}\omega_x - I_{yzf}\omega_y] \dot{\beta} + \\ + \frac{\partial}{\partial \beta} [-I_{yzf}\omega_y\omega_z - I_{xzf}\omega_x\omega_z - I_{xyf}\omega_x\omega_y] = Q_\beta$$

$$Q = Q_\beta(v, \gamma, \rho, P, R, D, d, \dot{\beta})$$

Where

- v is the kinematic viscosity;
- ρ is the volumetric fluid density;
- R is the ring radius;
- d is the diameter of the ring cross section;
- a is the offset of the center of the ring with respect to the spin axis;
- γ is the angular span of the fluid inside the ring;
- P is the circumference of the ring cross section;
- $I_x, I_y, I_z, I_{xy}, I_{xz}, I_{xy}$ are the moments and products of inertia. The subscript f stands for fluid.;
- $\omega_x, \omega_y, \omega_z$ is the components of the angular velocity vector;
- $\dot{\beta}$ is the angular speed of the fluid with respect to the ring;
- Q_β is the generalized torque associated to the fluid motion inside the damper annular ring

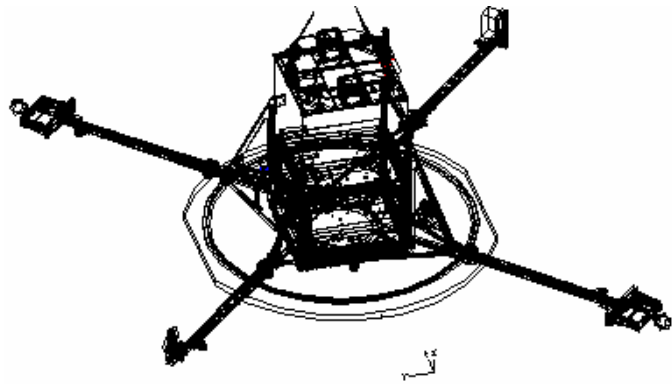


Ilustração 24 – Satélite Sati-2