

Projeto Mecânico de Sistemas de Posicionamento e Movimentação de Modelos

Giovanni Agostinho Fermi

giovanni.fermi@gmail.com

Orientador: Prof. Dr. Julio Romano Meneghini

Resumo. O Projeto tem como objetivo o desenvolvimento de um mecanismo capaz de fixar e impor deslocamentos a modelos, que equipará a seção de teste do canal de água circulante do NDF (Núcleo de Dinâmica e Fluidos) da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo (EPUSP). Tal dispositivo permitirá a realização de experimentos para medição, por exemplo, de coeficientes de massa adicional, arrasto, dentre outros, e também para auxiliar no entendimento do fenômeno de vibrações induzidas por geração e desprendimento de vórtices (VIV). Para a validação do sistema de posicionamento e movimentação de modelos serão realizados ensaios com um cilindro e um paralelepípedo oscilando forçadamente, comparando os resultados obtidos com outros trabalhos já existentes na literatura.

Palavras chave: Pantógrafo, Fenômeno de VIV, Coeficiente de Arrasto e Coeficiente de Massa Adicional.

1. Introdução

O crescimento da produção de petróleo em todo mundo tem aumentado a implementação de estruturas marítimas complexas como *risers*, *manifolds*, árvores de natal molhadas, etc (ver figura 1). Essas estruturas submersas citadas acima podem ser classificadas como corpos rombudos. Corpo rombudo é uma nomenclatura técnica usada na mecânica dos fluidos que denomina aquele corpo que, quando imerso em uma corrente de fluido, gera separação do escoamento em uma porção considerável da sua superfície, criando uma região de recirculação do fluido.



Figura 1. Estruturas marítimas. Da esquerda para direita: *Risers*, *Manifold* e *Árvore de Natal Molhada*.

Escoamento ao redor de corpos rombudos é um problema que tem muita importância em aplicações de engenharia. Isso se deve pelo fato de ser necessário em uma fase inicial de projeto prever alguns fenômenos que possam ocorrer com a estrutura como, por exemplo, os fenômenos de excitação chamados de VIE - Vibrações Induzidas pelo Escoamento – que é resultado da interação hidroelástica entre o fluido escoando e a estrutura do corpo submerso. Uma situação comum que ocasiona VIE é quando um corpo submerso induz a separação do escoamento, resultando na geração e desprendimento de vórtices. Esse fenômeno é chamado de VIV - Vibração Induzida por Vórtices (a figura 2 mostra a formação de vórtices ao redor de um *riser*). Além disso, para a fase de instalação de estruturas marítimas no leito oceânico e dimensionamento das mesmas, é necessário ter o conhecimento de coeficientes adimensionais desses corpos, como coeficientes de massa adicional, arrasto, sustentação, entre outros.

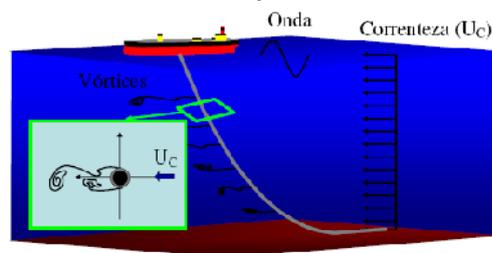


Figura 2. Formação de vórtices em um *riser* rígido instalado no mar. Extraído de Tsukada (2009) [1].

Alguns aspectos do fenômeno de VIV envolvem uma complexa interação entre forças hidrodinâmicas e a resposta da estrutura. Estas forças não são facilmente previstas sem que se recorra à realização de experimentos ou a simulação completa do escoamento conjuntamente com a resposta dinâmica da estrutura.

Experimentos com cilindros rígidos livre para vibrar em base elástica, por exemplo, apresentam respostas praticamente harmônicas, portanto, a fim de comparação de resultados, ensaios com oscilação forçada em cilindros devem ser realizados utilizando movimentos harmônicos prescritos.

Para a realização de experimentos de oscilação forçada é necessário um sistema mecânico de geração de movimento para impor os deslocamentos desejados.

Isto pode ser feito através de um pantógrafo, que é um mecanismo que fixa o modelo a ser ensaiado e reproduz movimentos que são passados a ele através de comandos numéricos ou sinais analógicos. As forças hidrodinâmicas são medidas por meio de células de carga fixadas ao pantógrafo.

O pantógrafo também pode ser usado para a realização de ensaios de reboque prendendo-se o casco de uma embarcação e forçando o movimento a uma velocidade constante, com isso pode-se levantar a curva de arrasto em função da velocidade da determinada embarcação.

Outra aplicação de um pantógrafo está na calibração de equipamentos de medidas como, por exemplo, de um anemômetro, colocando-se velocidades conhecidas e assim obtendo a relação entre a tensão no terminal do anemômetro e o valor medido.

2. Objetivos

O principal objetivo desse projeto é desenvolver e operacionalizar um sistema de posicionamento e movimentação de modelos (pantógrafo) a ser instalado no Canal de Água Circulante do NDF. A razão para isso é que demais alunos do NDF poderão realizar estudos posteriores utilizando tal equipamento em seus ensaios.

O pantógrafo a ser implementado terá três graus de liberdade lineares e um rotacional. É importante ressaltar que o mecanismo será capaz de prescrever movimentos harmônicos nos graus de liberdade supracitados.

Fazem parte também das atividades do projeto a automação do pantógrafo e do posicionador, além da condução de experimentos para a obtenção de coeficientes adimensionais que serão comparados a resultados de estudos presentes nas referências deste projeto.

3. Projeto do Pantógrafo

3.1. Especificações do Projeto

A princípio previa-se a fabricação de dois pantógrafos, o de posicionamento de modelos e o de posicionamento de sondas para o acompanhamento dos ensaios. Porém, com o amadurecimento das soluções propostas, optou-se por fazer um maquinário composto por quatro módulos que poderiam se encaixar de diversas maneiras. Sendo três guias lineares idênticas e um módulo de rotação.

Esse sistema de traverse possibilita a movimentação independente em quatro graus de liberdade: deslocamento linear nas direções longitudinal (x), transversal (y) e vertical (z) da seção de testes e movimento de rotação ao redor de um eixo escolhido do canal (w_x , w_y ou w_z). A figura 3 ilustra um pantógrafo impondo movimentos a um modelo.

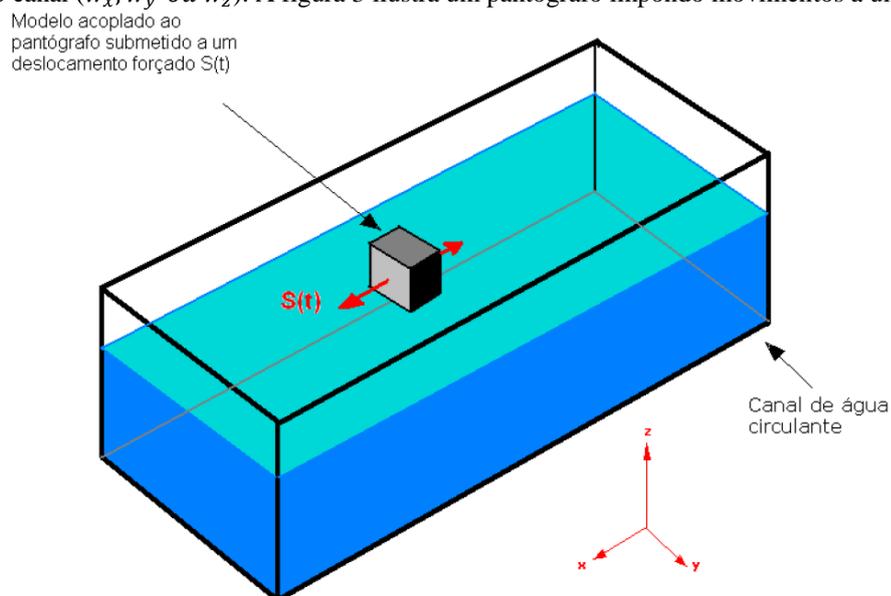


Figura 3. Representação de um pantógrafo submetido a um deslocamento.

A imagem à esquerda da figura 4 apresenta uma vista esquemática do sistema mostrando duas guias lineares e o módulo de rotação. Agora pode ser retomada a idéia do posicionador de sondas. Montando um sistema como explicado na frase acima, pode-se utilizar a guia linear que está sobrando para realizar a função de um pantógrafo posicionador de sondas para o acompanhamento do ensaio. Isso é possível visto que os quatro módulos possuem controle independente.

Por isso não se viu mais necessária a fabricação de outro mecanismo para ser o pantógrafo posicionador de sondas.

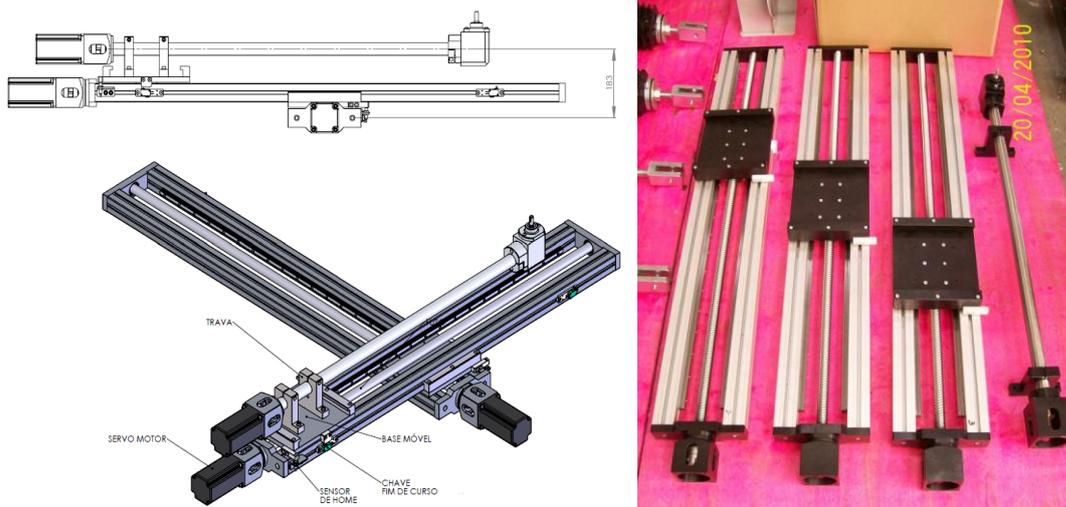


Figura. 4. À esquerda, a ilustração de um tipo de montagem com duas guias lineares e um módulo rotacional. À direita, foto das três guias lineares e o módulo de rotação já produzidos.

As guias lineares são compostas por um carro de deslocamento montado sobre trilhos lineares de precisão. O deslocamento dentro de um curso máximo de 1 metro se dá pela atuação de um fuso acoplado a um servo-motor. As guias estão equipadas com sensores de fim de curso por medidas de segurança.

O módulo de rotação também é atuado por um servo-motor. O eixo do motor é prolongado com um fuso de 800 mm e no terminal desse fuso é instalada uma caixa com duas engrenagens cônicas que realizam a mudança de direção da rotação do motor. O modelo será instalado nesta extremidade podendo ser posicionado em qualquer ponto da seção de testes do canal. Os servos-motores serão conectados a controladores isolados de modo que a movimentação em cada grau de liberdade possa ser controlada independentemente.

As três guias lineares, assim como a guia de deslocamentos angulares, foram fabricadas, testadas e aprovadas (como pode ser visto na imagem à direita da figura 4).

3.2. Dimensionamento dos Servos-Motores

O pantógrafo deverá ser capaz de realizar diversos tipos de ensaios, por exemplo, ensaios de reboque onde a velocidade relativa entre fluido e o modelo é constante e ensaios de oscilação forçada.

Este tipo de escoamento, onde o objeto está totalmente envolvido pelo fluido, é normalmente denominado escoamento externo. Explicando mais detalhadamente escoamentos sobre corpos rombudos, a interação entre o fluido e a estrutura do corpo submerso gera forças de duas naturezas. São elas as forças hidrodinâmicas e forças inerciais.

Forças hidrodinâmicas são geradas pela alteração no campo de pressão atuante no corpo, isso é ocasionado na situação em que o corpo está sofrendo a ação de uma corrente e há uma separação do escoamento e geração de esteiras. Já as forças inerciais são geradas quando há alteração do campo de velocidade e pressão do fluido, isso é provocado pela movimentação do corpo.

As forças hidrodinâmicas são compostas por uma parcela de força na direção do escoamento, chamada de força de arrasto e por uma parcela de força na direção ortogonal ao escoamento, chamada de força de sustentação (a figura 5 mostra o escoamento ao redor de um paralelepípedo em que o fluido tem uma velocidade V ao longe; também estão mostradas as direções das forças de sustentação e arrasto).

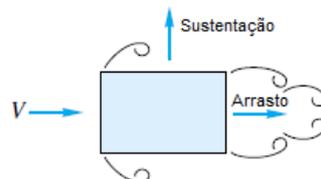


Figura. 5. Escoamento ao redor de um paralelepípedo. Adaptado de White (Fourth Edition) [2].

Para dimensionar os servos motores é necessário estimar as forças de arrasto que serão geradas nos ensaios hidrodinâmicos a serem realizados no Canal.

A força de arrasto é definida por:

$$F[N] = \frac{1}{2} \cdot \rho \left[\frac{kg}{m^3} \right] \cdot U^2 \left[\frac{m^2}{s^2} \right] \cdot S[m^2] \cdot C_D \quad (1)$$

Onde: ρ é a massa específica do fluido;

U é a velocidade relativa entre o fluido e o corpo;

S é a área projetada vista para um observador que olha para o objeto na direção paralela a velocidade U ;

C_D é o coeficiente de arrasto.

A potência necessária para a realização dos movimentos pelo servo motor pode ser dada por:

$$P[W] = F[N] \cdot U\left[\frac{m}{s}\right] \quad (2)$$

O valor do coeficiente de arrasto depende da geometria do corpo. White (Fourth Edition) [2] apresenta coeficientes de arrasto para vários corpos tri-dimensionais quando o escoamento apresenta número de Reynolds maior ou igual a 10^4 .

O número de Reynolds pode ser obtido com a seguinte fórmula:

$$Re = \frac{\rho\left[\frac{kg}{m^3}\right] \cdot U\left[\frac{m}{s}\right] \cdot l[m]}{\mu\left[N \cdot \frac{s}{m^2}\right]} \quad (3)$$

Onde: l é o comprimento do corpo na direção do escoamento;
 μ é viscosidade dinâmica do fluido.

Os servo motores foram dimensionados de modo que a velocidade máxima relativa atingida entre o modelo e a água do Canal fosse de 2 m/s. O modelo pode apresentar diversas formas, inclusive a Petrobrás já enviou ao NDF uma geometria de modelo para a representação de um *manifold*. Será considerado que os modelos terão por volta de 30 cm de comprimento, altura e largura. Assim tem-se que $l = 0,3 \text{ m}$ e $S = 0,09 \text{ m}^2$.

Considera-se uma temperatura média da água do canal de 20°C. Em White (Fourth Edition) [2], obtêm-se $\rho = 998,2 \text{ kg/m}^3$ e $\mu = 1,004 \cdot 10^{-3} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$.

Com esses dados é possível calcular o número de Reynolds:

$$Re = \frac{998,2\left[\frac{kg}{m^3}\right] \cdot 2\left[\frac{m}{s}\right] \cdot 0,3[m]}{1,004 \cdot 10^{-3}\left[N \cdot \frac{s}{m^2}\right]} = 5,96 \cdot 10^5 > 10^4 \quad (4)$$

Portanto, os valores encontrados em White (Fourth Edition) [2] para coeficientes de arrastos são válidos para este escoamento. Os valores encontrados para os C_D de diferentes tipos de estruturas como placas planas, paralelepípedos, cilindros entre outros variam desde 0,1 a 2. Para a segurança do projeto será usado $C_D = 4$.

A força de arrasto será:

$$F = \frac{1}{2} \cdot 998,2\left[\frac{kg}{m^3}\right] \cdot 2^2\left[\frac{m^2}{s^2}\right] \cdot 0,09[m^2] \cdot 4 = 718,7 \text{ N} \quad (5)$$

A potência que o servo terá de fornecer será:

$$P = 718,7[N] \cdot 2\left[\frac{m}{s}\right] = 1437,4 \text{ W} \approx 1,44 \text{ kW} \quad (6)$$

O modelo escolhido para o projeto foi o ASDA-A2 por ser capaz de fornecer até 4,5 kW de potência e ter um alto desempenho, priorizando a comunicação, velocidade e precisão. Cada servo vem acompanhado de um *drive* que é responsável pela comunicação. A figura 6 mostra um gráfico comparativo entre os servos e o modelo que foi escolhido.

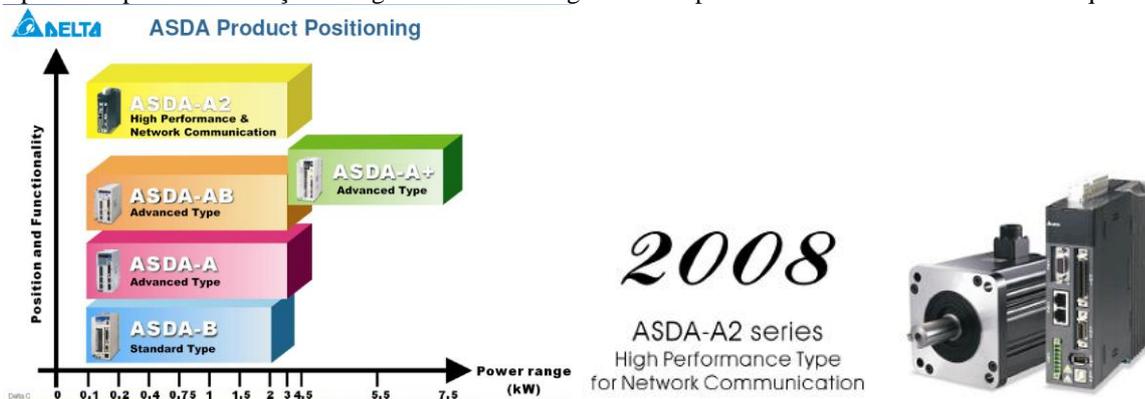


Figura. 6. À esquerda, um gráfico comparativo entre os produtos da ASDA relacionando precisão e potência. À direita, a imagem do servo motor e drive do modelo ASDA-A2 que foi o escolhido para o projeto.

4. Automação do equipamento

4.1. Instalação

Para o desenvolvimento da automação do servo motor, foi consultado o manual de utilização do ASDA-A2, que pode ser obtido no site da fabricante (referência [3]). A figura 7 mostra a função de cada conector do *drive*.

É importante saber que não existe apenas uma forma de se comandar o servo-motor e será explicada aqui apenas a solução que foi utilizada para a realização de experimentos no Canal do NDF.

O *drive* deve ser alimentado por uma tensão de 220 Volts.

O servo-motor possui dois cabos que devem ser ligados ao *drive*. Um deles é o cabo que faz o suprimento de energia elétrica do *drive* para o servo-motor. Essa energia provém da saída elétrica do *drive*.

O outro cabo é o que faz a conexão do *drive* com o *encoder* acoplado ao eixo do servo-motor. *Encoder* é um sensor de posição angular que gera sinais elétricos mediante a rotação do seu eixo, podendo indicar de maneira precisa uma posição ou ângulo. Uma placa eletrônica converte o sinal do sensor em pulsos (*encoder* incremental).

Os pulsos vindos do servo são recebidos pelo *drive* através do conector CN2 (a figura 7 mostra a ligação entre o CN2 e o servo-motor).

No modo de operação escolhido, serão usados os conectores CN1, CN2 e o CN4. O conector CN1 é a interface de sinais de entrada (*input*) e saída (*output*), tanto de sinais digitais quanto analógicos. O CN1 é usado para a conexão a um controlador externo, como um computador CLP (Controlador Lógico Programável) ou, por exemplo, para a conexão a um gerador de funções utilizando as entradas analógicas.

O conector CN4 é a porta de comunicação USB usada para comunicar o *drive* com um computador pessoal como um *notebook* ou *desktop*. Existe um software chamado *ASDA_Soft* que faz essa interface de comunicação entre o computador e o *drive*. No programa faz-se a configuração da maneira que se deseja operar o servo-motor e essas informações são carregadas para o *drive*. Como o *drive* tem essa capacidade de armazenar as informações, não é preciso que ele esteja conectado ao computador para que o servo realize suas funções, porém, nada impede que o *drive* continue conectado ao *ASDA_Soft*. Este *software* se comunica apenas a um *drive* por vez.

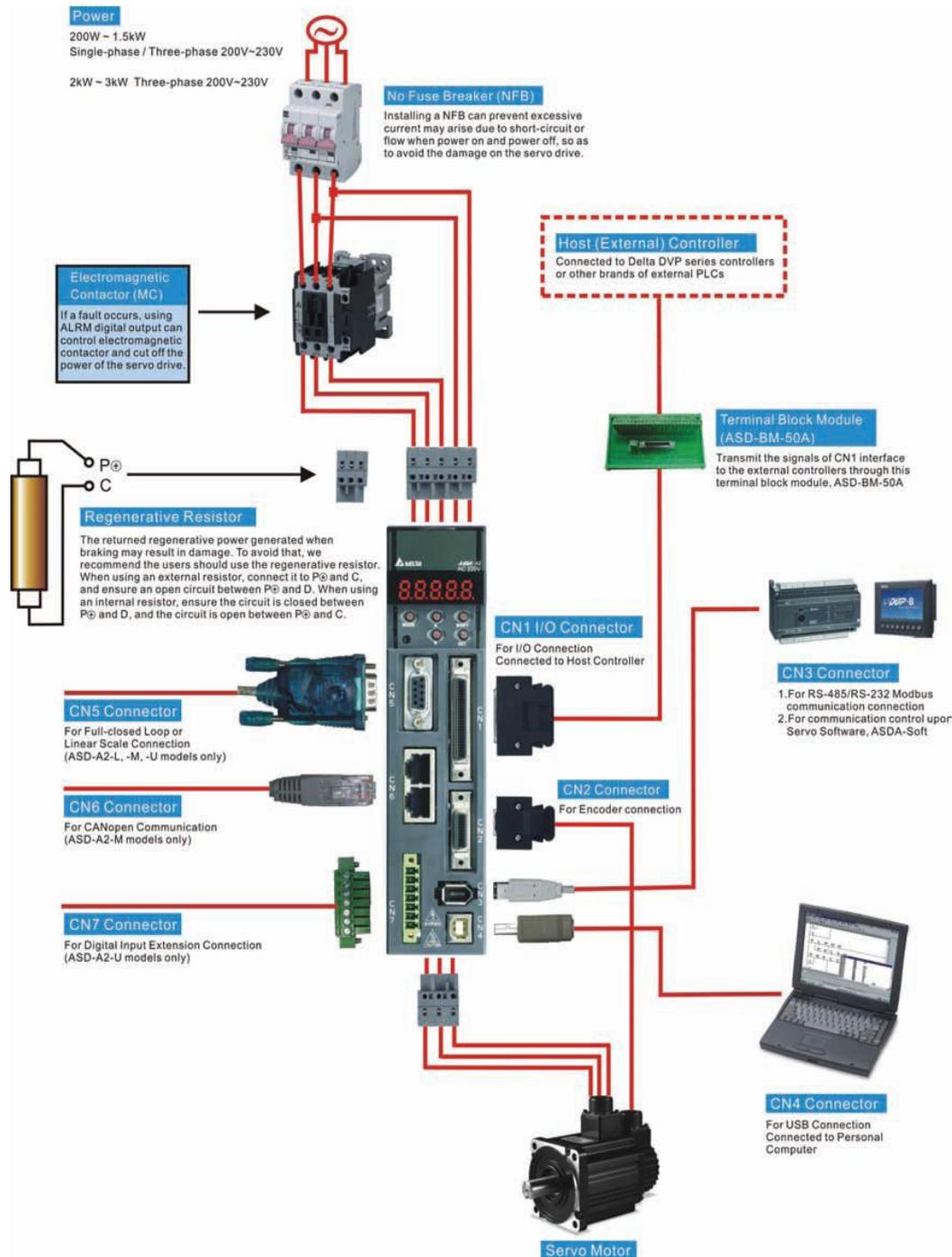


Figura 7. Layout de instalação dos conectores do drive. Extraído do manual de utilização [10].

Utilizando as entradas digitais do conector CN1, foram instalados sensores de fim de curso para fornecer a segurança que a haste metálica que segura o modelo não colida com a guia linear transversal, o que causaria danos a célula de carga. Também utilizando as entradas digitais do conector CN1, foi instalado um sensor de *Home* que serve como ponto de referência para o operador do sistema traverse. A figura 8 mostra o acionamento de um dos sensores de fim de curso à esquerda e o acionamento do sensor de *Home* à direita.

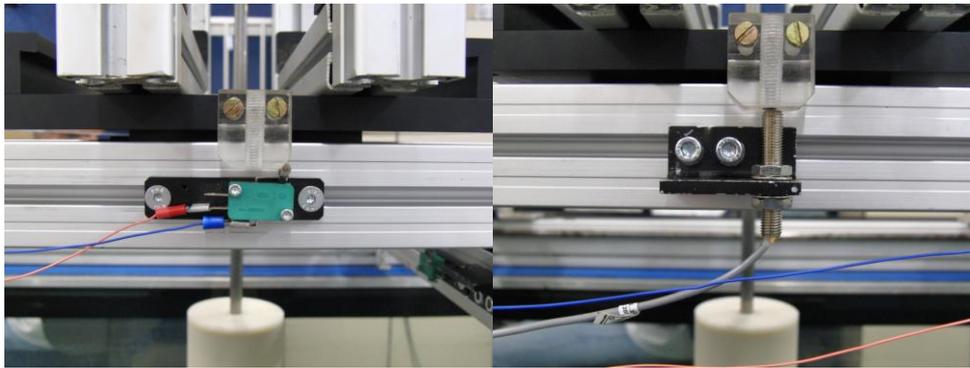


Figura. 8. À esquerda o acionamento do sensor de fim de curso. À direita o acionamento do sensor de Home.

4.2. Programa ASDA_Soft

O Software Asda_Soft pode ser baixado utilizando o link da referência [4]. Como dito anteriormente, existem vários modos de operação do servo. São eles: Modo de Controle de Posição (Pt), Modo de Controle de Posição (Pr), Modo de Controle de Velocidade (S), Modo de Controle de Torque (T) e o Modo de Comunicação *CANopen*.

Utilizando apenas a comunicação via USB é possível configurar alguns tipos de movimentos no Software para serem repassados ao servo-motor utilizando o Modo de Controle de Posição (Pr). Neste módulo pode ser repassada ao servo uma velocidade de rotação de eixo constante, tipo de movimento que poderia ser utilizado para um ensaio de reboque de uma embarcação, por exemplo. No entanto, este modo de operação não oferece nenhuma função que prescreva um movimento de oscilação harmônica sendo necessário pensar em uma nova forma de operar.

A solução encontrada foi operar o sistema no Modo de Controle de Velocidade (S). Neste modo foi possível controlar a velocidade do servo-motor por um sinal analógico provido por um gerador de funções (Agilent – LXI). O *drive* recebe o sinal analógico do gerador através do conector CN1 e o repassa para o servo-motor. Dessa maneira é possível reproduzir na ponta de eixo qualquer tipo de curva que o gerador é capaz de fazer, como uma rampa, uma onda quadrada e principalmente uma onda senoidal. A ilustração à esquerda da figura 9 mostra o gerador utilizado fornecendo uma onda senoidal e a tela do monitor com a janela do programa ASDA_Soft aberta. Já a imagem à direita mostra a montagem feita no Canal tendo dois módulos lineares apoiados sobre a borda do Canal e um outro módulo linear disposto paralelamente ao eixo longitudinal do Canal para evitar os efeitos reflexão de onda quando se excitar o modelo a ser ensaiado.

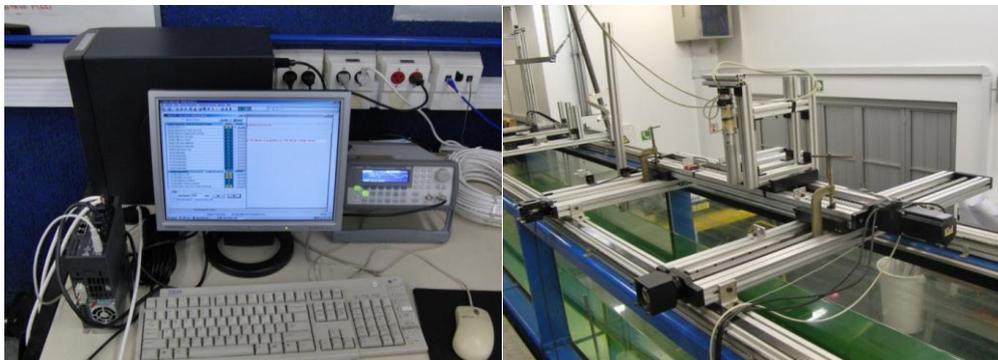


Figura. 9. A imagem da esquerda mostra o gerador de funções junto com a tela do programa ASDA_Soft. Já a figura da direita ilustra a montagem do sistema traverse sobre as bordas do Canal do NDF.

5. Ensaio para obtenção de coeficientes adimensionais

Escolheu-se fazer dois tipos de ensaios, o primeiro foi o ensaio de arrasto dos modelos e o segundo tipo foi o ensaio de massa adicional. Estes ensaios foram escolhidos, pois existem muitas referências que apresentam tabelas e informações sobre esses coeficientes adimensionais.

No item 3.2 foi introduzido o conceito de escoamento externo, forças de arrasto e sustentação e a maneira de calcular o número de Reynolds para aquele tipo de escoamento. Então, medindo-se as forças durante os ensaios com uma célula de carga e conhecendo a densidade da água, a velocidade do escoamento e a área projetada do modelo, pode-se obter o coeficiente de arrasto do corpo ensaiado. Porém, a força medida pela célula ($F_{célula}$) também conta com uma parcela de força de arrasto devido a uma parte do ferrão que está imersa na água, então, essa parcela deve ser descontada.

O ferrão tem diâmetro igual a $D=0.014$ mm e o comprimento que está imerso em água é $L=0.27$ mm. A razão entre as dimensões do corpo é:

$$\frac{L[m]}{D[m]} \approx 19,3 \quad (7)$$

Consultando White (Fourth Edition) [2], para escoamento laminar, obtém-se que o coeficiente de arrasto para o ferrão é de aproximadamente 0.91. Dessa forma, pode-se estimar a força de arrasto dessa porção por:

$$F_{ferr\tilde{a}o} = \frac{1}{2} \cdot \rho \left[\frac{kg}{m^3} \right] \cdot U^2 \left[\frac{m^2}{s^2} \right] \cdot 0,014[m] * 0,27[m] \cdot 0,91 \quad (8)$$

Portanto, o coeficiente de arrasto do modelo ensaiado é dado por:

$$C_{D_{modelo}} = \frac{2 * (F_{c\acute{e}lula[N]} - F_{ferr\tilde{a}o[N]})}{\rho \left[\frac{kg}{m^3} \right] \cdot U^2 \left[\frac{m^2}{s^2} \right] \cdot S_{modelo} [m^2]} \quad (9)$$

Agora será introduzido o conceito de massa adicional e coeficiente de massa adicional. As informações apresentadas nessa seção foram obtidas de Sarpkaya (1981) [5].

Quando um corpo é movimentado imersamente em um fluido, a sua superfície está constantemente se chocando contra as partículas desse fluido, assim, a aceleração do corpo provocará a aceleração das partículas fluidas que estão em seu entorno. Pelo princípio da ação e reação o corpo receberá uma força reativa proporcional a massa de fluido acelerada. Dessa maneira, a parcela de força em fase com a aceleração que é provocada pelo fluido ao corpo, dividida pela aceleração do corpo é chamada de massa adicional.

O coeficiente de massa adicional é definido pela razão entre a massa adicional e a massa de fluido deslocado.

$$C_a = \frac{m_a [kg]}{\rho \left[\frac{kg}{m^3} \right] \forall [m^3]} \quad (10)$$

Onde:

m_a é a massa adicional;

ρ é a densidade do fluido;

\forall é o volume corpo que está submerso no fluido.

A influência da massa adicional quando o fluido é a água é muito maior do que quando o fluido é o ar. Isto se deve ao fato de que a densidade da água a 20°C é de 998,2 kg/m³ enquanto a do ar é de apenas 1,204 kg/m³ (White (Fourth Edition) [2]). Assim, para uma mesma aceleração sofrida pelas partículas, a força reativa que atuará no corpo imerso será cerca de 830 vezes maior na água comparada a força que atuaria no ar.

Um tipo de ensaio que possibilita a extração do coeficiente de massa adicional é forçar o modelo a oscilar senoidalmente em um grau de liberdade imerso em um fluido em repouso. Este movimento harmônico pode ser equacionado da seguinte forma:

$$x(t) = A[m] \cdot \sin\left(w \left[\frac{rad}{s} \right] t [s]\right) \quad (11)$$

Onde:

x é o deslocamento

A é a amplitude do sinal;

w é a frequência em rad/s.

Derivando o deslocamento pode-se obter a velocidade e a aceleração do modelo, respectivamente:

$$\dot{x}(t) = A[m] \cdot w \left[\frac{rad}{s} \right] \cdot \cos\left(w \left[\frac{rad}{s} \right] t [s]\right) \quad (12)$$

$$\ddot{x}(t) = -A[m] \cdot w^2 \left[\frac{rad^2}{s^2} \right] \cdot \sin\left(w \left[\frac{rad}{s} \right] t [s]\right) \quad (13)$$

Em um escoamento oscilatório surgem forças das duas naturezas, forças inerciais e hidrodinâmicas. A relação entre essas forças pode ser representada por um adimensional conhecido como número de Keulegan-Carpenter.

$$KC = \frac{V_{m\acute{a}x} \left[\frac{m}{s} \right]}{f [Hz] \cdot L_c [m]} \quad (14)$$

Onde:

$V_{m\acute{a}x}$ é a máxima velocidade do escoamento oscilatório;

$f = w/2\pi$ é a frequência de oscilação;

L_c é um comprimento característico do modelo.

Se o movimento do corpo é puramente senoidal, conforme foi equacionado acima, a velocidade máxima será $V_{m\acute{a}x} = A \cdot w$, assim KC será dado pela razão entre a amplitude do movimento oscilatório e o comprimento característico do corpo

$$KC = \frac{A[m]}{L_c[m]} 2\pi \quad (15)$$

Para KC pequenos, as forças inerciais dominam sobre as forças hidrodinâmicas, isso ocorre quando a amplitude de oscilação (A) é pequena em relação à dimensão do corpo (L_c). Quando a amplitude de oscilação se aproxima das dimensões do modelo ($A \approx L_c$), as forças hidrodinâmicas tornam-se significantes em relação às forças de inércia. Quando a amplitude de oscilação é várias ordens de grandeza maior que as dimensões do modelo ($A \gg L_c$), as forças estacionárias se sobrepõem. Na situação limite, o corpo oscila com amplitude infinita, isto é, move-se com velocidade constante em água parada, isto representa a mesma condição cinemática de um corpo estático sob uma corrente de velocidade constante.

Para escoamentos oscilatórios pode-se definir um número de Reynolds oscilatório em função da máxima velocidade $V_{m\acute{a}x}$ relativa do escoamento. Para uma oscilação senoidal pode ser dado como:

$$Re_{osc} = \frac{V_{m\acute{a}x} \left[\frac{m}{s} \right] \cdot L_c [m]}{\nu} = 2\pi \frac{A[m] f [Hz] L_c [m]}{\nu} \quad (16)$$

Onde:

ν é a viscosidade cinemática da água.

A força medida pela célula de carga nos ensaios de oscilação pode ser igualada pela massa total do sistema multiplicada pela aceleração aplicada.

A massa total pode ser dada pela amplitude da força medida pela célula dividida pela amplitude da aceleração.

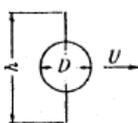
$$m_{total} = \frac{F_{célula}[N]}{A[m] \cdot \omega^2 \left[\frac{rad^2}{s^2} \right]} \quad (17)$$

A massa total do sistema inclui a massa da célula de carga, a massa do ferrão, a massa do modelo e as massas adicionais dos corpos que estão imersos em água, que são o ferrão e o modelo. Então, a massa adicional do modelo é dada por:

$$m_{a_{modelo}}[kg] = m_{total}[kg] - m_{modelo}[kg] - m_{célula}[kg] - m_{ferrão}[kg] - m_{a_{ferrão}}[kg] \quad (18)$$

A massa do modelo, da célula de carga e do ferrão são medidas em uma balança. Para a massa adicional do ferrão ($m_{a_{ferrão}}$) foi feita uma estimativa baseando-se no volume do ferrão que está imerso na água. A figura 10, extraída de Brennen (1981) [6], mostra o cálculo da massa adicional de um cilindro circular com limitações simétricas que é o caso do Canal do NDF (M'_1 é a massa adicional em unidade de massa por unidade de comprimento do cilindro).

Circular cylinder with symmetrical fins:



$$T_1 = \frac{1}{2} k M_1 U^2,$$

$$M'_1 = \frac{1}{4} \rho \pi D^2,$$

Figura 10. Massa adicional para um cilindro com delimitações simétricas. Extraído de Brennen (1981) [6].

Percebe-se que a massa adicional desse cilindro é igual à massa de fluido deslocado, portanto, o coeficiente de massa adicional de um cilindro nas condições do escoamento da figura 10 é igual a 1.

Assim o coeficiente de massa adicional do modelo ensaiado é dado por:

$$C_{a_{modelo}} = \frac{\frac{F_{célula}[N]}{A[m] \cdot \omega^2 \left[\frac{rad^2}{s^2} \right]} - m_{modelo}[kg] - m_{célula}[kg] - m_{ferrão}[kg] - \rho \left[\frac{kg}{m^3} \right] \forall_{ferrão}[m^3]}{\rho \left[\frac{kg}{m^3} \right] \forall_{modelo}[m^3]} \quad (19)$$

Onde:

$\forall_{ferrão}$ é o volume do ferrão que está imerso na água;

\forall_{modelo} é o volume do modelo que está imerso na água.

Todas as baterias de ensaios foram processadas no programa *MatLab*. As tabelas 1 e 2 mostram o resultado dos ensaios de arrasto do cilindro e do paralelepípedo, respectivamente. Para o cálculo do número de Reynolds foi utilizada a dimensão do corpo que está na direção do escoamento.

Tabela 1. Ensaio de arrasto do cilindro.

Velocidade (m/s)	0,156	0,235	0,316	0,393	0,473	0,551
Número de Reynolds	15470	23380	31379	39111	47044	54803
Força de arrasto (N)	0,30	0,51	1,05	1,57	2,16	2,96
Coefficiente de arrasto	1,23	0,93	1,07	1,02	0,97	0,98

Tabela 2. Ensaio de arrasto do paralelepípedo.

Velocidade (m/s)	0,154	0,233	0,315	0,396	0,474	0,555
Número de Reynolds	16276	24528	33165	41680	49932	58520
Força de arrasto (N)	0,35	0,97	1,69	2,88	3,88	5,42
Coefficiente de arrasto	1,40	1,72	1,65	1,78	1,67	1,70

Comparando os coeficientes de arrasto obtidos com os coeficientes encontrados em White (Fourth Edition) [2], pode-se dizer que os resultados experimentais ficaram dentro de um intervalo considerado aceitável devido a possíveis incertezas geradas no decorrer dos ensaios. Segundo White (Fourth Edition) [2], esperava-se obter um coeficiente de arrasto em torno de 0,7 para o cilindro e 1,2 para o paralelepípedo.

As tabelas 3 e 4 mostram os resultados dos ensaios de massa adicional do cilindro e do paralelepípedo, respectivamente, dos ensaios em que número de Reynolds foi mantido aproximadamente constante.

Tabela 3. Ensaio de massa adicional do cilindro (com $Re \approx cte.$).

Frequência (Hz)	2	1,33	1	0,8	0,67	0,57	0,5
Amplitude (m)	0,0255	0,0378	0,0502	0,0628	0,0752	0,0781	0,1010
Número de Reynolds Oscilatório	31923	31531	31472	31472	31424	27726	31629
KC	1,60	2,37	3,16	3,95	4,73	4,91	6,35
Massa Adicional (kg)	2,032	1,706	1,630	1,590	1,631	1,679	1,632
Coef. De Massa Adicional	1,30	1,09	1,05	1,01	1,05	1,08	1,05

Tabela 4. Ensaio de massa adicional do paralelepípedo (com $Re \approx cte.$).

Frequência (Hz)	2	1,33	1	0,8	0,67	0,57	0,5
Amplitude (m)	0,0253	0,0353	0,0499	0,0625	0,0700	0,0823	0,1003
Número de Reynolds Oscilatório	33600	31246	33122	33212	30981	30955	33301
KC	1,50	2,09	2,96	3,71	4,15	4,88	5,96
Massa Adicional (kg)	3,206	2,832	2,869	3,003	3,211	4,102	3,461
Coef. De Massa Adicional	2,81	2,48	2,51	2,63	2,82	2,92	3,03

As tabelas 5 e 6 mostram os resultados dos ensaios de massa adicional do cilindro e do paralelepípedo, respectivamente, mantendo-se o adimensional KC aproximadamente constante.

Tabela 5. Ensaio de massa adicional do cilindro (com $KC \approx cte.$).

Frequência (Hz)	2	1,33	1	0,8	0,67	0,57	0,5
Amplitude (m)	0,0325	0,0242	0,0251	0,0251	0,0252	0,2206	0,0248
Número de Reynolds Oscilatório	40761	20270	15736	12589	10525	7831	7780
KC	2,04	1,52	1,57	1,57	1,58	1,38	1,55
Massa Adicional (kg)	2,191	1,651	1,606	1,572	1,565	1,633	1,614
Coef. De Massa Adicional	0,83	1,06	1,03	1,01	1,01	1,05	1,03

Tabela 6. Ensaio de massa adicional do paralelepípedo (com $KC \approx cte.$).

Frequência (Hz)	2	1,33	1	0,8	0,67	0,57	0,5
Amplitude (m)	0,0249	0,0231	0,0249	0,0250	0,0249	0,0233	0,0246
Número de Reynolds Oscilatório	33095	20482	165887	13312	11041	8782	8181
KC	1,48	1,37	1,48	1,49	1,48	1,38	1,46
Massa Adicional (kg)	3,555	2,832	2,660	2,602	2,590	2,615	2,648
Coef. De Massa Adicional	3,12	2,48	2,33	3,28	2,27	2,29	2,32

Ao se comparar os coeficientes de massa adicional obtidos dos ensaios do cilindro com a figura 10, extraída de Brennen (1981) [6], pode-se concluir que os resultados foram bastante satisfatórios visto que os valores deram muito próximo de 1 que era o valor esperado, exceto alguns pontos, principalmente para frequência igual a 2 Hz.

Para a comparação dos coeficientes de massa adicional do paralelepípedo foi usada a figura 11, adaptada de Korotkin (2007) [7], que mostra os coeficientes de massa adicional (eixo vertical) de um paralelepípedo que está se deslocando na direção x em função da razão de suas dimensões. Adaptando para o modelo do paralelepípedo que foi ensaiado, tem-se que $2T=196$ mm, $L=106$ mm e $B=55$ mm. Assim, tem-se as seguintes razões entre as dimensões:

$$\frac{L[m]}{T[m]} = 1,08 \text{ e } \frac{B[m]}{L[m]} = 0,52 \quad (20)$$

Entrando no gráfico com esses valores (linha vermelha desenhada) obtêm-se que o coeficiente de massa adicional esperado para o modelo do paralelepípedo é aproximadamente 2,4.

Os valores dos coeficientes de massa adicional obtidos nos ensaios do paralelepípedo tiveram uma maior variação comparada aos do cilindro. Porém, os valores obtidos ficaram numa faixa de valores próximos a 2,4, portanto, os resultados foram considerados aceitáveis admitindo-se possíveis imprecisões nas etapas realizadas durante os experimentos.

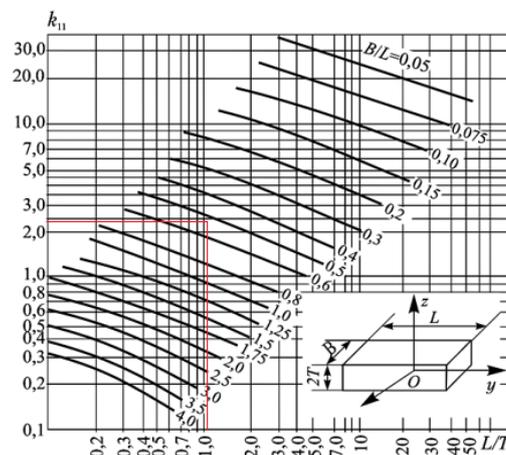


Figura 11. Coeficientes de massa adicional de um paralelepípedo se deslocando na direção do eixo x. Adaptado de Korotkin (2007) [7].

6. Análises e resultados finais

Na primeira etapa do projeto foi realizada a revisão bibliográfica a respeito de temas envolvidos no projeto, como escoamentos ao redor de corpos submersos e coeficientes adimensionais. Em paralelo com a revisão bibliográfica iniciou-se o desenvolvimento do projeto do pantógrafo posicionador de modelos reduzidos.

A criação de um mecanismo para posicionar sondas para medição de velocidades foi solucionada fundindo-se este projeto com o projeto do pantógrafo fixador de modelos. A solução final para todo o sistema traverse foi a elaboração de um mecanismo de três módulos iguais para movimentos lineares e um módulo para o movimento rotacional que podem ser encaixados da maneira que o operador preferir para seu ensaio.

A atividade de desenvolvimento da automação do equipamento, foi concluída com êxito conseguindo-se reproduzir os movimentos desejados no plano de projeto inicial que eram deslocamentos com velocidade constante e principalmente, descrever uma oscilação harmônica. Os movimentos harmônicos foram obtidos graças à utilização de um gerador de funções que transmitia sinais analógicos ao servo-motor.

A última etapa do projeto era a realização de experimentos para a obtenção de coeficientes de arrasto e coeficientes de massa adicional de duas estruturas bem conhecidas que poderiam ser encontradas em outros estudos na literatura para fins de comparações dos resultados e validação de todo sistema. Os dois corpos que ensaiados foram um paralelepípedo e um cilindro curto e como foi visto na seção anterior, os experimentos foram bem sucedidos e os valores obtidos para os coeficientes adimensionais se aproximaram dos valores encontrados na literatura.

A realização deste projeto foi bastante importante para os demais alunos do Núcleo de Dinâmica de Fluidos (NDF), já que se trata de um sistema de movimentação de modelos que ainda não existia no Laboratório. Inclusive, já estão sendo realizados, por alunos de doutorados, diversos ensaios de massa adicional para diferentes geometrias com foco, em especial, em modelos de *manifolds* que é uma requisição da Petrobrás.

Espera-se que em um trabalho futuro possam ser aprimoradas as técnicas de realização dos experimentos de forma a obter resultados ainda mais coerentes com a literatura. Uma sugestão de melhoria seria utilizar nos ensaios uma célula de carga já especificada construída por um fabricante especialista terceirizado. Assim, aumentará a confiabilidade dos resultados obtidos de ensaios de estruturas ainda não estudadas, que é o grande objetivo dos pesquisadores do NDF.

7. Referências

- [1] TSUKADA, R.I. (2009); Comportamento Dinâmico de *Riser* Rígido em 11 Catenárias Devido ao VIV em Águas Profundas. Dissertação de mestrado acadêmico apresentada à Subcomissão de Pós Graduação em Ciências e Engenharia de Petróleo da Faculdade de Engenharia Mecânica e Instituto de Geociências da Universidade Estadual de Campinas.
- [2] Fluid Mechanics – Fourth Edition - Frank M. White.
- [3] http://www.delta.com.tw/product/em/download/download_main.asp?act=3&pid=2&cid=1&tpid=1a
- [4] http://www.delta.com.tw/product/em/download/download_main.asp?act=3&pid=2&cid=1&tpid=3
- [5] SARPKEYA, T.; ISAACSON, M. *Mechanics of Wave Forces on Offshore Structures*. 1st. ed. [S.l.]: Van Nostrand Reinold Company, 1981
- [6] BRENNEN, C. E., "A Review of Added Mass and Fluid Inertial Forces". Naval Civil Engineering Laboratory Port Hueneme. Nov. 1981.
- [7] KOROTKIN, A. I., "Added Masses of Ship Structures" Editora Springer. Traduzido em 2007.

Mechanical Design of Systems for Positioning and Drive of Models

Giovanni Agostinho Fermi

giovanni.fermi@gmail.com

Tutor: Prof. Dr. Julio Romano Meneghini

Abstract. This project aims to develop a table of displacements able to fix and move models, which will be installed at the test section of the circulating water channel in the NDF laboratory situated at the Polytechnic School of the University of São Paulo (EPUSP). The device developed will allow performing experiments to measure, for example, added mass and drag coefficients, among others, and also to assist in understanding the phenomenon of vibration induced by vortex (VIV). As a validation of the new system, it will be conducted tests of a cylinder and a parallelepiped oscillating forcibly, comparing the results with other studies that already exist in literature.

Key words: Pantograph, VIV Phenomenon, Drag Coefficient and Added Mass Coefficient.