



Universidade Federal
do Rio de Janeiro
Escola Politécnica

CONSTRUÇÃO E INSTALAÇÃO DE PÉS DE GALINHA EM EMBARCAÇÕES DE PEQUENO PORTE

Fabiano Costa do Nascimento

Projeto de Graduação apresentado ao Curso de Engenharia Naval e Oceânica, Escola Politécnica, da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Engenheiro Naval e Oceânico.

Orientadora: Marta Cecilia Tapia Reyes

Rio de Janeiro

Setembro 2017

CONSTRUÇÃO E INSTALAÇÃO DE PÉS DE GALINHA EM EMBARCAÇÕES DE PEQUENO
PORTE

Fabiano Costa do Nascimento

PROJETO DE GRADUAÇÃO SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DO CURSO DE ENGENHARIA NAVAL E OCEÂNICA DA ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE ENGENHEIRO NAVAL E OCEÂNICO.

Examinado por:

Orientadora: Prof.^a D. Sc. Marta Cecilia Tapia Reyes

Prof. D.Sc. Luiz Antônio Vaz Pinto

Prof. Severino Fonseca da Silva Neto

RIO DE JANEIRO, RJ – BRASIL

SETEMBRO DE 2017

Nascimento, Fabiano Costa do

Construção e instalação de Pés de Galinha em Embarcações de Pequeno Porte / Fabiano Costa do Nascimento
- Rio de Janeiro: UFRJ/ ESCOLA POLITÉCNICA, 2017

VIII, 41 p.: il.: 29,7 cm.

Orientador: Marta Cecilia Tapia Reyes

Projeto de Graduação - UFRJ/ POLI/ Engenharia Naval e Oceânica, 2017

Referências Bibliográficas: p.39.

1. Sistema Propulsivo 2. Pé de Galinha 3. Instalação. Tapia Reyes, Marta Cecilia. II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola Politécnica, Curso de Engenharia Naval e Oceânica. III. Construção e instalação de pés de galinha em embarcações de pequeno porte.

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais pela dedicação e sacrifícios, onde diante de todas as dificuldades, dúvidas e cobranças durante todo o caminho percorrido, desde o início até chegar a este momento, sempre me apoiaram e dedicaram total confiança em mim e minhas decisões.

À Géssica, minha esposa, que acompanhou todo processo percorrido para chegar até aqui, e, quando o desânimo ou dúvida tomava conta de meus pensamentos me cobrava e incentivava, dizendo que tudo ia dar certo.

Aos amigos que iniciaram esta jornada juntos em 2003/2, e hoje podemos dizer que somos uma família, a família FPC, e também a todos os amigos que fiz e estão presente em minha vida compartilhando e dividindo muitas alegrias, incertezas e duvidas ao longo desses anos.

Obrigado.

Resumo do Projeto de Graduação apresentado à Escola Politécnica/UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Engenheiro Naval e Oceânico.

CONSTRUÇÃO E INSTALAÇÃO DE PÉS DE GALINHA EM EMBARCAÇÕES DE PEQUENO PORTE

FABIANO COSTA DO NASCIMENTO

SETEMBRO/2017

Orientadora: Marta Cecília Tapia Reyes

Curso: Engenharia Naval e Oceânica

O presente projeto tem o objetivo de descrever as diferentes formas de construção e instalação da estrutura que suporta o eixo e o propulsor, conhecido como pé de galinha, esta estrutura apresenta maior utilização em embarcações de pequeno porte e multi-hélices.

Serão apresentados os tipos de pé de galinha encontrados e suas características de utilização sendo abordadas as regras das sociedades classificadoras necessárias para definição das características da seção do pé de galinha.

Outro ponto abordado é a questão da instalação, que muda de acordo com o tipo do pé de galinha utilizado e o tipo de embarcação, a instalação desta estrutura tem que estar ligada ao reforço da embarcação, para que possa garantir rigidez suficiente para suportar as cargas submetidas. Por último, abordaremos o tema analisando a questão de vibração que a estrutura pode sofrer.

Palavras-Chave: Pé de Galinha, Bosso, Construção, Instalação, Vibração.

Abstract of Undergraduate Project presented to POLI/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Naval Engineer.

CONSTRUCTION AND INSTALLATION OF SHAFT BRACKET IN SMALL VESSELS

Fabiano Costa do Nascimento

SEPTEMBER/2017

Advisor: Marta Cecília Tapia Reyes

Graduation: Naval Engineering

The present project aims to describe the different forms of construction and installation of the structure that supports the shaft and propeller, called as shaft bracket, this structure presents greater use in small boats and multi-hélices.

Will be presented the types of shaft bracket and its characteristics of use being addressed the rules of classification society for defining the characteristics of the shaft bracket section.

Another point addressed is the issue of installation, which changes according to the type of shaft bracket used and the type of vessel, the installation of this structure has to be linked to the strengthening of the boat, so that you can ensure sufficient rigidity to withstand the loads. Finally, we will discuss the topic analyzing the question of vibration that the structure can suffer.

Keywords: Shaft Bracket, Boss, Construction, Installation, Vibration.

Sumário

1	INTRODUÇÃO.....	1
2	SISTEMA PROPULSIVO	3
2.1	HÉLICE.....	4
2.2	ADIMENSIONAIS RELEVANTES DE PROJETO DO PROPULSOR	7
3	BOSSO	11
4	PÉ DE GALINHA.....	12
4.1	ELEMENTOS PRINCIPAIS DO PÉ DE GALINHA.....	16
4.1.1	BRAÇO	16
4.1.2	CILINDRO	17
4.1.3	FAIRWATER.....	17
4.2	TIPOS DE SUPORTES.....	18
4.3	CÁLCULO DA SEÇÃO DO PÉ DE GALINHA	23
4.4	INSTALAÇÃO DO PÉ DE GALINHA.....	30
5	CONCLUSÕES.....	38
6	BIBLIOGRAFIA.....	39

1 INTRODUÇÃO

O mar há séculos é uma importante fonte econômica, para a alimentação, o comércio ou transporte. É sabido que no início as embarcações eram apenas de madeira e movidas pela força humana, por meio dos remos, isto, até começarem a aparecer embarcações movidas a vela.

Com o surgimento da vela, foi possível a construção de embarcações maiores com propulsão mista, a vela e a remo, permitindo que fossem realizadas grandes travessias, podendo-se dizer, o início da navegação marítima.

A vela foi o principal meio de propulsão até o surgimento do motor a vapor, o que permitia velocidades maiores que com a propulsão a vela, mas esta continuou a ser utilizada. No entanto esta nova propulsão tinha suas limitações, para gerar-se o vapor necessário grandes quantidades de carvão eram exigidas, o que diminuía a quantidade de carga a ser levada.

Com a invenção do hélice (gênero masculino na área naval), e a criação de embarcações totalmente metálicas o motor a vapor se firmou como principal meio de propulsão. Com a construção de embarcações totalmente metálicas, técnicas de união entre as chapas também foram desenvolvidas, no início feito através de rebiteagem (deformação a frio) até o surgimento da soldagem por arco elétrico. Os motores a vapor foram substituídos com o desenvolvimento dos motores a diesel, onde apresentavam maior rendimento e a relação peso/volume de diesel era menor que do carvão.

Diante da ampliação dos conhecimentos sobre navegação e a evolução das embarcações, a necessidade de desenvolver e construir embarcações com características específicas para atuar em áreas específicas, marítimas e fluviais, pequeno porte ou grande porte, novos motores, processos e formas de propulsão foram desenvolvidos para atender a estas necessidades.

Quando são definidas as características para cada projeto e seu perfil operacional é traçado, tem-se que o sistema propulsivo pela variedade e quantidade de elementos que o compõe tem relação direta com o perfil operacional da embarcação a ser projetada, assim faz-se necessário um estudo detalhado deste sistema a fim de reconhecer quando o mesmo possa ser um agente influenciador ou influenciado em algum eventual problema.

As embarcações estão constantemente sobre esforços, sejam eles estáticos ou dinâmicos, o que pode vir a causar problemas de saúde aos passageiros e/ou tripulantes, e como principal fonte externa tem-se a ação dinâmica dos hélices e eixos propulsores. Os hélices quando acionados a partir da energia rotativa recebida através dos eixos geram uma força propulsora necessária ao deslocamento da embarcação, e que em alguns casos pode levar ao surgimento de alguns fenômenos destrutivos a embarcação gerada pelos esforços mecânicos e dissipação de energia que o sistema está submetido. O projeto de graduação de Michael Matias Matos[] procurou obter um maior conhecimento das causas da vibração de máquinas e estruturas, obtendo valores reais para os parâmetros, o que possibilita a melhoria da qualidade do projeto e dos processos de construção.

Será utilizado o projeto do Michael Matias Matos[7], pois durante as medições realizadas em uma série de embarcações da Marinha do Brasil que apresentaram problemas de vibração, um dos pontos de medição adotado foi a região de fixação do pé de galinha, e, como é de interesse que a estrutura seja resistente a vibração serão utilizados esses dados obtidos para comparação com a regra. O presente projeto terá como objetivo descrever os sistemas utilizados para sustentação de eixos propulsores, e, como ponto principal do projeto descrever o elemento de suporte, chamado “Pé-de-Galinha” (Shaft Bracket), pertencente ao conjunto Hélice – Pé de Galinha – Eixo – Motor. Será feita a descrição dos tipos existentes, construção e instalação da estrutura onde também será abordada a utilização de solda para instalação deste tipo de estrutura.

O projeto também abordará as regras e recomendações descritas pelas sociedades classificadoras necessárias para o desenvolvimento do projeto do pé de galinha, tal como em quais embarcações tem maior uso da estrutura.

Como visto, a seleção do sistema propulsivo é um problema comum para o projeto do navio, este processo pode ser representado de forma simplificada, para alguns tipos de embarcações, pela seleção de seu motor, projeto do eixo do propulsor, escolha do sistema suporte do eixo e seleção do propulsor mais adequado. Uma descrição mais aprofundada sobre o histórico da propulsão será obtida nos capítulos subsequentes.

No capítulo dois será feita uma breve descrição dos parâmetros geométricos importantes para o entendimento do problema de seleção do propulsor. Em seguida, as formulações dos adimensionais relevantes são apresentadas, bem como as formulas de potência, velocidade de avanço e empuxo requerido.

Para que a região de ligação entre eixo e propulsor possua suficiente sustentação e não ocorra nenhum problema, tem-se a utilização de dois tipos de estrutura, bossos e pés de galinha, a utilização de uma destas estruturas se dará de acordo com o tipo da embarcação e motores selecionados para atender seu perfil.

No capítulo três será descrito o bossos, um dos sistemas utilizados para suporte do eixo, apesar de não ser o objeto principal de estudo, se faz necessário conhecer suas características, e assim, reconhecer a utilização para cada tipo de navio.

No capítulo quatro será apresentado a estrutura pé de galinha, o qual é objeto principal abordado no presente trabalho. Isto é, conceito, características de construção, tipos existentes, características de montagem nas embarcações.

No capítulo cinco são apresentadas as formulações utilizadas para cálculo dos parâmetros principais da seção da estrutura de acordo com regras definidas pelas classes. Na sequência do trabalho, descrevemos sucintamente os problemas que a estrutura se encontra suscetível a apresentar e os motivos pelo qual possam ocorrer.

Por fim, é realizada a conclusão do projeto de graduação.

2 SISTEMA PROPULSIVO

Como dito anteriormente, um problema comum para o projeto do navio consiste na seleção adequada do seu sistema propulsivo. Este processo pode ser representado de forma simplificada, para alguns tipos de embarcações, pela seleção de seu motor, projeto do eixo do propulsor e a geometria do propulsor mais adequado.

Para a seleção do motor, cabe ao projetista a escolha daquele modelo que forneça o torque necessário para propelir a embarcação na sua velocidade de serviço (de acordo com sua operacionalidade). Isso implica em uma combinação adequada de potência e rotação do motor. Sobre o eixo propulsor, uma análise adequada das tensões atuantes em suas regiões críticas é necessária, bem como o cálculo das reações nos mancais de apoio e determinação das frequências naturais e modos de vibração.

Para a seleção do propulsor da embarcação é necessário que alguns parâmetros do projeto estejam disponíveis. A máxima eficiência do propulsor é o objetivo maior do projetista, pois aliada à eficiência mecânica de transmissão, à eficiência do eixo e à eficiência do próprio casco, qualificam um bom projeto do sistema propulsivo. O empuxo mínimo requerido deve ser considerado para o projeto do sistema propulsivo.

Existem diversos tipos de propulsores, os principais tipos são:

Hélice de passo fixo: as pás ficam fixas no cilindro base do hélice. As fixações das pás no cubo podem ser feitas separadamente na fundição ou podem ser parte de um único bloco de fundição.

Hélice de passo variável: permite a variação do passo para as diferentes condições de carregamento no hélice. Custo inicial de aquisição e de manutenção é maior em relação ao hélice de passo fixo.

Hélice com duto: consiste em um hélice dentro de um duto. Ele pode ser separado em duto acelerador (Accelerating Duct) e duto desacelerador (Decelerating duct). O duto acelerador tem como objetivo principal ter uma maior eficiência em situações de forte carregamento do hélice e o duto desacelerador tem como meta a redução da cavitação;

Propulsor contra-rotativo (ou Contra-Rotating Propeller): esta configuração permite a utilização de dois hélices em linha. Estes possuem sentidos de rotação diferentes com um eixo de rotação concêntrico. O propulsor contra rotativo visa recuperar a perda de eficiência realinhando o escoamento;

Propulsor tandem: semelhante ao Contra-Rotating Propeller, o propulsor tandem possui dois hélices em linha. Porém, estes hélices estão conectados ao mesmo eixo, conseqüentemente, possuem o mesmo sentido de rotação;

Propulsor azimutal e azipod: é um propulsor no qual o motor que fornece potência ao hélice pode estar dentro do pod (azipod) ou fixo no casco do navio (azimutal). Na maioria dos propulsores do tipo azipod, o pod consegue girar 360 graus e nos dois tipos de propulsão não há a necessidade de leme.

Propulsor cicloidal (Cycloidal Propeller): também conhecido como propulsor Voith Schneider, este sistema possui as pás posicionadas na vertical e não necessita de leme.

Propulsor lateral (Lateral Thrust Units): este propulsor é posicionado lateralmente nos navios e no início este era disposto na proa (bow thruster). Com a necessidade de maiores manobras por parte das embarcações este propulsor é atualmente aplicado tanto na proa quanto na popa.

2.1 HÉLICE

Parte integrante do sistema propulsivo, apesar da diversidade de formas de propulsão, é o mais utilizado e é responsável por gerar empuxo necessário para mover a embarcação, a partir da transformação de energia rotacional em energia axial, isto, devido ao escoamento do fluido sobre suas pás. Devido o tipo da embarcação pode ter mais de um hélice utilizado.

O hélice deve satisfazer a requisitos básicos. Ele precisa corresponder à velocidade do eixo e potência do motor, deve também corresponder ao tamanho e velocidade operacional da embarcação. Sabendo que o tamanho do motor afeta a velocidade do barco e que o tipo de casco afeta na escolha do motor, temos uma relação circular, onde um fator afeta o outro.

Para a seleção do hélice adequado a atender as características da embarcação, alguns parâmetros que afetam seu desempenho e eficiência devem ser considerados.

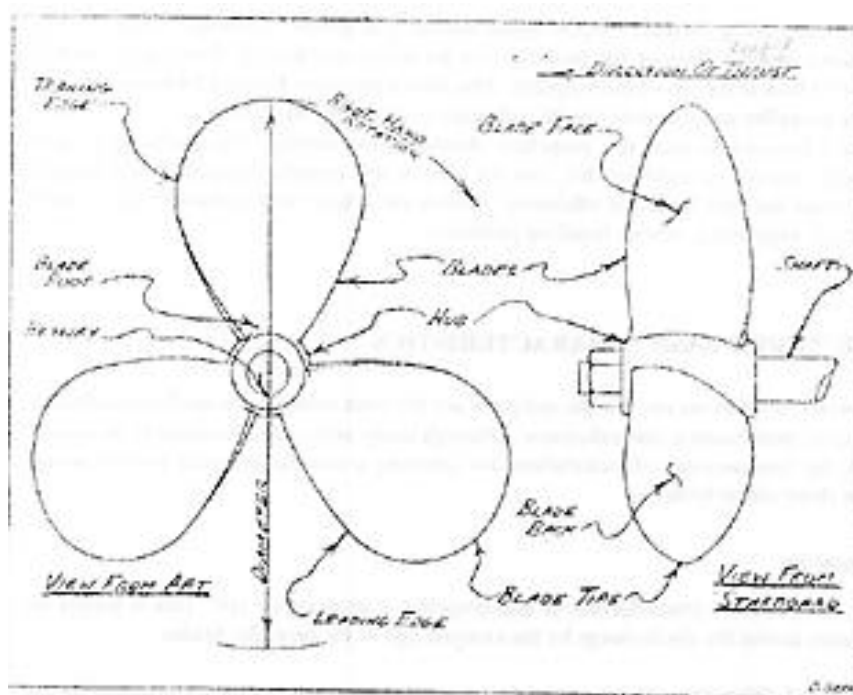


Figura 1 – Elementos do hélice
Fonte: Internet

A seguir são listados alguns parâmetros importantes do propulsor, que não são dependentes de um sistema de coordenadas de referência. Uma análise detalhada destes parâmetros pode ser obtida também em [3] e [5].

Diâmetro (D) – É o dobro da máxima distância entre o eixo de rotação e a ponta da pá. Pode ser considerada como a principal dimensão do propulsor. Para cascos convencionais de deslocamento, uma distância mínima da ponta da pá para o casco e da ponta da pá para a linha de base da embarcação, em geral, controlam o diâmetro máximo do propulsor.

Número de Pás (Z) – O hélice é constituído de um número Z de pás igualmente espaçadas, ao longo da circunferência do propulsor. Pontos idênticos localizados em pás adjacentes são espaçados por um intervalo igual a, onde $\theta = \frac{2\pi}{Z} = c$

c = constante

Diâmetro Do Bosso (d) – Diâmetro do cilindro (ou tronco de cone) onde as pás do propulsor são montadas. Para valores do coeficiente $\frac{d}{D} > 0,3$ a eficiência do propulsor é significativamente reduzida.

Comprimento de Corda (C(r)) – Consideremos um cilindro de raio r, com $\left(\frac{d}{2} \leq r \leq \frac{D}{2}\right)$, que intercepta uma das pás do propulsor. Essa interseção define uma curva fechada chamada de seção da pá. O comprimento da corda é a distância do bordo de ataque (*leading-edge*) ao bordo de fuga (*trailing-edge*) da seção da pá. A Figura 2.1 representa o corte do cilindro de raio r quando planificado

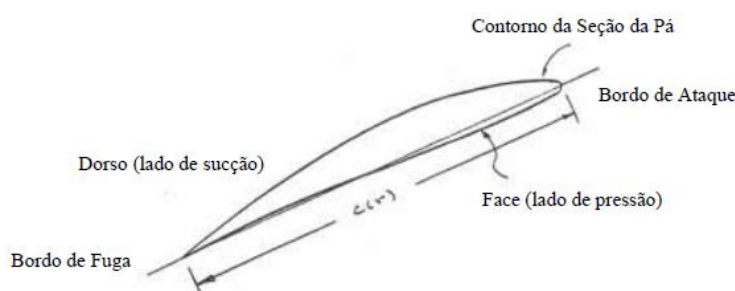


Figura 2 - Seção obtida pela interseção do cilindro de raio r com o propulsor.
Fonte: Internet

Uma distribuição radial do comprimento da corda depende principalmente das considerações de propensão à cavitação, distribuição do carregamento axial e ainda das análises de resistência estrutural.

Passo ($P(r)$) – O passo é a distância que um ponto localizado na linha que une a cauda a ponta da seção da pá, em um raio r do centro do propulsor, pode avançar em uma revolução completa do disco propulsor.

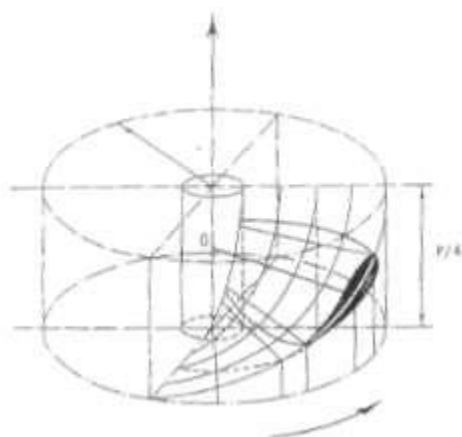


Figura 3 - Representação geométrica do passo do hélice.
 Fonte: [11] Harvald – Resistance and Propulsion of Ships

A Figura 2.2 pode ser útil no entendimento do passo do propulsor, nela observamos um movimento circular de 90° em torno do eixo do propulsor, o que representa $\frac{1}{4}$ do seu passo.

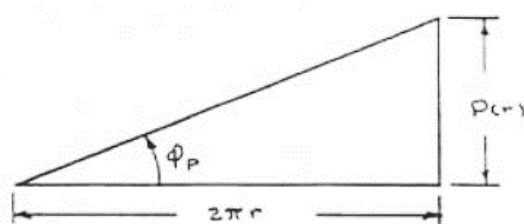


Figura 4 - Representação triangular do passo do hélice.
 Fonte: [11] Harvald – Resistance and Propulsion of Ships

O ângulo de passo é definido pela relação na Figura 4.

$$\varphi_p(r) = \text{tg}^{-1} \frac{P(r)}{2\pi r}$$

Para o projeto dos propulsores é comum uma distribuição variando radialmente, isso permite um melhor desempenho no que se refere ao risco de cavitação e uma melhor adaptação de cada seção da pá a incidência do escoamento.

Propulsores com passo variável são caracterizados pelo seu passo representativo, isto normalmente é observado para $0,7R$. Esta posição da seção da pá do propulsor, em geral, é aquele que apresenta um desempenho mais adequado, gerando inclusive a parcela mais significativa de empuxo.

Razão de Área (BAR – Blade Area Ratio) – este parâmetro é dado pela razão entre a área desenvolvida de um lado da pá, A_D , e a área do disco limitado pelas extremidades das pás,

$$A_0 = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$BAR = \frac{A_D}{A_0} = \frac{Z \iint ds}{\pi D^2 / 4}$$

Devido à complexidade intrínseca na integral acima, uma expressão mais simples é comumente utilizada e esta razão é conhecida como Razão de Área Expandida (RAE),

$$RAE = \frac{A_E}{A_0} = \frac{Z \int_{r_h}^R c(r) dr}{\pi D^2 / 4} = \frac{2Z}{\pi} \int_{xh}^1 \frac{c}{D} dx_r, \text{ onde } xr = r/R$$

Com respeito à escolha de uma razão de áreas (RAE) para o projeto do propulsor, consideramos que quanto maior o valor da RAE, menor também será o risco de cavitação, entretanto poderemos obter maiores eficiências do propulsor.

2.2 ADIMENSIONAIS RELEVANTES DE PROJETO DO PROPULSOR

O propulsor entrega um empuxo na medida em que absorve o torque do motor a uma dada frequência de rotação. Quando isto ocorre atrás de um casco, a embarcação se desloca para frente até o arrasto total se iguale ao empuxo disponível. Neste capítulo será considerado apenas a ação do propulsor isoladamente do casco, visto que os coeficientes dependem somente das características do propulsor.

Para tal é realizado um ensaio de águas abertas, onde temos o avanço do propulsor preso a um carro de controle e monitoramento, e neste caso ele não está atrás de nenhum casco ou corpo rígido. O propulsor avança em um escoamento não perturbado

anteriormente, que é a situação oposta àquela observada quando alocado atrás do casco do navio.

Para obter os parâmetros consideremos um propulsor de diâmetro D , a uma profundidade da superfície livre do líquido de densidade ρ . A pressão acima da superfície livre é P_a . Este propulsor hipotético gira a uma frequência n rotações por segundo e enquanto absorve um torque Q avança a uma velocidade V_a , entregando desta forma um empuxo T . A pressão de vapor do líquido é P_v , a viscosidade é ν e a constante gravitacional é g .

Para as circunstâncias descritas os adimensionais são definidos como:

- Coeficiente de Avanço:

$$J = \frac{V_a}{nD}$$

- Coeficiente de Empuxo:

$$K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^4}$$

- Coeficiente de Torque:

$$K_Q = \frac{Q}{\rho n^2 D^5}$$

- Numero de Froude:

$$F_n = \frac{V_a}{\sqrt{gD}}$$

- Numero de Reynolds:

$$R_n = \frac{V_a D}{\nu}$$

O número de Reynolds pode ainda ser obtido para o escoamento característico em uma seção da pá localizada a $0,7R$.

$$R_n = \frac{C_{0,7R} V_a \sqrt{1 + \left(\frac{0,7\pi}{J}\right)^2}}{\nu}$$

O número de cavitação é dado por:

$$\sigma_v = \frac{P_a + \rho g h_0 - P_v}{\frac{1}{2} \rho (V_{0,7R})^2}$$

Dessa forma, para um grupo significativo de casos, podemos dizer que as características do propulsor são basicamente influenciadas pelo coeficiente de avanço, J e pela definição da geometria do propulsor:

$$K_T = f(J, Geometria)$$

$$K_Q = f(J, Geometria)$$

Os parâmetros adimensionais de empuxo e torque são altamente dependentes da razão passo diâmetro (P/D) do propulsor para um raio representativo e da razão de área (A_D/A_0) expandida. Outros parâmetros podem ainda influenciar no desempenho do propulsor, entretanto apresentam um impacto menos significativo.

A formulação para obtenção da potência entregue ao propulsor no SI é como se segue.

$$P_D = 2\pi Qn$$

Finalmente, é importante que esteja bem definida a relação que define a eficiência do propulsor no ensaio de águas abertas. Esta eficiência é definida como:

$$\eta_0 = \frac{P_T}{P_Q} = \frac{TV_a}{2\pi Qn} = \frac{k_T J}{K_Q 2\pi}$$

Se considerarmos que em algumas simplificações os coeficientes K_T e K_Q são uma função exclusivamente de J , é possível obter um conjunto típico de resultados para o ensaio de águas abertas. Um exemplo de diagrama da série B ($Z=4$ e $RAE=0,55$) é exibido na figura abaixo para várias P/D mantendo-se as mesmas razões geométricas da família.

FIGURE 38. WAGENINGEN B-SERIES PROPELLERS
 FOR 4 BLADES $AE/AO = 0.550$
 $P/D = 0.50$ TO 1.40

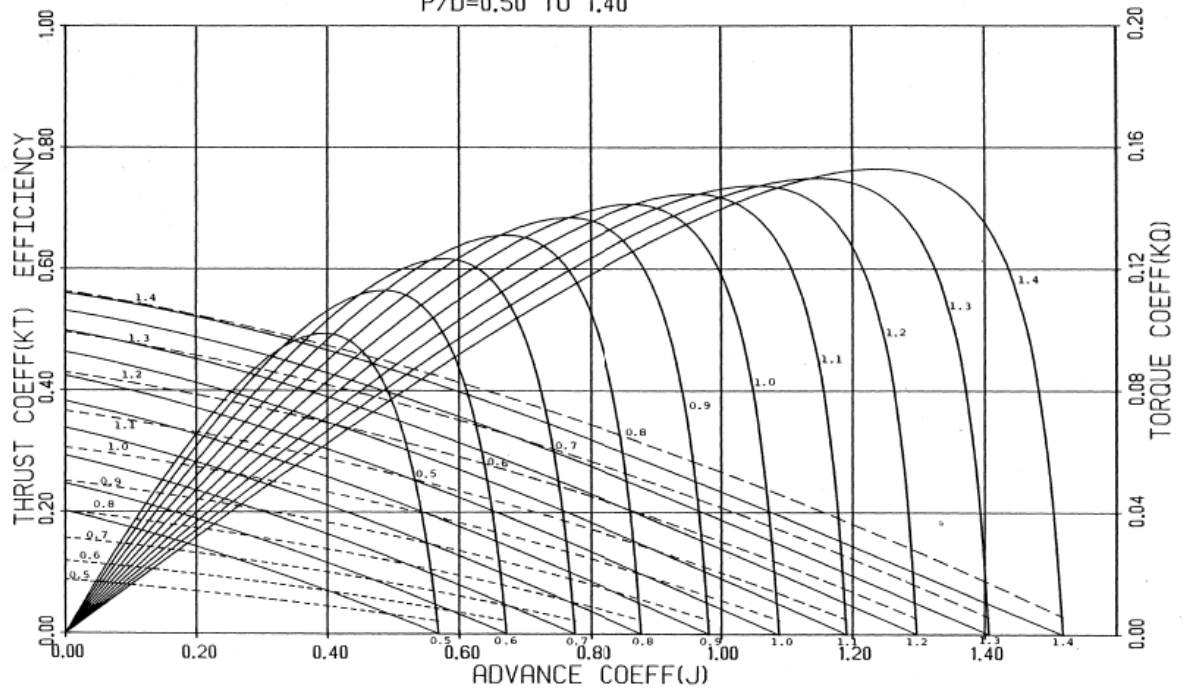


Figura 5 - Ensaio do propulsor em águas abertas, série B.
 Fonte: [10] The University of Michigan, The Weigenigen B-Series Propeller.

3 BOSSO

O bosso refere-se a saliência formada na carena de alguns navios em torno do eixo, descreve o final do eixo no qual o hélice será anexado. A utilização do bosso é definida através do perfil operacional e seleção do motor, sua utilização é vista principalmente em navios de grande porte, pois estas embarcações possuem um maior espaço para praça de maquinas permitindo o uso de motores maiores, e também definição de apenas um motor, para que assim a potência requerida seja atendida.

Em navios de grande porte, devido a configuração da praça de maquinas, o motor é disposto na linha de centro da embarcação, permitindo assim o eixo estar alinhado com a linha de centro e protegido pelo casco. O uso do bosso apresenta vantagens e desvantagens para o eixo, estas serão descritas a seguir, permitindo que seja reconhecido cada ponto importante na decisão de usar esta configuração.

Vantagens relacionadas a utilização do bosso:

- suportados evitando problemas com vibrações giratórias;
- Maior facilidade para acesso ao eixo e rolamentos sem docar ;
- Proteção do eixo e rolamentos (exceto rolamento do hélice) de matérias estranhas, desgaste, corrosão, dano acidental, e grandes danos devido a batidas;
- Maior média de fração da esteira de acordo com a posição do hélice.

Desvantagens reconhecidas ao se utilizar o bosso:

- Maior peso global;
- Provavelmente maior custo inicial global;
- Maior capacidade de fluxo irregular a ré, no fim do bosso;
- Maiores forças vibratórias periódicas exercida sobre casco pelo hélice;
- Redução de manobrabilidade e características de curva.

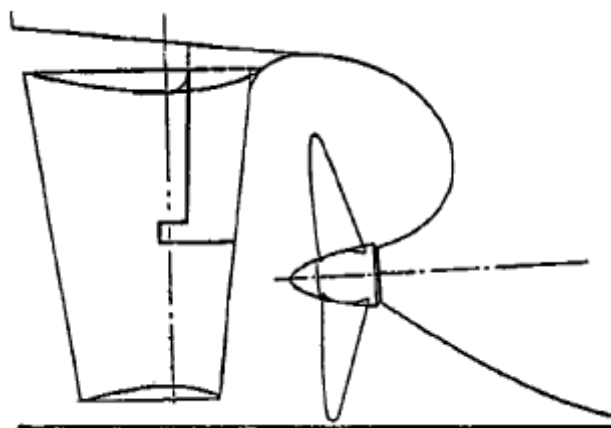
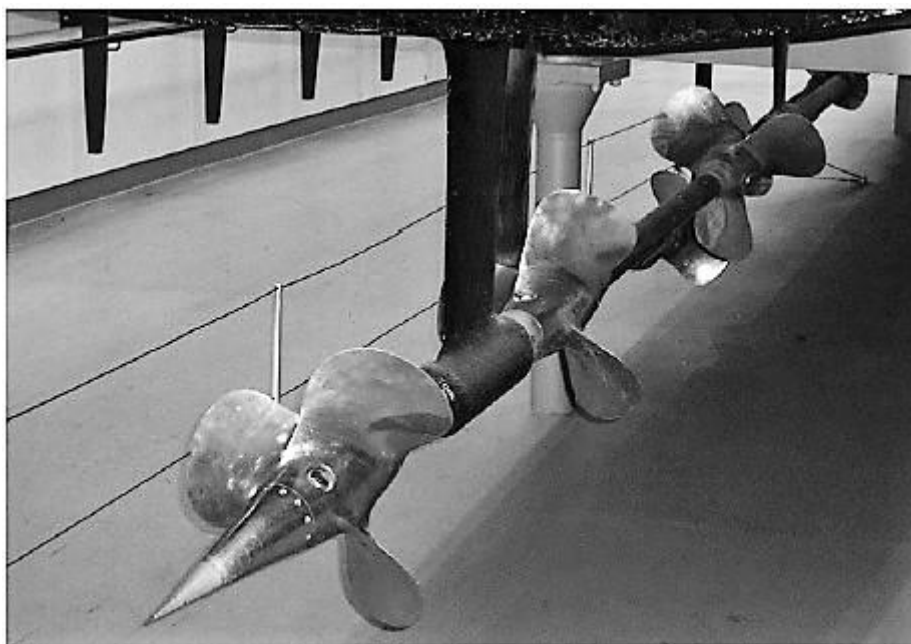


Figura 6 – Popa com uso de Bosso.

Fonte: [2] Committee, S. S., Ship Vibration Design Guide

4 PÉ DE GALINHA

Passados mais de cem anos desde a construção do navio de alta velocidade “Turbinia” (construído em 1894, experimental – Parsons Marine Steam Turbine Company) o qual foi construído com múltiplos hélices com eixo aberto, e, conseqüentemente múltiplos suportes de hélice (por vezes referidos como suportes de eixo, pé de galinha) apoiando seus eixos propulsores abertos.



*Figura 7 – Disposição dos hélices em linha de eixo do Turbinia.
[9] Marine Engines and Auxiliary Machinery*

Desde a época de construção do navio experimental Turbinia, muitos navios multi-hélices e de hélice único foram construídos ostentando configurações de eixos abertos (muitos destes navios de Marinha). No final dos anos 60 e 70, navios com hélice único de eixo aberto eram muito populares. Todas essas embarcações tiveram configuração de eixo aberto onde o hélice e o eixo eram suportados por um suporte principal com um rolamento, e em muitos casos, de um braço intermediário e rolamento.

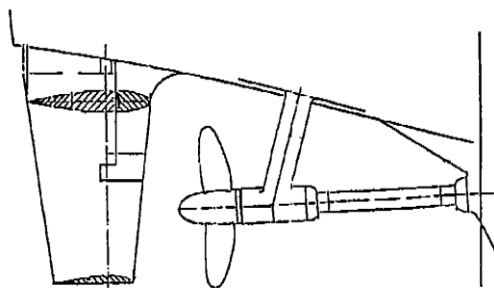


Figura 8 – Popa com uso de pé de galinha.
 Fonte: [2] Committee, S. S., *Ship Vibration Design Guide*

Com o passar dos anos tornou-se popular construir navios multi-hélices, onde o sistema de suporte do eixo e rolamentos foram fechados em um bossô. No entanto, conforme a necessidade de as embarcações terem sua velocidade aumentada, a indústria procurou um melhor sistema de suporte do eixo que fosse capaz de atender esta necessidade.

Para aplicações em embarcação de alta velocidade e de pequeno porte, a configuração do eixo aberto oferece vantagens, mas também apresentam desvantagens, abaixo segue tabela demonstrando as vantagens e desvantagens para utilização de bossô quanto a utilização do pé de galinha, de modo que todas as fases do problema de seleção podem ser estudadas e os méritos de cada um ser avaliado para cada projeto.

Vantagens relacionadas a utilização do pé de galinha:

- Peso global mais leve;
- Menor volume e deslocamento de peso;
- Alinhamento mais preciso com fluxo;
- Menor efeito de sombreamento de apêndices que se projetam a partir do casco;
- Menor custo global inicial;
- Menor tendência a vibração devido a forças periódicas exercida no casco por hélice.

Desvantagens reconhecidas ao se utilizar o pé de galinha:

- Proteção inadequada de eixo exposto a corrosão ou avaria;
- Menor proteção dos rolamentos do eixo e hélice de matéria estranha, desgaste e grandes objetos que possam bater, tais como bóias e suas cadeias de amarração e grandes objetos que possam bater, tais como bóias e suas cadeias de amarração;
- Maior tendência do hélice a cavitação, com erosão e corrosão do braço do suporte.

Para evitar problemas futuro, faz necessário compreender todos os elementos que entram no projeto do pé de galinha (suporte) e análises a serem consideradas em seu projeto, tais como questões de análise estrutural, de vibração e hidrodinâmica, incluindo o alinhamento de fluxo.

Para o projeto em questão será abordado apenas a utilização do pé de galinha como suporte para o eixo-hélice. Abaixo, as figuras [9] e [10] demonstram alguns dos elementos

principais que compõem um sistema de eixo propulsor aberto, e também o suporte do hélice (Pé de Galinha) objeto de estudo deste trabalho, este consiste de um cilindro que abriga o rolamento do eixo, o braço de suporte que amarra o cilindro no casco, e Fairwater que suaviza a transição a partir do eixo ao cilindro. Mas a frente será realizada a descrição de cada elemento que compõe o suporte.

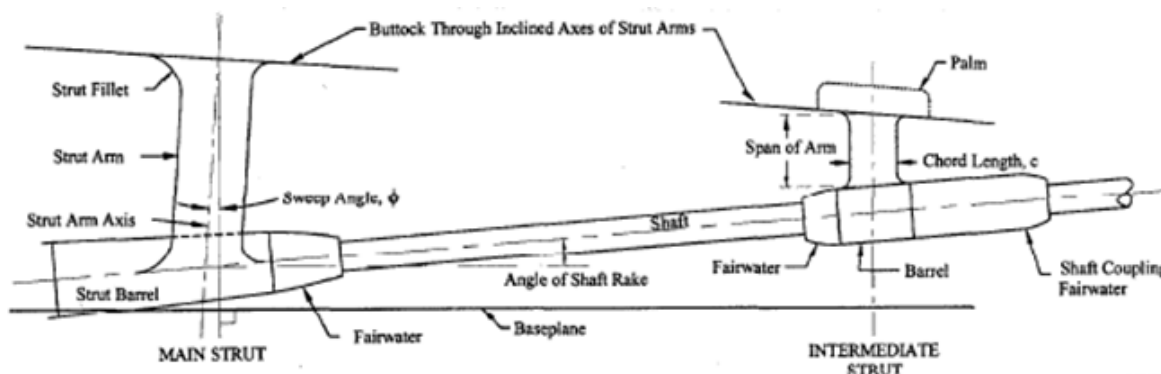


Figura 9 – Disposição de elementos que compõe Pé de Galinha principal e intermediário.
 Fonte: [4] Hackett, J. P. & Jonk, A., Propeller Shaft Strut Design

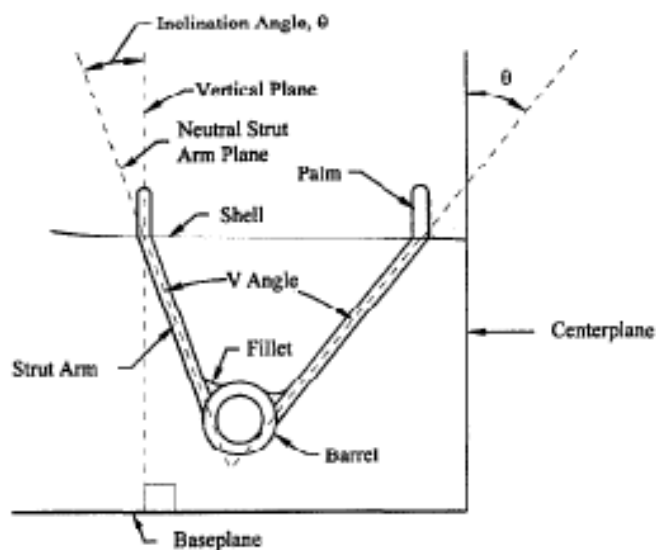


Figura 10 – Disposição de elementos que compõe Pé de Galinha.
 Fonte: [4] Hackett, J. P. & Jonk, A., Propeller Shaft Strut Design

O suporte do eixo deve ser bem projetado e deve fornecer resistência e rigidez ao rolamento do eixo, baixa resistência, lançar uma sombra pequena no plano do hélice, ser resistentes à cavitação, e ser um projeto de custo eficaz para construção e instalação.

O objetivo principal do pé de galinha é fornecer apoio para a hélice, eixo e rolamentos do eixo. Os suportes devem ser fortes o suficiente para suportar as cargas estáticas e dinâmicas do sistema de rotação do eixo, incluindo as cargas impostas durante as paradas e reversões de colisão. Deve ser fornecida uma margem de segurança para permitir

a eventual operação com uma hélice danificada ou eixo, condições de estado de mar e encalhe.

Deve-se observar também que os suportes devem proporcionar rigidez estrutural suficiente para o sistema de eixo do hélice, visando minimizar as vibrações decorrentes das cargas impostas. As sociedades classificadoras possuem regras para dimensionar eixo propulsor, rolamentos e seus suportes, as quais serão descritas no presente trabalho. Da mesma forma, muitas marinhas fornecem orientações aos seus projetistas de navios através de documentos, tais como Design Data Sheet (DDS) para a Marinha dos EUA, e o Naval Engineering Standard (NES) para a Marinha Real.

Na maioria dos projetos são usados suportes fabricado como peças fundidas em vez de montagens pré-fabricadas de chapa. Quando utilizados pés de galinha que possuam fabricação por chapas, estes devem apresentar a mesma resistência das peças fundidas.

A facilidade em usar peças fundidas para construção do pé de galinha é que estas podem ser fabricadas em peça única, a partir da utilização de um molde para fundir a peça, e este apresenta forma próximo a forma final da peça, necessitando apenas algumas operações de acabamento. Os fundidos apresentam ótima resistência a corrosão, desgaste e temperaturas extremas.

Como será visto posteriormente, o pé de galinha tem sua seção calculada e um desses cálculos é referente a sua espessura, necessária para fornecer rigidez e suportar as cargas impostas, quando utilizado peças fundidas essas espessuras não são problemas, visto que no processo de fundição o metal parte do estado líquido preenchendo o molde até a forma desejada, podendo apresentar as mais variadas formas e espessuras.



*Figura 11 – Molde para fundição de Pé de Galinha.
Fonte: Imagens Internet*

As peças fundidas podem também ser soldadas, sejam de aço carbono ou de baixa liga, contudo para soldar um fundido há necessidades de preparação da área, como preaquecimento da região a ser soldada a fim de evitar trincas a frio.

Os suportes podem ser ligados ao navio através de uma extensão moldada no suporte chamado de palma. A palma pode ser inserida dentro do chapeamento do casco ou ser diretamente fixada no exterior do casco e apresenta uma corda maior do que o braço de

suporte. Normalmente, as palmas são em linha com uma viga longitudinal e ligado a um grande piso na estrutura inferior para proporcionar resistência e rigidez.

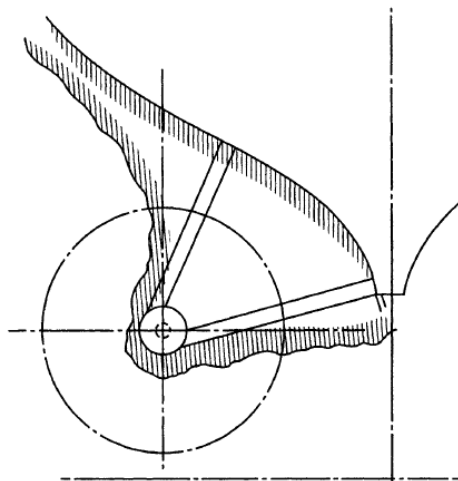


*Figura 12 – Pé de Galinha com palma.
Fonte: Imagens Internet*

4.1 ELEMENTOS PRINCIPAIS DO PÉ DE GALINHA

4.1.1 BRAÇO

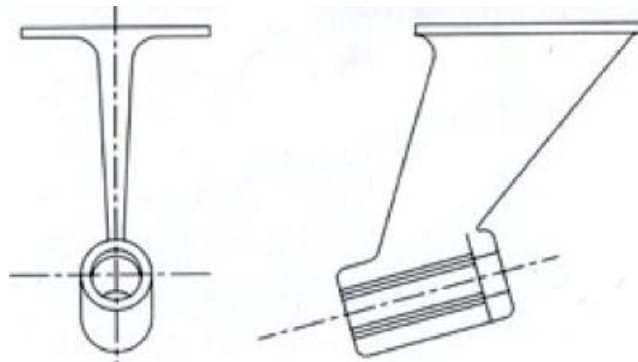
O braço tem a função de ligar (amarrar) os outros elementos ao casco, é o elemento que estará diretamente ligado a estrutura. Como todos os outros elementos que compõe o pé de galinha, este também possui regras específicas para seu dimensionamento como será descrito posteriormente.



*Figura 13 – Braços que compõe Pé de Galinha em “V”.
Fonte: [10] Some Unconventional Propulsion Arrangements*

4.1.2 CILINDRO

Para caracterização do cilindro principal do suporte deve-se levar em consideração o seu diâmetro, o qual é geralmente igual ao diâmetro do eixo do hélice. Outros fatores que regem a questão sobre o diâmetro do cilindro é a necessidade de abrigar o rolamento do eixo e fornecer a força e rigidez ao rolamento do eixo. O cilindro geralmente apresenta uma forma mais cônica do que cilíndrica.



*Figura 14 – Cilindro que compõe Pé de Galinha.
Fonte: Imagens Internet*

Em um caso especial com um hélice CP, e se um acoplamento de eixo hidráulico não é utilizado, então as duas extremidades do eixo podem apresentar um flange. O diâmetro interior do cilindro, para uma remoção posterior do rolamento, deve ser suficientemente grande para permitir a retirada do eixo com flange. No caso do suporte intermediário, o tamanho do rolamento e força são os elementos que regem, e, portanto, tende a ter um diâmetro menor do cilindro.

4.1.3 FAIRWATER

Dois tipos de rolamentos de eixo são tipicamente instalados no interior do cilindro: lubrificados a óleo ou água. O mais comum é o lubrificado a água, estes rolamentos exigem que a água do mar continuamente lave o rolamento. Fairwaters são colocados entre o cilindro e o eixo para permitir que a água tenha uma transição suave a partir do eixo ao cilindro.

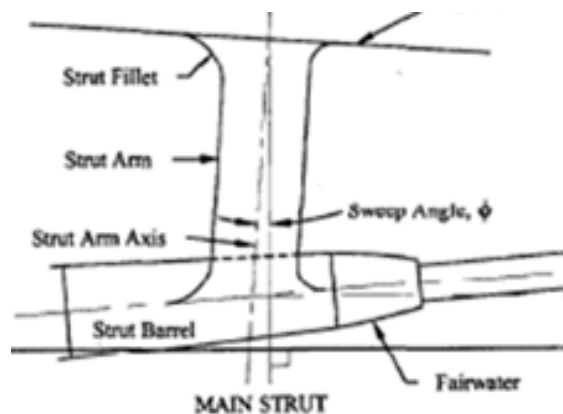


Figura 15 – Fairwater que compõe Pé de Galinha.
 Fonte: [4] Hackett, J. P. & Jonk, A., *Propeller Shaft Strut Design*

Quando são utilizados rolamentos lubrificados a água, é necessário um espaço entre o Fairwater e o eixo para permitir que a água alcance o rolamento. A diferença deve ser dimensionada com base nas necessidades de água de rolamento, com 15 mm, no mínimo. A parte dianteira da forma da seção EPH (Elliptical-Parabolic- Hyperbolic) é um projeto de partida bom para fairwater, onde se deve evitar uma forma hemisférica para fairwaters.

A transição do cilindro para o fairwater deve ser suave e a interseção cilindro/Fairwater superfícies tangenciais. Isto normalmente significa que o tambor de fundição deve passar de uma forma cilíndrica para uma secção cônica que se aproxima do Fairwater. Estes também são utilizados para suportes intermediários.

4.2 TIPOS DE SUPORTES

Existem três configurações básicas de suporte: **Suporte Único** muitas vezes referido como um **Suporte "I"**, figura [16], e dois tipos de suportes com **Dois Braços** ou **"V"**. Os suportes em "V" diferem na forma como eles se cruzam e se unem ao cilindro, como mostrado abaixo nas figuras [17] e [18]. No primeiro tipo, suportes se cruzam em ângulo reto com a superfície do cilindro (sendo referenciados como **Suportes Radiais**), o que é comum em navios da Marinha dos EUA [3]. No segundo tipo, os braços podem cruzar o cilindro de uma maneira mais tangencial (sendo referenciados como **Suportes Tangenciais**).

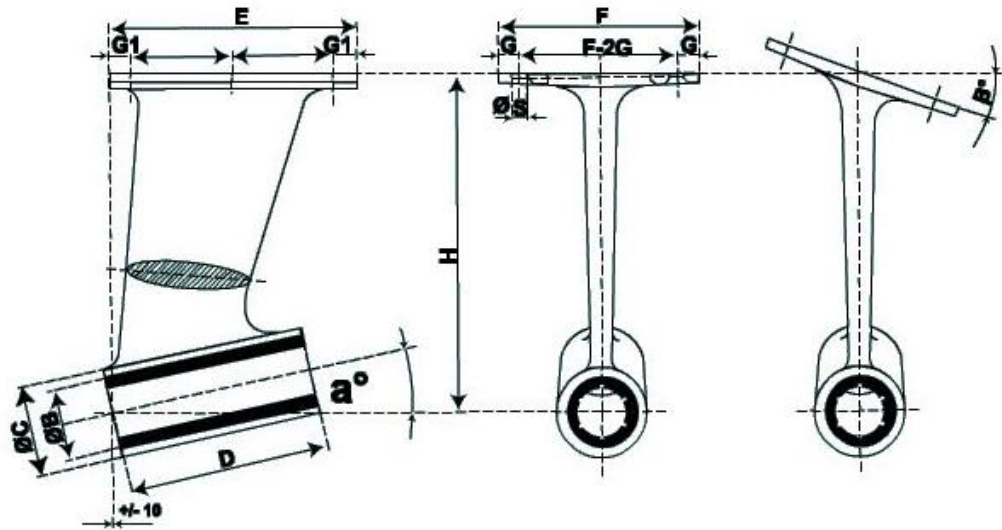


Figura 16 – Suporte “I”.

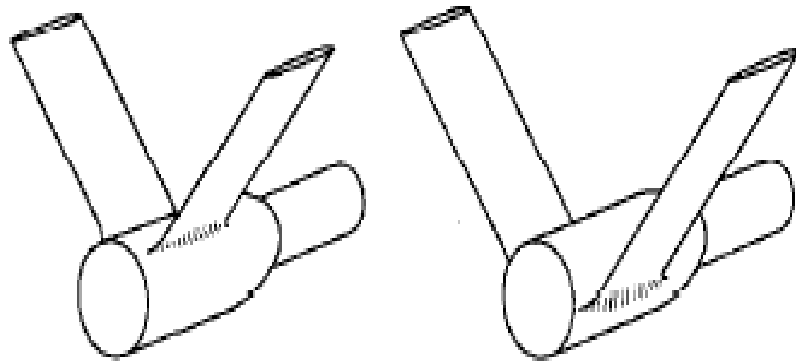


Figura 17 – Suporte em “V”, Radial.

Fonte: [4] Hackett, J. P. & Jonk, A., Propeller Shaft Strut Design

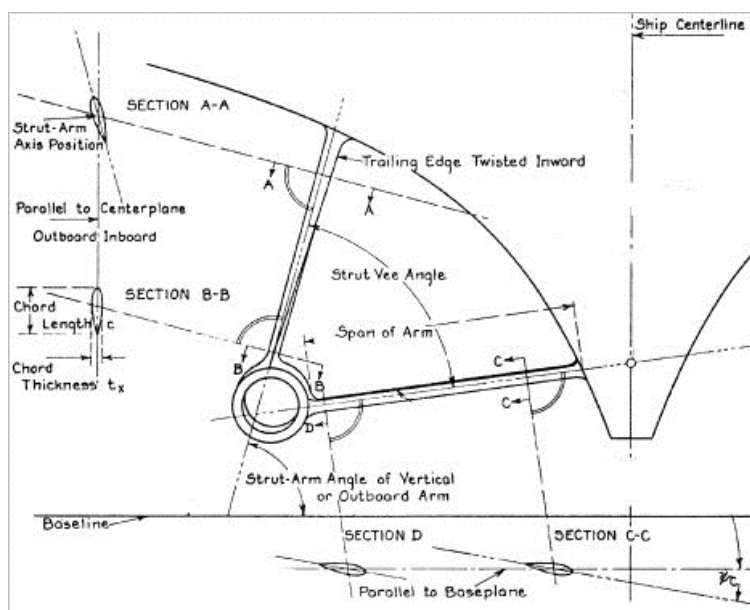


Figura 18 - Suporte em "V", Tangencial.
 Fonte: Imagens Internet

A escolha do tipo a ser utilizado deve ser feita de acordo com a característica da embarcação, esta em relação a sua operacionalidade (esporte/recreio ou mercante). Uma característica que também deve ser considerada no projeto do pé de galinha é o material a ser utilizado para a construção do casco, pois este material influenciará no material a ser usado para a fabricação do suporte.

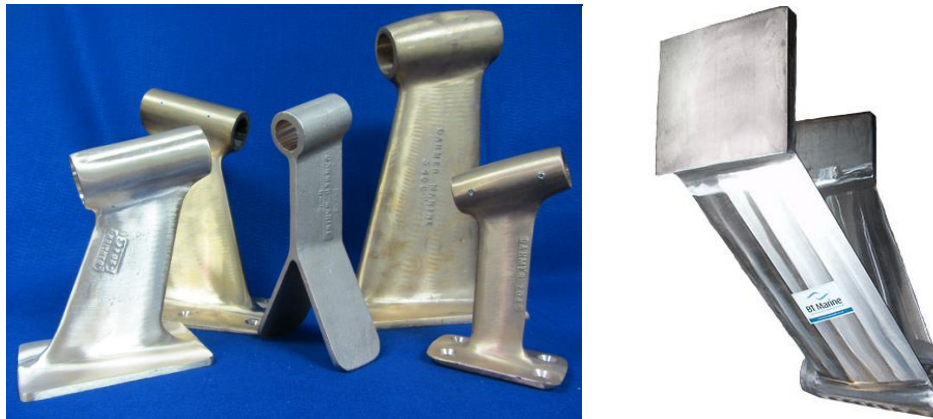
Os materiais utilizados são bastante variados, podem ser de aço, aço inoxidável, bronze, alumínio, nibral, fibra, entre outras composições que se adaptem ao material do casco e forneçam propriedades mecânicas aceitáveis. Em alguns casos são usadas ligas para fabricar estruturas com propriedades melhoradas, como dureza, resistência mecânica, ductilidade e resistência a corrosão.

Os elementos de liga mais comuns e seus efeitos nas propriedades dos aços mais utilizados são os seguintes:

- **Carbono (C)** - O carbono é o elemento mais eficaz, mais empregado e de menor custo disponível para aumentar a dureza e a resistência dos aços. Uma liga contendo até 2,0% de carbono em combinação com o ferro é denominada aço, é necessário um cuidado especial quando se soldam aços de alto teor de carbono.
- **Cromo (Cr)** - O cromo, combinado com o carbono, é um poderoso elemento de liga que aumenta a dureza dos aços. Adicionalmente as suas propriedades de endurecimento, o cromo aumenta a resistência à corrosão e a resistência do aço a altas temperaturas. É o principal elemento de liga dos aços inoxidáveis.
- **Níquel (Ni)** - A principal propriedade do aço que é melhorada pela presença do níquel é sua ductilidade ou sua tenacidade ao entalhe. A esse respeito é o mais eficaz dos elementos

de liga para melhorar a resistência ao impacto do aço a baixas temperaturas. É também utilizado combinado com o cromo para dar origem ao grupo denominado aços inoxidáveis austeníticos.

- **Cobre (Cu)** - O cobre contribui fortemente para aumentar a resistência à corrosão dos aços carbono pelo retardamento da formação de carepa à temperatura ambiente, porém altos teores de cobre podem causar problemas durante a soldagem.



*Figura 19 - Suportes em diversas formas e materiais.
Fonte: Imagens Internet*

Além da escolha adequado do tipo de pé de galinha a ser utilizado na embarcação, a popa da embarcação também tem grande influência no que se diz respeito em produzir um escoamento que contrário ao não alinhamento do hélice ao fluxo, juntamente com os suportes.

Em uma popa simétrica, o fluxo gerado apresenta algumas zonas de estagnação e outras zonas onde as linhas de fluxo se opõem fazendo com que não apenas o hélice trabalhe em um fluxo não uniforme, mas também ao eixo e seus rolamentos, podendo vir a causar vibração excessiva do casco afetando gravemente a confortabilidade ou a capacidade de operação.

Além das manifestações citadas anteriormente e que são evidentes, vale ressaltar ainda a questão sobre a fadiga provocada pelo fenômeno dinâmico, o que pode levar a ocorrência frequente de avarias dos sistemas e equipamentos quanto ao colapso estrutural, especialmente quando ocorre casos de ressonância, deste modo afetando significativamente a operacionalidade da embarcação.

A melhor forma ou a mais adequada para a secção do suporte tem sido objeto de estudo por muito tempo, com base estrutural, bem como considerações hidrodinâmicas. As diferenças de arrasto entre as várias formas utilizadas ao longo do tempo são pequenas, mesmo em proporção com a resistência total do apêndice.

As descrições das diretrizes para a concepção do suporte são mostradas por Saunders [1], o qual é considerado uma referência para as estimativas ou cálculos para o projeto

hidrodinâmico preliminar do navio ou suas partes. Como referência para o projeto em si, é citada a seção para o suporte delineada por D. W. Taylor, usada em navios da U.S. Naval por décadas, e que poderiam ter utilizados seções mais curtas para uma mesma espessura se usada a relação c/t_x (corda por espessura) de 6 ao contrário de 7,5. Na mesma referência são apresentadas ótimas substituições, como a seção EPH (Ellipse- Parabola- Hiperbole) desenvolvida por David Taylor e a seção proposta por P. Mandel[2] com a relação c/t_x de 4,3.

A partir das ponderações citadas anteriormente, pode-se afirmar que provavelmente seja mais importante que a instalação do suporte seja rigorosamente conforme especificada para sua forma, já que é elaborada por um longo processo de desenvolvimento, onde a forma possa ser de um tipo particular ou tenha características especiais, onde para cada tipo de suporte existem vantagens e desvantagens.

Quando for definida a utilização de um suporte em “V” deve-se observar as características particulares para cada subtipo. O suporte radial proporciona rigidez e resistência superior numa base de peso da unidade. No entanto, quanto a perspectiva hidrodinâmica, suportes radiais tendem a reduzir o fluxo entre os braços mais do que os suportes tangenciais, o que pode levar ao surgimento de outros problemas.

Para a instalação dos suportes “V” recomenda-se que seja realizada tangencialmente ao cilindro, a fim de reduzir a esteira. No entanto, isto origina seções assimétricas na intersecção entre o cilindro e o braço do suporte. Esta é uma área difícil tanto geométrica quanto hidrodinâmica, e a adição de um filete hidrodinâmico do braço de suporte para o tambor deve ser considerada. Este acréscimo se deve a pré-disposição desta área relativamente a cavitação, da mesma forma que problemas similares ocorrem em navios de patrulha pequenos, que normalmente usam suportes “T”.

Quanto a questão dos eixos do suporte se encontrarem perto da linha central do eixo do hélice, para o tipo radial ou estão dispostos de modo a passar perto do raio médio eixo do suporte como no tipo tangencial, é muitas vezes determinada a partir da questão estrutural em vez de um ponto de vista hidrodinâmico. Ao considerar o fluxo de água através da posição do suporte provavelmente há pouco a escolher entre os dois. Os braços tangenciais são bem distribuídos no eixo, mas eles geralmente envolvem ângulos reentrantes ao lado do cilindro consideravelmente menor do que 90 graus.

Em relação aos braços radiais, estes fornecem boa ligação para suportar o eixo, contudo o ângulo de passagem entre os braços do suporte é pequeno. Para evitar os efeitos devido à proximidade dos braços ao eixo deveria existir um espaço aberto na superfície do cilindro igual a pelo menos 3 vezes a espessura máxima do suporte. Para melhor definição, um círculo de afastamento pode ser traçado entre os suportes igual ao diâmetro máximo do lado de fora do eixo, como se vê na figura [20]. Os suportes em “V” apresentam ângulos maiores do que 60 graus e representam boas soluções de todos os requerimentos, mas frequentemente se faz necessário diminuir este ângulo da ordem de 45 graus.

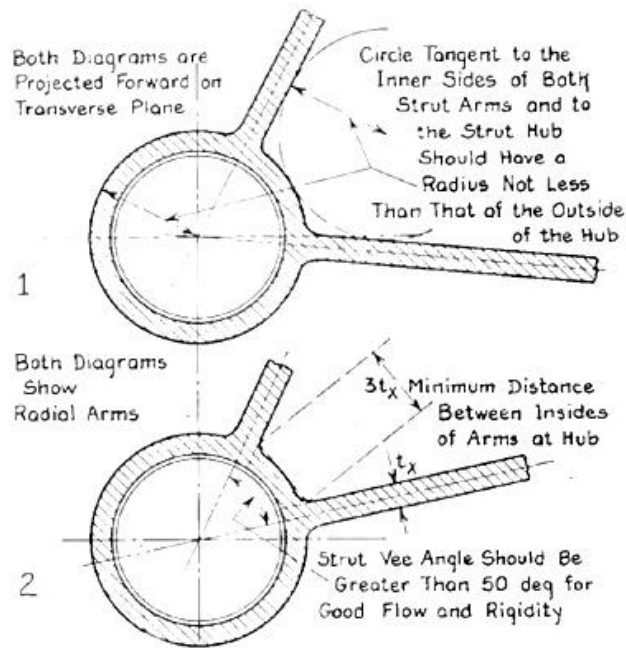


Figura 20 – Suportes “V”, Tangencial e Radial.
 [1] Saunders, H. E., *Hydrodynamics in Ship Design*

Fechar as extremidades dos suportes do eixo dentro do bossô ou cilindro do suporte é provavelmente mais uma questão de continuidade estrutural do que o de facilitar o fluxo em torno dessas junções. Um raio de concordância no cilindro igual ou que exceder a espessura máxima do suporte parece ser adequada para o bom fluxo, mesmo no ápice de um ângulo de reentrada transversal. No entanto, os suportes em sua junção com o cilindro são alongados com filetes de raio maiores a vante e a ré, principalmente, para dar a estabilidade de posição para o suporte do cilindro.

Tendo em vista que um suporte do tipo “I” é maior que um suporte do tipo “V”, ou seja, apresenta uma maior resistência, e com isto é capaz de produzir um efeito de contra fluxo maior no hélice, conduzindo a elevados rendimentos propulsivos, citando como exemplo o cancelamento de sua maior resistência e contribuição para economia de energia, algo em torno de 8%, o que é um valor considerável.

4.3 CÁLCULO DA SEÇÃO DO PÉ DE GALINHA

A determinação da forma para a seção do suporte é importante. Definir uma seção aerodinâmica é necessário para minimizar o arrasto, produzir a sombra mínima no plano do hélice, e fornecer a maior janela possível de funcionamento sem cavitação, enquanto ainda satisfazendo o objetivo principal do suporte no fornecimento de resistência e rigidez para o sistema de eixos. Para reduzir o risco de cavitação dos braços de suporte, seções são

escolhidas, que têm uma grande resposta de cavitação, e, portanto, pode lidar com uma grande variação no ângulo de incidência antes de ocorrer cavitação.

Inúmeras formas para seção do suporte foram utilizadas, como Navy Standard Section (NSS) da Marinha dos EUA, as seções da National Advisory Committee for Aeronautics (NACA), as quais também foram bastante populares e a seção EPH como já citada anteriormente.

Foi desenvolvido pela MARIN (Maritime Research Institute of the Netherlands) uma seção com performance de cavitação superior a seção EPH. Na figura [21] são mostradas três seções: NACA 0020, EPH e MARIN.

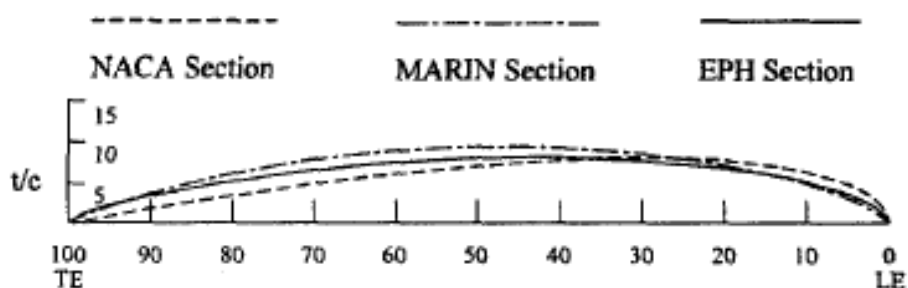


Figura 21 – Seções para suporte.

Fonte: [4] Hackett, J. P. & Jonk, A., *Propeller Shaft Strut Design*

Para as três seções citadas também é elaborado um gráfico mostrando a relação entre o coeficiente de pressão mínima e o ângulo de ataque para as três seções, isto pode ser melhor visto na figura [22]. A figura mostra que o projetista tem a sua disposição uma variação de cerca de 4 graus na direção fluxo antes da seção cavitante.

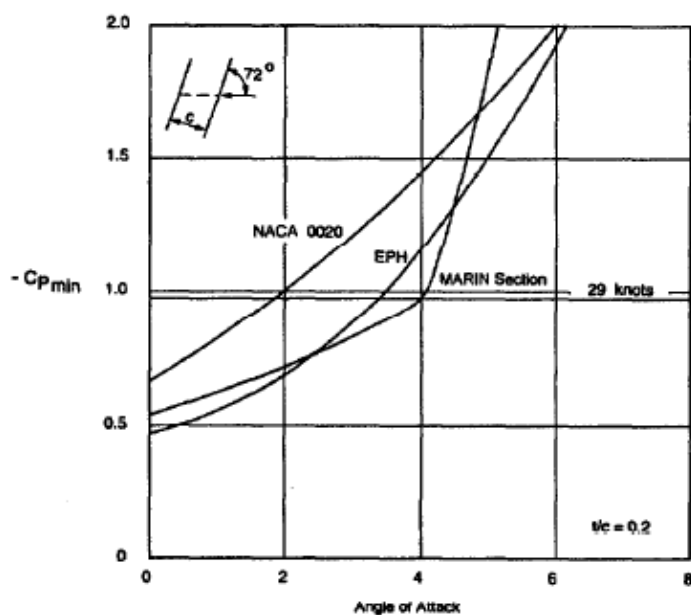


Figura 22 – Gráfico coeficiente de pressão e ângulo de ataque.
 Fonte: [4] Hackett, J. P. & Jonk, A., Propeller Shaft Strut Design

Algumas tolerâncias devem ser reservadas para as variações de fluxo resultantes a partir de movimentos do navio, manobras e velocidade. Do mesmo modo, se os testes de modelo são utilizados para determinar a direção do fluxo, uma tolerância também será necessária para dar conta dos efeitos de escala. Isto significa que o fluxo local deve ser determinado o mais corretamente possível, para que se o suporte sofra torção irá coincidir com a direção do fluxo.

A seção desenvolvida pela MARIN é exclusivamente desenhada para cada aplicação, é dependente da velocidade do navio, o ângulo efetivo de fluxo, etc. Em seguida, a seção deve ser verificada para força.

Os suportes para as embarcações são tipicamente fabricados de aço de alta resistência. Estes aços têm boa resistência para características de peso e um elevado grau de resistência para resistir a erosão por cavitação. Os braços dos suportes quando fundidos em separado a partir do cilindro, são soldadas ao cilindro pela fabricante fundição. Quando utilizado um suporte com variações mínimas na forma da seção, comprimento da corda, área e taxa de variação de torção ao longo do vão do suporte são menos complicados e por conseguinte não apresenta alto custo de fabricação do que aqueles com grandes alterações. Uma taxa gradual da mudança do ângulo de torção é o preferido.

Como dito anteriormente, a fabricação pode ser através de fundição, onde as tolerâncias são da ordem de 1,5 mm sobre as compensações. A tolerância do ângulo entre os dois braços do suporte que constituem um suporte "V" é de ± 1 grau, e tem tolerância para o ângulo de torção especificado para estar dentro de $\pm 0,5$ graus. Um acabamento de superfície rms de $6,3 \mu m$ é normalmente fornecido.

Com a necessidade de se produzir uma estrutura que deve ser adequadamente resistente, suficientemente rígida e com características hidrodinâmicas ótimas, as sociedades classificadoras apresentam regras ou “conceitos” para o dimensionamento e construção do suporte, seja ele sólido (fundido em uma única peça, “I”) ou soldado (suporte fabricado com chapa, em “V”), estes cálculos serão demonstrados para os dois tipos, para que possam ser observadas as diferenças para os dois tipos de suporte. Os cálculos são referenciados em função do diâmetro do eixo propulsor, mas em algumas referências também consideram a resistência a tração do material, onde serão citados os cálculos considerados por cada literatura utilizada.

Adiante serão descritas algumas definições de sociedades classificadoras para o cálculo das características do suporte, tanto o braço que é fixado ao casco como para o cilindro (bosso).

Para a classificadora DNVGL[5] são requeridos:

$$h \geq 0,4d \text{ (mm)}$$

$$A \geq 0,4d^2 \text{ (mm}^2\text{)}$$

$$W \geq 0,12d^3 \text{ (mm}^3\text{)}$$

A: Área da seção do suporte em mm²;

W: Módulo de seção para a seção do suporte em mm³;

h: Maior espessura da seção em mm.

Segundo a Bureau Colombo Brasil [6], o dimensionamento para a seção do pé de galinha é dada como segue abaixo, onde também é comentado sobre a fixação por solda, indicando um flange para solda ou uma parte mais espessa na região de soldagem, ou uma maneira de fixação adequada.

Espessura: 0,44.d

Área Seccional no Pé de Galinha: 0,44.d

Comprimento do Bosso: 3,00.d

Espessura de Parede do Bosso: 0,35.d

A sociedade diz que quando o pé de galinha for de apenas um braço, isto deve ser motivo para análise de resistência e de vibrações e, atenção especial a fadiga.

Para o cálculo também podem ser usadas as fórmulas abaixo, estas são referências do National Standard for Commercial Vessels[3], e consideram a resistência a tração do

material, e serão demonstradas para as duas configurações possíveis para o braço. O cálculo para o comprimento e espessura do cilindro (bosso), comprimento do braço (leg) são os mesmos para os dois tipos.

- *Comprimento do Cilindro*

O comprimento deve ser suficiente para suportar totalmente o rolamento do eixo, este é calculado por:

$$l_c = k_b \cdot d$$

l: comprimento do rolamento, em milímetros;

d: Diâmetro do eixo propulsor, em milímetros;

k_b: Fator igual a 4 para rolamentos lubrificados a água ou a graxa;
ou fator igual a 2 para rolamentos lubrificados a óleo.

- *Comprimento do Braço do Suporte*

O comprimento máximo para o braço do suporte deve ser:

$$l_{max} = 10,6 \cdot d \cdot \sqrt[3]{\frac{R_{eixo}}{410}}$$

l_{max}: comprimento máximo do braço, em milímetros;

d: Diâmetro do eixo propulsor, em milímetros;

R_{eixo}: Resistência a tração do material do eixo, em megapascal;

Quando o comprimento do braço for inferior a *l_{max}*, o módulo de seção do braço pode ser reduzido em proporção com o comprimento reduzido, desde que, o módulo de seção não seja inferior a 0,85 vezes o módulo de seção necessário (*Z*).

Suporte tipo “V”

Para o tipo de suporte em “V” vale ressaltar que o ângulo formado por seus braços não deve ser inferior a 45°.

- *Largura (Width)*

$$W = 2,27 \cdot d \cdot \sqrt[3]{\frac{R_{eixo}}{R_{braço}}}$$

W: Largura para o braço do suporte, em milímetros;

d: Diâmetro do eixo propulsor, em milímetros;

R_{eixo}: Resistência a tração do material do eixo, em megapascal;

R_{braço}: Resistência a tração do material do braço, em megapascal.

- *Espessura (Thickness)*

$$t = 0,35 \cdot d \cdot \sqrt[3]{\frac{R_{eixo}}{R_{braço}}}$$

t: Espessura para o braço do suporte, em milímetros;

d: Diâmetro do eixo propulsor, em milímetros;

R_{eixo}: Resistência a tração do material do eixo, em megapascal;

R_{braço}: Resistência a tração do material do braço, em megapascal;

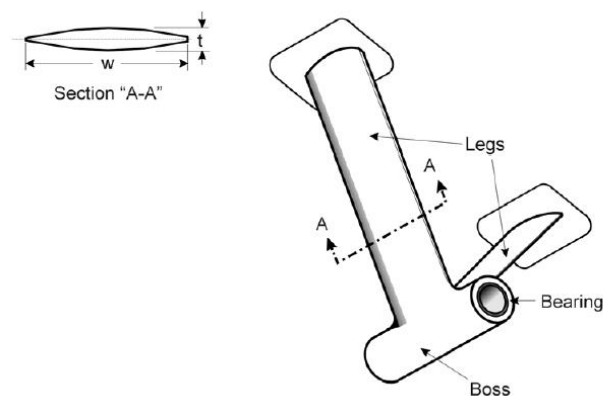


Figura 23 – Características suporte “V”.
Fonte: [3] National Standard for Commercial Vessels

Suporte tipo “I”

- *Largura (Width)*

$$W_l = 3,22 \cdot d \cdot \sqrt[3]{\frac{R_{eixo}}{R_{braço}}}$$

W_l : *Largura para o braço do suporte, em milímetros;*

d : *Diâmetro do eixo propulsor, em milímetros;*

R_{eixo} : *Resistência a tração do material do eixo, em megapascal;*

$R_{braço}$: *Resistência a tração do material do braço, em megapascal;*

- *Espessura (Thickness)*

$$t = 0,515 \cdot d \cdot \sqrt[3]{\frac{R_{eixo}}{R_{braço}}}$$

t : *Espessura para o braço do suporte, em milímetros;*

d : *Diâmetro do eixo propulsor, em milímetros;*

R_{eixo} : *Resistência a tração do material do eixo, em megapascal;*

$R_{braço}$: *Resistência a tração do material do braço, em megapascal;*

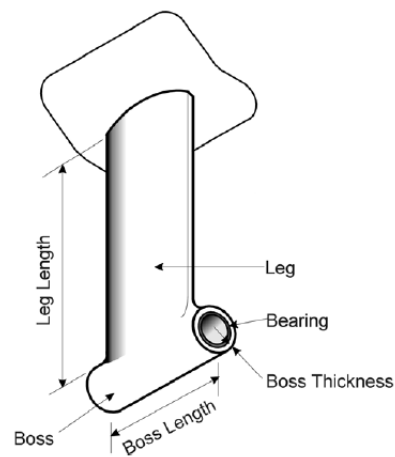


Figura 24 – Características suporte “I”.
Fonte: [3] National Standard for Commercial Vessels

Sempre que o suporte seja um material que não aço carbono, o momento de inércia em torno do eixo longitudinal não deve ser inferior à determinada a partir da seguinte fórmula:

$$I_l = \frac{wt^3}{250000} \left(\frac{R_{braço}}{R_{eixo}} \right)^{\frac{4}{3}} \left(\frac{207}{E_{braço}} \right)$$

I_l: Momento de inércia requerido do braço em torno do eixo longitudinal, em cm⁴;

w: Largura para o braço do suporte, seja do tipo “I” ou “V”, em milímetros;

t: Espessura para o braço do suporte, em milímetros;

R_{eixo}: Resistência a tração do material do eixo, em megapascal (Mpa);

R_{braço}: Resistência a tração do material do braço, em megapascal (Mpa);

E_{braço}: Módulo de elasticidade do material do braço, em gigapascal (GPa).

4.4 INSTALAÇÃO DO PÉ DE GALINHA

A instalação do pé de galinha pode se dar de duas formas, externamente pelo casco com auxílio de palmas ou podem ter sua fixação internamente ao casco, tendo que esta fixação quando utilizada, ser feita de maneira eficiente na estrutura interna do casco, a qual deve fornecer apoio satisfatório. Quando internamente fixado ao casco, o pé de galinha deve ser encerrado em compartimento de volume limitado para reduzir o efeito de inundação em caso de danos e também fornecer apoio suficiente, sua fixação na caixa é feita através de parafusos que transpassam a estrutura e uma resina (shock fast) é utilizada para preencher o interior da caixa não deixando espaço para movimento.



*Figura 25 – Pé de galinha com palma para fixação.
Fonte: Imagens Internet*



Figura 26 – Caixa para encerramento de suporte.



Figura 27 – Demonstração dos furos e parafusos de fixação na caixa.

Como já dito, quando a fixação do pé de galinha for realizada externamente, seja pela utilização parafusos (mais utilizada em embarcações de esporte/recreio) ou soldada direto ao casco, é utilizada a palma, que contribui para o aumento da espessura no local de fixação, aumentando assim sua resistência. Quando utilizada solda tem-se que o processo e procedimento deve ser determinado de acordo com o tipo de material e características do pé de galinha e chapeamento da embarcação, para que o processo de soldagem definido não interfira nas características mecânicas.

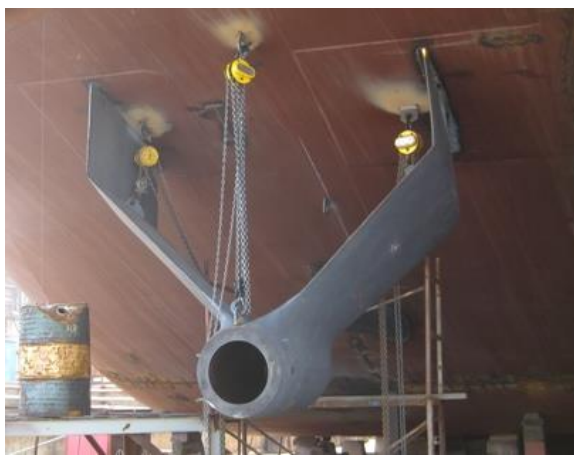
Conhecido que os metais em sua maioria são bons condutores de calor, e que consequentemente o calor na região de soldagem é rapidamente escoado por toda a massa envolvida no processo, acarretando um resfriamento relativamente rápido. Tem-se que em alguns metais este resfriamento pode contribuir para a formação de microestruturas prejudiciais, como trincas a frio na região de soldagem.

Para se evitar o aparecimento destas trincas, principalmente nos suportes que serão soldados diretamente ao casco, e sendo peças fundidas onde aporte térmico empregado para soldar a peça será elevado, faz-se necessário o uso do procedimento de preaquecimento da região de junta do casco e o fundido. Este pré-aquecimento é uma maneira de reduzir a taxa de resfriamento do metal.

A temperatura de pré-aquecimento pode variar de 50 °C a 540 °C, sendo mais comumente aplicada na faixa de 150 °C a 200 °C, esta temperatura é definida de acordo com a composição do metal de base,

Em resumo o preaquecimento reduz:

- O risco de trincas;
- As tensões de contração;
- A dureza na zona termicamente afetada.



*Figura 28 – Suporte “V” com palma, aparafusado e soldado direto ao casco.
Fonte: Imagens Internet*



Figura 29 – Suportes “I”.

A fixação do pé de galinha também é uma questão abordada pelas sociedades classificadoras, visto que o ângulo de fixação em relação ao escoamento pode induzir a cavitação e até problemas estruturais graves quando somados aos efeitos de vibração como já comentado em outros capítulos.

Outro assunto abordado pelas sociedades é sobre vibração, quando em interferência no pé de galinha pode, conseqüentemente, ser passada a estrutura a qual está ligado o suporte. Afim de evitar esses problemas Michael [7] elaborou e apresentou em forma de planilha um estudo a partir da simulação de comportamento para interação casco-linhas de

eixo com dados reais medidos a fim de analisar e comparar resultados da simulação com sinais medidos e com normas de vibração, seu objetivo foi “a criação do sistema de gerenciamento de dados de medições de vibração em sistemas flutuantes, concebido de forma a permitir a interação de níveis e espectros reais com modelos numéricos discretizados através do método dos elementos finitos, permitindo melhor qualidade no diagnóstico dos problemas de vibração em praças de máquinas”.

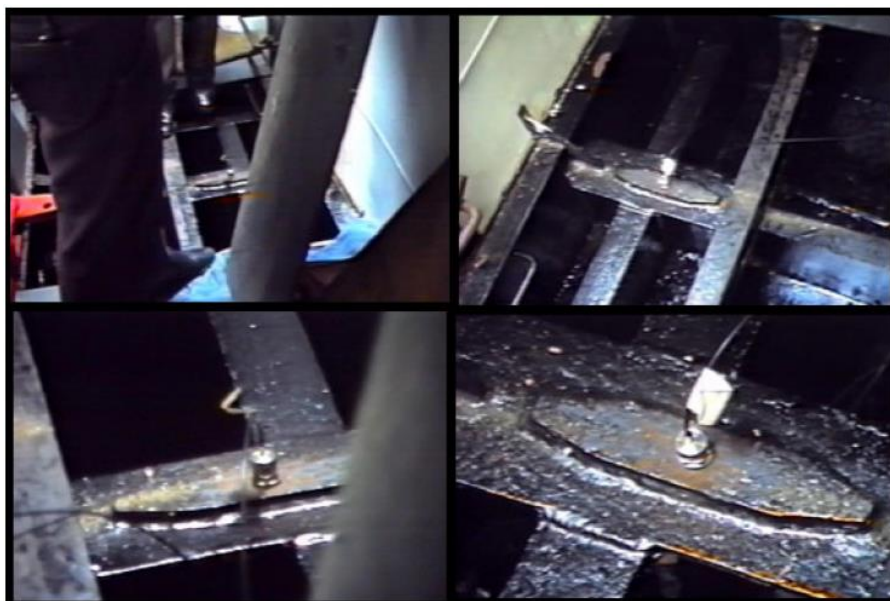
É sabido que diversos focos de vibração podem ser causadores dos problemas de vibração na linha de eixo e em seus suportes, no entanto as duas fontes principais de vibração são os maquinários e propulsores. No caso do pé de galinha, tem-se uma estrutura exposta, um apêndice do casco, estando sujeito a ações dinâmicas, o que geram tensões difíceis de serem avaliadas, tanto em condições normais de funcionamento e em condições extraordinárias, como o estresse causado pelo hélice ou avaria do eixo, bucha e rolamentos.

Como já comentado a vibração pode ocorrer devido a atuação de forças externas atuantes na estrutura/componentes, tem-se que um outro fenômeno pode causar vibração, este chamado ressonância. A ressonância ocorre quando um ou mais estruturas/componentes possuem a mesma frequência natural e vibrarem nesta mesma frequência.

Além dos problemas estruturais já mencionados as vibrações também pode causar problemas de saúde nos passageiros e tripulantes, devido a isto o limite máximo recomendado é de 9 mm/s.

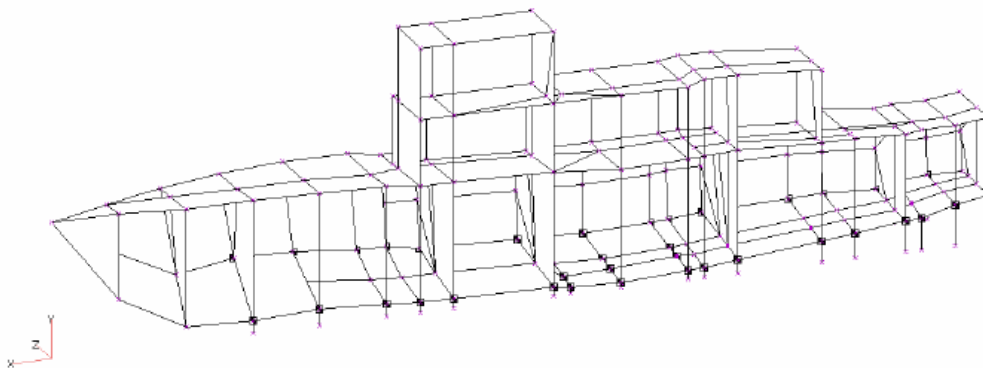
O ideal seria a eliminação completa da vibração, no entanto, isto não é possível na prática, o que acontece é uma tentativa de redução da vibração, para isto faz-se necessário entender como ocorre, e conseqüentemente surgirem propostas de soluções.

O trabalho elaborado por Michael [7], apresenta este objetivo. Para isto foram realizadas campanhas para obtenção dos dados necessários, foram realizadas medições em oito pontos distintos e também para duas condições distintas de operação do motor, além da diferença de rotação entre os motores de BB e BE a fim de verificar existência de ressonância entre as linhas de eixo e origem de força excitadora. O ponto 1 era a fixação do pé de galinha no casco, este o ponto principal para o presente projeto, as medições foram realizadas na direção vertical.



*Figura 30 – Ponto de medição Pé de galinha.
Fonte: [7] Matos, M. M.*

As medições são feitas em relação as frequências naturais, estas frequências podem ser calculadas (estimadas) com certa precisão através de modelos computacionais desenvolvidos para análise das respostas, forças e tensões associadas para frequências emitidas pelo casco, sistemas e equipamentos.



*Figura 31 – Modelo do casco.
Fonte: [7] Matos, M. M.*

Abaixo tem-se as frequências naturais obtidas para o modelo utilizado por Michael.

Modos	Modelo		
	Acoplado	Completo	Comparação
1	13,28	14	-5,44%
2	19,44	19,24	1,05%
3	42,54	42,45	0,22%
4	51,79	51,36	0,83%
5	66,23	66,45	-0,33%
6	116,92		
7	129,59		
8	160,07		
9	231,78		
10	723,86		
11	987,26		
12	1.023,33		

*Figura 32 – Frequências naturais calculadas para o modelo.
Fonte: [7] Matos, M. M.*

A seguir serão mostradas imagens do modelo matemático representativo da embarcação utilizada para obtenção dos dados experimentais, e também, dados das campanhas realizadas por Michael [7] para comparação dos valores reais e empíricos.

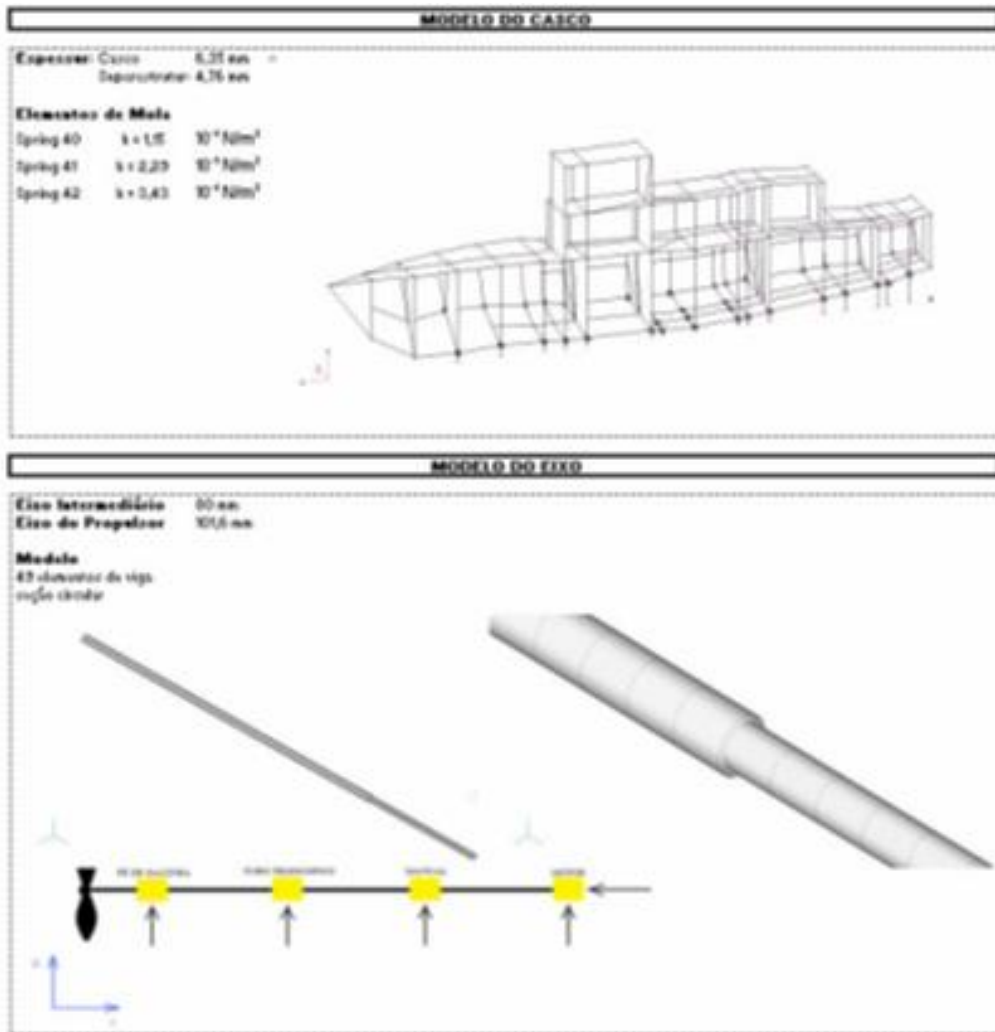


Figura 33 – Modelo numérico casco e linha de eixo.
 Fonte: [7] Matos, M. M.

CAMPANHA 24.06.1985					
LOCAL	CORREÇÃO	ROTAÇÃO			
		1500 RPM		1750 RPM	
		RMS	PP	RMS	PP
1	00	1,7	7,0	2,0	9,0
	0C	1,1	5,0	1,7	6,0
2	00	0,8	5,0	1,0	5,5
	0E	0,8	4,0	1,3	6,5
3	00	2,0	10,0	2,0	9,5
	0C	1,7	9,5	1,7	9,0
4	00	4,5	22,0	5,0	25,0
	0E	6,0	35,0	7,0	40,0
5		2,0	9,0	4,0	10,0
6		2,0	6,0	3,0	15,0
7		0,6	3,0	0,7	3,5
8		0,6	3,0	0,7	4,0

RESUMO DAS CAMPANHAS				
LOCAL	24.06.1985	21.05.1986	29.04.1987	29.04.1988
MANCAL	1,7	1,7	1,0	1,2
MOTOR	7,0	6,0	5,4	4,6
PE-DE-GALBRIA	1,5	2,6	2,3	2,3
TURBO TELESCÓPIO	1,5	1,0	1,0	1,2
POPA	3,7	3,0	4,0	4,7

OBS: Os valores acima são os da maior componente harmônica encontrada, em mm/s, à exceção do motor, onde é apresentado o nível total de vibração

CAMPANHA 21.05.1986					
LOCAL	CORREÇÃO	ROTAÇÃO			
		1500 RPM		1750 RPM	
		RMS	PP	RMS	PP
1	00	1,5	7,0	2,4	10,0
	0C	1,5	7,0	2,4	10,0
2	00	0,8	4,0	1,5	7,0
	0E	0,7	3,5	1,5	7,0
3	00	1,5	7,5	1,7	9,0
	0C	1,5	6,8	1,4	9,0
4	00	4,0	22,0	5,0	26,0
	0E	5,5	36,0	6,0	36,0
5		3,0	14,0	6,0	30,0
6		2,5	10,0	4,0	15,0
7		0,7	3,0	1,0	4,5
8		2,0	5,0	1,5	5,0

AMPLITUDES DE VIBRAÇÃO NA RESSONÂNCIA [mm/s]

LOCAL	29.04.1987	29.04.1988
POPA (Antepar)	0,24	0,29
ESPELHO DE POPA	0,36	0,36

Figura 34 – Medições realizadas nas campanhas.
Fonte: [7] Matos, M. M.

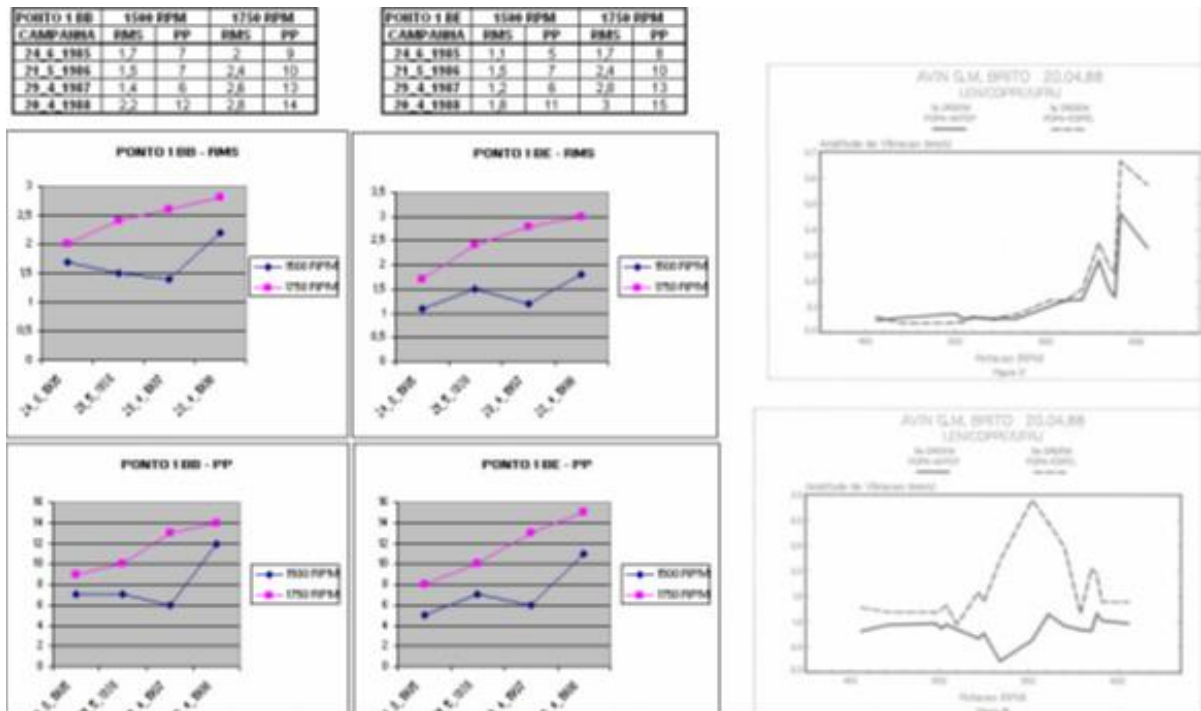


Figura 35 – Gráficos.
Fonte: [7] Matos, M. M.

5 CONCLUSÕES

Este projeto buscou descrever a estrutura pé de galinha, principalmente os modos de construção e instalação. Para isto, fez-se necessário uma pesquisa para conhecer melhor os requisitos necessários para que o projeto do pé de galinha seja mais eficiente, tanto do ponto de vista funcional quanto construtivo.

Observou-se que a definição para o tipo de pé de galinha a ser utilizado tem influência direta com a funcionalidade da embarcação, o que implica na necessidade de mais de um motor ou pela forma do casco que melhor atende as características da embarcação. Para melhor atender as características da embarcação foi definido a utilização de dois tipos de estrutura, um chamado suporte “I” e outro “V”, estes nomes devido suas formas característica.

Nota-se que a instalação destes suportes é um ponto importante, visto que são ligados diretamente ao casco/estrutura, e se não for realizada adequadamente pode causar sérios danos a estrutura. Observou-se também que a instalação do pé de galinha pode ser realizada por meio de solda ou aparafusada diretamente no casco/estrutura.

Foi observado que o suporte “I” é o mais comum, e estes suportes quando utilizados em embarcações de esporte e recreio são instalados externamente e por meio de parafusos, diretamente no casco, com auxílio de uma palma, que serve para aumentar a espessura na região de instalação. Quando este suporte utilizado em embarcações mercantes e militares, e sua instalação se dá internamente no casco estes são ligados diretamente na estrutura de reforço, aparafusada ou soldada. Os suportes “V” apresentam pouca utilização devido sua forma de construção, por chapas soldadas e não fundidas como os suportes “I”.

As regras das sociedades classificadoras DNV GL e BC apresentam definições parecidas para o cálculo das características do pé de galinha, este em função do diâmetro do eixo propulsor, bem como a indicação para análise estrutural. Em outra referência, National Standard for Commercial Vessels, também utilizada para demonstrar cálculo da seção do pé de galinha utiliza além do diâmetro como referência a resistência a tração do material.

Como apresentado no projeto as formulações utilizadas para o cálculo da seção do pé de galinha, seria interessante e também uma sugestão a realização de um estudo para obtenção da força ou tensão exercida sobre o pé de galinha. Para os cálculos recomenda-se o projeto de mestrado realizado pelo Eng. Ernesto Ferraz[2012], o qual utilizou o sistema de gerenciamento de dados de medições de vibrações realizado por Michael Matias[2008], podendo assim definir a partir dos dados coletados a matriz de influência ou rigidez “K”, e assim, calcular as forças no hélice e motor. O futuro trabalho poderá contemplar a influência da distância (x, z) do pé de galinha no cálculo da força.

6 BIBLIOGRAFIA

- [1] Saunders, H. E., Hydrodynamics in Ship Design, 1957, Vol. 2.
- [2] Committee, S. S., Ship Vibration Design Guide, 1990.
- [3] National Standard for Commercial Vessels, 2011, Part C, Section 5.
- [4] Hackett, J. P. & Jonk, A., Propeller Shaft Strut Design, 1999, Vol 107.
- [5] DNV GL Rules Par 3, Chapter 11, Section 4, 2016.
- [6] Bureau Colombo Brasil, Seção 12, 2001.
- [7] Matos, M. M., “Interação de Resultados Experimentais em Escala Real com Modelos Numéricos para Diagnóstico de Problemas de Vibração do Casco e Praças de Máquinas de Sistemas Flutuantes”, 2008.
- [8] PNA, Principles of Naval Architecture, Vol II, 1988.
- [9] Marine Engines and Auxiliary Machinery
- [10] The University of Michigan, The Weigenigen B-Series Propeller.