

MARINHA DO BRASIL
CENTRO DE INSTRUÇÃO ALMIRANTE GRAÇA ARANHA
ESCOLA DE FORMAÇÃO DE OFICIAIS DA MARINHA MERCANTE

PAULO HENRIQUE PEREIRA DE OLIVEIRA

MÉTODOS DE REDUÇÃO DE RUÍDOS E VIBRAÇÕES NAS EMBARCAÇÕES

RIO DE JANEIRO

2015

PAULO HENRIQUE PEREIRA DE OLIVEIRA

MÉTODOS DE REDUÇÃO DE RUÍDOS E VIBRAÇÕES NAS EMBARCAÇÕES

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como exigência para obtenção do título de Bacharel em Ciências Náuticas do Curso de Formação de Oficiais de Náutica/Máquinas da Marinha Mercante, ministrado pelo Centro de Instrução Almirante Graça Aranha.

Orientador PROF.: HERMANN REGAZZI GERK

Engenheiro Químico e Especialista em Mecânica dos Fluidos.

RIO DE JANEIRO

2015

PAULO HENRIQUE PEREIRA DE OLIVEIRA

MÉTODOS DE REDUÇÃO DE RUÍDOS E VIBRAÇÕES NAS EMBARCAÇÕES

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como exigência para obtenção do título de Bacharel em Ciências Náuticas do Curso de Formação de Oficiais de Náutica/Máquinas da Marinha Mercante, ministrado pelo Centro de Instrução Almirante Graça Aranha.

Data da aprovação: ____/____/____

Orientador PROF.: HERMANN REGAZZI GERK

Assinatura do Orientador

NOTA FINAL: _____

DEDICATÓRIA

Aos meus familiares mais antigos, meus avós Carlos Oliveira e Maria da Luz, pilares da minha família, pelo carinho, preocupação e cuidados. Muito me inspiraram com sua história de vida, vindo ao Brasil de navio em 1952 em uma viagem de dez dias e onze noites, do Porto de Lisboa ao Rio de Janeiro, em um navio inglês, enfrentando tormentas em uma época onde a navegação era precária.

Meu pai, Carlos Lito, por todo suporte concedido não só nos três anos de formação, mas também na época de vestibulando, sendo onipresente em tudo que realizo; tudo de bom têm o seu toque.

Minha mãe, Márcia Oliveira pelo amor incondicional, em mares calmos ou bravios, sempre ao meu lado. Pelo apoio emocional, mesmo na exiguidade, seus conselhos e zelo.

Aos meus irmãos Carlos Henrique e Álvaro Henrique, pelo incentivo, alegria e dores compartilhadas nessa jornada destes três anos, pelo exemplo dado como irmão e pessoa, fazendo parte de mim tanto na infância quanto na atualidade; forjando o caráter.

AGRADECIMENTOS

Aos poucos amigos, dos que restaram de tanta ausência, que compreendem que mesmo na apartação, não deixamos de amá-los, que ser mercante não é fácil e que muitas vezes a distância pesa, mas que mesmo assim, nunca deixam o companheirismo e a camaradagem naufragarem. Ao Professor Hermann Regazzi Gerk, orientador deste trabalho, pelo grande conhecimento compartilhado e incentivo à formação marinheira.

Temos o amor mais intenso, os laços mais valorizados e os abraços mais apertados.

(ALTE VIVEIROS)

RESUMO

O objeto da presente pesquisa é abordar os aspectos dos ruídos e vibrações inerentes a operação das embarcações, o efeito em sua estrutura e suas causas. Estudos recentes das sociedades classificadoras ClassNK e Bureau Veritas indicam que os ruídos e vibrações estão sempre presentes nos navios, podendo causar problemas de saúde a passageiros, tripulantes, avarias a sua estrutura e componentes. Além disso, este trabalho também cita os principais métodos de atenuação dos efeitos indesejáveis, abrangendo opções tanto infra estruturais de projeto ou operacionais, quando não se pode modificar as características da embarcação, considerando uma situação emergencial e com poucos recursos.

Palavras-Chave: Ruído. Vibração. Ressonância. Frequência Natural. Amplitude de Oscilações. Esforços Longitudinais. Propulsor. Casco. Leme. Motor.

ABSTRACT

The main object of the present research is approach the aspects of noise and vibration inherent to ship's operation, the effects in your structure and causes. Recent studies from ClassNK and Bureau Veritas classification societies has shown that noise and vibration were always present on ship's operation, resulting health problems to passengers, crew members and damage to your superstructure and components. Thus, this work also cite the principal methods to reduce undesirable effects, showing infrastructural options based on its project and operational options, mainly used when choices are scarce and ship's characteristics cannot be changed, considering an emergency situation.

Keywords: Noise Vibration. Resonance. Natural Frequency. Oscillation's Amplitude. Longitudinal Strain. Propeller. Hull. Rudder. Engine.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1	Porcentagem critérios de conforto abordo dos navios	13
Figura 2	Rotas mais utilizadas nas viagens marítimas	14
Figura 3	Decibelímetro digital	14
Figura 4	Tipos de cavitação em faces da pá	17
Figura 5	Diagrama de Burril	18
Figura 6	Turbina de Aço CA-6NM	21
Figura 7	Microestrutura da liga L03	23
Figura 8	Propulsor e suas pressões	24
Figura 9	Propulsor <i>End Plate</i>	26
Figura 10	Motor e seus ruídos	27
Figura 11	Diagrama modelo de geração de ruído do motor	28
Figura 12	Pressão do Cilindro em função do Movimento do pistão	30
Figura 13	Espectro do nível de pressão do cilindro de motor diesel	31
Figura 14	Motor e seu comando de válvulas	33
Figura 15	Navio alquebrado	35
Figura 16	Transdutor acoplado em um motor para medir a vibração	36
Figura 17	Modelo do propulsor elaborado no NASTRAN	36
Figura 18	Escoamento do fluido e suas fases	37
Figura 19	Carregamento das pás na esteira	38
Figura 20	Detalhe das folgas entre o propulsor e o casco	39
Figura 21	Duto equalizador de esteira e o efeito sobre o escoamento	40
Figura 22	Eixos de vibrações em um motor	41
Figura 23	Movimentos do pistão e eixo de manivelas.	42
Figura 24	Balanceador com material interno gasto	43
Figura 25	Rolamento e suas partes	44
Figura 26	Rolamento com parte interna gasta	44
Figura 27	Parte interna do rolamento e ângulo até o ponto de defeito	45
Figura 28	FFT de um rolamento defeituoso e um perfeito	46
Figura 29	Graus de liberdade do navio	47
Figura 30	Gráfico Balanço x Tempo com estabilizador ativo	47
Figura 31	Gráfico do balanço um navio em ressonância paramétrica	48
Figura 32	Ângulos de referencias para ocorrências de ondas	48

Figura 33	Áreas do casco quando enfrentando ondas e balanços	50
Figura 34	Barbatana em utilização	50

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	11
2	RUÍDOS	12
2.1	Fontes e efeitos	12
2.2	Critérios de medição	14
2.3	Propulsores	16
2.3.1	cavitação e seus efeitos	16
2.3.2	diagrama de Burril	18
2.3.3	fórmula de Taylor	18
2.3.4	atenuação dos ruídos	21
2.4	Motores	26
2.4.1	ruídos em motores diesel	28
2.4.1.1	<i>ruído de combustão</i>	29
2.4.1.2	<i>ruído mecânico</i>	32
3	VIBRAÇÕES	34
3.1	Fontes e efeitos	34
3.2	Instrumentos de medição	35
3.3	Propulsores	37
3.3.1	efeito esteira	37
3.3.2	interação casco-propulsor	39
3.4	Motores	40
3.4.1	tipos de vibrações	41
3.4.2	balanceador harmônico	42
3.4.3	rolamentos	43
3.5	Balanço Paramétrico	46
4	CONSIDERAÇÕES FINAIS	52
	REFERÊNCIAS	54

1 INTRODUÇÃO

Os efeitos dos ruídos e vibrações tem se tornado um problema proeminente a ser solucionado pela Indústria Naval e Engenheiros, tendo em vista a demanda por navios mais rápidos e mais leves. A problemática da vibração consiste nas consequências causadas pela ressonância. Quando um corpo que é posto a oscilar, possuirá período e portanto, frequência. Quando a frequência de oscilação atinge a frequência natural da fonte, ocorre um fenômeno que chamamos de ressonância. Os comandantes dos navios sempre tomam muito cuidado com a ressonância das embarcações com as ondas do mar. Sempre que as oscilações naturais do jogo do navio entram em ressonância com as ondas, as amplitudes das oscilações crescem de tal maneira que é colocada em risco a estabilidade da embarcação.

A ressonância é a soma das energias da vibração natural do sistema e da vibração forçada quando estas estão em iguais frequências. Sua amplitude pode ser calculada pela figura abaixo:

$$A_{max} = \frac{F_0/m}{\omega_0^2 - \omega^2}$$

Onde (em S.I.):

A → Amplitude (m)

F₀ → Força externa (N)

m → Massa (kg)

ω₀ → Frequência natural do sistema (Hz)

ω → Frequência de oscilação (Hz)

Percebe-se, portanto, que quando a frequência angular ω do sistema tende a frequência angular da fonte oscilatória, a expressão adquire um denominador infinitesimal, gerando amplitudes cada vez maiores. Essas amplitudes cada vez maiores podem vir a danificar o material e vir a inutiliza-lo em casos que não for observado as frequências. O fenômeno da ressonância é corriqueiro nos navios mercantes, podendo situar-se no leme, casco, anteparas, propulsores e tudo que emite uma frequência.

2 RUÍDOS

Ruído é um fenômeno físico que, no caso da acústica, indica uma mistura de sons cujas frequências não seguem nenhuma lei precisa. É frequente encontrar o termo "ruído" sendo utilizado no sentido de "som indesejável". Deve ser lembrado que, além do fenômeno físico, inclui componentes subjetivos de percepção sonora.

Atualmente, existem três problemáticas do ruído que serão abordadas:

- Trabalhador de bordo e a convivência em espaços com alto dB;
- A interação sonora entre embarcação e o ambiente Marinho;
- Equipamentos inerentes à operação da embarcação e os ruídos provenientes do seu funcionamento.

No presente trabalho, será dada ênfase ao último item supracitado.

2.1 Fontes e efeitos

As Embarcações de Apoio a Plataformas de Petróleo possuem grande potência instalada relativamente às suas dimensões quando comparados a navios mercantes de maior porte. Para este tipo de navio, ruído e vibração são muito relevantes e devem ser analisados em sua fase de projeto. Deve-se estimar a potência sonora de máquinas ruidosas e, desta forma, melhorar a precisão de modelos de predição de ruído. Entretanto, uma das dificuldades para a precisão de modelos de predição de ruído é a falta de informação de potência sonora de equipamentos.

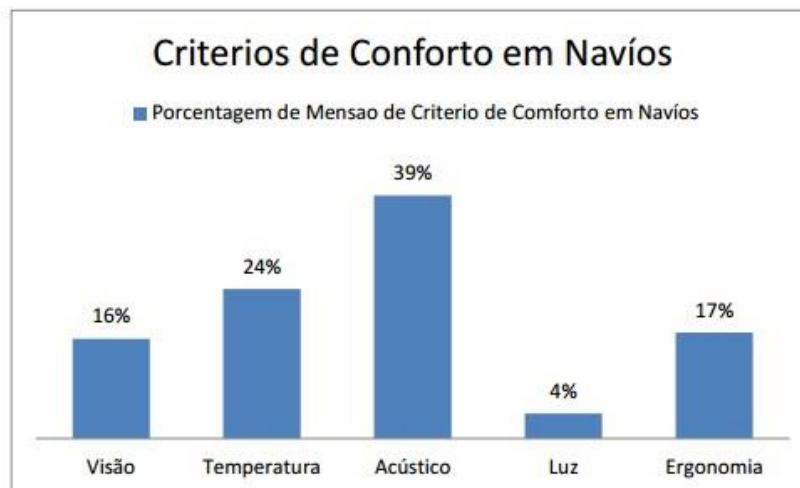
Em geral, a potência sonora das máquinas varia com seu peso, potência, rotação, vazão, entre outros parâmetros. Estudos indicam que as fontes primárias de ruídos a bordo são os motores, compressores, bombas, ventiladores, thrusters, dentre outras fontes sonoras presentes na praça de máquinas dos navios. Porém, será dada ênfase aos propulsores, motores e cascos das embarcações buscando soluções de atenuação dos efeitos indesejados.

Os efeitos dos ruídos são amplos, podendo atingir todos os ambientes ao seu redor: De trabalho, do navio (estrutura) e vida marinha. Este último, por exemplo, é extremamente sensível à poluição sonora que pode advir de sons das embarcações. Baleias e Golfinhos dependem de sons subaquáticos para as funções básicas como busca de alimentos, comunicação e mecanismo de defesa. O ruído subaquático pode leva-los a morte, desorientação, encalhe, perfuração de órgãos

sensíveis ao som de seres marinhos, além de promover a migração da espécie da área afetada pelo ruído, podendo afetar o ecossistema de uma região.

Para a tripulação, O ruído gerado pelas máquinas causa consequências como: alterações no sono, distúrbios psicológicos e perda auditiva. Tais consequências prejudicam as empresas no momento de indenizar tripulantes e passageiros por perda auditiva ou estresse. Dos estudos de conforto a bordo de navios, pode-se destacar a porcentagem de menções dos diferentes critérios que podem afetar a comodidade a bordo das embarcações na figura 1.

Figura 1: Porcentagem de menção dos distintos critérios de conforto a bordo dos navios.

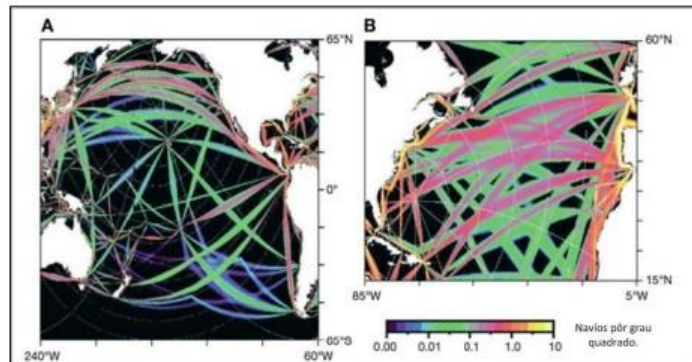


Fonte: GOUJARD, 2005.

No âmbito estrutural, o ruído gerado em navios é transmitido através do casco ao meio ambiente aquático em uma banda de baixa frequência (de 10 a 500 Hz), causando alteração na reprodução da fauna marinha, principalmente dos mamíferos e peixes, afetando a produtividade pesqueira em geral conforme descrito anteriormente. Segundo Hildebrand, “Durante as décadas passadas o ruído causado pelos navios ao meio ambiente aquático aumentou em média 12 dB devido, principalmente, ao aumento da frota mercante navegando nos oceanos”¹. As rotas mais recorrentes no oceano podem ser vistas na figura 2 abaixo.

¹ HILDEBRAND, John A. *Anthropogenic and Natural Sources of Noise in the Ocean*. 2009.

Figura 2: Rotas mais utilizadas nas viagens marítimas.



Fonte: GOUJARD, 2005.

2.2 Critérios de medição

Em inspeções realizadas pelas Sociedades Classificadoras, os níveis sonoros são obtidos por um instrumento chamado “*Cirrus Optimus Sound Level Meter*” - Decibelímetro Digital. Entretanto, é válido salientar que tal instrumento não é utilizado para realizar medições subaquáticas, o que se faz necessário para os propulsores. As condições para a realização das medidas são diferentes quando o navio está em porto ou navegando.

Figura 3: Decibelímetro Digital.



Fonte: Site Enviropro.

O decibel (dB) é uma unidade logarítmica que indica a proporção de uma quantidade física (geralmente energia ou intensidade) em relação a um nível de referência especificado ou implícito. Sua intensidade sonora pode ser expressa em:

$$I_{dB} = 10 \log_{10} \left(\frac{I}{I_0} \right)$$

Onde I_0 é a intensidade de referência.

De acordo com o Anexo I da Resolução MSC.337(91) da IMO, adotada em 30 de Novembro de 2012, o Comitê de Segurança Marítima determinou que as medições fossem realizadas segundo os seguintes critérios:

A) Navio em viagem

1. Medição deverá ser feita com a embarcação em lastro ou carregada.
2. Geradores e motores deverão estar operando com, no mínimo, 80% da sua capacidade de geração ou propulsão.
3. Equipamentos de navegação, radiocomunicação, radares e todos os aparelhos normalmente utilizados durante uma pernada, deverão estar ligados e operando enquanto ocorre o processo de medição.
4. Ventilação mecânica, equipamentos aquecedores e de ar condicionado deverão estar operando normalmente.
5. Portas e janelas deverão estar fechadas.
6. Ambiente deverá estar disposto de mobília necessária para sua utilização.

B) Navio no porto.

1. As medições nos camarotes e em postos de trabalho expostos ao ruído dos equipamentos de estivagem devem ser medidas com o carregamento ou descarregamento em operação, desconsiderando outras fontes sonoras como tráfego, construção, pessoas e operações de reparo.
2. Se o navio embarcar veículos utilizando-o na operação, devido ao ruído oriundo da sua descarga, a medição deverá ocorrer no convés de carga do mesmo e a duração de exposição deverá ser considerada.
3. Medições deverão ser realizadas na praça de máquinas, com o maquinário operando nas condições do porto.

Na tabela abaixo, podemos observar uma tabela com os limites estabelecidos pelo Anexo I da Resolução MSC.337(91) da IMO. Tais limites devem ser respeitados, pois são de suma importância para a saúde do trabalhador como também para a execução da tarefa com segurança.

Tabela 1: Tabela de limites, em dB(A), para ruídos em embarcações de acordo com sua arqueação bruta (Anexo I -Resolução MSC.337(91) - IMO).

Designation of rooms and spaces	Ship size	
	1,600 up to 10,000 GT	≥10,000 GT
4.2.1 Work spaces (see 5.1)		
Machinery spaces ⁵	110	110
Machinery control rooms	75	75
Workshops other than those forming part of machinery spaces	85	85
Non-specified work spaces ⁶ (other work areas)	85	85
4.2.2 Navigation spaces		
Navigating bridge and chartrooms	65	65
Look-out posts, incl. navigating bridge wings ⁷ and windows	70	70
Radio rooms (with radio equipment operating but not producing audio signals)	60	60
Radar rooms	65	65
4.2.3 Accommodation spaces		
Cabin and hospitals ⁸	60	55
Messrooms	65	60
Recreation rooms	65	60
Open recreation areas (external recreation areas)	75	75
Offices	65	60

Fonte: Anexo I Resolução MSC 337(91) IMO, p. 17.

2.3 Propulsores

A fonte primária dos ruídos nos propulsores depende da velocidade de rotação da pá e das condições de escoamento no qual o propulsor está operando. Em baixas velocidades, a fonte principal advém de uma pressão inconstante na superfície da lâmina. Há diversos efeitos que podem afetar o carregamento da lâmina, como por exemplo, a distância da superfície d'água, seu formato, deslocamento do gradiente de pressão, número de pás e velocidade de rotação.

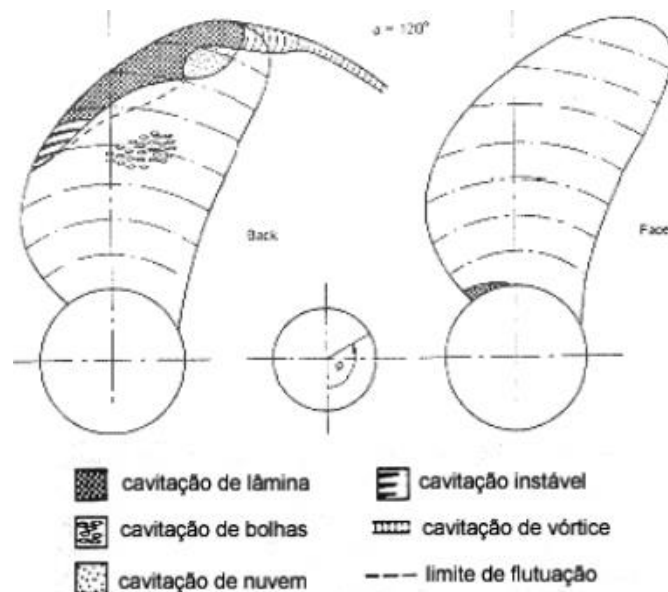
Deve-se notar que não há um padrão definido na medição dos ruídos hidroacústicos propagados na água. A apreciação é realizada por diferentes organizações, utilizando técnicas distintas e métodos desconformes de estimação para determinar o nível de ruído a 1 metro do casco.

2.3.1 cavitação e seus efeitos

O ruído do propulsor dependerá se ele está cavitando ou não. No entanto, no propulsor, a cavitação pode se dar de várias formas e em regiões diferentes, dependendo das condições locais de escoamento. As bolhas de vapor (gás ou

ambos) causadas por este fenômeno expandem na sua passagem na região de baixa pressão e depois colapsam quando adentram na região de alta pressão, produzindo ruído. Normalmente, em baixas velocidades, é possível evitar a cavitação. No entanto, em altas velocidades, isso não é possível. Navios de guerra são desenvolvidos para operar nas velocidades mais altas possíveis sem que ocorra a cavitação. Porém, inevitavelmente, seus propulsores irão cavitatar a partir de uma determinada velocidade, não importando o quão bem tenha sido projetado.

Figura 4: Tipos de cavitação em faces do pá.



Fonte: CARLTON, 1994.

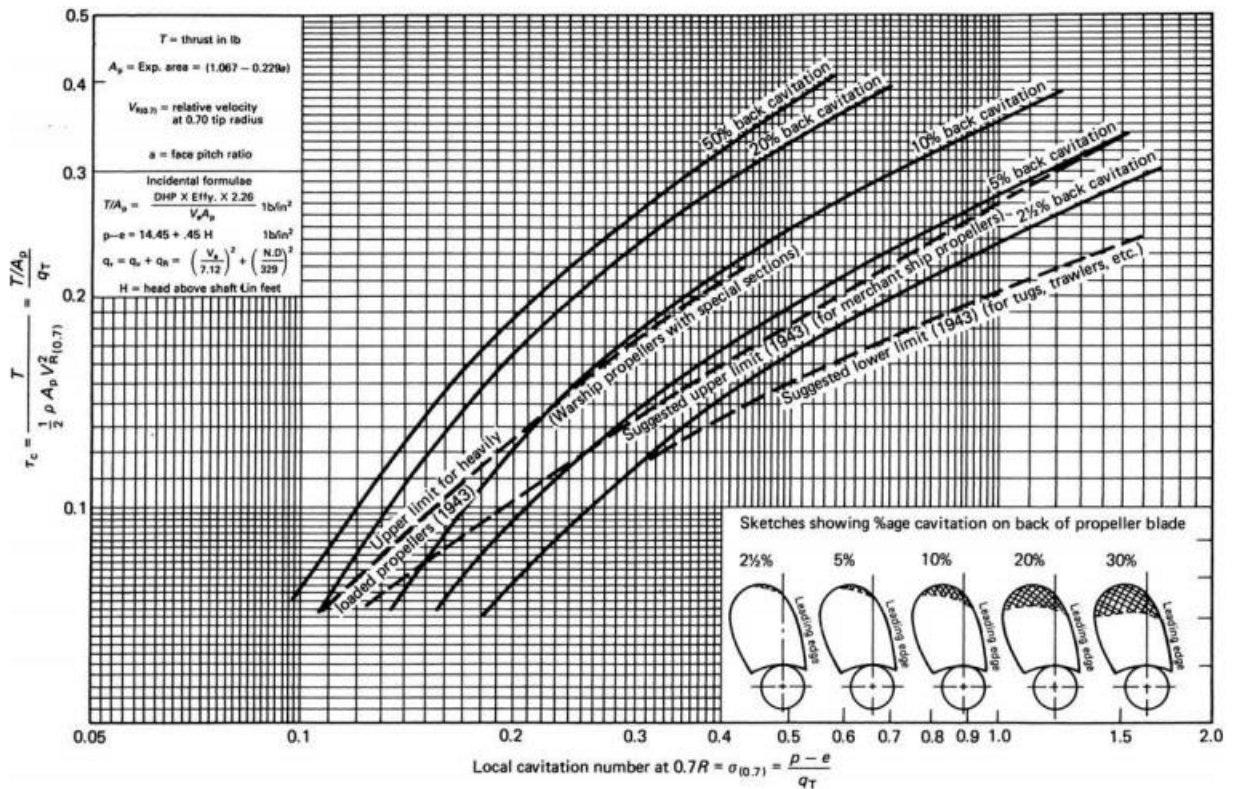
A remoção de partículas de partes sólidas do equipamento acaba por gerar alguns inconvenientes no funcionamento do sistema:

- Queda de rendimento.
- Marcha irregular, trepidação e vibração da máquina, devido ao desbalanceamento gerado
- Ruído da implosão do fluido na parte sólida.
- Redução da vazão da máquina devido à redução da seção útil de passagem de fluido devido ao preenchimento do espaço por bolhas.
- Alteração nas curvas características devido à diferença de volume específico do fluido (líquido-vapor) e da turbulência.

2.3.2 diagrama de Burril

Uma das formas de se prever problemas relacionados com cavitação é a utilização do Diagrama de Burril, figura 5, baseado em ensaios em túneis de cavitação de hélices de geometrias variadas. O diagrama relaciona o coeficiente adimensional de carregamento relacionado com pressões presentes nas pás (τ_c) e o número de cavitação relativo à velocidade resultante na seção a 70% do raio das pás ($\sigma_{0,7R}$), também adimensional. Tanto τ_c como $\sigma_{0,7R}$ levam em conta as componentes rotacional e axial das velocidades nas pás.

Figura 5: Diagrama de Burril.



Fonte: DNV Rules for Ships, 2001.

O Coeficiente médio de carga (τ_c) e Número de cavitação ($\sigma_{0,7R}$) são dados por:

$$\tau_c = \frac{T}{0,5 \cdot \rho \cdot (V_{0,7R})^2} \quad \sigma_{0,7R} = \frac{p_0 - p_v}{0,5 \cdot \rho \cdot (V_{0,7R})^2}$$

Onde (em S.I.):

$T \rightarrow$ Empuxo (N)

$A_p \rightarrow$ Área transversal projetada das pás do propulsor (m^2)

$p_0 \rightarrow$ Pressão na linha de centro do propulsor (Pa)

$p_v \rightarrow$ Pressão de vapor da água (Pa)

$V_{(0,7R)} \rightarrow$ Velocidade relativa da água em 70% do raio do propulsor (m/s)

$\rho \rightarrow$ Massa específica da água (kg/m^3)

No gráfico da figura 5, encontramos cinco curvas. Cada uma nos remete a um critério de cavitação, relacionados com as áreas de 2,5%, 5%, 10%, 20% e 50% do dorso da pá, área utilizado como modelo do percentual do dorso que supostamente irá cavitado. O valor do adimensional τ_c , para que não ocorra cavitação, deve estar abaixo da curva que define o limite superior de ocorrência do fenômeno.

A utilização do diagrama de Burril apenas possibilita estimar a quantidade de cavitação nas pás e verificar se há risco de ocorrer queda de empuxo e de torque no hélice, resultante de cavitação excessiva. Escolhido o propulsor, utilizando as fórmulas citadas, é possível plotar o ponto do valor de $\sigma_{0,7R}$ e τ_c no gráfico. As linhas dos diagramas são as *curvas de cavitação* e o ponto em questão é *ponto de operação do propulsor*. Se este ponto encontra-se abaixo da curva com o percentual de cavitação escolhido, indica que não ocorrerá a cavitação. Caso o ponto esteja acima da curva de critério limite escolhida, nas condições imputadas, indica que há maior probabilidade de ocorrer este fenômeno. O diagrama não indica o tipo de cavitação presente ou se há possibilidade de ocorrer erosão nas pás.

2.3.3 fórmula de Taylor

Após a seleção dos propulsores que atendem ao empuxo demandado pelos armadores e projetistas, estes agora deverão obedecer ao critério de cavitação no dorso retirando os parâmetros de porcentagem do diagrama de Burrill, ou seja, o teste é do tipo “verdadeiro ou falso”, cavitado ou não cavitado.

A análise da situação de cavitação em cada propulsor foi feita pela equiparação de uma grandeza chamada Área Projetada (área projetada das pás do propulsor simbolizada por A_p). Cada propulsor tem um valor de Área Projetada que chamaremos de Área Projetada Disponível (A_{PD}). Esta Área Projetada Disponível

pode ser calculada a partir da aproximação de Taylor, cuja expressão é apresentada abaixo:

$$\frac{A_{PD}}{A_D} = 1,067 - 0,229 \cdot \frac{P}{D}$$

Onde (em S.I.):

A_{PD} → Área Projetada Disponível

A_D → Área Desenvolvida (área real das faces das pás)

P/D → Relação Passo/Diâmetro do propulsor

A Área Desenvolvida de cada propulsor pode ser facilmente calculada utilizando a Razão de Áreas de cada propulsor:

$$\frac{A_D}{A_0} = \text{Razão de Áreas}$$

Onde:

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

A_0 → Área de Disco do propulsor

Um outro valor de Área Projetada também é calculado, chamado de Área Projetada Necessária (A_{PN}).

Define-se:

A_{PN} : Área Projetada Necessária mínima para que o propulsor não entre em processo de cavitação segundo o critério estabelecido.

$$A_{PN} = \left(\frac{T}{\tau_c} \right) \cdot \left(\frac{1}{0,5 \cdot \rho \cdot V_{0,7R}^2} \right)$$

Utilizando, logicamente, todas as grandezas em S.I, obtemos em metros quadrados valores de Área Projetada Disponível e Área Projetada Necessária para cada propulsor que oferece um empuxo satisfatório ao navio. Por fim a situação do propulsor quanto à cavitação é obtida pela seguinte avaliação:

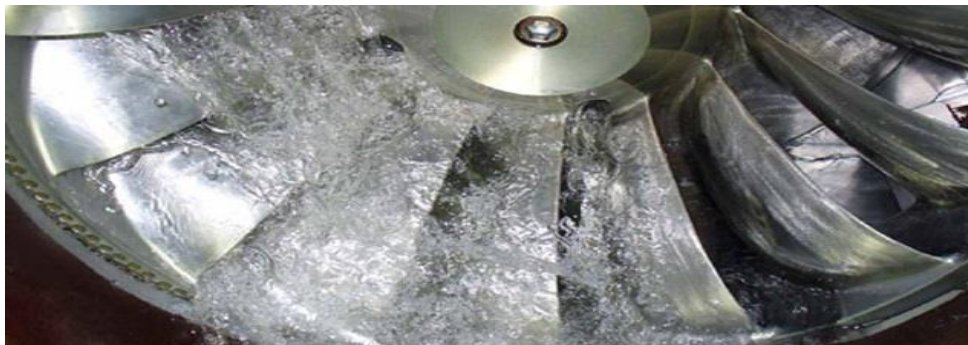
Se : $A_{PD} \geq A_{PN} \Rightarrow$ Não Cavita

$A_{PD} < A_{PN} \Rightarrow$ Cavita

2.3.4 atenuação dos ruídos

A cavitação é um dos aspectos que torna a escolha do material para confecção das pás de grande importância. Inicialmente os propulsores eram construídos em aço carbono A1020, mas a partir de 1980 foram sendo substituídos por aços inoxidáveis macios (11-13% Cr, 1-6% Ni). Porém, o mais tradicional por ter um considerável custo benefício, é o CA-6NM. A classificação dos aços inoxidáveis fundidos é dada pelo *Alloy Casting Institute* (ACI) de acordo com a composição química e utilização. A primeira letra indica seu uso, se resistente à corrosão (C) ou às altas temperaturas (H). A segunda letra classifica os teores de cromo e níquel. A designação vai de “A” a “Z” conforme aumenta o teor de níquel. Os números que acompanham estas letras indicam o máximo teor de carbono (% x 100). E finalmente os elementos de liga presentes são indicados pela primeira letra correspondente a cada elemento. Assim, o aço CA-6NM é um aço resistente à corrosão do tipo 13% de Cr, ligado ao níquel e molibdênio contendo no máximo 0,06% de carbono.

Figura 6: Turbina de aço CA-6NM.



Fonte: Google imagens.

Outra possibilidade para a atenuação é o revestimento do material com elastômeros (mais utilizado em bombas), que tem gerado boa resistência à cavitação. Exemplos são o neoprene, poliuretano, estireno-butadieno e outros. Além destes pode-se citar os Stellite 21, Stellite 6 e os aços *improved resistance cavitation* (IRECA) conhecidos comercialmente como Cavitalloy, CaviTec e Hidroloy. Portanto,

percebe-se que a redução dos ruídos nos leva a análises micro estruturais dos materiais utilizados.

Tabela 2: Taxa de erosão por cavitação de ligas comerciais e de referência.

Liga	Taxa de Cavitação - Método direto (mg/h)
Aço 1020	35,0
Inox 308	17,0
CA6NM	15,0
Inox 301	7,7
Conargem E725	1,5
Stellite 21	1,4
Ireca	1,0
L03	1,0
Stellite 6	0,8
Cavitec	0,8

Fonte: NETO, 2014.

Um estudo do laboratório de solda e estruturas da USP indica que a liga experimental que apresenta maior dureza e resistência à cavitação é a L03 (0,03%C; 0,35% N; 13,2%Cr; 11,8% Mn; 2,8%Si; Bal, Fe). A liga, também, apresenta um custo-benefício maior quando escolhido entre ligas de referência (Cavitec, Ireca, Stellite 21 e Stellite6), pois apresenta uma ausência de cobalto, material altamente resistente a cavitação, porém de elevado custo.

Tabela 3: Composição química das ligas comerciais resistentes a cavitação.

Elemento Material	C	N	Cr	Mn	Si	Co	Fe	Ni	Mo	Cu
IRECA ^{1,2}	0,30	0,10	17,0	10,0	3,0	10,0	59,6	-	-	-
Cavitec ³	0,20	0,20	17,0	10,0	3,0	9,0	60,6	-	-	-
CA-6NM ¹	0,04	-	13,0	0,5	0,5	-	81,3	4,0	0,7	-
Cavitalloy ⁴	0,21	0,37	18,7	9,6	1,6	11,6	NI	0,16	-	0,4
Stellite 6 ¹	1,10	-	28,0	0,5	0,3	70,1	-	-	-	-
Stellite 21 ¹	0,25	-	28,0	0,5	0,3	63,0	-	3,0	5,0	-

NI - Não indicado; 1 - Simoneau, 1986; 2 - Boy et al, 1997; 3 - Hart, 2005; 4 - Will, 2008.

Fonte: NETO,2014.

Alguns materiais com capacidade de resistir à cavitação são listados a seguir em ordem crescente de resistência.

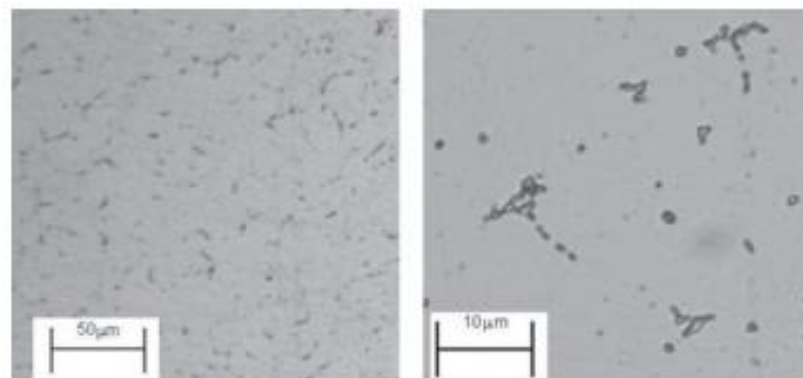
- Ferro fundido
- Alumínio
- Bronze
- Aço fundido

- Aço doce laminado
- Bronze fosforoso
- Aço níquel
- Aço cromo
- Ligas de aço inoxidável especial

É importante lembrar que o Inox possui excelentes propriedades anticorrosivas, reduzindo o índice de incrustações nas pás do propulsor. Já o Cromo, possui uma rede cristalina mais organizada e uma propriedade de maior dureza e durabilidade, reduzindo os efeitos dos choques das bolhas com as pás. Ambos possuem propriedades importantes para evitar a cavitação, por isto, são combinados como matéria prima na fabricação das pás, atentando apenas para o percentual que irá compor o material, sendo exigido um mínimo de 12% de Cromo na composição das ligas para possuírem sua resistência compatível com os efeitos da cavitação.

Na figura 7, é possível verificar a microestrutura da liga L03. Apresenta menor rugosidade, maior dureza com elevado índice de manganês e nitrogênio, em substituição ao cobalto, que possui preço proibitivo para elaboração dos projetos em estudo.

Figura 7: Microestrutura da liga L03.



Fonte: NETO, 2014.

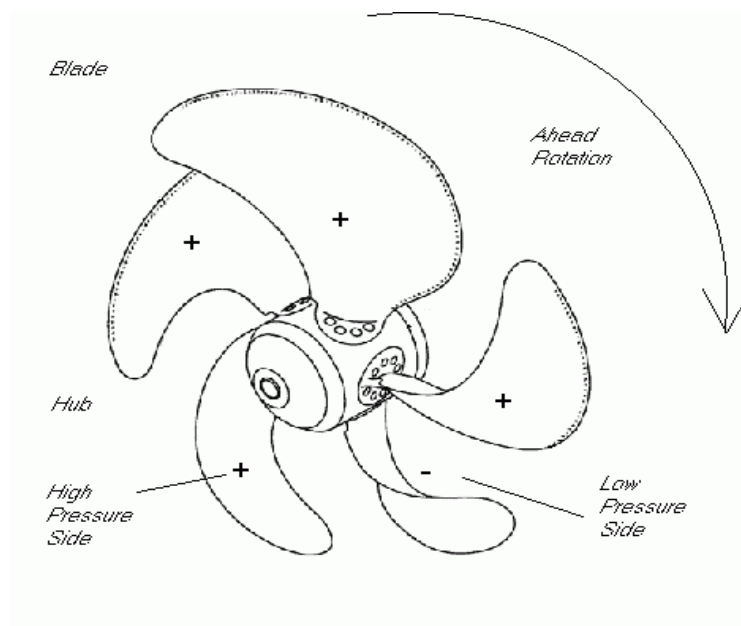
A seguir são apresentadas algumas precauções para evitar que ocorra cavitação:

- Pequeno valor da relação entre diâmetros de entrada e saída das pás.
- Pequeno valor da relação entre o quadrado do raio de entrada e o comprimento do filete médio para o caso de pás com dupla curvatura.
- Número suficientemente grande de pás – Maior número, menor cavitação.

- Pequeno valor para a velocidade meridiana, mas pequena largura da pá se houver forte curvatura à entrada.
- Assimetria no contorno das pás.

Skew: Esta última precaução pode ser definida como um “enviesamento” das pás do propulsor, ou seja, uma assimetria das pás em relação à linha geratriz. Essa assimetria suaviza a passagem das pás do nas regiões de diferentes velocidades em campos de esteiras, reduzindo as variações de pressão junto às pás e, conseqüentemente, a probabilidade de cavitação. A distribuição de ângulos de passos ao longo do raio também está diretamente ligada à distribuição de circulação e de carregamento das pás. Neste sentido, às vezes, modifica-se a distribuição de passos para aliviar o carregamento das pontas das pás de embarcações, a fim de diminuir intensidades de cavitação e, conseqüentemente, de ruído.

Figura 8: Propulsor e suas pressões.



Fonte: Site pt-boat.com.

Incrustação: O propulsor deve ser mantido livre de organismos marinhos, fissuras ou arranhões. Incrustações causam uma redução na eficiência do propulsor, como também, aumenta a probabilidade de ocorrer a cavitação. Pequenos pontos de fissuras são o suficiente para propiciar um ponto de cavitação e resultar na propagação de ruídos e, portanto, erosão nas pás. Inspeções regulares e limpeza dos propulsores devem ser adotadas a fim de prefinir os efeitos da incrustação.

Velocidade: Todo navio possui uma velocidade na qual a ponta da pá começa a cavar. A não ser que seja operacionalmente necessário, as embarcações devem operar á velocidades abaixo da velocidade inicial de cavitação.

Thrust: A velocidade do eixo propulsor e seu *Thrust* não devem ser elevados rapidamente quando acelerada a embarcação. Uma análise do Coeficiente de *Thrust* (T) revela que um alto *Thrust* e o escoamento de fluido em baixas velocidades pelo propulsor, aumenta o carregamento irregular das pás ocasionando a cavitação. A figura abaixo ilustra a interação entre as duas fórmulas de cálculos para *Thrust* (T) e Carregamento (C_{tp}) dos propulsores.

O Coeficiente de *Thrust* (T) e Coeficiente de Carregamento (C_{tp}) são dados por:

$$T = \frac{\pi}{4} D^2 \rho v \Delta v \qquad C_{tp} \equiv \frac{T}{\frac{1}{2} \rho A_p V_p^2} = 1 / (V_{op} + V_{ap})$$

Onde (em S.I.):

T → *Thrust* (N)

D → Diâmetro do Propulsor (m)

v → Velocidade de escoamento do líquido (m/s)

Δv → Velocidade do líquido acelerado pelo propulsor (m/s)

ρ → Densidade do ar (1.225 kg/m³)

A_p → Área das pás (m²)

V_p → Velocidade das pás (m/s)

Passo (*Pitch*): Os controladores dos Propulsores com passo controlado devem atentar para que seu passo seja modificado de maneira branda. A operação incorreta no controle do passo pode acarretar em um carregamento indesejado nas pás do propulsor, aumentando a probabilidade dos efeitos da cavitação.

Profundidade: Partindo-se do princípio que a cavitação depende da pressão hidrostática, aumentando esta, a probabilidade de seus efeitos é reduzido. As pás, quando operando em águas rasas, possuem pequena pressão estática comparada quando em alto mar e, portanto, o propulsor cavitava em menores rotações e carregamentos. Deve-se atentar para casos em que a distância ao fundo do mar

seja pequena, como ocorre em operações em águas restritas ou em águas fluviais, sempre mantendo velocidade suficiente baixa para que não ocorra a cavitação.

Alguns propulsores possuem nas extremidades de suas pás um *cup*. Essa envergadura da ponta da pá tem a finalidade de evitar que haja uma fuga do escoamento para seu dorso, evitando também, uma queda de pressão acentuada. Assim, propulsores *End Plates*, como são chamados, têm a propriedade de serem mais eficientes na atenuação dos fatores que levam ao fenômeno da cavitação.

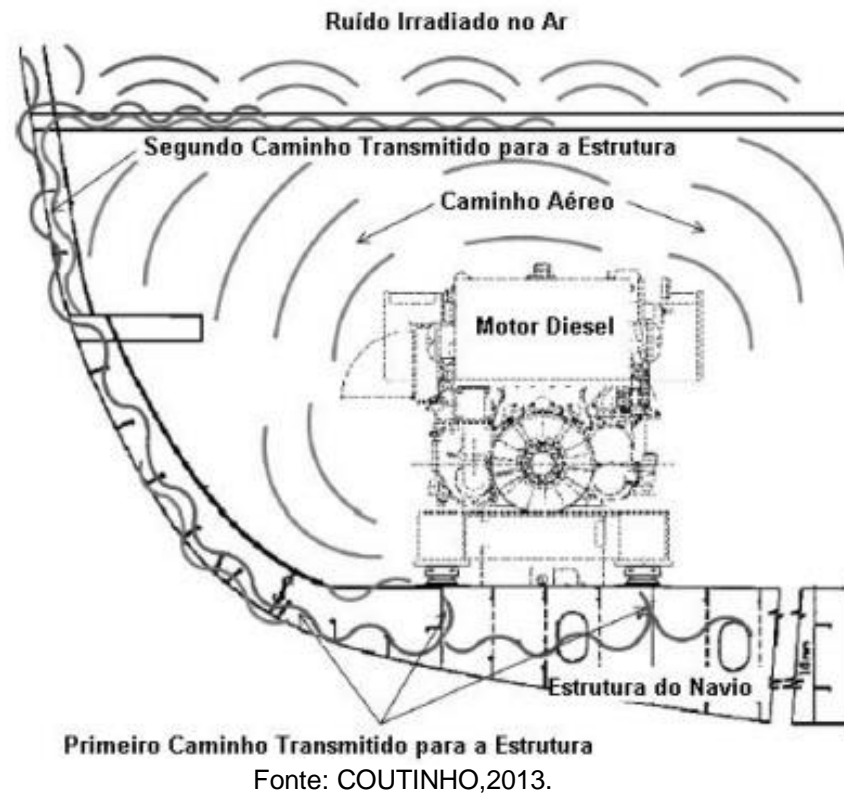
Figura 9: Propulsor *End Plate*



Fonte: Site sva-potsdam.de

2.4 Motores

A propagação do ruído a bordo de um navio pode se dar através do ar (caminho aéreo), provocado por uma fonte sonora através de uma estrutura sólida, pela vibração mecânica na faixa de frequência audível (primeiro caminho transmitido para a estrutura), ou do resultado da colisão da onda sonora com a estrutura, que então transmite o ruído ao longo do caminho estrutural (segundo caminho transmitido para a estrutura) como mostra a Figura 10.

Figura 10: Motor e seus ruídos.

Na praça de máquinas, a propagação do ruído é quase que inteiramente feita através do ar. Em outros espaços, com exceção de compartimentos com a fonte de ruído adjacente, a propagação se dá através da própria estrutura do navio e irradiada pelos elementos secundários da estrutura como anteparas, vaus e longarinas.

Dos equipamentos da praça de máquinas, podemos relacionar como fonte de ruído e sua intensidade média na tabela abaixo:

Tabela 4: Equipamentos da praça de máquinas e seu nível médio de ruído em dB(A).

Equipamento	Ruído em dB(A)
Motor a diesel em baixa rotação	100
Motor a diesel em média rotação	105
Motor a diesel em alta rotação	110
Diesel geradores	105
Turbinas propulsoras	95
Turbo geradores	100
Ventiladores e exaustores	105
Turbina das bombas de cargas	105
Bombas de cargas	115

Fonte: QUINTAS, 2009.

As fontes de ruído descritas acima são as de maior importância e os métodos utilizados para atenuar seus efeitos resolverão a maior parte dos problemas de ruído

a bordo. Entretanto, neste trabalho, abordaremos apenas os aspectos relativos aos motores das embarcações.

2.4.1 ruídos em motores diesel

O motor de combustão interna é uma das principais fontes do ruído no transporte e uso industrial. O ruído de admissão e escape pode ser efetivamente silenciado, como ocorre nos automóveis com seus silenciadores. No entanto, o ruído emitido pelas superfícies de vibração do motor é mais difícil de controlar.

Nos motores a gasolina, uma mistura ar-combustível é comprimida para perto de um oitavo a um décimo do seu volume original e inflamado por uma vela de ignição (faísca). Nos motores diesel o ar é comprimido perto de um décimo sexto a um vigésimo de seu volume original e o combustível líquido é injetado na forma vaporizada, então ocorre a ignição e combustão espontâneas. Devido à taxa de aumento da pressão ser inicialmente mais abrupta com um motor a diesel do que com um motor a gasolina, motores diesel tendem a ser mais ruidosos que os motores a gasolina.

O ruído dos motores pode ser dividido em duas partes principais: o ruído de combustão e o ruído mecânico.

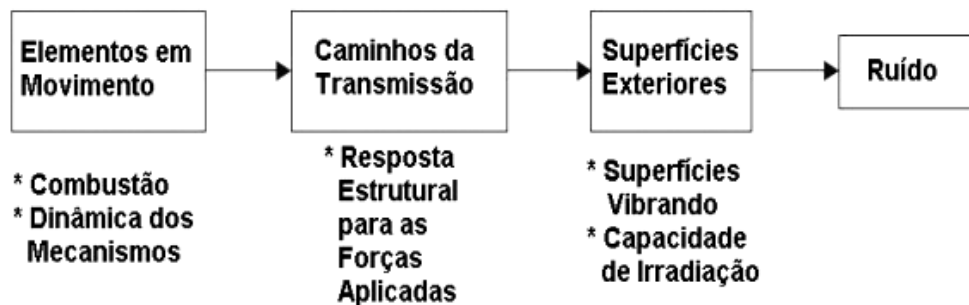
- Ruído de combustão: é causado principalmente pelo rápido aumento de pressão causado pela ignição;
- Ruído mecânico: é causado por uma série de componentes quando em utilização.

O movimento do pistão subindo em direção ao volume morto superior é uma das fontes mecânicas que resulta em uma vibração estrutural do motor, e assim, gera ruídos. Mas o movimento do pistão não é um processo mecânico independente. Este processo é influenciado pelas forças no pistão, geradas pelo processo da combustão. A abertura e fechamento de válvulas de admissão e escape, as forças dos rolamentos causadas pela rotação do sistema, e o desbalanceamento do motor são outras fontes mecânicas de vibração que resultam em ruído.

O ruído irradiado pela estrutura do motor quase independe da carga, embora dependa do volume do cilindro e ainda mais da velocidade do motor – maior velocidade, maior será o ruído.

A Figura 11 mostra um modelo em forma de diagrama de blocos para geração de ruído em um motor diesel. Grandes forças são geradas dentro do motor e estas forças são aplicadas aos elementos internos da sua estrutura. As forças aplicadas são geralmente divididas em duas categorias: as forças de combustão (pressão do cilindro) e as forças mecânicas (todas as outras funções que geram forças). Estas forças produzem vibrações na estrutura, e a vibração é transmitida aos componentes externos que podem emitir som.

Figura 11: Diagrama de blocos do modelo de geração de ruído do motor.



Fonte: QUINTAS, 2009.

2.4.1.1 ruído de combustão

O fenômeno da combustão excita a estrutura do motor através de rápidas mudanças na pressão do cilindro. A excitação direta da estrutura do motor devido à pressão do cilindro (pistão e cabeçote) é normalmente referida como o ruído de combustão. Contudo, a pressão do cilindro é, muitas vezes, responsável por muitos ruídos mecânicos no motor. Por exemplo, a pressão do cilindro leva a flutuações de velocidade do virabrequim, que podem causar ruído no trem de engrenagens ou pulsos na cadeia do sincronismo das partes móveis.

Figura 12: Pressão do Cilindro em função do Movimento do pistão.

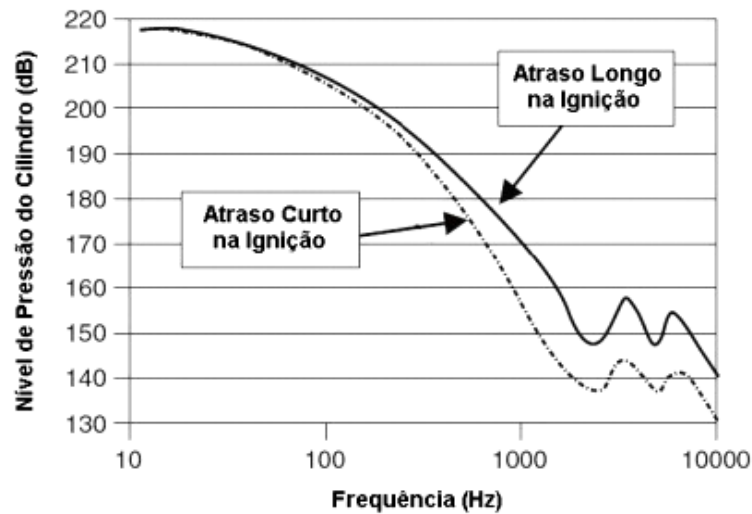


Fonte: CONTRERAS, 2013.

Em um motor diesel a pressão do cilindro aumenta suavemente até após o início da injeção como mostra a figura 12. Uma vez que a injeção se inicia, o combustível evapora, aquece e, finalmente, chega onde as condições de autoignição são possíveis. Quando a autoignição ocorre, praticamente todo o combustível, injetado no cilindro até o ponto de ignição, queima de forma explosiva causando um aumento súbito na pressão do cilindro. Como a combustão não é perfeita, a pressão oscila com a frequência natural do volume do ar aprisionado no cilindro, como pôde ser visto na figura 12 no ponto logo após o pico de pressão do cilindro.

A figura 13 mostra espectros de frequência típicos para a pressão do cilindro de motores diesel. Nela pode-se observar que na etapa onde ocorre aumento da pressão do cilindro produzido pela combustão faz com que também ocorra um aumento no espectro do cilindro de pressão do óleo diesel. Muitas vezes, mais de uma frequência de ressonância pode ser vista em um espectro de pressão do cilindro, pois os primeiros modos de vibração gerados pelo gás aprisionado no cilindro podem ser excitados (ver picos de alta frequência na Figura 12).

Figura 13: Espectro do nível de pressão do cilindro de motor diesel em função da frequência.



Fonte: QUINTAS, 2009.

O valor da frequência da pressão do cilindro é crucial para determinar o nível de ruído de combustão. Se o registro da pressão do cilindro é suave, haverá amplitudes muito elevadas de excitação de baixa frequência da estrutura do motor, mas pouco conteúdo de alta frequência. Se a combustão pré-misturada provoca um aumento na pressão do cilindro, ocorrerá a excitação das frequências mais altas da estrutura motor. Portanto, o espectro de frequência da pressão do cilindro serve para prever o ruído gerado pela combustão.

Em todos os motores, o ruído de combustão é controlado pela taxa de liberação de calor (combustão), que determina a taxa de aumento na pressão do cilindro. Nos motores diesel, a taxa de liberação de calor também é controlada por uma série de fatores, incluindo:

- Tempo de injeção;
- Aumento da pressão;
- Taxa de compressão;
- Temperatura do coletor de admissão;
- Características da injeção;
- Combustível.

O avanço no tempo da injeção é ajustável na calagem das bombas e reduz o ruído de combustão, pois haverá um intervalo durante o tempo de compressão para que a combustão se processe antes de atingir o pico de pressão, que deve acontecer no Ponto Morto Superior. Se a injeção ocorrer muito próxima ao Ponto

Morto Superior, o pico de pressão é atingido de uma forma súbita, promovendo um ruído maior, pois a combustão é processada com um maior desprendimento de energia. Deve-se atentar que a regulação incorreta do ponto de injeção, resultará em um consumo excessivo de combustível pelo motor.

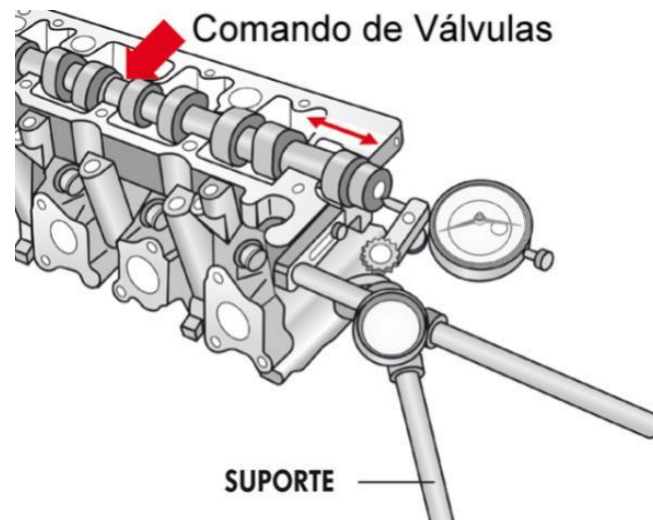
Outra opção é aumentar a pressão de alimentação, pois faz com que o combustível evapore e se misture mais rapidamente, reduzindo o atraso de ignição e, conseqüentemente, reduzindo o ruído de combustão. Porém, essa opção é apenas de projeto e deve ser realizada na sua fabricação, não podendo ser modificada sem que outras variáveis também sejam, como por exemplo, a dosagem de combustível e a regulação de velocidade da injeção.

2.4.1.2 ruídos mecânicos

Muitos ruídos mecânicos do motor são causados pelas folgas que devem existir para permitir que o motor funcione. A maioria das fontes de ruído são criadas pelas folgas, que produzem ruído e impacto na estrutura do motor. Por exemplo, na subida do pistão, o ruído é causado pelo movimento do pistão balançando o cilindro e se chocando contra a parede.

A biela e os rolamentos do virabrequim produzem excitações de impacto nos componentes em movimento através das folgas. Componentes do comando de válvulas produzem impactos através do movimento entre suas folgas e as válvulas ao se fecharem. As engrenagens podem sofrer impactos, impulsionados pelos torques cíclicos aplicados a alguns dos componentes, como o virabrequim, eixo de comando e sistema de combustível.

Figura 14: Motor e seu comando de válvulas.



Fonte: Google Imagens.

As folgas são classificadas de três formas: Axial, que é o espaçamento existente no sentido longitudinal. Radial, que é a folga no sentido transversal do eixo e Excessiva, quando os espaçamentos são superiores ao permitido para o funcionamento íntegro do motor. O fator predominante para a ocorrência de folgas excessivas são os desgastes das peças. É importante que o Oficial de Máquinas realize manutenções periódicas e corretivas para averiguar a situação estrutural do motor antes do seu funcionamento, atentando também, para suas partes afixadas, verificando se estão corretamente seguras, como os mancais de sustentação por exemplo. Após o reparo no motor, é importante que o Maquinista faça uma inspeção para averiguar se o reparo foi realizado corretamente, verificando se as folgas radiais e axiais foram corretamente ajustadas e suas partes afixadas perfeitamente, realizando assim, uma manutenção preventiva.

3 VIBRAÇÕES

Qualquer movimento que se repita após um intervalo de tempo é denominado vibração ou oscilação, possuindo, portanto, uma frequência. A maioria das atividades humanas envolve vibração, uma vez que qualquer corpo que possua massa e elasticidade é passível de vibrar.

A vibração pode ser dividida em dois conceitos:

- Vibração livre: é aquela produzida por uma perturbação inicial que não persiste durante o movimento vibratório. Por exemplo: Pêndulo simples.
- Vibração forçada: é provocada por um efeito externo que persiste durante o tempo em que o movimento vibratório existir. Por exemplo: Rotor desbalanceado.

O movimento vibratório pode ser, ou não, linear. Para movimentos lineares, tratamos o efeito como em um sistema massa-mola. Nos casos onde não há linearidade, utilizamos os conceitos e leis conhecidas do Movimento Harmônico, podendo ser dividida em um número mínimo de coordenadas independentes, dependendo do grau de liberdade do movimento para descrever completamente o sistema vibratório.

Um sistema vibratório possui, em geral, um meio para armazenar energia potencial, um meio para armazenar energia cinética e um meio de perda gradual de energia. A vibração de um sistema envolve a transferência alternada de sua energia potencial para energia cinética e vice-versa. Porém, se o sistema for amortecido, certa quantidade de energia é dissipada em cada ciclo e a vibração é atenuada.

A vibração é medida em RMS, *root mean square*, e está relacionado com o nível de energia de vibração, ou seja, com o potencial de dano associado ao movimento vibratório.

3.1 Fontes e efeitos

Sempre que a frequência de excitação externa coincidir com a natural de vibração de uma máquina ou estrutura, ocorre um fenômeno conhecido como ressonância, que em navios resulta em ruídos, desconforto a tripulação e avarias na estrutura e equipamentos. As forças de excitação podem ser originadas no próprio navio, onde se consideram as forças e momentos de desbalanceamento nos

motores principal e auxiliares, ou podem ser causadas por agentes externos, por exemplo, forças causadas pela ação do mar, vento e propulsor. Deve-se atentar também, para a maximização do efeito de torção na estrutura do navio por conta da coincidência das frequências. A amplificação deste efeito pode resultar na avaria da estrutura da embarcação.

Figura 15: Navio alquebrado.



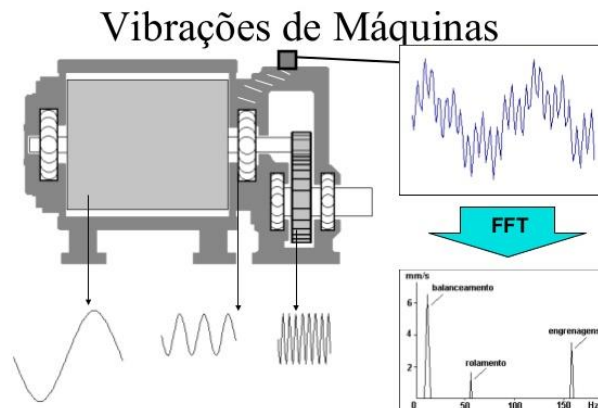
Fonte: Blog Navio a vista.

A vibração da embarcação, em frequência comum aos seus implicadores externos pode ainda, afetar sua estabilidade. Mais adiante, falaremos do *Parametric Roll*, que ocorre quando há uma variação periódica da estabilidade. Essa variação, atingindo algumas configurações, pode desenvolver um movimento crescente, aumentando cada vez mais o jogo do navio e, conseqüentemente, seu ângulo de banda devido à ressonância com as ondas do mar. Outro fenômeno importante que será abordado neste trabalho, será o de interação casco-propulsor, causada pela sua proximidade com o casco ou pela não uniformidade da esteira.

3.2 Instrumentos de medição

A medição da vibração pode ser realizada muitas vezes por transdutores, que transformam as variáveis físicas em sinais elétricos equivalentes ou sensores de vibração, muitas vezes chamado de sismômetro. Embarcações mais sofisticadas já possuem ferramentas adequadas a *softwares* para a medição do deslocamento de um corpo vibratório. Os sinais de vibração foram adquiridos e armazenados simultaneamente por um sistema de aquisição Analógica ou Digital. Esses sinais foram processados em laboratório com a utilização da técnica de Transformada Rápida de Fourier (FFT), sendo sua análise realizada em tempo real.

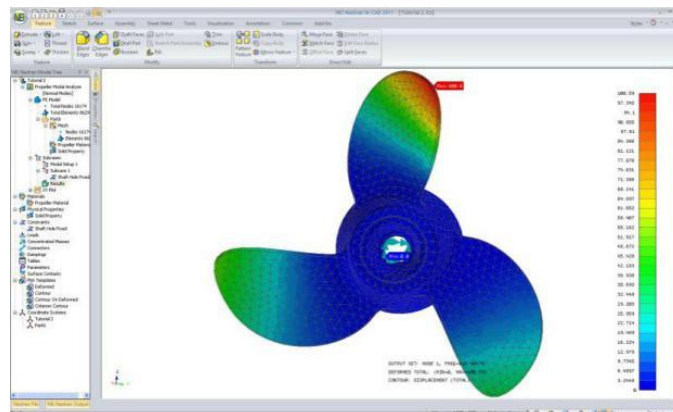
Figura16: Transdutor acoplado em um motor para medir a vibração.



Fonte: Unesp, 2002.

Quando a análise é realizada ainda em sua fase de projeto, a vibração pode ser estudada utilizando-se um *software* chamado NASTRAN. As características do objeto são imputadas no programa, como material utilizado, tamanho, massa entre outros fatores.

Figura17: Modelo do propulsor elaborado no NASTRAN.



Fonte: Site NENASTRAN.

A escala ao lado do propulsor, da cor azul a encarnada, é um espectro pressão, iniciando-se nas cores mais frias – baixas pressões, a cores mais quentes – altas pressões. O cálculo é realizado a partir de informações fornecidas do projeto, para a escolha do propulsor. Relembro que, a diferença de pressão define a condição de carregamento das pás, visto que, em condições anormais de carregamento, as pás começam a trepidar.

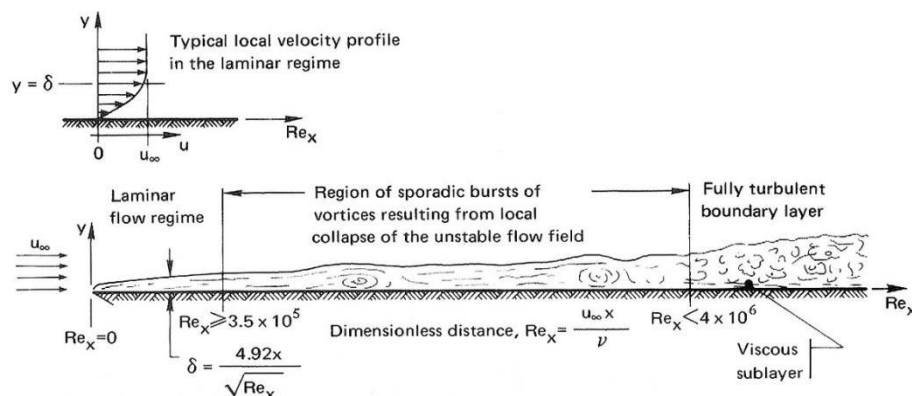
3.3 Propulsores

Dentre as fontes de vibração do propulsor, podemos citar a cavitação, trepidação do eixo propulsor quando demandado certo torque, a não uniformidade do escoamento e esteira. Neste capítulo, evidenciaremos estes últimos.

3.3.1 efeito esteira

A esteira é o preenchimento do “vazio” deixado pelo deslocamento do navio pela água do mar. Entretanto, esta observação parece ser simples quando não são conhecidos seus efeitos. Com o navio em movimento, a água em torno da popa adquire um movimento para avante, no mesmo sentido da embarcação. Como o propulsor não avança com a mesma velocidade do navio em relação à água, como também, acelera a água à sua frente, a região da popa tem sua pressão reduzida. Assim, o propulsor aumenta o *thrust* para níveis acima da resistência do navio, aumentando seu arrasto.

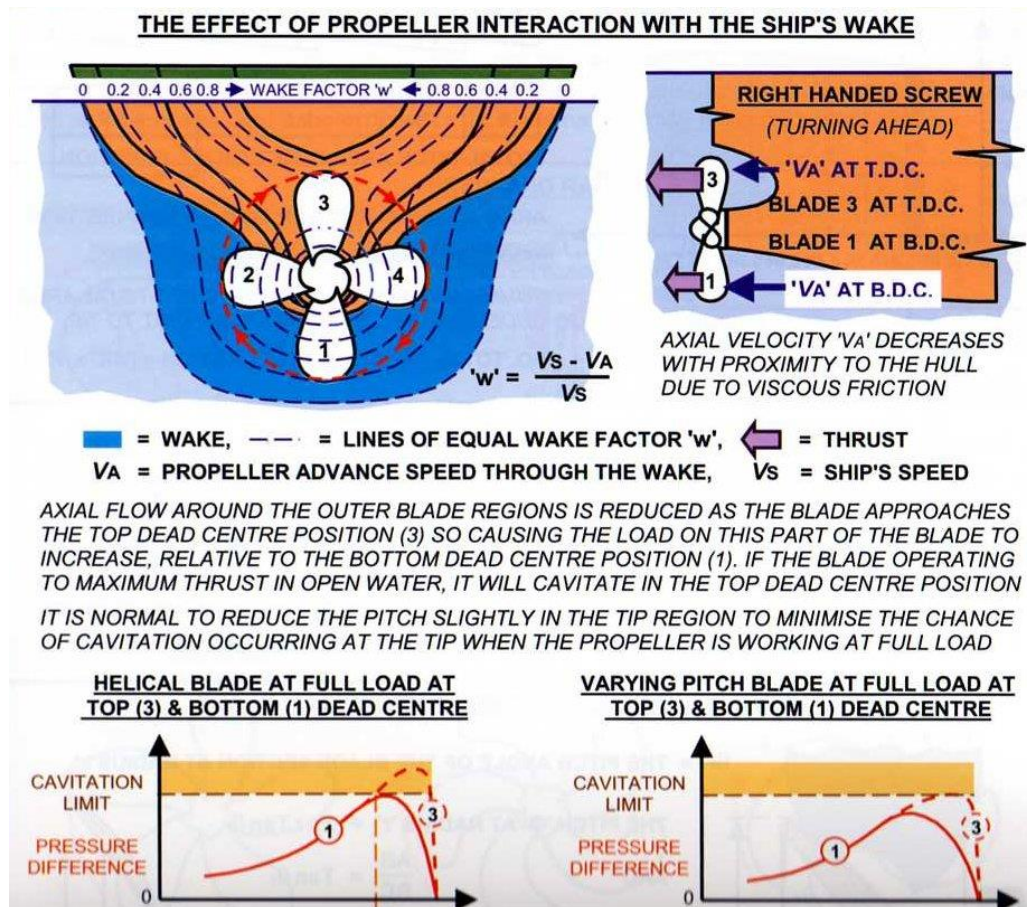
Figura 18: Escoamento do fluido e suas fases- Laminar, transitória e turbulenta.



Fonte: GALEAZZI, 2009.

Nesta região de baixa pressão, as pás são obrigadas a trabalhar em regiões com diferentes concentrações de esteira, causando esforços mecânicos e carregamentos desiguais em seções distintas das pás. Consequentemente, uma perda na eficiência da propulsão e um efeito vibratório, que se propaga pelo casco, eixo propulsor e rolamentos, podendo causar avarias no sistema propulsivo da embarcação devido à ressonância.

Figura 19: Carregamento das pás na esteira



Fonte: GERK, 2014.

Portanto, Quando um propulsor opera na esteira de um casco, os valores das principais grandezas de torque e empuxo diferem dos obtidos no quando em águas abertas (em escoamento livre). A presença do casco deforma as linhas de corrente do fluxo e também provoca o crescimento da camada limite. Se o propulsor, como normalmente ocorre, estiver próximo ao casco, ele estará operando dentro da camada limite. Devido às diferentes pressões, a velocidade média de avanço da água (V_a) é menor que a velocidade de deslocamento do navio (V). A razão entre essas velocidades é denominada “fator de esteira” (w).

$$w = \frac{V - V_a}{V}$$

Onde (em S.I):

w → Fator de esteira (adimensional)

V → Velocidade navio (m/s)

$V_a \rightarrow$ Velocidade água (m/s)

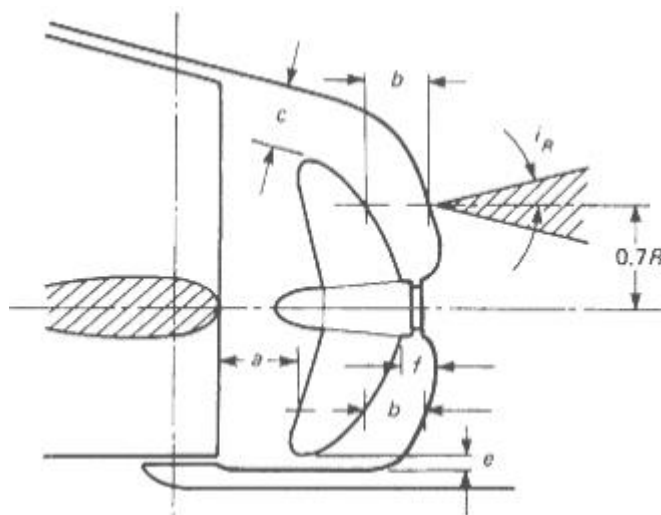
3.3.2 interação casco-propulsor

O fator de esteira vista anteriormente, depende principalmente do posicionamento do propulsor em relação ao casco. Portanto, procura-se manter a distância entre o casco e o propulsor, a maior possível, para evitar excesso e vibração induzida na estrutura. Contudo, esta folga tem influência em outros fatores:

- Na potência requerida;
- No diâmetro e rotação ideal do propulsor;
- No nível de flutuações no torque;

Dentre as diversas folgas, mostradas na figura abaixo algumas podem ser aumentadas com benefício para o rendimento, enquanto outras não.

Figura 20: Detalhe das folgas entre o propulsor e o casco.



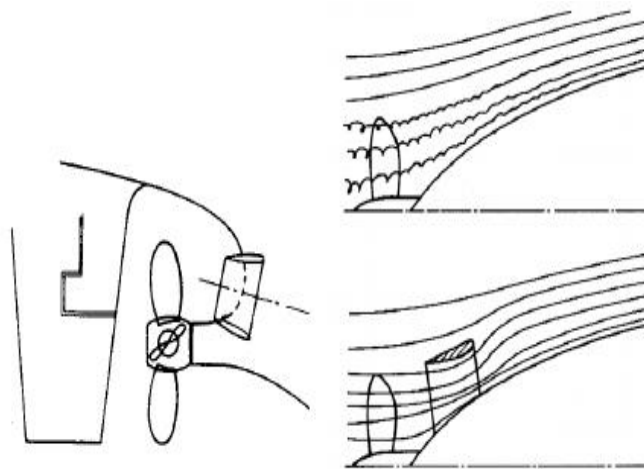
Fonte: Schneekluth; Bertram, 1998.

Segundo Schneekluth; Bertram (1998) deve-se observar para evitar interação casco-propulsor:

- As folgas c e e devem ser mantidas o menor possível, para permitir a adaptação de um propulsor de diâmetro maior;
- As folgas a e g também devem ser reduzidas, para permitir um ganho de energia rotacional na seção do leme;
- As folgas b e f devem ser mantidas o maior possível para reduzir a sucção provocada pelo propulsor na popa o que aumenta a interação casco-hélice;

A interação do casco-propulsor pode ser atenuada com a instalação de um duto equalizador. Os dutos têm o objetivo de reduzir a separação na parte posterior do casco, e ajudar a garantir um escoamento mais uniforme sobre o propulsor, acelerando o fluxo que atinge a parte superior do disco do propulsor, e com isto reduzindo a componente tangencial da velocidade na região da esteira. Como consequência da homogeneização do perfil de velocidades, é esperada uma redução no fator de esteira (w).

Figura 21: Duto equalizador de esteira e o efeito sobre o escoamento.



Fonte: Schneekluth; Bertram (1998).

3.4 Motores

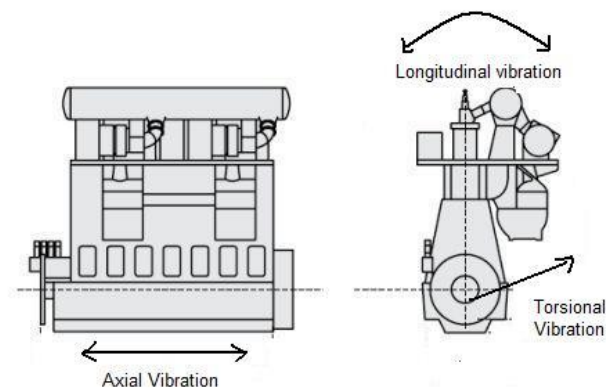
Com o crescimento da arqueação das embarcações, para cada vez mais possibilitar o transporte de maior quantidade de cargas em menor tempo, os Engenheiros navais empenharam-se em projetar motores cada vez maiores e mais potentes. Os motores a diesel das embarcações produzem uma aceleração que inicia-se no processo de combustão e propaga-se para toda a estrutura do navio, produzindo seu movimentando. Na maioria dos compartimentos, as vibrações produzidas pelo motor manifestam-se como um ruído audível. O problema com os Diesels é que, sua potência é determinada pelo seu tamanho e quantidade de cilindros. Para aumentar essa energia gerada, é necessário adicionar mais cilindros. Entretanto, quanto mais cilindros forem adicionados, maior será o comprimento do virabrequim. Após certo número de adições e depois de certo comprimento da cambota, ela começará a criar momentos de torção e vibrar por conta própria. O resultado é o aumento da vibração em todo o motor e, conseqüentemente, em toda a estrutura da embarcação.

3.4.1 tipos de vibrações

Podemos separar as vibrações dos motores em três segmentos:

- Longitudinal: Ocorre como resultado de forças transversais aplicadas na cruzeta. As forças transversais são criadas quando a biela e o eixo de manivelas convertem o movimento alternativo em movimento rotativo. Essa vibração move a parte superior do motor causando balanço ou torções.
- Axial: Ocorre similarmente à vibração longitudinal da cambota, porém, por forças radiais e tangenciais.
- Torsor: Ocorre devido às forças tangenciais que atuam no virabrequim, quando rotacionando em determinada frequência.

Figura 22: Eixos de vibrações em um motor.



Fonte: Site *Marine Insigth*.

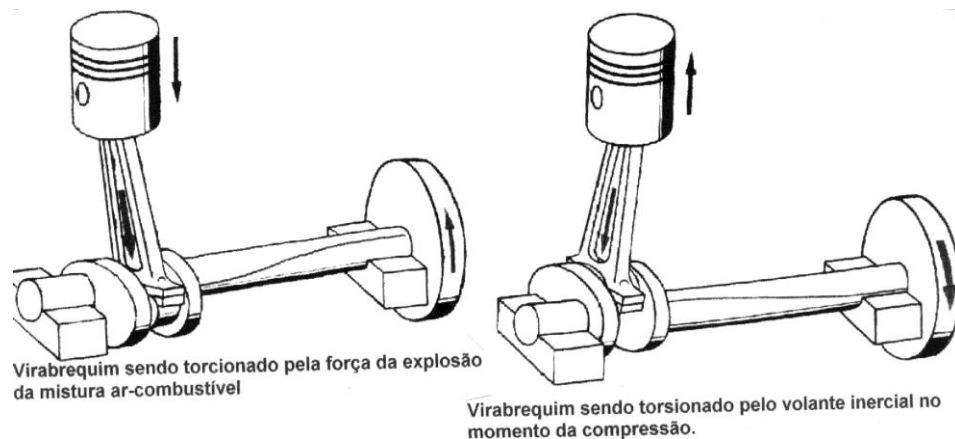
É importante que o motor esteja devidamente balanceado, observando seus aspectos estáticos e dinâmicos do seu peso, atentando para seu centro de gravidade. Rotação, fricção, fluido e detalhes térmicos são outros fatores que devem ser analisados. Qualquer irregularidade ou adição de massa em uma de suas partes funcionais, peça com temperatura acima do indicado por projeto, fluido de amortecimento irregular ou pressão de compressão incompatível, pode resultar numa diferença de período entre as partes de movimento alternativo e rotativo, causando o desbalanceamento e, conseqüentemente, a vibração em faixas destrutivas.

3.4.2 balanceador harmônico

Também chamado de balanceador harmônico, o volante tem uma propriedade de reduzir os impactos provenientes da aceleração e desaceleração do virabrequim devido à combustão do motor. Assim, as engrenagens da caixa de câmbio têm uma vida útil maior. Sua retirada prejudica a caixa de redução que tenha sido instalada no motor, pois aumenta a intensidade das pancadas recebidas por esta, devido a maior diferença entre a aceleração e desaceleração da cambota.

Toda vez que o pistão retorna ao ponto morto inferior devido ao processo de combustão, um torque é comunicado ao virabrequim. A cambota se movimenta devido ao impulso, o que ocasiona uma vibração. A certas rotações, o torque aplicado pelos pistões gera um movimento que entra em sincronismo com a vibração do eixo de manivelas, o que resulta no fenômeno da ressonância. Esse efeito causa um estresse estrutural superior a aquele normalmente suportado, resultando em avarias.

Figura 23: Movimentos do pistão e eixo de manivelas.



Fonte: Google Imagens.

Para prevenir essa vibração, um balanceador harmônico é instalado no eixo do virabrequim. O seu amortecedor é composto por dois elementos: Uma massa e um elemento dissipador. A massa resiste à aceleração da vibração e o elemento, que poderá ser um fluido ou material emborrachado, absorve as vibrações. Adicionalmente, a energia transferida do pistão para a cambota pode induzir uma torção de dois graus ou mais em seu eixo. O resultado é o desbalanceamento do

motor e o comprometimento de todos os elementos que demandam um período específico para ser executado, como atuação da vela, abertura de válvulas e etc.

Com o passar do tempo, o elemento dissipador pode deteriorar pelo calor, frio, exposição a elementos químicos e óleo, devendo ser vistoriado para encontrar falhas ou folgas, prevenindo avarias na estrutura da cambota.

Figura 24: Balanceador com material interno gasto.



Fonte: Schneekluth; Bertram (1998).

3.4.3 rolamentos

O mancal é o componente responsável por acoplar as partes móveis às partes fixas de um equipamento. Um mancal de rolamento é composto de dois anéis metálicos concêntricos nos quais se encontram pistas, uma no anel externo e outra no anel interno, por um elemento espaçador e pelos elementos rolantes.

Segundo a SKF, 1997:

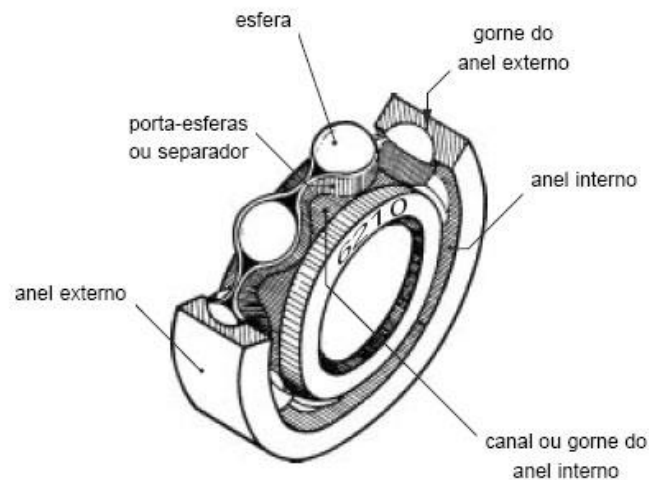
[...] Existem diferentes tipos de rolamentos, projetados para suportarem cargas radiais, axiais ou cargas combinadas. De um modo geral, rolamento de esferas são recomendados para cargas baixas e médias, enquanto os rolamentos de rolo são recomendados para cargas pesadas [...].²

A lubrificação do rolamento tem como função principal a redução de atrito, sendo também responsável por evitar a corrosão, proteger contra contaminantes sólidos e água. Segundo a SKF (1997) teoricamente, um rolamento lubrificado de maneira adequada, trabalhando sob condições ideais, terá vida infinita. Fato é que,

² Svenska Kullagerfabriken AB. Catálogo de rolamentos. v. 1, n.1, 101 p. 2005.

um rolamento adequadamente lubrificado terá maior chance de atingir a máxima vida e desempenho em serviço. O lubrificante forma uma película entre as superfícies rolantes e deslizantes do rolamento, de modo que o contato metal-metal será evitado mesmo sob condições de carga elevada. Os rolamentos são normalmente lubrificadas com graxa ou óleo, e a seleção do lubrificante depende da variação de temperatura do mancal em serviço, da velocidade de rotação do eixo, das condições ambientais, entre outras.

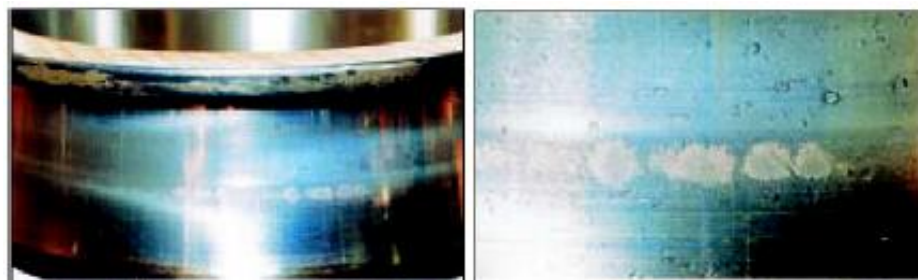
Figura 25: Rolamento e suas partes.



Fonte: Site da SKF

A má lubrificação aumenta o atrito e reduz o amortecimento das forças dinâmicas. Com o tempo, começam a surgir pequenos furos e rachaduras nas pistas por onde passam as esferas ou rolos. A quantidade e o tamanho deste defeito indicarão a extensão do desgaste, que poderá ser verificado pela vibração. A passagem das esferas ou rolos por esses furos irá produzir frequências características, elevando os níveis de picos aleatórios quando analisados por um transdutor, na retirada da sua FFT.

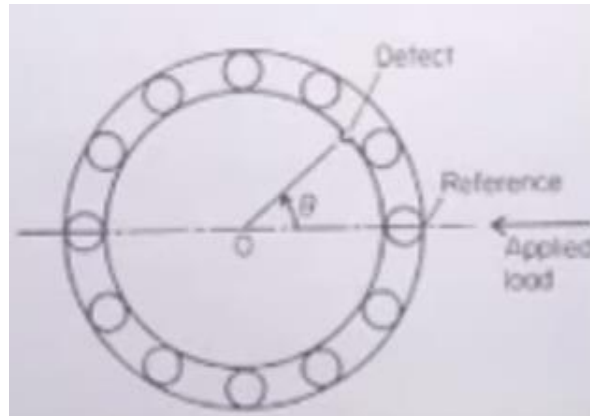
Figura 26: Rolamento com parte interna gasta.



Fonte: Site da SKF

A figura abaixo demonstra um esquema da localização do defeito no início da operação.

Figura 27: Parte interna do rolamento e ângulo até o ponto de defeito



Fonte: Google Imagens

A frequência do impulso gerado pelo defeito é uma função da frequência de rotação do eixo e das características construtivas do rolamento.

$$f_d = \left(\frac{N}{2}\right) \left\{ 1 + \left(\frac{D_0}{D_p}\right) \cos \beta \right\} f_s$$

$f_s \rightarrow$ Frequência eixo

$\cos B \rightarrow$ Angulo de contato

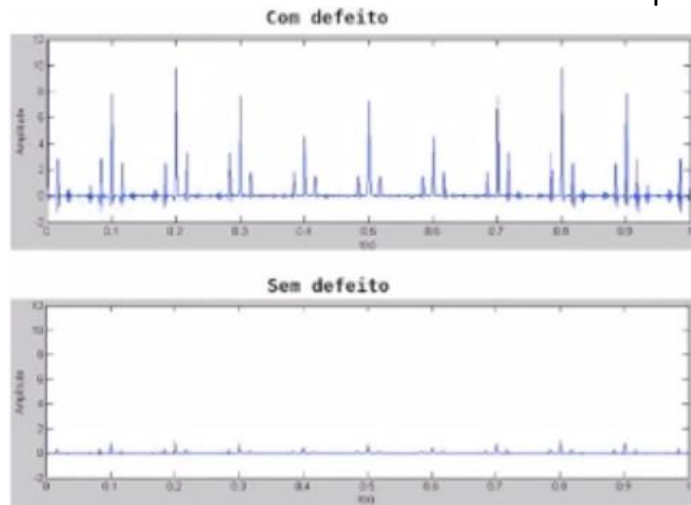
$D_0 \rightarrow$ Diâmetro de uma esfera

$D_p \rightarrow$ Diâmetro primitivo

$n \rightarrow$ Numero de esferas

Com os parâmetros dos impulsos, é possível gerar uma FFT para obter um espectro de frequências e amplitude de vibração dos efeitos. Assim, pode-se comprar os gráficos onde há o defeito na pista interna do mancal e o gráfico onde não há defeito no mancal, mas apenas velocidade superficial. Pode-se verificar que todos os rolamentos, com ou sem defeito na pista interna, possuem máximos de amplitudes de vibração na região onde o carregamento é mais intenso e picos adjacentes onde ele é menos intenso. Através do gráfico abaixo, é possível notar que a amplitude de vibração é fortemente influenciada pela posição em que o defeito está em relação à região do carregamento. Por fim, deve-se concluir que as frequências induzidas pelo defeito são notoriamente superiores a aquelas oriundas do seu funcionamento ordinário, podendo comprometer o equipamento e toda sua estrutura com os efeitos vibratórios.

Figura 28: FFT de um rolamento defeituoso e um perfeito.



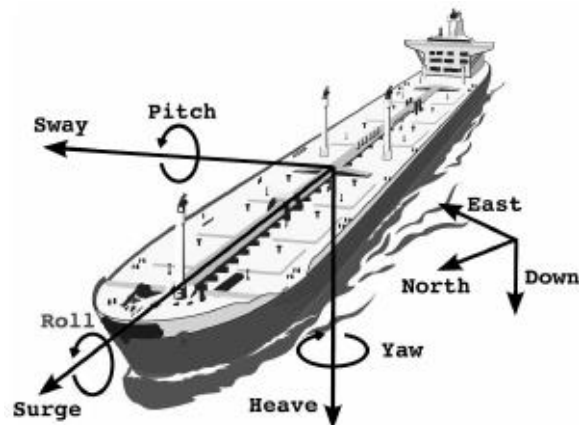
Fonte: SIMONEAU, 1987.

Novamente, é importante que a manutenção preditiva seja realizada, a fim de dirimir os problemas inerentes a vida útil da peça, como também, do seu mau funcionamento. Com o aumento da quantidade de furos e rachaduras, a quantidade de impactos aumenta passando a ressoar o rolamento em suas diversas partes. Em estágios avançados, o ruído começa a se alterar significativamente, como também, pequenas variações de temperatura podem ser notadas durante sua operação, podendo comprometer toda a estrutura do motor que se encontra em sincronismo com suas partes.

3.5 Balanço paramétrico

O navio tem seis graus de liberdade, três lineares e três angulares. Estes são avanço (*surge*), deriva (*sway*) e afundamento (*heave*). Que são movimentos lineares nos eixos x, y e z, respectivamente. O jogo (*roll*), arfagem (*pitch*) e cabeceio (*yaw*) são movimentos angulares sobre os eixos x, y e z, respectivamente.

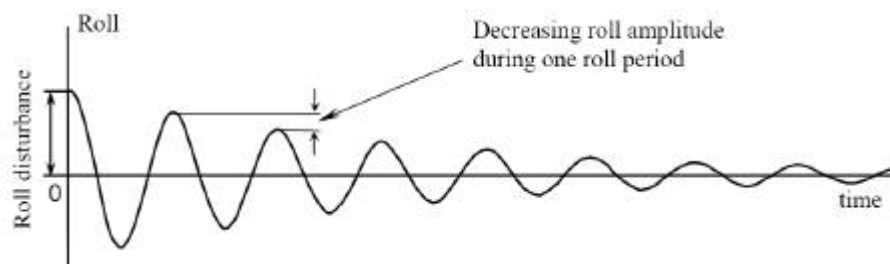
Figura 29: Graus de liberdade do navio.



Fonte: LAARHOVEN, 2009.

O navio em águas parcelhas pode ter sua estrutura excitada pelo vento, que pode levar a certos movimentos. Se o navio inicia um balanço devido ao vento em condições normais de operação e navegabilidade, os apêndices são utilizados para amortecer o jogo da embarcação e, após determinado período, o jogo do navio decresce e a embarcação é estabilizada.

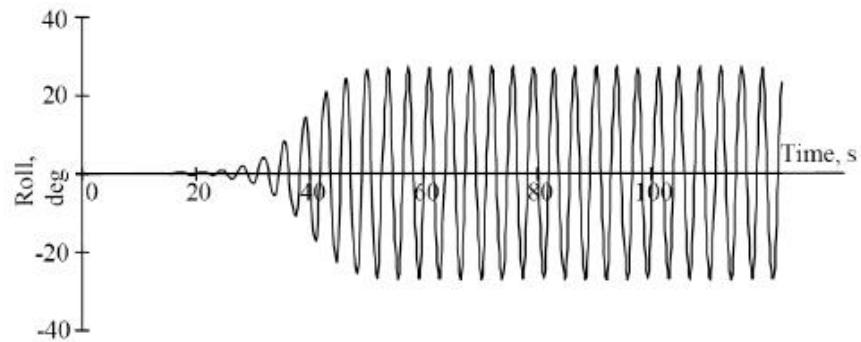
Figura 30: Gráfico Balanço x Tempo com estabilizador ativo.



Fonte: LAARHOVEN, 2009.

Entretanto, quando o mar encontra-se em condições desfavoráveis, as condições para que o navio entre em ressonância com as ondas são acentuadas. O navio pode jogar, aumentando cada vez mais seu ângulo de banda até emborcar ou estabilizar em um ângulo específico, o que chamamos de banda permanente. Assim, por este fenômeno, navegar em mar grosso e em mau tempo é algo perigoso. Portanto, quando a ressonância paramétrica não encaminha a embarcação para condições de emborcamento, ela pode ser perigosa para a tripulação, o navio e sua carga.

Figura 31: Gráfico do balanço um navio em ressonância paramétrica.



Fonte: LAARHOVEN, 2009.

Embora este fenômeno seja de alta periculosidade, não acontece com toda e qualquer embarcação, a qualquer tempo. As condições ambientes e físicas devem ser simultaneamente favoráveis para que a balanço paramétrico ocorra.

Para que este fenômeno ocorra, os seguintes fatores devem ser obedecidos:

1. A frequência de encontro do navio com as ondas deverá ser, aproximadamente, duas vezes a frequência natural de balanço da embarcação.
2. O comprimento das ondas deverá ser igual ao comprimento do navio.
3. O navio deverá estar navegando com ondas pela popa ou pela proa.
4. A altura da onda deverá ter valor maior do que a suportável pelo navio para operação segura.
5. A embarcação deverá ter um formato de casco específico

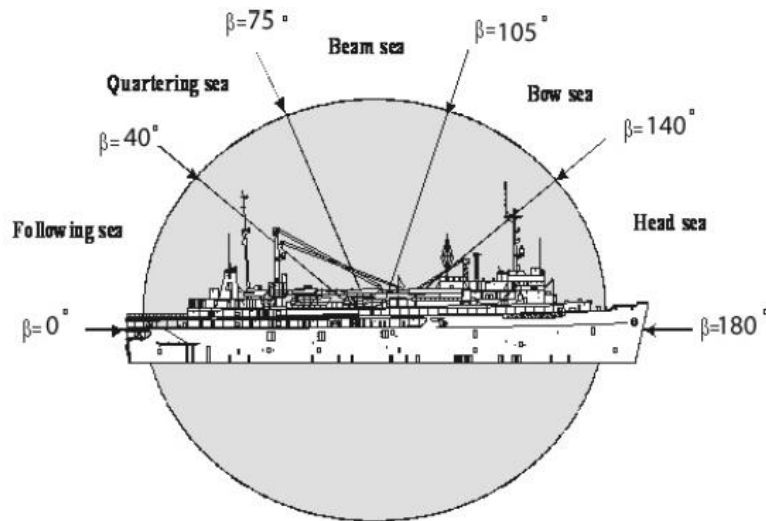
O primeiro critério ressalta a importância da frequência do encontro das ondas.

Tal frequência pode ser calculada por ω_e :

$$\omega_e = \omega_0 + \frac{\omega_0^2}{g} U \cos \beta$$

Onde ω_0 é a frequência das ondas, g é a aceleração gravitacional, U é velocidade da embarcação e β é o ângulo entre a proa e a direção das ondas, que pode ser observado na figura abaixo.

Figura 32: Ângulos de referências para ocorrências de ondas.



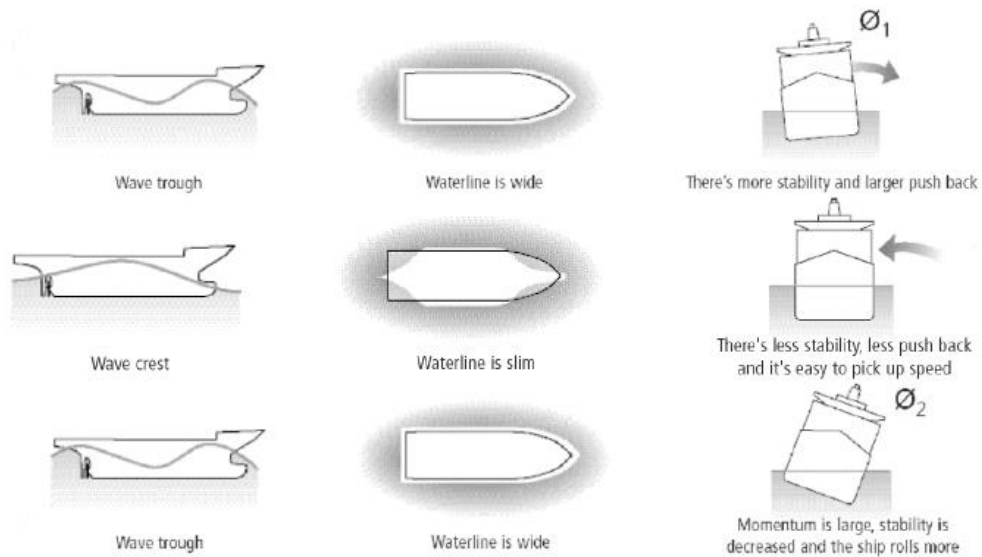
Fonte: LAARHOVEN, 2009.

A frequência natural de balanço do navio pode ser calculada por:

$$\omega_b = \sqrt{\frac{\rho_w g \nabla GM_b}{I_x + A_{44}}}$$

O último critério, sobre o formato do casco da embarcação, deverá ter uma atenção maior. A geométrica do casco é fundamental para a ocorrência da ressonância paramétrica. Os cascos foram projetados e otimizados após anos de estudos, atentando para os aspectos econômicos, possibilitando o máximo de carregamento com o mínimo de resistência ao avanço. O resultado é um formato desigual do navio entre a área a meia nau e os extremos, quando navegamos entre ondas. Assim, as áreas destas regiões, abaixo da linha d'água, quando encontramos uma onda, são diferentes, configurando um empuxo diferenciado nos locais devido à diferença de pressão, induzindo um ângulo de banda como pode ser observado na figura abaixo.

Figura 33: Áreas do casco quando enfrentando ondas e balanços.



Fonte: LAARHOVEN, 2009.

Prevenir ou reduzir a ressonância do balanço paramétrico pode ser alcançado por caminhos diferentes. A maneira mais conveniente é reduzir a probabilidade da ressonância, observando os critérios descritos anteriormente para que o navio encontre-se em condições favoráveis à ressonância. Outra forma de lidar com esse fenômeno, é adicionando à embarcação, ferramentas estabilizadoras, como por exemplo, com a utilização das barbatanas, muito utilizadas em cruzeiros para reduzir o jogo e proporcionar um maior conforto aos passageiros.

Figura 34: Barbatana em utilização.



Fonte: LAARHOVEN, 2009.

Esse método consiste na utilização de estabilizadores chamados "barbatanas", que são colocados no casco do navio, a bombordo e a boreste, que atenuam o jogo do navio. No entanto, estes estabilizadores têm tendência para diminuir a manobrabilidade. Para evitar um acréscimo no arrasto do navio quanto o mesmo encontra-se em operação, as barbatanas podem retroceder para o interior do casco

e serem utilizadas apenas quando necessário, não sendo um apêndice de casco comum. Outra forma de evitar a ressonância das ondas é aumentar a velocidade da embarcação ou mudar o rumo, para onde os efeitos dos ventos e das ondas sejam inferiores. Entretanto, nem sempre essas opções são aplicáveis.

4 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Ruídos e vibrações, embora muito similares nos fatores que os geram, desempenham consequências distintas nas embarcações e seus apêndices. Os estudos agora se voltam para a atenuação dos seus efeitos, visto que, há muitos anos, as pesquisas foram apenas destinadas a maximização da capacidade dos navios em transportar cargas em menos tempo. Embora muito tenha sido investido nos aspectos hidrodinâmicos das embarcações como casco, sistema de propulsão, motores e arqueação, pouco foi estudado nesta área que, inclusive, carece de material para pesquisa e aprofundamento.

A análise para atenuação das vibrações vai muito além da escolha do propulsor, seu tamanho, potência e número de pás. É preciso verificar quais materiais são mais suscetíveis às consequências degenerativas da cavitação, sendo necessário o auxílio de outras engenharias, que não seja apenas a naval. No presente trabalho, por exemplo, foram enunciadas as diferenças entre os componentes químicos que devem ser utilizados nos materiais para se evitar resultados negativos, conferindo maior confiabilidade e durabilidade nas empresas projetistas. No caso dos motores, é evidente que a vibração é inerente ao seu funcionamento. Entretanto, materiais amortecedores podem ser utilizados na atenuação dos movimentos oscilatórios como também, a manutenção preditiva se mostrou de suma importância na detecção de falhas antes que uma avaria seja gerada.

Os ruídos também possuem malefícios para a tripulação, podendo causar mal estar, fadiga e debilitações. Entretanto, este tópico não foi abordado no presente estudo, visto que, seu escopo é uma área mais técnica. Quando falamos de sistema propulsivo, o ruído possui condições específicas para que ocorra. Utilizar propulsores com espaçamentos corretos, para que seja evitada sua interação com o casco, pás com *cup* para evitar o escoamento para seu dorso, a análise através dos diagramas estudados e cálculos para a escolha do sistema propulsivo com uma assinatura acústica menor, contribuem para a redução da cavitação, proporcionando uma navegação mais segura e menos custosa para os armadores.

Embora este trabalho aborde os métodos de atenuação dos efeitos dos ruídos e vibrações nas embarcações mercantes fazendo referência á área de engenharia, também foi enunciado técnicas que podem ser utilizadas quando algum fator não foi

evidenciado na fase de projeto. Estas informações são consideráveis para se evitar a perda da estabilidade da unidade marítima e falhas estruturais, destacando que tal tópico é elementar e deve ser estudado com o maior aprofundamento possível.

REFERÊNCIAS

AFFONSO, Luiz Otávio Amaral. **Equipamentos mecânicos: análise de falhas e solução de problemas**. Qualitymark Editora Ltda, 2002. p. 32.

ANNEX 1 Resolution MSC.337(91). Adoption of the code on noise levels on board ships. IMO (International Maritime Organization). Disponível em <[http://www.imo.org/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/Documents/MSC%20-%20Maritime%20Safety/337\(91\).pdf](http://www.imo.org/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/Documents/MSC%20-%20Maritime%20Safety/337(91).pdf)>, Acessado em 14 Jun. 2015

BOCCANERA, Luiz Fernando. **Resistência A Erosão por Cavitação de Revestimentos Depositados por Soldagem e Aspersão Térmica**. 1999. 123 p. (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Santa Catarina, 1999.

CASTRO, Carlos José Rocha de Oliveira. **Simulação da interação casco-propulsor de uma embarcação usando mecânica dos fluidos computacional (CFD)**. 2006. 122 p. (Mestrado em Engenharia Oceânica) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2006.

CAVITATION erosion. **Practical Metallographic** p. 168-187. 1996.

CONTRERAS, Victor Manuel Palma. **Estimativa de ruído estrutural através de fórmulas empíricas: aplicação em navios e plataformas offshore**. 2013. 111 p. (Mestrado em Engenharia Oceânica) – Instituto Alberto Luiz Coimbra de Pós-Graduação e Pesquisa de Engenharia, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2013.

COUTINHO, Eloana Moreira. **Análise de Frequências Naturais e Modos de Vibração de um Navio Graneleiro Operando em Águas Rasas**. 2013. 158 p. (Graduação em Engenharia Naval) - Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2013

GALEAZZI, Robert. **Detection of Parametric Roll for Ships - Chapter 2**, Center for Ships and Ocean Structures, University of Denmark, 2008

GERK, Hermann Regazzi. **Hidrodinâmica para navegantes**. 3. ed. Rio de Janeiro: CIAGA, 2014.

GORDO, José Manuel. **Análise de vibrações no self-service de um navio de passageiros**, 2003. 45p. Estaleiros Navais de Viana do Castelo. Lisboa. 2003.

HART, Whale; **A review of cavitation-erosion resistant weld surfacing alloys for hydroturbines**. Disponível em <www.eutetic.castolin.com>, Acessado em 2 Jul. de 2015.

CARLTON, James Stewart. Ship vibration and noise: Some topical aspects. **Lloyd's Register Technical Papers**. 1st International Ship Noise and Vibration Conference. London, June 2005

LAARHOVEN, Vann James. **Stability Analysis of Parametric Roll Resonance**. Eindhoven University of Technology. Department Mechanical Engineering 2009

MCCAUL, Colin. An advanced cavitation resistant austenitic stainless steel for pumps Corrosion. **Nace International Annual Conference and Exposition**. 415 p. 1996.

MCNAUGHTON, Richman. Correlation of cavitation erosion behavior with mechanical properties of metals wear, **Journal of Materials Processing Technology**, v. 44, n. 1, p. 60-83. 1990.

MENON, Moister. Stainless steel with improved weldability and cavitation resistance. **Brazilian Welding Congress**. 96p. 1996.

PASSOS, Rafael de Barros. **Seleção de propulsores em situações genéricas da engenharia naval**. 2013. 101 p. (Graduação em Engenharia Naval) - Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2013.

PEREIRA, Rodrigo Thiago. **Modelo Numérico do Eixo Propulsor de AHTS Acoplado ao Casco para Obtenção de Matriz na Predição de Forças de Excitação a partir dos Níveis de Vibração nos Mancais**. 2014 98 p. (Graduação em Engenharia Naval) - Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2014.

QUINTAS, Juan Pablo Raggio. **Metodologia para avaliação de ruído e vibração no corpo humano em navios de transporte de cargas perigosas**. 2009. 181p. (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre. 2009.

Reducing underwater noise pollution from large commercial vessels. **Renilson Marine Consulting Pty Ltd**, v. 11, n. 1, p. 33-42. 2009.

SIMONEAU, Dickson. Cavitation erosion and deformation mechanisms of Ni and Co austenitic stainless steels. **IREQ**. p. 23-45. 1987.

TONACIO, Victor Coracini. **Avaliação de propulsores navais em relação a eficiência e excitação de vibração**. (Mestrado de Engenharia Naval) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Universidade de São Paulo, São Paulo, 2014.