



APLICAÇÃO DE MODELO DE ELEMENTOS FINITOS PARA AVALIAÇÃO DE VIBRAÇÃO EM LANCHAS SOCIAIS

Brenno Moura Castro, brennomoura@gmail.com

Prof. Dr. Newton Sure Soeiro, nsocio@ufpa.br

Universidade Federal do Pará - UFPA, Instituto de Ciência e Tecnologia – ITEC

Rua Augusto Corrêa nº 01 – Campus Universitário do Guamá – CEP: 66075-110 – Caixa postal 47 – Belém-PA.

Resumo: O estudo de vibrações no meio naval tem continuamente ganhado relevância no que tange a vida útil de sistemas navais, sobretudo, no gerenciamento de riscos. Com o foco em pequenas embarcações, este trabalho tem como objetivo estudar a viabilidade da aplicação de métodos em elementos finitos para a avaliação de vibração excessiva em Lanchas Sociais fabricada pela Marinha do Brasil. A análise de vibrações em embarcações consiste em identificar, para determinadas excitações, o comportamento dinâmico das estruturas do casco e sistemas embarcados no intuito de prever falhas estruturais e riscos à tripulação quanto a sua exposição. Para tal, realizou-se a análise modal da própria embarcação. Posteriormente e aplicando a Teoria de Superposição Modal, realizou-se a sua análise harmônica, cujo foram empregadas formulações utilizadas por Normas Classificadoras de Navios e Série Sistemática de Hélices Navais para a aplicação das excitações ao casco, determinando os deslocamentos de certos pontos da malha computacional da embarcação que, avaliados conforme a norma ISO 6954, permitem identificar pontos críticos da estrutura no que diz respeito aos problemas de vibração excessiva. Enfim, concluiu-se que para as Lanchas Sociais, estas atendem a condição normal de operação (a 16 nós), porém em baixa velocidades, o modelo numérico identificou pontos críticos de vibração no teto da casaria acordo a norma ISO 6954.

Palavras-chave: Lanchas Sociais, Marinha do Brasil, Análise Modal, Análise Harmônica, Interação Fluido-Estrutura

1. INTRODUÇÃO

No meio naval, o fenômeno vibração tem origem na ação de forças cíclicas no casco oriundas de determinados equipamentos embarcados e agentes externos, como por exemplo: forças induzidas pela incidência de ondas do mar, campo de pressões próximos ao hélice propulsor e equipamentos da praça de máquinas.

O problema de vibração excessiva corrobora para ocorrência de falhas estruturais, avarias em sistemas de bordo e exposição da tripulação aos riscos inerentes à segurança do trabalho. Contudo, o principal benefício da análise de vibrações é permitir ao projetista a seleção do mais adequado conjunto de motor, propulsor e máquinas auxiliares que viabilize a redução da amplitude das oscilações a valores mínimos na estrutura naval.

Por outro lado, a maioria das normas classificadoras de navios e embarcações estabelecem normas baseadas na ISO 6954 (2000) para mitigação desse problema em embarcações acima de 20 metros de comprimento. Contudo há poucas considerações para mitigação desse problema em embarcações de pequeno porte.

Com isso e observando a ótica da navegação fluvial no Brasil, muitas embarcações deste porte são destinadas ao transporte de passageiros e a prestação de assistência social às populações ribeirinhas. Um exemplo disto são as Lanchas Sociais pertencentes às políticas públicas do Ministério do Desenvolvimento Social e Combate à Fome (MDS).

Então, dentro da abordagem do problema de vibração excessiva de embarcações e do propósito a qual se destinam as Lanchas Sociais, buscou-se o estudo de avaliação, por meio de modelo de elementos finitos, dessas lanchas segundo os critérios estabelecidos pela ISO 6954 (2000) de vibração excessiva e exposição da tripulação, como também contribuir para futuros estudos voltados para a análise de vibração em embarcações de pequeno porte e desenvolvimento de novos métodos de análise de vibrações em navios/embarcações.

2. METODOLOGIA

A metodologia utilizada neste trabalho consiste na aplicação de modelos numéricos em elementos finitos estruturados em pacote comercial *ANSYSTM*, cujo elaboração da malha de computacional e condições de contorno do domínio fluídico

foram utilizadas as considerações dos trabalhos de Diesel (2009) e Howard e Cazzolato (2014). Quanto ao domínio estrutural da embarcação, algumas hipóteses simplificadoras foram adotadas com base nos trabalhos de Yucel e Arpacı (2013) e Moro *et al.* (2013), como também citações das normas classificadoras ABS (2006) e Lloyd's Register (2015).

Sabendo-se da necessidade da modelação da interface fluido-estrutura para o presente modelo computacional, o procedimento de investigação da resposta forçada harmônica e análise modal consiste na consideração dos efeitos inerciais que o fluido representa no corpo (massa de fluido aderida à estrutura), cujo as definições aqui apresentadas são baseadas no trabalho de Diesel (2009) e considerações da SAS IP ANSYS Software Inc. (2011).

Diante disto, para a elaboração da malha computacional do domínio fluídico utilizou-se de elementos acústicos tipo *FLUID30* da biblioteca do *ANSYS APDL*, cujo aspectos teóricos são baseados na teoria de ondas de pressão (ondas acústicas), conforme o trabalho de Diesel (2009).

Realizada a análise modal da Lancha Social, efetuou-se a análise numérica de resposta forçada harmônica utilizando a teoria de superposição modal, cujo extraiu-se a contribuição dos primeiros 250 modos de vibrar conforme considerações do trabalho de Murawski (2006).

Para a consideração das forças de excitações na embarcação, foram utilizadas as flutuações de empuxo e torque gerados pelo hélice, cuja a determinação se deu com base na realização de testes operacionais das Lanchas Sociais executados pela EMGEPRON/BNVC (Figura 1), utilização da Série Sistemática de Hélice Navais apresentada pelo trabalho de Bernitsas *et al.* (1981) e Norma Classificados ABS (2006). Também utilizou-se as estimativas das flutuações do campo de pressões na popa da embarcação oriundas do efeito de cavitação das pás do hélice, cuja estimativas foram realizadas com base na Norma Classificadora ABS (2006).

Por outro lado foram negligenciadas no modelo de análise harmônica as forças de excitação geradas pelo motor propulsor, tendo em vista o projeto do motor e considerações da norma classificadora Lloyd's Register (2015). Também foram negligenciadas as excitações geradas pela flutuação do campo de pressões ao longo do casco ocasionadas pela passagem de ondas, pois seria necessário a elaboração de modelo numérico em CFD (*Computational Fluid Dynamic*) e posteriores validações com ensaios experimentais em escala reduzida. Complementando esta consideração, o trabalho de Yucel e Arpacı (2013) menciona que a consideração do efeito de ondas é pertinente para o caso de frequências de incidência de ondas no casco muito baixas.

Identificada a resposta forçada harmônica da embarcação, foram obtidas as amplitudes de deslocamento de certos nós da malha computacional da estrutura da embarcação na qual serviram como parâmetro de entrada no gráfico da norma ISO 6954 (2000), permitindo avaliar os critérios de vibração das Lanchas Sociais no que diz respeito a pontos críticos da estrutura e conforto da tripulação.



Figura 1. Teste operacional de Lanchas Sociais. Fonte: Base Naval de Val de Cães (2012)

3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Para a introdução da fundamentação teórica deste trabalho, sabe-se que a Equação (1) representa a forma geral das equações que governam os sistemas mecânicos.

$$[M]_{NxN}\{\ddot{U}\}_{Nx1} + [C]_{NxN}\{\dot{U}\}_{Nx1} + [K]_{NxN}\{U\}_{Nx1} = \{F(t)\}_{Nx1} \quad (1)$$

Sendo:

- | | |
|---|---|
| ➤ $[M]_{NxN}$ a matriz inercial do sistema; | ➤ $\{F(t)\}_{Nx1}$ o vetor das forças de excitação; |
| ➤ $[C]_{NxN}$ a matriz de amortecimento; | ➤ $\{U\}_{Nx1}$, $\{\dot{U}\}_{Nx1}$ e $\{\ddot{U}\}_{Nx1}$ os vetores de deslocamentos, |
| ➤ $[K]_{NxN}$ a matriz de rigidez; | velocidades e acelerações do sistema, |
| | respectivamente. |

Tendo em vista a consideração do meio fluido que, consequentemente, alterará as propriedades dos comportamentos modais e suas frequências naturais da estrutura da embarcação. Essa alteração é vista, matematicamente, nas matrizes do sistema mecânico imerso em fluido, pois, diferentemente de um sistema mecânico isolado, estas não serão simétricas.

Utilizando a equação de Navier-Stokes, a equação de conservação de massa e admitindo as seguintes hipóteses para o fluido:

- Fluido invíscido tal que não apresente dissipações viscosas;
- Fluido compressível; e
- Não há variação significativa de fluxo no domínio fluídico (além do fluxo médio do fluido).

Tem-se a equação da onda não-homogênea e linearizada definida na Equação (2). Esta equação é a base de representação matemática do meio fluido em elementos finitos de acordo com Diesel (2009).

$$\nabla^2 P - \frac{1}{c^2} \cdot \frac{\partial P}{\partial t} = \rho(\nabla \cdot \mathcal{F}) + \rho \frac{\partial Q}{\partial t}, \text{ onde } \frac{\partial \rho}{\partial t} \approx \frac{1}{c^2} \cdot \frac{\partial P}{\partial t} \quad (2)$$

Sendo:

- P o campo de pressões do fluido;
- $\mathcal{F}$ as forças de corpo por unidade de tempo;
- Q o volume adicionado de fluido por unidade de tempo; e
- A velocidade da onda acústica no meio fluido é definida como sendo $C = \sqrt{B/\rho}$ em que B é o módulo de compressibilidade do fluido e ρ sua densidade.

3.1. Equacionamento matricial do sistema

Dadas as considerações sobre a discretização da equação 2 em notação das funções de forma descritas na estabelecidas na publicação de SAS IP ANSYS Software Inc. (2011) e Diesel (2009), chega-se, em analogia à Equação (1), que o equacionamento matricial de qualquer sistema mecânico sob influência de meio fluido é definido na Equação (3).

$$\begin{bmatrix} [M_e^s] & [0] \\ [M_{fs}] & [M_e^f] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\ddot{U}_e\} \\ \{\ddot{P}_e\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [C_e^s] & [0] \\ [0] & [C_e^f] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\dot{U}_e\} \\ \{\dot{P}_e\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [K_e^s] & [K_{fs}] \\ [0] & [K_e^f] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{U_e\} \\ \{P_e\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{F_e\} \\ \{0\} \end{Bmatrix} \quad (3)$$

Sendo:

- Os índices fe e fs denotam o fluido e a interação fluido-estrutura respectivamente. O índice s denota a própria estrutura.
- $[M_e^s]$ a matriz de massa;
- $[C_e^s]$ a matriz de amortecimento;
- $[K_e^s]$ a matriz de restauração;
- As matrizes $[M_{fs}] = \rho_0 [R_e]^T$ e $[K_{fs}] = -[R_e]$ definem a massa adicional à estrutura e a restauração devido ao fluido, respectivamente.

3.2. Excitações no casco da embarcação

Todas e quaisquer embarcações possuem fontes de excitação internas e externas, das quais as fontes internas destacam-se: motores propulsores, máquinas auxiliares e linha de eixo. Para as fontes externas destacam-se: excitações devidas a incidência de ondas ao longo do casco, flutuações do campo de pressões, efeitos de cavitação do hélice e esteira não uniforme na popa.

Todavia, o diferencial entre a análise de embarcações e estruturas oceânicas para estruturas fluviais e embarcações de pequeno porte reside na não consideração das excitações geradas pela incidência de ondas, simplificando significativamente o processo de análise do modelo. Contudo observa-se que a frequência de incidência de ondas no casco é relativamente alta se comparados com a incidência de ondas em ambiente oceânico. Outro ponto diz respeito a amplitude de ondas, pois a amplitude de ondas no ambiente fluvial é significativamente menor que a amplitude de ondas em ambiente oceânico para determinadas regiões de navegação. Logo complementando as afirmações mencionadas e as considerações do trabalho de Yucel e Arpacı (2013), pode-se admitir a não consideração dessa excitação ao casco.

Por outro lado, forças e momentos hidrodinâmicos assimétricas que induzem o casco e ocorrem no propulsor (empuxo e torque, respectivamente) têm sua origem devida ao fluxo irregular da esteira (interação entre o casco e o propulsor), produzindo forças e momentos hidrodinâmicos. Essas forças e momentos são transmitidas pelo hélice ao casco através da linha de eixo e mancais de sustentação.

Em suma, para a consideração das excitações na embarcação, fez-se somente o emprego das flutuações do campo de pressões na popa do casco devido ao fenômeno de cavitação das pás, flutuações do empuxo e torque gerados pelo hélice e considerações sobre os motores desse tipo de embarcação.

4. CARACTERÍSTICAS DA LANCHAS SOCIAL

As Lanchas Sociais são embarcações projetadas segundo conceito de casco de semi-deslocamento, fabricadas em alumínio naval ASTM liga 5052 H 34, soldado pelo processo MIG com arame liga 5386 e estrutura reforçada desenvolvida com perfis em alumínio liga 6351 T 6 C. A Tabela 1 descreve os parâmetros dimensionais do casco da embarcação.

Tabela 1. Parâmetros dimensionais da Lancha Social. Fonte: Autoria Própria

Comprimento Total	Comprimento linha d'água (LWL)	Pontal	Deslocamento (Δ)
7,70 m	7,09 m	1,05 m	3,00 ton
Boca moldada	Boca na linha d'água (BWL)	Calado (T)	Volume deslocado (∇)
2,50 m	2,15 m	0,32 m	2,73 m ³

5. MODELO NUMÉRICO DA EMBARCAÇÃO

Primeiramente elaborou-se o modelo geométrico da embarcação utilizando o software *ANSYS DESIGN MODELER™*. Destaca-se os ajustes da geometria da embarcação para a modelação dos perfis estruturais do casco por meio de projeção de linhas nas faces das superfícies do casco, permitindo a divisão das faces dessas superfícies e o reconhecimento de linhas junto à superfície do casco por ocasião da exportação da geometria do *DESIGN MODELER* para o *APDL*. Por outro lado, as colunas de suporte da casaria e perfis estruturais do convés da embarcação foram representadas por meio de elementos de viga – Figura 2.

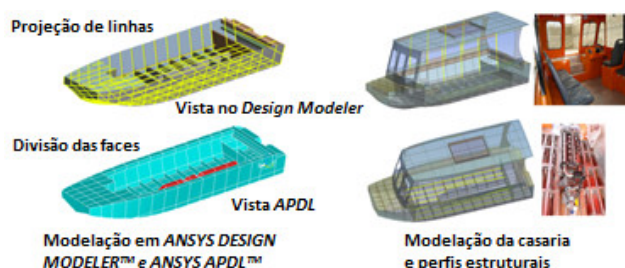


Figura 2. Modelação dos elementos de viga da estrutura do casco da Lancha Social.
Fonte: Autoria Própria

5.1. Parâmetros e hipóteses admitidas para a análise modal da embarcação

Os parâmetros físicos aplicados aos elementos da análise em questão são:

- Densidade do alumínio de 2700 kg/m^3 , módulo de Young de 73.000 MPa e módulo de Poisson de $0,3$;
- Consideração do sistema propulsivo como um corpo rígido, conforme o trabalho de Moro *et al.* (2013), suportado por elementos de viga de baixa densidade de massa e alta rigidez.
- Concentração da massa do sistema propulsivo em seu centro de massa (Figura 3A) em torno de 643 kg (reversora, motor, linha de eixo, hélice e leme), representado por meio do elemento *MASS21*;
- Aplicação dos elementos tipo *SHELL63* para modelação de chapas da estrutura do casco – Figura 3A; e
- Aplicação de elementos de viga tipo *BEAM189* para modelação de perfis estruturais – Figura 3A.

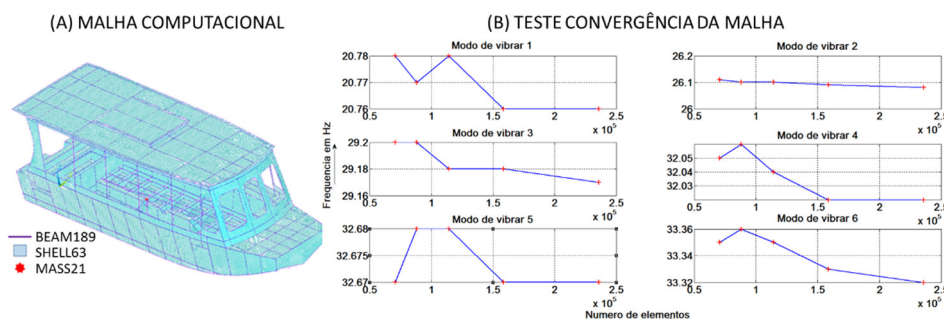


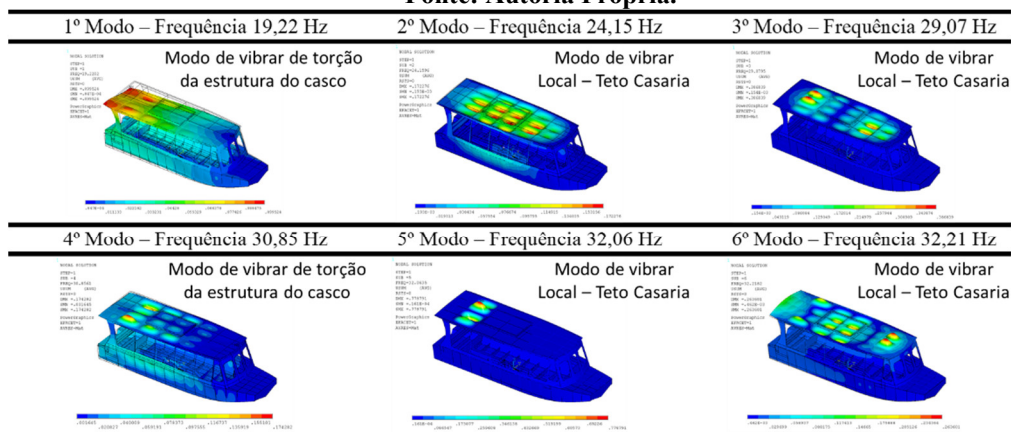
Figura 3. Malha computacional da Lancha Social (A) e Teste de Convergência (B). Fonte: Autoria Própria

De acordo com Moro *et al.* (2013), deve-se fazer as seguintes considerações para que se possa ter uma boa validação do modelo computacional em questão:

- Para os seis primeiros modos de vibrar obtidos pela esta análise, a estrutura do casco deverá apresentar comportamento dinâmico de corpo rígido. A obtenção de mais ou menos seis modos de vibrar de corpo rígido da estrutura consistem na primeira evidência de que o modelo computacional apresenta inconsistências;
- Geralmente, a frequência do primeiro modo de vibrar para embarcações é em torno de 20 Hz . Para embarcações menores, essa frequência poderá ser mais alta; e
- Para valores de frequências naturais mais altas, as formas modais de partes da estrutura do casco tendem a ser mais pronunciados que as formas modais de toda a estrutura da embarcação.

5.2. Resultados obtidos para a análise modal da Lancha Social sem influência do meio fluido

Primeiramente, configurou-se o modelo numérico sem a influência do meio fluido, cujo o objetivo é determinar os parâmetros vibracionais da estrutura do casco da embarcação puramente isolada, como também definir a dimensão do domínio fluídico sob a ótica da consideração do trabalho de Diesel (2009). Os resultados dos 6 primeiros modos do modelo de análise em questão são apresentados na Tabela 2, utilizando uma malha composta por 88.205 elementos e 94.350 nós da embarcação.

Tabela 2. Resultados obtidos pela análise modal da Lancha Social sem a influência do meio fluido.**Fonte: Autoria Própria.**

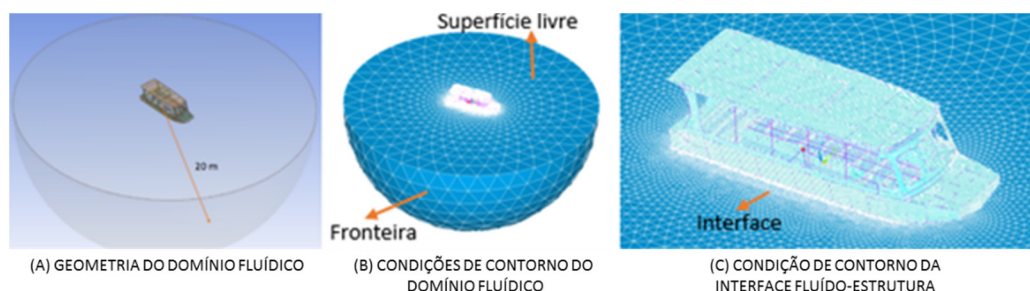
5.3. Consideração do meio fluido

Contudo para a modelação do domínio fluido deve-se empregar o seguinte questionamento em relação ao dimensionamento adequado do domínio para que o modelo numérico não considere, efetivamente, o efeito de reflexão de ondas. Para isso, a referência Diesel (2009), objetivando uma boa absorção de energia acústica na fronteira do domínio fluido, recomenda-se que esta seja localizada a uma distância não inferior a 20 % do comprimento de onda sonora da menor frequência de interesse de qualquer parte da estrutura;

Sabe-se que a menor frequência de interesse, de acordo com a análise de vibração do casco com o sistema propulsivo, é de 19,22 Hz relativo ao primeiro modo de vibrar do modelo sem o fluido. Aplicando 20% do comprimento de onda dessa frequência, o valor para o dimensionamento do domínio fluido é de 18,30 metros. Com isso, elaborou-se o domínio com diâmetro de 20 metros conforme apresentado na Figura 4A.

As condições de contorno e hipóteses adotadas para o referido domínio fluido são:

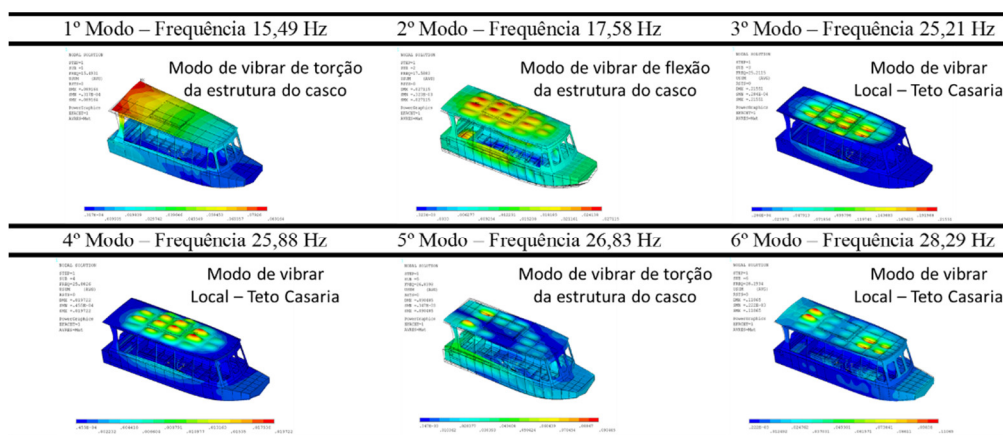
- Condição de restrição de deslocamentos translacionais em X, Y e Z nos nós dos elementos acústicos fora da interface fluido-estrutura (condição imposta automaticamente pela característica do elemento acústico *FLUID30*);
- Condição de interface nas superfícies da estrutura a ser analisada junto ao domínio fluido (faz com que acione os graus de liberdade em X, Y e Z do elemento computacional acústico *FLUID30*) – Figura 4C;
- Condição livre-livre do casco da embarcação;
- Condição de superfície livre na face superior do domínio representada por meio da restrição no grau de liberdade de pressão dos elementos *FLUID30*, conforme mencionado no trabalho de Howard e Cazzolato (2015) – Figura 4B;
- Condição de impedância nula na fronteira, admitindo a hipótese simplificadora de que não há reflexão de onda acústica, em outras palavras, propagação desta para o infinito (comando do *ANSYS APDL SF, nome das superficies, IMPD, 0, 0*) – Figura 4B;

**Figura 4. Construção do domínio do fluido (A) e Condições de Contorno do domínio fluido (B) e (C).****Fonte: Autoria Própria**

5.4. Resultados obtidos para a análise modal da Lancha Social com a influência do meio fluido

Os resultados obtidos para os 6 primeiros modos de vibrar da embarcação, considerando a influência da massa adicional do domínio fluido – Equação 3 e, excluindo os seis primeiros modos de vibrar de corpo rígido, são demonstrados na Tabela 3. A malha computacional utilizada foi composta de 582.618 elementos com 188.997 nós.

Tabela 3. Resultados obtidos pela análise modal da Lancha Social com a influência do meio fluido.
Fonte: Autoria Própria.



Observando os resultados das Tabelas 2 e 3, verifica-se que a influência do fluido na análise permite identificar formas modais que não são pronunciadas na análise modal da estrutura do casco sem a influência do fluido. Isso pode ser observado sobremaneira nos modos de vibrar 2 e 5 do modelo em questão, cujo estes modos refletem comportamentos dinâmicos globais da estrutura.

5.5. Conclusões prévias sobre a análise modal da Lancha Social

Verificando as formas modais da embarcação, nota-se a sensível diminuição das frequências naturais do modelo numérico com a consideração do fluido, se comparado com o modelo numérico sem o fluido. Essa diminuição é mais significativa para os modos globais da estrutura.

O modelo numérico da embarcação sem a influência do meio fluido foi observado apenas dois modos de vibrar de toda a estrutura da embarcação (modos globais) que são os 1º e 4º modos de vibrar, ambos torcionais. Já o modelo numérico com a influência do meio fluido apresentou quatro modos de vibrar de toda a estrutura da embarcação (modos globais) que são os 1º, 2º e o 5º modos de vibrar.

Apesar da pouca influência nas frequências naturais, a massa adicional pode alterar os comportamentos modais da estrutura, haja vista as matrizes do sistema não são simétricas e, que, consequentemente, alterará os autovetores dos modos de vibrar.

6. MODELO NUMÉRICO DE ANÁLISE HARMÔNICA

Até o presente momento foi abordado considerações importantes no que tange a influência do fluido sobre os modos de vibrar da Lancha Social e a análise modal de componentes estruturais. Como etapa seguinte do processo de análise de vibração excessiva de embarcações de pequeno porte, consiste na sua análise de vibração forçada harmônica. O objetivo dessa análise é a identificação da resposta em regime permanente da estrutura do casco das Lanchas Sociais diante de esforços cíclicos (ou harmônicos) do sistema propulsivo e hélice propulsor em termos de deslocamento de certos pontos da malha computacional da estrutura da embarcação para verificação das condições de habitabilidade da tripulação e fadiga da estrutura.

6.1. Considerações das excitações oriundas do motor da Lancha Social

A vibração causada por motores é um problema relacionado com os parâmetros operacionais do motor, sobretudo, ao balanceamento dos esforços de inércia de suas partes móveis. Tais partes são submetidas a acelerações periódicas que produzem esforços alternados nas fundações do motor. De acordo com os trabalhos de Yucel e Arpacı (2013) e Brinati (2011), a ocorrência de vibrações na estrutura da fundação do motor e/ou no casco da embarcação não depende apenas da posição onde os esforços serão aplicados de forma a introduzir uma quantidade significativa de energia no movimento vibratório, mas também da frequência com que esses esforços são transmitidos. Se essas frequências forem próximas das frequências naturais do sistema local (jazentes, fundações do motor e praça de máquinas) e/ou da própria embarcação, ocorrerá o fenômeno de ressonância.

Entretanto, o motor MWM D229-6 empregado na Lancha Social possui 6 cilindros, de acordo com Vlassov (2007), é um motor teoricamente auto-compensado. Ou seja, é plausível admitir que o arranjo dos cilindros, o número de cilindros, a compensação de forças e momentos, o uso de contrapeso e o uso de amortecedores (coxins) fazem com que o motor não excita significativamente a estrutura do casco. Diante disto, as excitações harmônicas inerciais do motor foram negligenciadas no modelo numérico de análise harmônica.

6.2. Considerações das excitações oriundas do Hélice

Utilizando os testes de performance da Lancha Social, pode-se determinar com razoável precisão o empuxo e torque médios gerados pelo hélice da embarcação utilizando a série sistemática de *B-troost* concebida pelo trabalho de Bernitsas *et al.* (1981). Com os resultados dos testes operacionais e, utilizando os procedimentos de integração casco-hélice-motor abordados nos trabalhos de Brinati (2011) e Barry (2005), como também é sabido o número de pás, o diâmetro do hélice da Lancha Social (508 mm) e suas razões de passo/diâmetro de 1,30 e área expandida/área do disco de 0,63, pode-se estimar o empuxo médio T e torque médio Q dos 4 primeiros modos de vibrar da embarcação, haja vista que o limite de rotação operacional do motor (consequentemente do hélice devido redução de 1.55 da reversora) reside próximo a frequência do 4º modo de vibrar da embarcação.

Determinados empuxo e o torque médios em função dos regimes de rotação do hélice e suas velocidades da embarcação associadas, pode-se estimar as flutuações de empuxo e torque utilizando a norma classificadora ABS (2006).

Por outro lado, a interação hidrodinâmica entre o hélice e o casco é originada a partir da passagem das pás do hélice próximo à superfície do casco na região da popa da embarcação, que por sua vez o campo de pressões nessa região é alterado em virtude do efeito de cavitação nas pás. Para o cálculo dessa contribuição de excitação ao casco, é necessário considerar duas componentes essenciais de acordo com Carlton (2007):

- Pressões ocasionadas a partir da passagem da parcela da pá do hélice não submetida ao efeito de cavitação $P_0(t)$;
- Pressões a partir da variação do efeito de cavitação em cada pá $P_C(t)$; e

As publicações de Carlton (2007) e Yucel e Arpacı (2013), como também a norma classificadora ABS (2006) apresentam a formulação descrita na Equação (5) no que dizem respeito as amplitudes das parcelas não-cavitantes e cavitantes devido a passagem da pá do hélice e, posteriormente, aplicadas ao modelo de análise harmônica.

$$\begin{aligned}
 P_0 &= \frac{(ND)^2}{70} \cdot \frac{1}{Z^{1.5}} \cdot \left(\frac{K_0}{d/R} \right) \text{ N/m}^2 \text{ Parcela não - cavitante} & f &= \frac{N \cdot Z}{60} \text{ Hz frequência de passagem das pás} \\
 P_C &= \frac{(ND)^2}{160} \cdot \frac{V_s(w_{T_{\max}} - w_e)}{\sqrt{(h_a + 10,4)}} \cdot \left(\frac{K_c}{d/R} \right) \text{ N/m}^2 \text{ Parcela cavitante} & P_z &= \sqrt{(P_0^2 + P_C^2)} \text{ N/m}^2 \text{ Amplitude}
 \end{aligned} \quad (5)$$

Sendo:

- h_a a profundidade da linha de eixo;
- w_e o coeficiente de esteira média do casco;
- $w_{T_{\max}}$ o coeficiente de esteira máxima do casco;
- d a distância a partir $0,9R$ a uma posição submersa do casco;
- $K_0 = 1,8 + 0,4(d/R)$ para $d/R \leq 2$
- $K_c = 1,7 - 0,7(d/R)$ para $d/R < 1$;
- $K_c = 1$ para $d/R > 1$;
- N o número de rotações do hélice;
- D o diâmetro do hélice; e
- Z o número de pás do hélice
- P_z a pressão resultante a ser aplicada no modelo

7. ANÁLISE HARMÔNICA DA LANCH SOCIAL

Para a condução do modelo de análise harmônica, utilizou-se do mesmo modelo numérico e mesma malha computacional empregada na análise modal da embarcação com meio fluido. Foi utilizada a técnica de superposição modal que consiste na utilização do fator de contribuição de cada forma modal da estrutura do casco da embarcação. Para isto, empregou-se os 250 primeiros modos de vibrar conforme menção no trabalho de Yucel e Arpacı (2013).

As hipóteses adotadas para o presente modelo são as mesmas adotadas para o modelo de análise modal da embarcação com meio fluido, porém com as seguintes considerações:

- Flutuações do torque na linha de eixo são representadas por torques reativos do sistema propulsivo aplicado no ponto central do motor, na altura do volante de transmissão. O torque reativo é transmitido aos mancais por meio de elementos de viga de baixa densidade de massa e alta rigidez;
- Aplica-se as flutuações de pressão do casco causadas pela cavitação das pás dos hélices na região demonstrada na Figura 5A;
- Analisou-se o deslocamento de pontos da malha discretizada da estrutura da embarcação descritas na Figura 5B, cujo seus valores foram comparados com a norma ISO 6954 (2000) para a avaliação de vibração excessiva da estrutura e habitabilidade da tripulação;
- Utilizou-se o coeficiente de amortecimento global da estrutura da embarcação em torno de 2% da frequência natural de ressonância do casco, conforme mencionado no trabalho de Yucel e Arpacı (2013); e
- Foram utilizadas somente flutuações de forças e momentos no hélice no sentido axial (F_x e M_x) visando simplificação do modelo numérico.

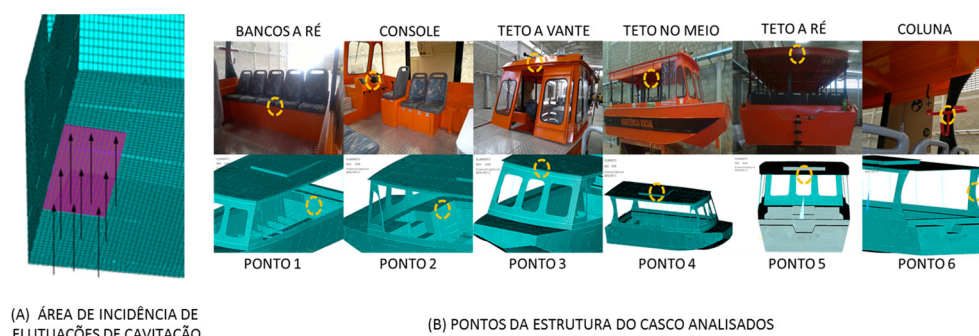


Figura 5. Área de incidência do efeito de cavitação no casco (A) e pontos da estrutura do casco analisados (B). Fonte: Autoria Própria

7.1. Resultados obtidos no modelo de análise harmônica

Definido os pontos de aplicação das excitações provenientes das flutuações de empuxo e torque, obteve-se os deslocamentos dos pontos da estrutura da embarcação para os regimes de rotação do hélice na frequência do 4º modo de vibrar da Lancha Social demonstrados na Tabela 4, como também sua dinâmica estrutural.

Tabela 4. Comportamento dinâmico da estrutura da lancha Social para o ponto de rotação do hélice na frequência do 4º modo de vibrar. Fonte: Autoria Própria

Ponto	Motor a 2400 RPM			Soma Contribuições	Direção máxima
	1º Harmônico	2º Harmônico	Cavitação	Aproximação à norma ISO 6954	
1	4,30	1,70	0,84	7,00	X
2	4,70	0,86	0,08	6,00	X
3	0,37	0,23	0,94	2,00	Z
4	2,00	0,02	0,72	3,00	Z
5	9,20	3,40	1,20	20,00	Z
6	0,54	0,19	0,03	0,80	Y

* Valores em (mm) e multiplicados por 10^{-3}

1º HARMÔNICO

2º HARMÔNICO

CAVITAÇÃO

1º HARMÔNICO

2º HARMÔNICO

CAVITAÇÃO

Por outro lado, verificando a norma ISO 6954 (2000) não se observou pontos estruturais críticos da estrutura para o ponto de operação normal do motor e rotação do hélice das Lanchas Sociais.

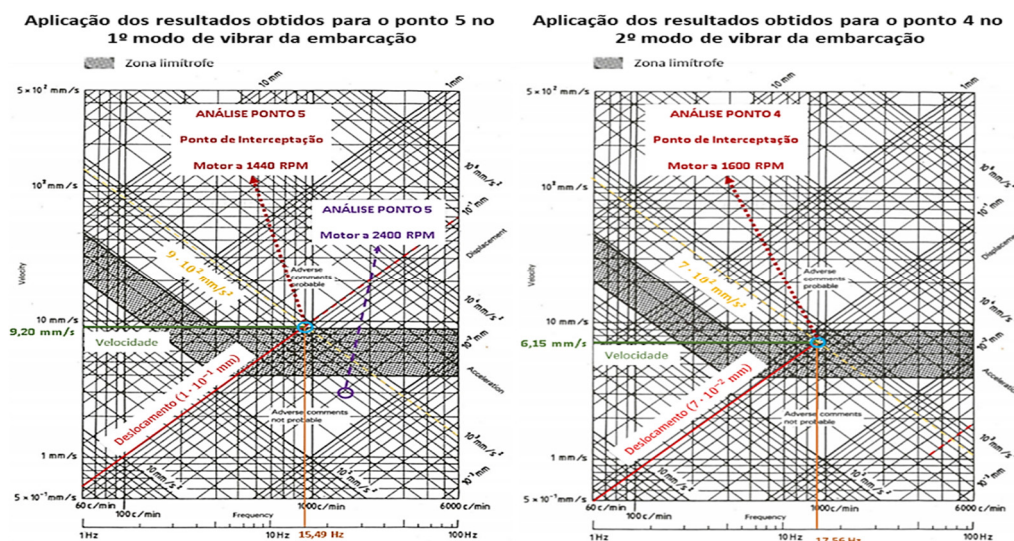
Contudo essas embarcações navegam em proximidades de vilarejos/atracadouros, para tal o condutor da Lancha Social opera em regimes de baixa rotação para o motor, e consequentemente, para o hélice. Tais regimes de operação podem representar o primeiro e o segundo modos de vibrar do casco. Com isso, supondo que o motor e, consequentemente, o hélice opere em frequências de rotação próximas a esses modos de vibrar, os resultados dos deslocamentos de pontos da estrutura do casco são apresentados na Tabela 5. O Gráfico 1 demonstra a aplicação e comparação dos resultados dos deslocamentos dos pontos estruturais críticos do casco a luz da norma ISO 6954 (2000).

Tabela 5. Comportamento dinâmico da estrutura da lancha Social para o ponto de rotação do hélice nas frequências do 1º e 2º modos de vibrar da Tabela 3. Fonte: Autoria Própria e norma ISO 6954 (2000)

Ponto	Motor a 1440 RPM (Primeiro modo de vibrar da Tabela 3 aplicando a redução no regime de rotação do hélice)	Motor a 1600 RPM (Segundo modo de vibrar da Tabela 3 aplicando a redução no regime de rotação do hélice)
	Soma da Contribuições (Aproximação à norma)	Soma da Contribuições (Aproximação à norma)
1	3,00	4,00
2	10,00	10,00
3	10,00	2,00
4	3,00	70,00
5	100,00	20,00
6	0,60	1,00

* Valores em mm e multiplicados por 10^{-3}

Gráfico 1. Aplicação dos resultados obtidos (Tabela 5) dos deslocamentos dos pontos mencionados da estrutura do casco da embarcação. Fonte: Autoria Própria



8. CONCLUSÕES

Realizados os procedimentos de análise modal no intuito de se obter as contribuições dos modos de vibrar do casco da Lancha Social e, posterior aplicação da teoria de superposição modal e das estimativas das excitações no modelo de análise forçada harmônica, pode-se identificar a modesta influência da massa adicional do fluido à estrutura do casco da Lancha Social no que tange aos valores das frequências naturais (uma diminuição de 2 a 4% para as frequências naturais de formas modais de parte da estrutura da embarcação e, de 10 a 20% para frequências naturais das formas modais da estrutura do casco como um todo). Porém a massa adicional do fluido alterará significativamente os comportamentos modais da estrutura.

Outro ponto em questão verificado, reside no fato que a utilização de elementos acústicos no *ANSYSTM* na malha computacional do domínio fluido do modelo numérico de análise modal permite mitigar as restrições impostas por diversas formulações apresentadas no trabalho de Korotkin (2007) para a estimativa de massa adicional de uma embarcação que, são de sua importância a sua consideração para a análise modal de embarcações.

Por outro lado, mesmo com as hipóteses simplificadoras adotadas, a análise forçada harmônica da embarcação permitiu realizar uma avaliação de pontos da estrutura do casco, onde concluiu-se que, para o regime normal de operação da Lancha Social (motor a 2400 RPM) bem próximo ao valor da frequência natural do quarto modo de vibrar da embarcação, a Lancha Social satisfaz os critérios da norma ISO 6954 (2000) quanto aos critérios de vibração excessiva e habitabilidade da tripulação.

Outrossim, em análise ao Gráfico 1, a Lancha Social apresenta problemas de vibração excessiva nas partes do meio e ré da casaria da embarcação por ocasião de regimes de operação do motor e hélice em baixa rotação, ocasionando falhas estruturais como trincas e rachaduras, geração de ruído excessivo e, principalmente, despejo de fuligem proveniente da descarga dos gases para dentro dos compartimentos da embarcação, conforme demonstrado na Figura 6.



Figura 6. Vazamento de descarga dos gases para interior da casaria

Tão logo pode concluir a grande probabilidade de ocorrência dessas falhas devido ao fato do desconhecimento dos condutores quanto as limitações de operação, pois o projeto foi elaborado para operar em altas rotações e navegando a 16 nós (motor a 2400 RPM).

8.1. Sugestão de trabalhos futuros

Visando o aprimoramento do estudo voltado a disciplina do estudo de vibrações voltadas para navios e embarcações, propõe-se os seguintes tópicos para trabalhos futuros:

- Determinação da massa adicional de embarcações de pequeno porte;

- Estudo da esteira efetiva e suas variações em embarcações médias e de pequeno porte;
- Otimização estrutural de navios e embarcações para a mitigação de problemas de vibração excessiva;
- Estudo de medidas e materiais usados para minimização de efeitos de vibração excessiva em embarcações;

Tais estudos irão reforçar o arcabouço de conhecimento na área de vibrações de sistemas mecânicos e, principalmente, para gestão e análise de riscos diversos projetos de nosso cotidiano.

9. REFERÊNCIAS

- ABS. (2006). "Ship Vibration". Houston, USA: American Bureau Shipping.
- Barry, C. (2005). "Propeller Selection for Boats and Small Ships". E Marine Training - Prop Matching.
- Bernitsas, M. M., Ray, D., & Kinley, P. (1981). "Kt, Kq and Efficiency Curves for the Wageningen B-series Propellers". University of Michigan.
- Brinati, H. L. (2011). "Instalações de Máquinas Marítimas". São Paulo: Escola Politécnica da Universidade de São Paulo (EPUSP).
- Carlton, J. (2007). "Marine Propellers and Propulsion". Oxford: Elsevier 2ª edição.
- Diesel, F. N. (2009). "Fundamentos Teóricos e Numéricos da Análise Acústica". ESSS Newsletter.
- Howard, C., & Cazzolato, B. (2015). "Acoustic Analyses Using MATLAB and ANSYS". CRC Press.
- ISO 6954. (2000). "Mechanical Vibration - Guidelines for Measurement, Reporting and Evaluating of Vibration with regard to Habitability on Passenger and Merchant Ships". International Standard Organization.
- Lloyd's Register. (2015). "Guidance Notes: General Overview of Ship Structural Problems (Vibration Problems)". Lloyd's Register Group.
- Moro, L., Biot, M., Brocco, E., De Lorenzo, F., & Vassallo, P. (2013). "Hull Vibration Analysis of River Boats". Iquitos - Peru: International Conference IDS2013 - Amazonia.
- Murawski, L., "Forces exciting vibrations of ship's hull and superstructure". Polish Maritime Research nº 4, 2005
- SAS IP ANSYS SOFTWARE Inc. (2011). ANSYS HELP manual.
- VLASSOV, D. (2007). "Dimensionamento de elementos de motor". Universidade Federal do Paraná (UFPR).
- Yucel, A., & Arpacı, A. (2013). "Free and Forced Vibration Analyses of Ship Structures using the Finite Element Method". J Mar Sci Technol.
- Korotkin, A. I. (2007). "Added Masses of Ship Structures". St. Petersburg, Russia: Springer.

10. RESPONSABILIDADE AUTURAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

APPLICATION OF FINITE ELEMENTS METHOD TO EVALUATION OF VIBRATION AT SOCIAL SPEEDBOATS

Brenno Moura Castro, brennomoura@gmail.com

Prof. Dr. Newton Sure Soeiro, nsoeiro@ufpa.br

Universidade Federal do Pará - UFPA, Instituto de Ciência e Tecnologia – ITEC

Rua Augusto Correia nº 01 – Campus Universitário do Guamá – CEP: 66075-110 – Caixa postal 47 – Belém-PA.

Abstract. The Vibration studies in many naval systems has gained relevance regarding in the operation life of these systems, mainly, in the risk management. Focusing at the speedboats, this work aims to study the feasibility of applying finite element methods for the evaluation of excessive vibration in Social Speedboats manufactured by the Navy of Brazil. The analysis of vibration on ships is to identify, for certain excitations, the dynamic behavior of hull structures and embedded systems in order to provide structural failures and risks to the crew as their exposure. To this end, there was the modal analysis of the vessel itself. Subsequently, applying the theory of superposition Modal, it held its harmonic analysis, whose formulations were used for Classification of Ships and Systematics Series Standards Marine Propellers for the application of excitations to the hull, causing the displacement of certain points of the computational mesh of the vessel, measured according to ISO 6954 standard, allows to identify critical points of the structure with respect to excessive vibration problems. Finally, it was concluded that for Social Speedboats, they meet the normal operating condition (at 16 knots), but at low speeds, the numerical model identified critical points of vibration in the ceiling marry according to ISO 6954 standard.

Keywords: *Vibration, Modal Analysis, Harmonic Analysis, Social Boat, Added Mass, Fluid-Structure interactions*