

Universidade Federal do Rio de Janeiro

ANÁLISE DE FÓRMULAS SIMPLIFICADAS PARA
CÁLCULO DE MASSA ADICIONAL BASEADAS EM
MEDIÇÕES DE VIBRAÇÃO EM PETROLEIROS

Rodrigo Almeida Iglesias

Abril/201



Universidade Federal
do Rio de Janeiro

Escola Politécnica

ANÁLISE DE FÓRMULAS SIMPLIFICADAS PARA CÁLCULO DE MASSA ADICIONAL BASEADAS EM MEDIÇÕES DE VIBRAÇÃO EM PETROLEIROS

Rodrigo Almeida Iglesias

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

Orientador: Severino Fonseca da Silva Neto

Rio de Janeiro

Abril de 2013

ANÁLISE DE FÓRMULAS SIMPLIFICADAS PARA CÁLCULO DE MASSA
ADICIONAL BASEADAS EM MEDIÇÕES DE VIBRAÇÃO EM PETROLEIROS

Rodrigo Almeida Iglesias

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

Examinado por:

Prof. Severino Fonseca da Silva Neto, D.Sc.
(Orientador e Presidente da Banca Examinadora)

Prof. Alexandre Teixeira de Pinho Alho, D.Sc.

Eng^o Antonio Carlos R. Troyman, D.Sc.

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

Iglesias, Rodrigo Almeida

Análise de Fórmulas Simplificadas para Cálculo de Massa Adicional Baseadas em Medições de Vibração em Petroleiros/ Rodrigo Almeida Iglesias – Rio de Janeiro: UFRJ/ Escola Politécnica, 2013.

VIII, 35 p.: il.; 29,7 cm.

Orientador: Severino Fonseca da Silva Neto

Projeto de Graduação – UFRJ/ Escola Politécnica/ Curso de Engenharia Naval, 2013.

Referências Bibliográficas: p. 35.

1. Introdução 2. Conceitos Teóricos 3. Procedimento para Cálculo de Massa Adicional 4. Estudo de Caso: Vibração Vertical do Casco de um Navio Petroleiro de 19000TDW 5. Aplicação dos Coeficientes Ajustados a Outro Navio do Mesmo Tipo 6. Conclusão 7. Referências Bibliográficas. I. Neto, Severino Fonseca da Silva. II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola Politécnica, Curso de Engenharia Naval. III. Análise de Fórmulas Simplificadas para Cálculo de Massa Adicional Baseadas em Medições de Vibração em Petroleiros.

Aos meus pais Vera e Paulo (*in memoriam*) e minha irmã Amanda pelo alicerce, zelo e ensinamentos que me tornaram o homem que sou.

AGRADECIMENTOS

Ao concluir este trabalho, agradeço, sinceramente, a todos aqueles que de alguma forma contribuíram para sua realização. Em especial, agradeço...

...a Deus, que me orienta em todas as batalhas.

...ao Profº Severino Fonseca da Silva Neto pelas horas de auxílio, em tudo que solicitei e fui atendido.

...aos demais professores do curso de Engenharia Naval pelos ensinamentos passados.

...às amizades (FPC) que construí durante minha graduação.

RESUMO

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

Análise de Fórmulas Simplificadas para Cálculo de Massa Adicional Baseadas em
Medições de Vibração em Petroleiros

Rodrigo Almeida Iglesias

Abril/2013

Orientador: Severino Fonseca da Silva Neto

Curso: Engenharia Naval e Oceânica

Este trabalho mostra um procedimento numérico-experimental usado para determinar a massa adicional de navios. Um modelo de elementos finitos do casco do navio é construído de acordo com a distribuição de peso e os calados por todo o seu comprimento durante a medição da vibração. A taxa de boca/calado para cada seção do casco é considerada como uma variável independente de uma função quadrática que representa a distribuição da massa adicional, onde coeficientes são determinados de modo a minimizar a soma das diferenças ao quadrado entre as frequências naturais obtidas numericamente em relação a aqueles obtidos na medição correspondente em escala real. Os coeficientes de massa adicional, obtidos a partir dos dados experimentais de um primeiro navio, são utilizados para prever numericamente as frequências naturais de um segundo navio do mesmo tipo.

Palavras-chave: Vibração, Petroleiro, Método dos Elementos Finitos, Frequências Naturais, Ressonância.

ABSTRACT

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

Simplified Formula Analysis for Calculating Mass Additional Based on Tankers
Vibration Measurement

Rodrigo Almeida Iglesias

April/2013

Advisor: Severino Fonseca da Silva Neto

Course: Naval and Ocean Engineering

This work shows a numerical-experimental procedure used to determine added mass of ships. A numerical Finite Element ship hull model is constructed according to the weight distribution and the drafts over its length during the full scale vibration measurement. The breadth/draft rate for each frame of the hull is considered as the independent variable of a quadratic function representing the added mass distribution, which coefficients are determined in order to minimize the sum of squared differences between the natural frequencies obtained numerically relative to those obtained in the corresponding full scale measurement. The added mass coefficients obtained from the experimental data of a first ship are then used to numerically predict the natural frequencies of a second ship of the same type.

Keywords: Vibration, Tanker, Finite Element Method, Natural Frequency, Resonance.

Conteúdo

1	INTRODUÇÃO	1
2	CONCEITOS TEÓRICOS	2
2.1	Vibração do sistema massa-mola-amortecedor	3
2.2	Vibração de sistemas discretos	4
2.3	Vibração do casco do navio	5
2.4	Massa	5
3	PROCEDIMENTO PARA CÁLCULO DE MASSA ADICIONAL.....	8
4	ESTUDO DE CASO: VIBRAÇÃO VERTICAL DO CASCO DE UM NAVIO PETROLEIRO DE 19000TDW	10
4.1	Medição da vibração vertical do casco	10
4.2	Modelo numérico do casco	12
4.3	Apresentação dos resultados	17
4.4	Resultados para condição de navio em lastro	18
4.5	Resultados para condição de navio carregado	20
5	APLICAÇÃO DOS COEFICIENTES AJUSTADOS A OUTRO NAVIO DO MESMO TIPO	24
6	CONCLUSÃO	34
7	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	35

1 INTRODUÇÃO

A vibração vertical do casco, excitada principalmente pelo motor principal e a hélice, pode causar problemas em estruturas e máquinas e também desconforto para a tripulação. Uma maneira de evitar condições ressonantes a bordo é prever as frequências naturais de vibração vertical do casco e escolher um motor principal e um propulsor que operem em uma faixa diferente destas frequências. A previsão pode ser feita resolvendo-se o problema generalizado de autovetor das matrizes de rigidez e de massa obtidos a partir do modelo de elementos finitos do navio. A matriz de rigidez de um modelo tri ou unidimensional do navio depende da sua geometria e as propriedades do material, mas a sua matriz de massa depende não só da distribuição do peso ao longo do comprimento do navio. As frequências naturais também são muito sensíveis aos valores de massa adicional.

Este trabalho mostra um procedimento numérico-experimental usado para determinar a massa adicional de navios. Inicialmente, um tipo de navio é escolhido a partir de uma base de dados de medições de vibração em escala real de um laboratório na universidade. Um modelo de elementos finitos numérico é construído a partir da informação sobre a geometria e planos estruturais de um navio desse tipo, em conjunto com a distribuição do peso e os calados ao longo do seu comprimento durante a medição em escala real. A taxa de boca/calado para cada seção do casco é considerada como uma variável independente de uma função quadrática que representa a distribuição da massa adicional, onde coeficientes são determinados de modo a minimizar a soma das diferenças ao quadrado entre as frequências naturais obtidas numericamente em relação a aqueles obtidos na medição correspondente em escala real.

O procedimento é aplicado para obter os coeficientes de massa adicional, utilizando os dados experimentais de um primeiro navio. Estes coeficientes são utilizados para prever numericamente as frequências naturais de um segundo navio do mesmo tipo. Os resultados numéricos são finalmente comparados com os valores experimentais do segundo navio e aproximações são discutidas.

2 CONCEITOS TEÓRICOS

Alguns autores discutem o problema da vibração do navio e utilização de modelos para prever as frequências naturais, incluindo a influência da massa adicional.

Vorus William S [1] descreve a teoria básica da vibração no navio a partir do ponto de vista do navio, tal como uma viga contínua, e também fornece algumas bases para análise discreta, mostrando também o problema prático de casco, superestrutura e propulsor.

Iwer Asmussen [2] apresenta o estado da arte para os cálculos e as técnicas de medição de vibração em navios. Eles dão especial ênfase na análise através de elementos finitos e descrevem considerações no estudo das vibrações em escritórios modernos em todo o mundo.

A.N. Hicks [3] apresenta um estudo comparativo para determinar a distribuição da massa adicional por efeito hidrodinâmico associado com as vibrações verticais do navio, utilizando massas agrupadas em uma viga sem considerar o peso da própria. Logo, com as condições de contorno diferentes, faz a análise considerando os coeficientes de redução dimensional desenvolvidos por Lewis e Taylor, resultando em diferenças nos valores de pequena ordem. Ele atribui essas diferenças às imprecisões de aspectos como a inércia e a área da seção transversal mais do que uma representação inadequada da massa adicional.

Alexander L. Korotkin [4] apresenta a massa adicional como matéria de estudo de muitos pesquisadores. Este livro, publicado com o apoio do “Research Institute at the Krylov Shipbuilding of Russia”, faz uma revisão dos principais resultados teóricos no estudo da massa adicional e descreve alguns procedimentos experimentais para sua determinação.

Rasvaz Ionas [5] considera alguns aspectos da vibração global do navio, tendo em conta as características dinâmicas em medições em escala real em navios. As primeiras trinta frequências naturais são calculadas por um modelo tridimensional e as forças de excitação são consideradas a partir de medições das pulsações de pressão no casco do navio. Assim, a resposta de amplitude em alguns pontos é calculada para a frequência fundamental e para segunda harmônica da rotação da hélice.

Sung Li-ping [6] apresenta um estudo sobre um modelo tridimensional, e mostra as características de vibração de uma embarcação do tipo catamarã. Eles também apresentam o método de redução dinâmica que elimina as vibrações e deixa visíveis modos locais através da dissociação global dos graus de liberdade que são apresentados em uma análise de milhares de elementos finitos, de maneira a economizar tempo computacional.

Skaar, Knut T. [7] descreve o estado da arte na análise de vibração do navio e faz considerações especiais para a realização da modelagem de elemento finito. Fazem algumas sugestões, dependendo da finalidade da análise, por exemplo, para fazer uma análise global, local ou análise de vibrações forçadas. Neste trabalho também fazem distinções entre os métodos clássicos, como o método unidimensional, para vibrações do navio e como os métodos bidimensional e tridimensional, descrevendo brevemente algumas conclusões sobre a utilização de um ou outro método.

Os sub-itens abaixo apresentam os conceitos básicos para este trabalho.

2.1 Vibração do sistema massa-mola-amortecedor

A vibração de um sistema massa m , mola k e amortecedor c , submetido a uma força dinâmica externa " $f(t)$ " pode ser obtida pela equação:

$$m \cdot \ddot{u} + c \cdot \dot{u} + k \cdot u = f(t)$$

Onde " \ddot{u} ", " \dot{u} " e " u " correspondem respectivamente, à aceleração, velocidade e deslocamento do grau de liberdade estudado, isto é, o movimento horizontal da massa.

No caso de vibração livre, após uma breve perturbação do sistema, $f(t) = 0$ e a solução da equação leva a um deslocamento dado por:

$$u(t) = A_0 \cdot e^{-\left(\frac{c}{2 \cdot m}\right) \cdot t} \cdot \cos(\omega_a \cdot t + \varphi)$$

Onde " A_0 " é a amplitude e " ω_a " é a frequência natural amortecida.

$$\omega_a = \sqrt{\frac{k}{m} - \left(\frac{c}{2 \cdot m}\right)^2} = 2 \cdot \pi \cdot f_a$$

Sendo: " ω_a " em rad/s e " f_a " em (Hz).

Vê-se que para a situação de ressonância a frequência natural do sistema é pouco sensível ao amortecimento, uma vez que $\frac{k}{m} \gg \left(\frac{c}{2m}\right)^2$, logo, para o estudo da vibração livre, o determinante é a rigidez " k " do sistema e sua massa " m ".

2.2 Vibração de sistemas discretos

A equação para cálculo de vibrações livres de sistemas discretos, para obtenção das suas frequências naturais e seus respectivos modos de vibração é dada por:

$$[M] \cdot \{\ddot{u}\} + [K] \cdot \{u\} = \{0\}$$

Onde " $[M]$ " representa matriz de massa, " $[K]$ " matriz de rigidez, " $\{\ddot{u}\}$ " vetor de acelerações e " $\{u\}$ " vetor de deslocamentos dos graus de liberdade do sistema. Supondo a solução " $\{u\}$ " da forma:

$$\{u\} = \{\Phi\} \cdot \sin[\omega \cdot (t - t_0)]$$

Onde " $\{\Phi\}$ " é um vetor de amplitudes de vibração, variável no tempo, com uma constante de tempo " t_0 " e " ω " é a frequência natural de vibração. Logo, substituindo " $\{u\}$ " na equação de equilíbrio, chega-se a:

$$[K] \cdot \{\Phi\} = \omega^2 \cdot [M] \cdot \{\Phi\}$$

Conhecida como a equação do problema de autovalores " ω^2 " e autovetores " $\{\Phi\}$ ", que neste caso representam respectivamente os quadrados das frequências naturais e os modos de vibração do sistema. Para resolver esta equação, existem métodos diretos baseados em transformações similares e métodos iterativos mais eficientes para matrizes de grandes dimensões por um elevado número de graus de liberdade. Esses procedimentos foram desenvolvidos para encontrar os menores autovalores e seus correspondentes autovetores.

2.3 Vibração do casco do navio

Os fenômenos de vibração do casco do navio ocorrem sempre que existem forças dinâmicas, isto é forças que variam ao longo do tempo, atuando no casco e seus respectivos apêndices e/ou em determinado elementos estruturais do navio. A resposta à vibração de um dado sistema depende da intensidade das forças de excitação e das características (inércia, amortecimento e rigidez) do sistema.

Nos navios ocorrem dois tipos de vibração, a vibração da viga-navio, onde o casco do navio pode ser considerado uma viga, e a vibração local. A vibração local representa a vibração de uma parte da estrutura do navio (superestrutura, convés, etc.), que ocorre em frequências superiores às frequências de vibração da viga-navio. A vibração na viga-navio ocorre para o navio como um todo. Podem-se identificar três tipos importantes de vibração: a vibração lateral da estrutura (vertical e horizontal), a vibração torcional e a vibração longitudinal da viga-navio. As frequências naturais de vibração lateral da viga-navio dependem da rigidez do casco, da distribuição de massa do navio e da distribuição do efeito do meio fluido. A vibração vertical da viga-navio é a mais importante, pois suas frequências naturais são mais baixas e excitadas na faixa da frequência de operação do motor e do propulsor.

2.4 Massa

Uma grande diferença que existe entre a viga simples e a viga navio é o fato de esta última estar parcialmente submersa, provocando movimentos nas partículas do fluido que estão ao seu redor conforme o movimento da embarcação.

Devido à sua elevada massa específica, a água tem um impacto significativo sobre as vibrações da estrutura do navio sendo necessário considerar a interação fluido-estrutura para uma modelagem precisa da vibração global do navio.

Portanto, o conceito de massa adicional está associado com a reação que as partículas do meio fluido geram no casco, conforme o seu movimento.

A massa adicional depende da profundidade em que a embarcação se encontra e da geometria do casco. Ela deve ser calculada e somada à massa do navio, resultando na massa total.

Existem diferentes maneiras de se encontrar a massa adicional. Alguns métodos simplificados para obtenção da massa adicional são: Burril, Todd, Kumay e Landweber.

Os Métodos de Burril, Todd e Kumay são empíricos e fornecem resultados aproximados. Enquanto o de Landweber, baseado em LEWIS [8], através da Transformação Conforme, é baseado em coeficientes obtidos em gráficos.

A seguir, uma breve apresentação sobre os métodos descritos.

Burril, Todd e Kumay e Transformação Conforme são métodos que tem por finalidade calcular o M' (Massa Total por Unidade de Comprimento).

BURRIL:

$$M' = M \cdot \left(1 + \frac{B}{2 \cdot d}\right)$$

TODD:

$$M' = M \cdot \left(1,2 + \frac{B}{3 \cdot d}\right)$$

KUMAY:

$$M' = M \cdot \left(1 + \frac{0,4 \cdot B}{d} - 0,035 \cdot \left(\frac{B}{d}\right)^2\right)$$

Onde:

- M' = Massa "M" acrescida da massa adicional
- M = Massa do navio (estrutura + carga)
- B = Boca do navio
- d = Calado

O método de Landweber, baseado em LEWIS [8], considerou os resultados de uma seção circular e, através do Método da Transformação, determinou os resultados para as seções típicas do navio.

Após a determinação da transformação conforme, o escoamento em torno do cilindro é transformado para o escoamento em torno da seção obtida, de forma que possa ser calculada a energia cinética referente ao escoamento em torno da seção do navio.

LANDWEBER [9] apresenta coeficientes para cálculo de massa adicional horizontal e vertical graficamente, em função da boca, calado e área imersa da seção.

Um detalhe importante a ser mencionado é o fato de que, na realidade, o escoamento é tridimensional e não bidimensional, como considerado até aqui nos métodos simplificados. Quando uma seção do navio se movimenta verticalmente, parte do fluido pode se deslocar na direção axial que tende a diminuir a velocidade vertical do fluido. Dessa forma, a velocidade calculada pela teoria bidimensional será maior.

Uma forma de levar em conta esse escoamento na direção axial considera o coeficiente J, que corresponde a:

$$J = \frac{Ec_{f_3}}{Ec_{f_2}}$$

Onde:

- Ec_{f_3} = Energia cinética do fluido em 3 dimensões;
- Ec_{f_2} = Energia cinética do fluido em 2 dimensões.

O valor de "J" é sempre menor que a unidade. Esse coeficiente pode ser calculado através da Fórmula de Townsin.

$$J_n = 1,02 - 3 \cdot \left(1,02 - \frac{1}{n}\right) \cdot \frac{B}{L}$$

Onde:

- n = Número de nós do modo de vibração
- B = boca do navio na seção mestra
- L = comprimento entre perpendiculares (Lpp)

3 PROCEDIMENTO PARA CÁLCULO DE MASSA ADICIONAL

Observa-se que nas três formulações simplificadas de Burril, Todd e Kumay, a massa adicional por unidade de comprimento varia de forma linear ou quadrática em função da razão (boca/calado) na seção.

As três formulações podem ser descritas como casos particulares da função quadrática geral da forma:

$$\text{Massa Adicional} = ACC \cdot \left(\frac{B}{T}\right)^0 + ACL \cdot \left(\frac{B}{T}\right)^1 + ACQ \cdot \left(\frac{B}{T}\right)^2$$

Onde:

- B = Boca do navio
- T = Calado do navio
- ACC = Coeficiente Constante
- ACL = Coeficiente Linear
- ACQ = Coeficiente Quadrático

Dessa forma, as formulações de Burril, Todd e Kumay podem ser representadas substituindo seus coeficientes pelos valores da Tabela 4.4 na função quadrática geral.

Tabela 1 - Formulações X Coeficientes

	Burril	Kumay	Todd
ACC	0	0	0,2
ACL	1/2	0,4	1/3
ACQ	0	-0,035	0

Propõem-se nesse trabalho a busca dos coeficientes quadrático, linear e constante, para cálculo da massa adicional, baseada nos valores de frequências naturais obtidos numericamente e comparados aos valores medidos em prova de mar.

O procedimento tem como primeiro passo a formação do modelo simplificado de um navio selecionado, de um determinado tipo, cujas primeiras frequências naturais de vibração vertical foram obtidas experimentalmente durante prova de mar ou viagem. Para isso, são necessários os planos do navio e informações sobre estrutura, condição de carregamento e flutuação durante a medição de vibração que deu origem aos valores experimentais das frequências naturais. De posse dessas informações, executa-se o

seguinte procedimento, inicialmente numérico em programa de Elementos Finitos, para cálculo de frequências naturais e respectivos modos de vibração de um modelo unidimensional do navio composto por elementos de viga, com atenção para compatibilidade das unidades empregadas:

1. Entrada de dados dos elementos de viga que compõem o casco:
 - Material do casco: módulo de elasticidade, coeficiente de Poisson e massa específica.
 - Propriedades de cada seção transversal: área resistente total, área efetiva no cisalhamento na direção vertical e momento de inércia para rotação no plano vertical.
 - Coordenadas dos nós: localização de cada caverna em relação a um referencial na viga-navio.
 - Elementos: incidência dos nós, material e propriedade da seção entre cavernas.
 - São desnecessários dados de forças e condição de contorno, pois a técnica matemática de translação de origem (“SHIFT”) dos autovalores permite que o problema de autovalor seja solucionado mesmo para matrizes positivas semi-definidas do modelo hipostático, totalmente livre, que apresenta movimentos de corpo rígido indesejados nesse estudo.
2. Entrada de dados dos elementos de massa, incluindo massa do carregamento na condição em que a vibração foi medida e a massa adicional calculada por um conjunto de coeficientes ACC, ACL e ACQ multiplicados pela razão (Boca/Calado), em cada caverna, elevada a potências 0, 1 e 2, respectivamente.
 - Propriedades: valor da massa do carregamento mais adicional concentrada em cada caverna.
 - Elementos: correspondência entre o número do nó da caverna e a propriedade.
3. Resultados numéricos: avaliação numérica dos valores das frequências naturais correspondentes aos modos de vibração medidos.
4. Cálculo da soma dos erros quadráticos: somatório dos quadrados das diferenças entre os valores das frequências naturais medidas e obtidas numericamente pelo conjunto de coeficientes de massa adicional utilizado.

Repetir procedimento para outros conjuntos de coeficientes ACC, ACL e ACQ e utilizar técnica de busca de desvio mínimo em relação às frequências naturais medidas.

4 ESTUDO DE CASO: VIBRAÇÃO VERTICAL DO CASCO DE UM NAVIO PETROLEIRO DE 19000TDW

O navio utilizado para obtenção dos coeficientes ACC, ACL e ACQ para cálculo da massa adicional foi um petroleiro de 19000TDW, que foi submetido a medições de vibrações durante suas provas de mar. Em complemento aos testes de vibração, foram realizadas medições extras de 15 minutos de duração com a excitação das ondas no casco do navio, quando foi possível identificar seis frequências naturais de vibração livre do navio. Essas são utilizadas para comparação como os resultados obtidos com o modelo numérico unidimensional. Suas características principais são apresentadas abaixo:

Tabela 2 - Características Principais

Características Principais		
Comprimento Total	160,90	m
Comprimento entre perpendiculares	155,00	m
Boca moldada	26,00	m
Pontal moldado	11,90	m
Calado moldado de projeto	7,90	m
Calado moldado de escantilhões	8,40	m
Porte bruto no calado de escantilhões	18950	ton
Comprimento de escantilhão	152,775	m
Deslocamento	25758,9	ton
Coefficiente de bloco	0,753	

4.1 Medição da vibração vertical do casco

Para a comparação com os resultados numéricos, são utilizados os resultados experimentais do navio. As medições de vibração global feitas pela UFRJ ocorreram em 21/11/90 e 23/11/90 durante viagem Rio – Lagoa Parada – Rio e foram realizadas simultaneamente em três pontos (popa, passadiço e motor), numa faixa de rotações de 130 a 151 RPM. Estes locais podem ser vistos na figura e tabela abaixo, onde as letras V, L e T indicam, respectivamente, as direções vertical, longitudinal e transversal do navio.

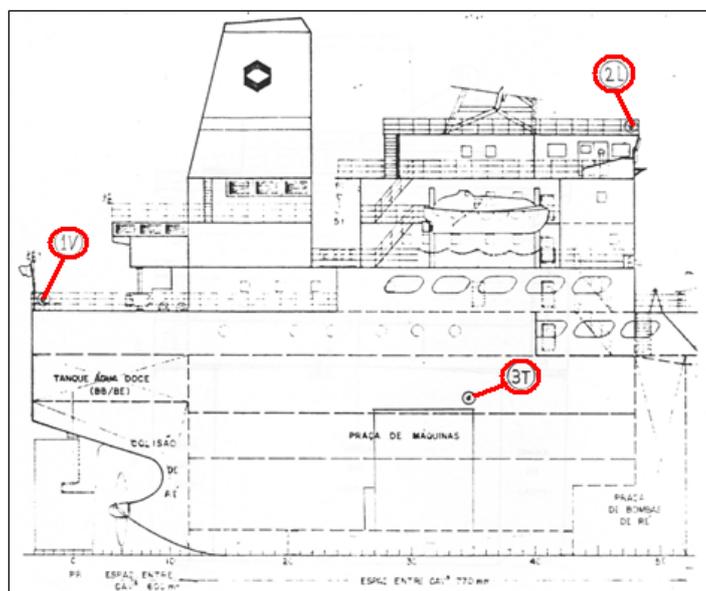


Figura 1 - Locais de medição.

Tabela 3 - Locais de medição.

Ponto	Local	Direção da Vibração
1 V	Convés do Tombadilho a Ré	Vertical
2 L	Convés do Tijupá, Vante da Superestrutura	Longitudinal
3 T	Topo do MCP, Vante	Transversal

Para a aquisição, monitoramento e registro dos sinais de vibração foram utilizados três acelerômetros do tipo resistivo, três amplificadores de sinais e um gravador de seis canais com gravação em FM.

Após a medição, os sinais de aceleração da vibração gravados em fitas foram reproduzidos e processados por um gravador FM de seis canais, dois analisadores de espectros e um microcomputador. De cada registro de aceleração da vibração com variação da rotação de 130 a 151 RPM, foi processada de 1 em 1 RPM, 1 amostra de 16 segundos para cada local medido.

Do processamento de um sinal de aceleração da vibração de um ponto selecionado a uma dada rotação do MCP, obteve-se o espectro de amplitude de velocidade da vibração.

A partir dos espectros de amplitude de velocidade da vibração em função da frequência foram plotadas as evoluções dos principais harmônicos em função da rotação do MCP, permitindo assim identificar as frequências naturais da vibração global do casco na faixa de rotação. Como esse procedimento permitiu a identificação de apenas duas frequências naturais, optou-se pela observação dos espectros individualmente.

Os valores dos espectros de vibração medidos na prova de mar para as condições de carga e lastro indicam que, independente da posição ou frequência de rotação do motor escolhida, há picos máximos de amplitude em frequências não coincidentes com as múltiplas do motor. Essas são indicadas como frequências naturais de vibração do casco, excitadas por impulsos provocados pelo movimento do navio na água. Após análise dos espectros medidos, dois destes foram selecionados, um para condição de lastro e outro para carregado, e seis desses picos máximos, por gráfico, foram identificados na Tabela 4 (Lastro) e Tabela 5 (Carregado), como as frequências naturais usadas como referências para obtenção dos coeficientes ACC, ACL e ACQ para cálculo da massa adicional.

Tabela 4 - Modos de vibração e frequências naturais para a condição de lastro.

Resultados Experimentais (Lastro)	
Modos de Vibração	Frequências Naturais de Vibração (Hz)
1°	0,9081
2°	2,284
3°	3,977
4°	5,353
5°	6,324
6°	7,139

Tabela 5 - Modos de vibração e frequências naturais para a condição carregado.

Resultados Experimentais (Carregado)	
Modos de Vibração	Frequências Naturais de Vibração (Hz)
1°	0,962
2°	2,004
3°	3,126
4°	4,770
5°	5,932
6°	7,174

4.2 Modelo numérico do casco

O método escolhido para este estudo é o método dos elementos finitos. Este método é o mais popular dentre os três, pois possibilita fazer estudos de estruturas simples e complexas e ainda permite realizar diversas análises como, análise estrutural, vibracional, entre outros.

Dentro dos procedimentos para modelação por elementos finitos para análise de um navio, tem-se análise unidimensional e análise tridimensional. As análises de vibrações feitas a partir de modelos tridimensionais são por vezes exaustivas, necessitando de muito tempo para serem concluídas. A modelação unidimensional de navios permite a construção de modelos simples a partir dos elementos estruturais de sua seção mestra, massa estrutural e massa adicional.

Para que o procedimento sugerido nesse trabalho fosse aplicado ao navio, para obtenção dos coeficientes “ACC”, “ACL” e “ACQ”, foi utilizado o programa NASTRAN. Como optou-se por um modelo unidimensional, houve a necessidade do cálculo das propriedades das seções do navio tratado como uma viga de Timoshenko, que leva em consideração a inércia de rotação e a área efetiva no cisalhamento. Nesse caso, utilizou-se o programa PROSEC [10] que utiliza a Teoria do Fluxo das Tensões Cisalhantes em Seções de Paredes Finas, para o cálculo das características estruturais da seção do navio considerada, tais como: área de material, área efetiva no cisalhamento na direção y e na direção z, os momentos principais de inércia e a constante de torção de St. Venant. Essas propriedades são em seguida inseridas no software NASTRAN, caracterizando a rigidez do navio no modelo unidimensional.

A representação unidimensional da embarcação é dividida em função do seu espaçamento entre cavernas. Para tal, obteve-se a posição das cavernas do navio e estas estão representadas por nós no modelo de elementos finitos. No entanto, é importante atentar que esta embarcação não possui espaçamento entre cavernas constante, sendo mais reforçada a ré da região da praça de máquinas. Logo, foi criado um total de 116 nós em cada modelo.

Foram criados dois modelos numéricos unidimensionais. Um para a condição de carregamento do navio em lastro e outro modelo para a condição do navio carregado. As condições de carregamento foram retiradas dos relatórios das medições realizadas.

Para o cálculo das propriedades de rigidez do casco, foram modeladas inicialmente cinco seções da embarcação: caverna 6, 12, seção mestra, 83 e 93. As propriedades das cavernas anteriores à caverna 6 foram consideradas as mesmas propriedades da caverna 6, as das cavernas posteriores à caverna 93 as mesmas propriedades da caverna 93 e as da região do corpo paralelo as mesmas propriedades da seção mestra. As propriedades das demais cavernas foram interpoladas linearmente relacionando a propriedade a ser considerada e a posição longitudinal de cada caverna.

No programa PROSEC cada seção da estrutura é composta por strings, células e ramais, estes últimos responsáveis pelos sentidos dos strings e com as conectividades que permitirão a determinação do panorama geral dos fluxos. Os reforços longitudinais das seções podem ser aproximados por áreas localizadas nos nós. Depois de todos os valores inseridos, é possível visualizar a saída gráfica das cinco seções modeladas nas figuras 2 a 6.

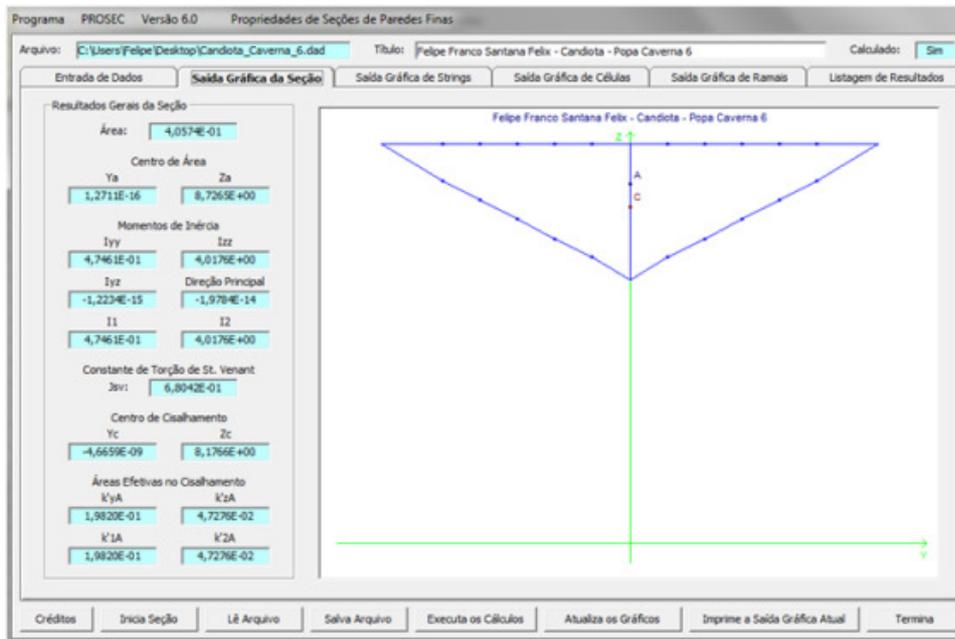


Figura 2 - Saída gráfica da caverna 6.

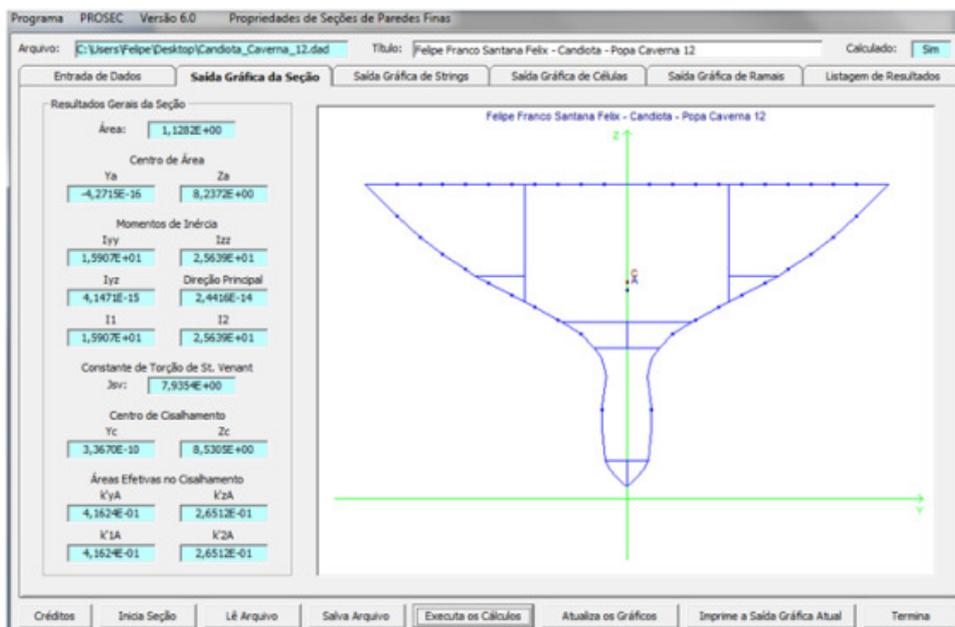


Figura 3 - Saída gráfica da caverna 12.

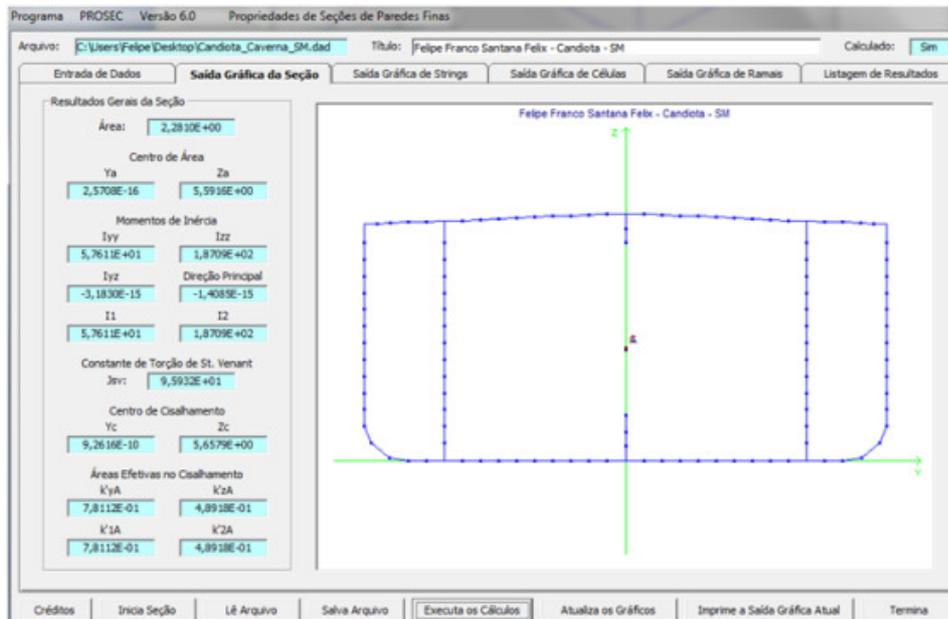


Figura 4 - Saída gráfica da seção mestra.

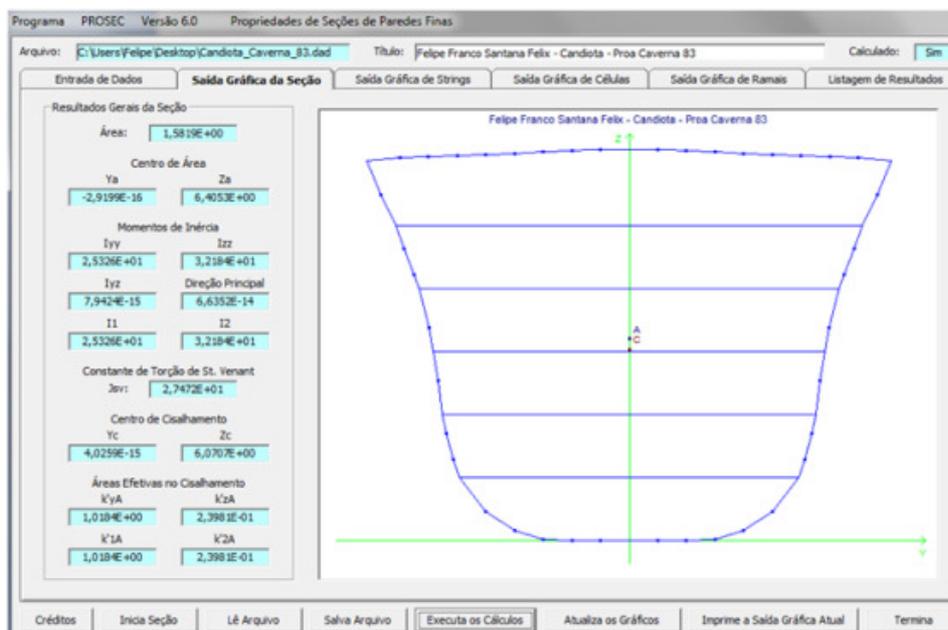


Figura 5 - Saída gráfica da caverna 83.

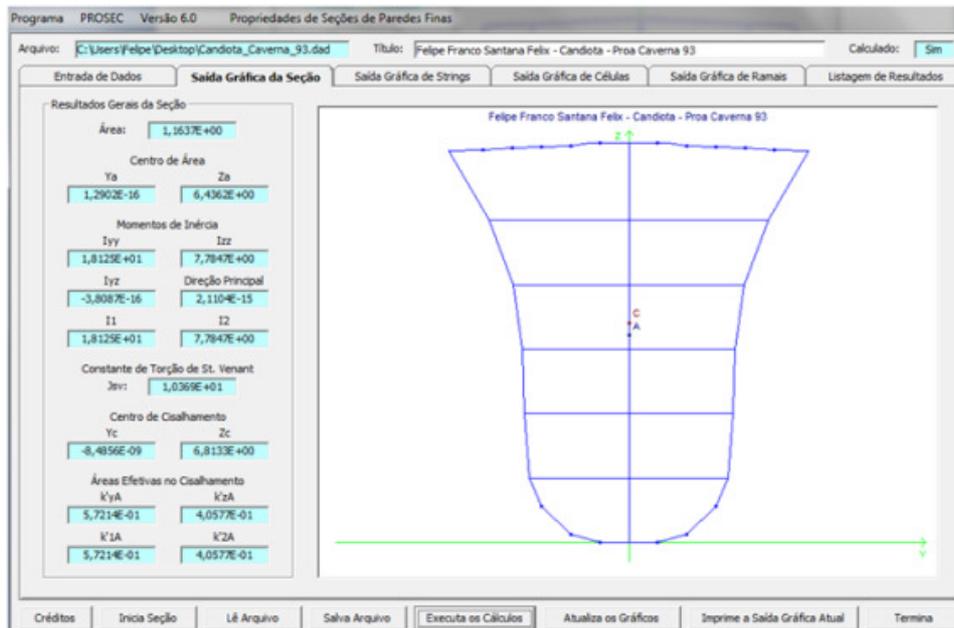


Figura 6 - Saída gráfica da caverna 93.

A Tabela 6 apresenta um resumo das propriedades das cavernas 6, 12, seção mestra, 83 e 93 obtidas através da modelação no PROSEC.

Tabela 6 - Propriedades mecânicas das cavernas modeladas no PROSEC.

Caverna	Área (m ²)	Izz (m ⁴)	Iyy (m ⁴)	J (m ⁴)	k'yA (m ²)	k'zA (m ²)
6	0,40574	4,0176	0,47461	0,68042	0,19820	0,04728
12	1,12820	25,6390	15,9070	7,93540	0,41624	0,26512
SM	2,28100	187,0900	57,6110	95,93200	0,78112	0,48918
83	1,58190	32,1840	25,3260	27,47200	1,01840	0,23981
93	1,16370	7,7847	18,1250	10,36900	0,57214	0,40577

Onde:

- Área = Área Resistente de Aço,
- Izz = Momentos de Inércia Vertical
- Iyy = Momentos de Inércia Transversal
- J = Constante de Torção
- k'yA = Áreas Efetivas ao Cisalhamento Transversal
- k'zA = Áreas Efetivas ao Cisalhamento Vertical

A partir dos resultados das cavernas 6, 12, seção mestra, 83 e 93 modeladas no PROSEC, é possível criar uma tabela de propriedades mecânicas para todas as cavernas da embarcação.

A distribuição de massa do navio encontra-se no Relatório Final de Medição de Vibração no casco do navio para as duas condições de carregamento.

Para a distribuição de massa adicional são variados os coeficientes ACC, ACL e ACQ e obtidos os resultados para buscar a melhor estimativa, comparando os resultados dos seis primeiros modos de frequência calculados no NASTRAN com os resultados medidos em prova de mar. Primeiramente são utilizados os coeficientes correspondentes às formulações de Burrell, Todd e Kumay e, uma vez comparados os resultados, a que apresentar o menor desvio será utilizada para um refinamento de cada um dos coeficientes, até que se encontre o menor desvio, isto é, a melhor formulação para o cálculo da massa adicional.

4.3 Apresentação dos resultados

Para análise dos resultados calcula-se o erro quadrático médio (EQM) que é usado como uma medida do erro de previsão. O EQM é determinado somando os erros de previsão ao quadrado e dividindo pelo número de erros usados no cálculo, conforme expressões abaixo:

$$e_t = A_t - P_t$$

Onde:

- e_t = Erro no período t
- A_t = Valor real no período t
- P_t = Previsão para o período t

Temos que:

$$EQM = \frac{\sum_{t=1}^n e_t^2}{n}$$

O erro quadrático médio ajuda para que se tenha uma melhor visualização do comportamento do erro de previsão. Logo é uma poderosa ferramenta para a análise dos resultados deste estudo.

4.4 Resultados para condição de navio em lastro

A Tabela 7 apresenta os resultados do modelo unidimensional para a condição do navio na condição de lastro. Os resultados são apresentados graficamente, na Figura 7, para três configurações distintas dadas pela variação na estimativa da massa adicional.

Tabela 7 - Resultados das frequências para os métodos de Kumay, Burril e Todd.

mod	Exp	Kumay		Burril		Todd	
	Hz	Hz	Erro	Hz	Erro	Hz	Erro
1	0,91	0,92	0,00	0,92	0,00	0,90	0,00
2	2,28	2,00	0,08	1,99	0,08	1,99	0,08
3	3,98	3,15	0,69	3,14	0,71	3,15	0,69
4	4,72	4,30	0,18	4,27	0,20	4,28	0,19
5	6,32	5,34	0,96	5,30	1,04	5,30	1,04
6	7,14	6,35	0,62	6,30	0,71	6,32	0,67
Total			0,42		0,46		0,45

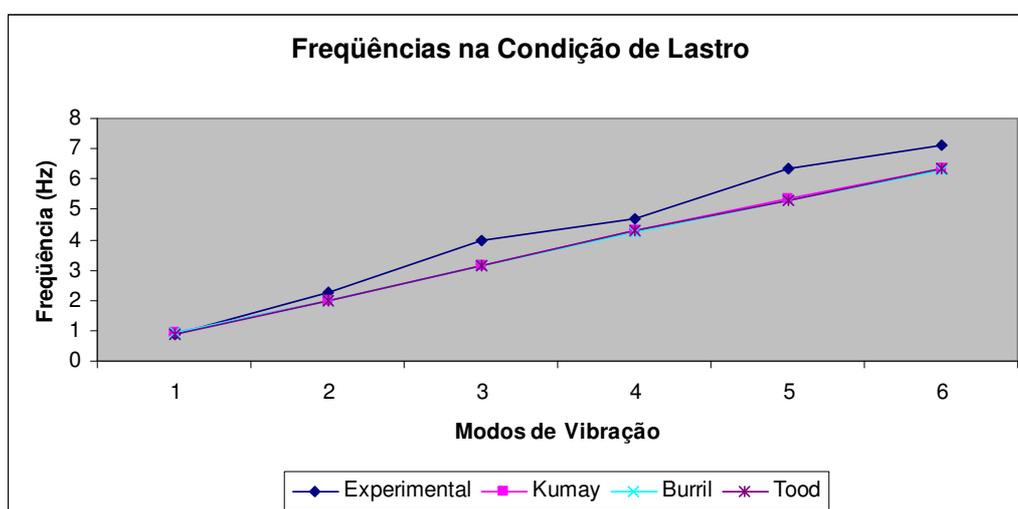


Figura 7 - Variação das frequências de acordo com a variação da massa adicional.

Percebemos que dos três métodos propostos para estimativa da massa adicional o método de Kumay é o que apresentou o menor erro e, portanto o melhor resultado.

Este resultado já era esperado, uma vez que o método de Kumay foi desenvolvido especificamente para navios petroleiros.

Na Figura 8, a variação gráfica dos erros quando comparados aos valores medidos experimentalmente.

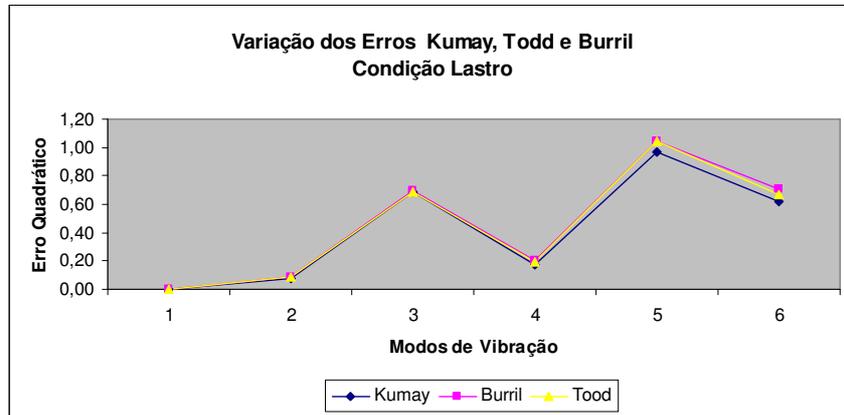


Figura 8 - Variação dos erros - Condição de carregamento em lastro.

Na Tabela 8 são apresentados os valores dos erros dos modelos, onde são variados os coeficientes constantes, lineares e quadráticos da formulação de Kumay que calcula massa adicional, comparados aos valores medidos experimentalmente.

Tabela 8 - Resultados para a variação dos coeficientes de Kumay.

	Exp	C-1		C+1		L-1		L+1		Q-1		Q+1	
	Hz	Hz	Erro										
1	0,91	0,95	0,00	0,90	0,00	0,94	0,00	0,90	0,00	0,96	0,00	0,96	0,00
2	2,28	2,06	0,05	1,96	0,10	2,07	0,04	1,96	0,10	2,11	0,03	2,11	0,03
3	3,98	3,23	0,56	3,08	0,81	3,26	0,52	3,07	0,83	3,31	0,45	3,32	0,44
4	4,72	4,41	0,10	4,20	0,27	4,44	0,08	4,18	0,29	4,50	0,05	4,51	0,04
5	6,32	5,48	0,71	5,22	1,21	5,50	0,67	5,20	1,25	5,57	0,56	5,60	0,52
6	7,14	6,50	0,41	6,20	0,88	6,55	0,35	6,17	0,94	6,65	0,24	6,65	0,24
T			0,30		0,55		0,28		0,57		0,22		0,21

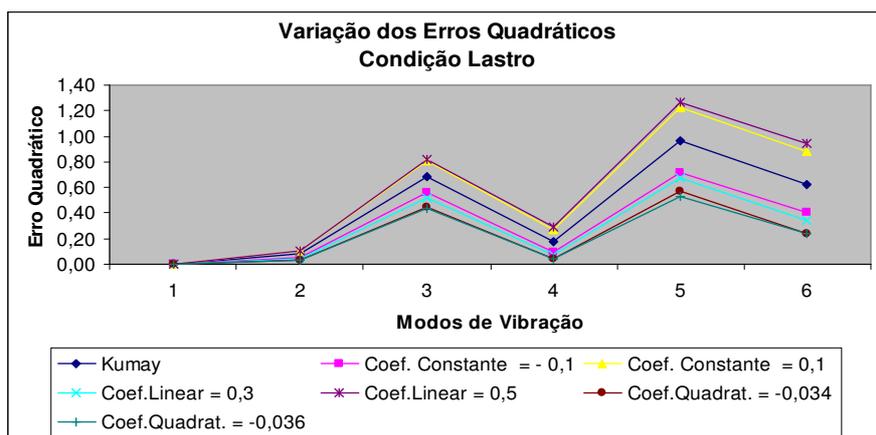


Figura 9 - variação dos erros quadráticos.

Como pode ser visto o menor erro de previsão quadrático para a condição de lastro é quando o coeficiente quadrático é variado de -0,01, isto é, tem o valor igual à -0,036. Quando neste o erro de previsão cai de 0,42 para 0,21.

4.5 Resultados para condição de navio carregado

A seguir são apresentados os resultados do modelo unidimensional para a condição do navio Cantagalo na condição do navio carregado. Os resultados são apresentados para três configurações distintas dadas pela variação na estimativa da massa adicional.

Tabela 9 - Resultados para os métodos de Kumay, Burril e Todd.

mod	Exp Hz	Kumay		Burril		Todd	
		Hz	Erro	Hz	Erro	Hz	Erro
1	0,96	0,93	0,00	0,89	0,00	0,88	0,01
2	2,00	2,07	0,00	1,97	0,00	1,94	0,00
3	3,13	3,26	0,02	3,10	0,00	3,06	0,00
4	4,77	4,43	0,12	4,22	0,30	4,15	0,38
5	5,93	5,47	0,21	5,22	0,50	5,13	0,64
6	7,17	6,54	0,40	6,22	0,90	6,15	1,04
Total			0,12		0,29		0,35

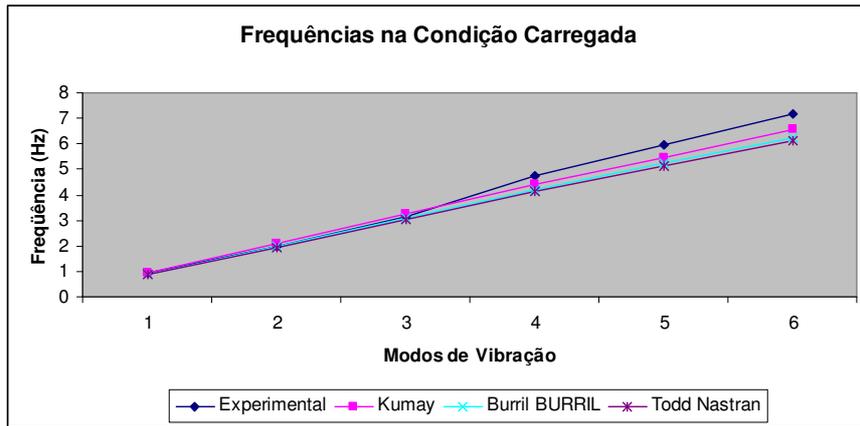


Figura 10 - Frequências naturais - Condição de carregamento carregado.

Logo para a condição de navio carregado, o método de Kumay apresentou o melhor resultado.

Na Figura 11, a variação dos EQM quando comparados aos valores medidos experimentalmente.

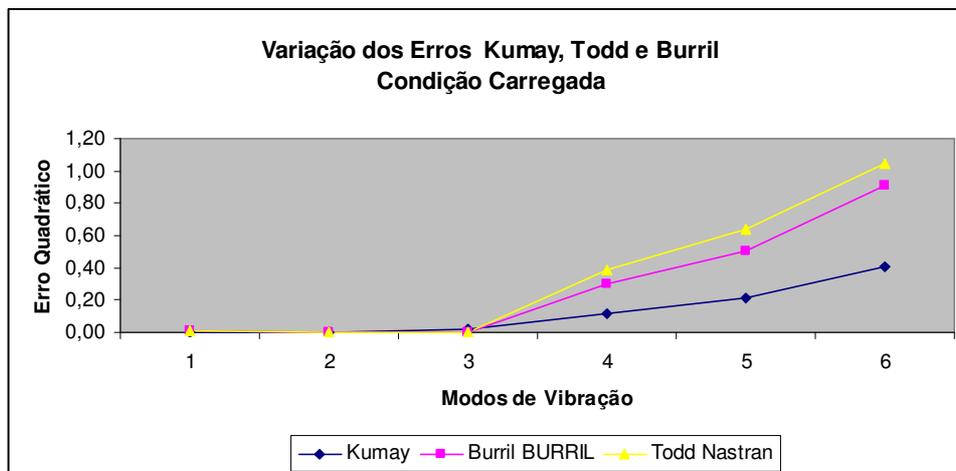


Figura 11 - Variação de erros - condição de carregamento carregado.

Na Tabela 10 são apresentados valores dos erros dos modelos onde foram variados os coeficientes constantes, lineares e quadráticos da formulação de Kumay, que calcula massa adicional e compara através do erro (EQM) aos valores medidos experimentalmente.

Tabela 10 - Resultados para variação dos coeficientes de Kumay.

	Exp	C-1		C+1		L-1		L+1		Q-1		Q+1	
	Hz	Hz	Erro										
1	0,96	0,98	0,00	0,90	0,00	0,96	0,00	0,91	0,00	0,94	0,00	0,94	0,00
2	2,00	2,15	0,02	2,00	0,00	2,15	0,02	2,00	0,00	2,07	0,00	2,07	0,00
3	3,13	3,39	0,07	3,15	0,00	3,39	0,07	3,15	0,00	3,26	0,02	3,26	0,02
4	4,77	4,61	0,03	4,27	0,25	4,59	0,03	4,28	0,24	4,42	0,12	4,43	0,12
5	5,93	5,70	0,05	5,28	0,42	5,67	0,07	5,23	0,49	5,47	0,21	5,48	0,20
6	7,17	6,79	0,14	6,32	0,72	6,79	0,14	6,32	0,72	6,53	0,41	6,54	0,40
T			0,05		0,23		0,06		0,24		0,13		0,12

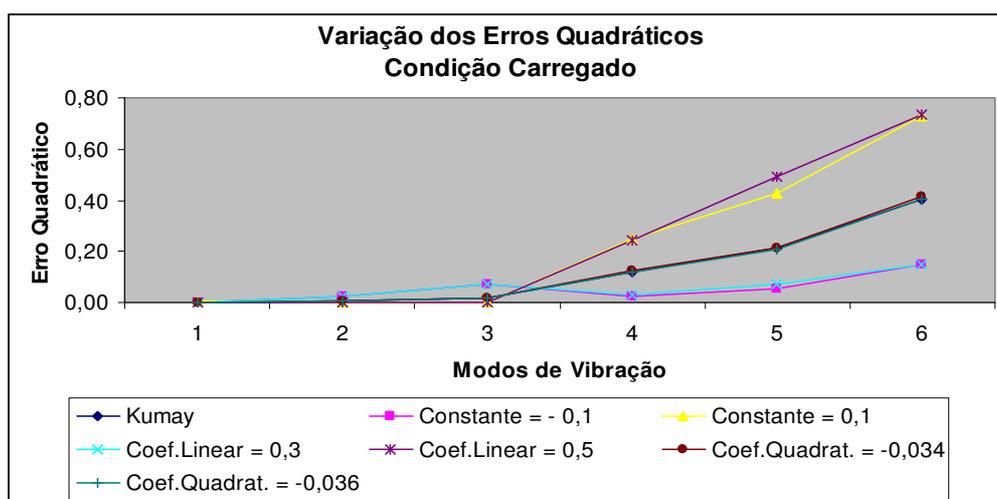


Figura 12 - Variação dos erros quadráticos.

No caso da condição carregada do navio o menor erro de previsão é encontrado para o coeficiente constante diminuído de 0,1. Neste caso o erro cai de 0,13 para 0,05. O que é um ótimo resultado, mas é preciso encontrar o melhor resultado para ambas as condições combinadas. Neste caso se percebe, analisando a Tabela 10 e a Figura 12, que a melhor configuração para ambas as condições é a variação do termo quadrático 0,035.

Por estes resultados decidiu-se por investir na variação deste coeficiente quadrático e obtiveram-se os seguintes resultados:

Variando o coeficiente quadrático na Condição de Lastro de -0,035 para -0,055; -0,056 e 0,057 respectivamente, podemos observar os resultados abaixo.

Tabela 11 - Resultados para variação dos coeficientes de Kumay.

LASTRO						
Modos	Q = -0,055		Q = -0,056		Q = -0,057	
	Freq	Erro	Freq	Erro	Freq	Erro
1	0,96	0,00	0,97	0,00	0,93	0,00
2	2,11	0,03	2,14	0,02	2,05	0,05
3	3,32	0,43	3,36	0,38	3,23	0,56
4	4,51	0,04	4,57	0,02	4,40	0,10
5	5,59	0,54	5,65	0,45	5,45	0,76
6	6,66	0,23	6,75	0,15	6,50	0,41
Total		0,21		0,17		0,31

Vê-se que quando variamos o coeficiente quadrático para -0,057 o erro da EQM aumenta. Logo o melhor valor para multiplicar $(B/T)^2$ é -0,056 na condição de lastro.

A seguir será apresentado o valor para esse mesmo coeficiente na condição do navio carregado.

Tabela 12 - Resultados para a variação dos coeficientes de Kumay para a condição de navio carregado.

CARREGADO				
Modo	Coef. Q = -0,055		Coef. Q = -0,056	
	Freq Hz	Erro	Freq Hz	Erro
1	0,94	0,00	0,95	0,00
2	2,07	0,00	2,09	0,01
3	3,27	0,02	3,30	0,03
4	4,43	0,12	4,48	0,08
5	5,48	0,20	5,53	0,16
6	6,55	0,39	6,60	0,33
Total		0,12		0,10

Percebe-se que, para o coeficiente quadrático igual a -0,056, a condição do navio carregado atinge um menor erro quadrático.

Logo a equação otimizada para estimativa de massa adicional em navios do tipo petroleiro encontrada foi:

$$m' = m \cdot \left(1 + 0,4 \cdot \frac{B}{T} - 0,056 \cdot \left(\frac{B}{T} \right)^2 \right)$$

5 APLICAÇÃO DOS COEFICIENTES AJUSTADOS A OUTRO NAVIO DO MESMO TIPO

Os coeficientes obtidos para cálculo da massa adicional a partir dos dados experimentais de um petroleiro de 19000TDW são agora aplicados para o cálculo das frequências naturais de outro petroleiro de 44500TDW, cujas frequências naturais também foram determinadas a partir de medições de vibração. As características principais deste navio são mostradas na Tabela 13.

Tabela 13 - Características principais.

CARACTERÍSTICAS PRINCIPAIS	
LOA	186,6 m
Lpp	176,0 m
B	31,0 m
D	16,2 m
TMáx	11,8 m
Porte Bruto	44200 ton
Peso da Estrutura	10200 ton
Motor Principal	MAN-B&W 5L50MC
Potência Rotação	8225 hp/141 rpm

O estudo experimental foi feito pela COPPE/UFRJ, realizando uma série de medições de vibração em superestrutura e praça de máquinas, para rotações distintas do sistema propulsor, durante a prova de mar do navio.

Foram instalados transdutores de aceleração para possibilitar a medição simultânea de vibração nos locais e direções indicados na Tabela 14 e também representadas na Figura 13. As direções são indicadas pelas letras V, L e T, que representam, respectivamente, as direções vertical, longitudinal e transversal do navio.

Tabela 14 - Locais de medição de vibração.

PONTO	LOCAL
1V	Convés Tombadilho à Ré(popa)-Linha Centro
2V	Convés Principal- LC Vante Superestrutura
3L	Convés Principal - LC - Vante Superestrutura
4L	Convés do Tijupá- LC - Vante Superestrutura
5T	Topo MCP(Vante) – LC
6L	Topo MCP(Vante) – LC
7L	Mancal de Escora – LC
8L	Mastro do Radar
9L	Topo da Chaminé

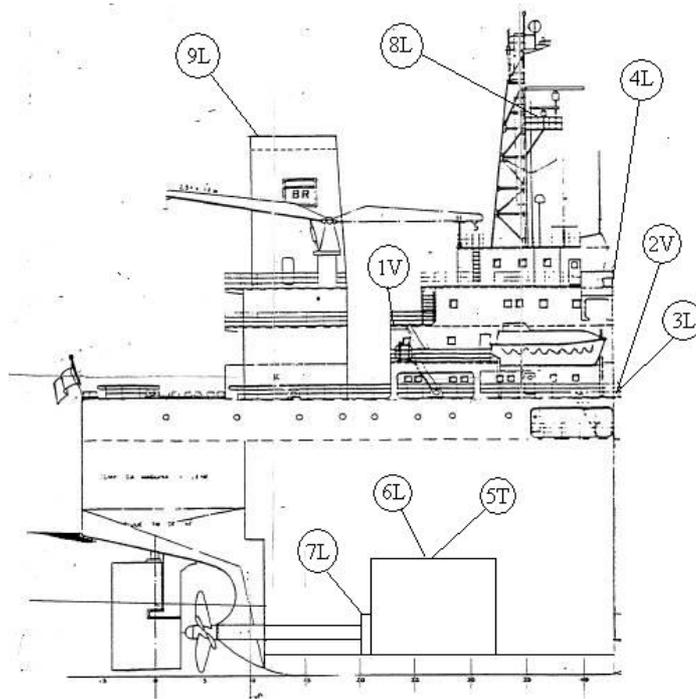


Figura 13 - Locais de medição de vibração.

Os resultados dos sinais gravados foram analisados para obtenção da evolução das componentes harmônicas da primeira à décima segunda ordem da vibração, existentes nos pontos descritos na Tabela 14, para a rotação do motor variando de 60 RPM a 141 RPM.

Com a finalidade de se determinar as primeiras frequências naturais de vibração vertical do casco do navio, foi realizada uma medição extra de 15 minutos de duração nos 9 pontos já citados em duas rotações distintas, variando de 118 RPM (frequência fundamental – 1,967 Hz) a 136 RPM (frequência fundamental – 2,267 Hz). Foram medidos nove pontos, porém os gráficos que estão apresentados nas Figuras 14 e 15, mostram somente os pontos 01V, que fica na popa e o ponto 04V que fica no convés do tijupá que são os mais significativos. Analisando o navio como uma viga, as extremidades são as partes que mais se movem. A medição no convés do tijupá garante que a vibração na popa não é uma vibração local.

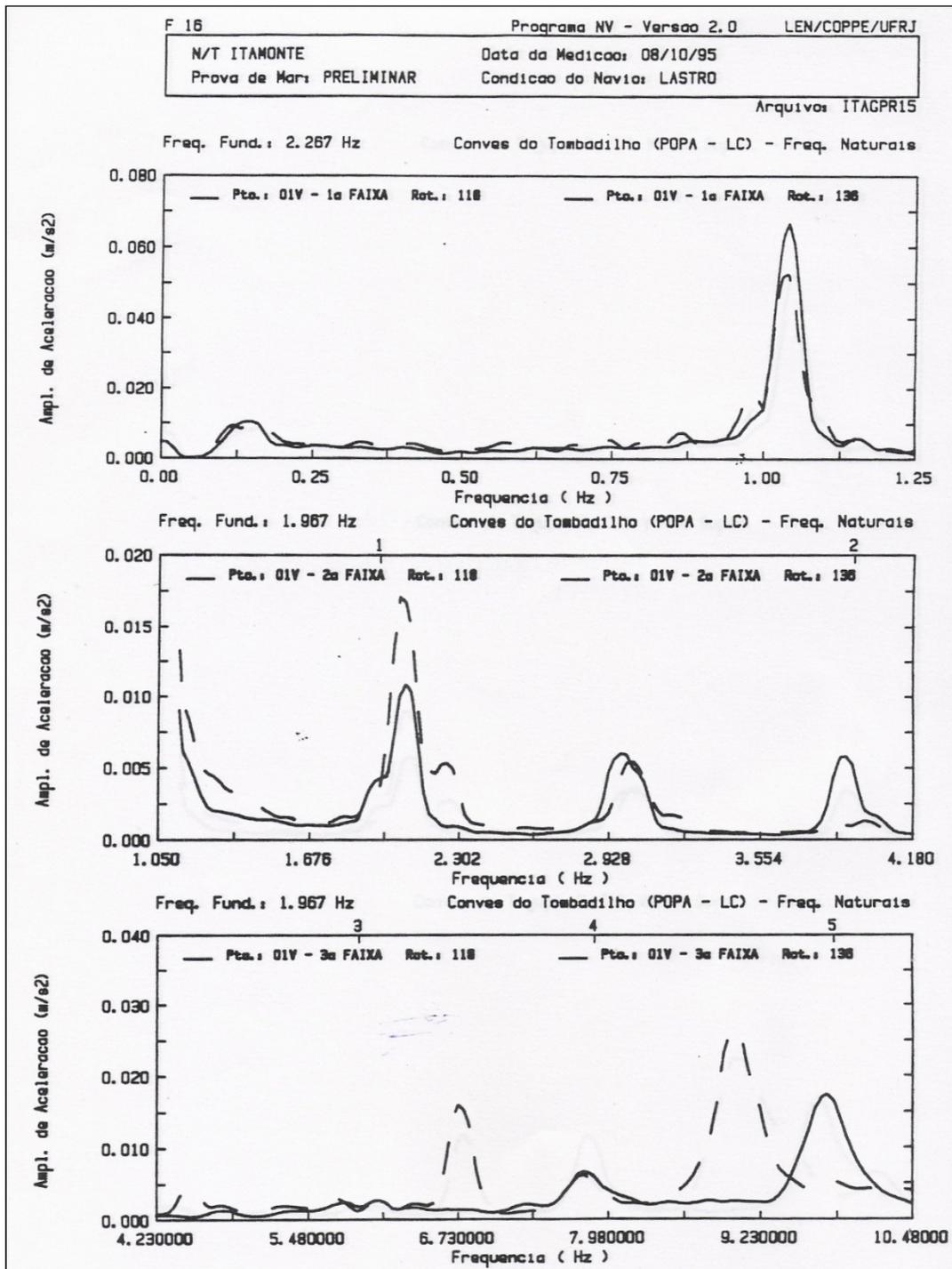


Figura 14 - Amplitude de aceleração da medição extra variando de 118 a 136 rpm no ponto 01V.

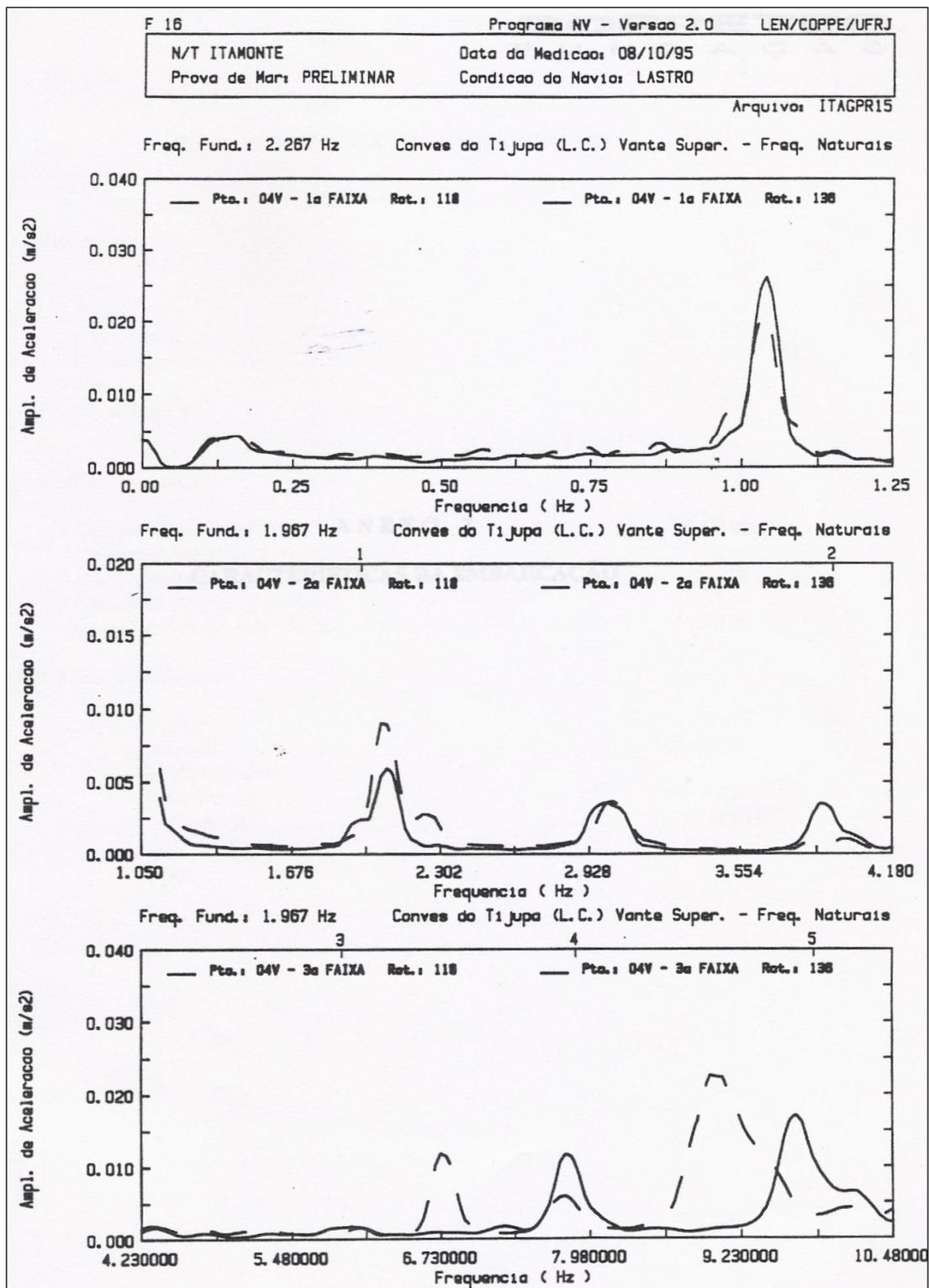


Figura 15 - Amplitude de aceleração da medição extra variando de 118 a 136 rpm no ponto 04V.

Analisando as Figuras 14 e 15, foram obtidas as frequências naturais de viga navio na condição de lastro. Com procedimento idêntico, foram também obtidas as

frequências na condição de carga. Os resultados experimentais são apresentados na Tabela 15.

Tabela 15 - Frequências naturais obtidas em medições de vibração nas condições de lastro e carga.

Frequência Natural (Lastro)	Frequência Natural (Carregado)
1,04 Hz	0,95 Hz
2,08 Hz	1,80 Hz
2,98 Hz	2,59 Hz
3,90 Hz	3,31 Hz

O número de dados e de detalhes estruturais do navio, disponíveis na fase inicial de um projeto, não é muito grande, consistindo basicamente do arranjo geral, condições de carregamento e escantilhões da seção mestra, mas é suficiente para a determinação das propriedades dos elementos para a geração de um modelo em 3D.

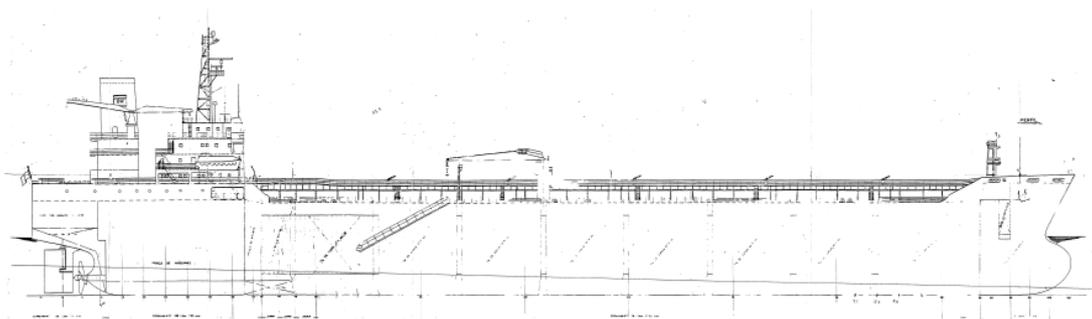


Figura 16 - Arranjo geral.

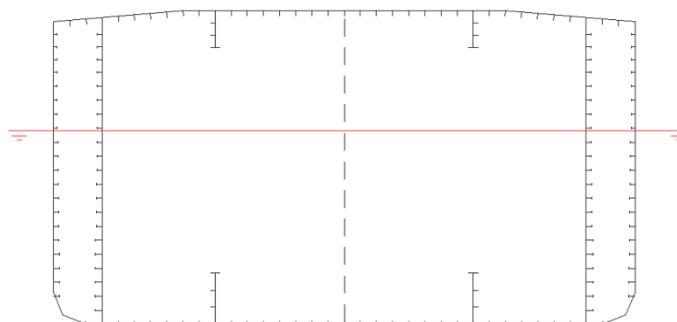


Figura 17 - Seção mestra.

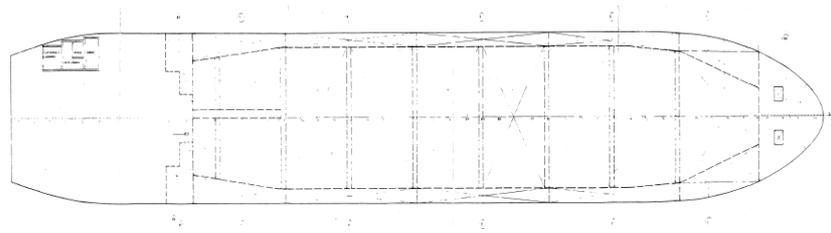


Figura 18 - Representação dos tanques do navio.

A estrutura deste modelo constituiu-se de elementos de placa e de viga para representar a estrutura. A modelação 3D consiste em representar a sua estrutura simétrica a um plano vertical ao longo do seu eixo longitudinal, transformando adequadamente suas propriedades físicas. A malha deve ser idealizada de maneira que os nós, e conseqüentemente as fronteiras dos elementos, coincidam o máximo possível com aspectos importantes da estrutura, como anteparas, conveses, cavernas, pisos, etc. O modelo é composto de 66385 nós e 141054 elementos. A massa estrutural do modelo foi obtida inserindo-se a massa específica na definição do material.

A geometria do modelo da embarcação é apresentada na Figura 19.

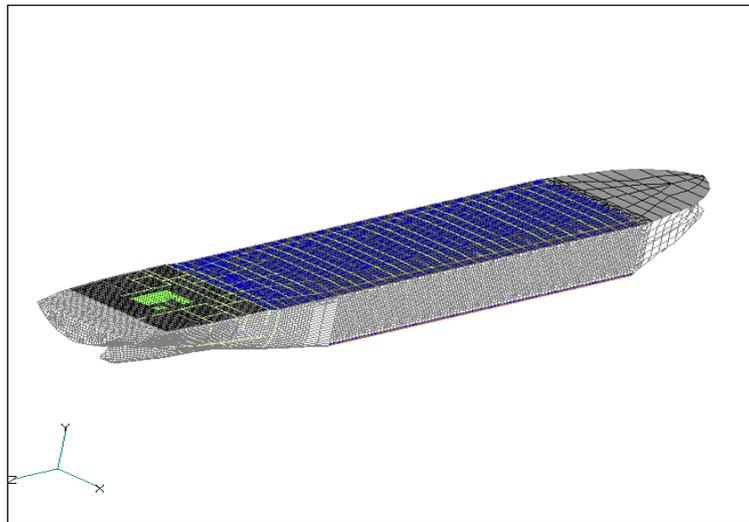


Figura 19 - Modelo global.

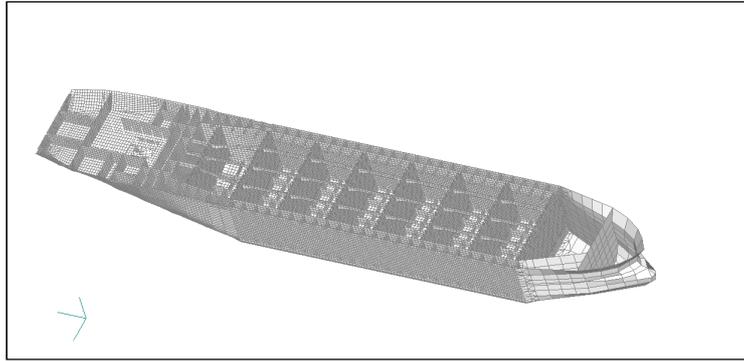


Figura 20 - Modelo global - detalhe dos tanques.

O navio foi analisado como um corpo livre, portanto, o modelo global do navio leve foi analisado sem condições de contorno. Na análise de vibração livre pelo sistema Nastran é possível o cálculo de auto-valores e auto-vetores de uma matriz dinâmica com determinante nulo (positiva semi-definida), através da técnica matemática do deslocamento de origem (“Shift”) dos auto-valores, associando auto-valores nulos aos modos de corpo rígido quando não há condição de contorno.

Foram inseridos valores de massa adicional, de modo que as quatro primeiras frequências naturais da análise fossem comparadas com os valores obtidos experimentalmente.

A massa de lastro foi inserida ao modelo através de elementos tipo massa, e sua distribuição no modelo foi feita no intuito de representar a distribuição de lastro dada pelo plano de carga do navio.

A seguir, a Figura 21 mostra o modelo com elemento de massa representando a massa de lastro.

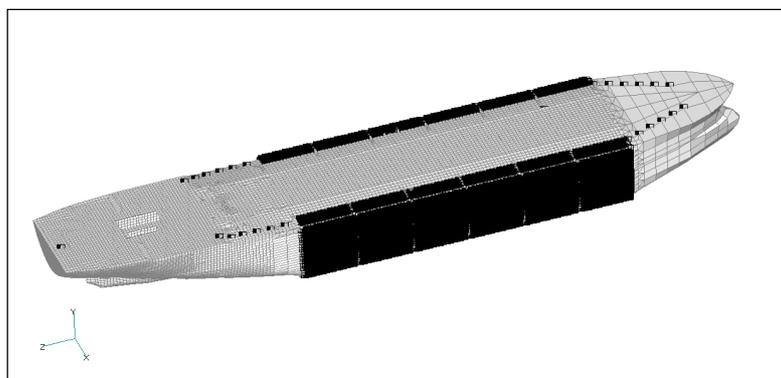


Figura 21 - Modelo global com elementos de massa representando a massa adicional.

A massa adicional também foi inserida ao modelo através de elementos tipo massa e sua distribuição foi feita uniformemente pelo casco do modelo. Em preto, são apresentados os elementos de massa ligados aos nós dos elementos de placa do casco. A distribuição de massa adicional utilizada no modelo está apresentada na Figura 22, cujo valor total foi variado de acordo com as fórmulas de Kumay, que é própria para navios petroleiros, e a obtida a partir do procedimento aqui proposto, de forma a avaliar se este último levou a um desvio menor, em relação ao primeiro, tendo como referência as frequências medidas.

O parâmetro utilizado na comparação final foi a soma dos desvios relativos quadráticos de todas as frequências de cada método, em relação às experimentais correspondentes, nas condições de carga e lastro.

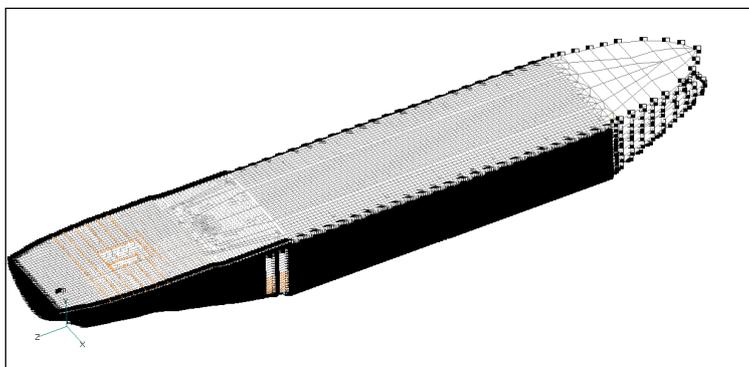


Figura 22 - Modelo global com elementos de massa representando a massa adicional.

De posse do modelo global 3D, foram obtidos os quatro primeiros modos de vibração vertical, apresentados nas Figuras 23 a 26, tanto na condição de lastro quanto na de carregado, utilizando valores de massas adicionais calculadas por Kumay e pelo procedimento aqui proposto, cujas frequências e correspondentes desvios em relação às medidas são sintetizados nas Tabelas 16 e 17.

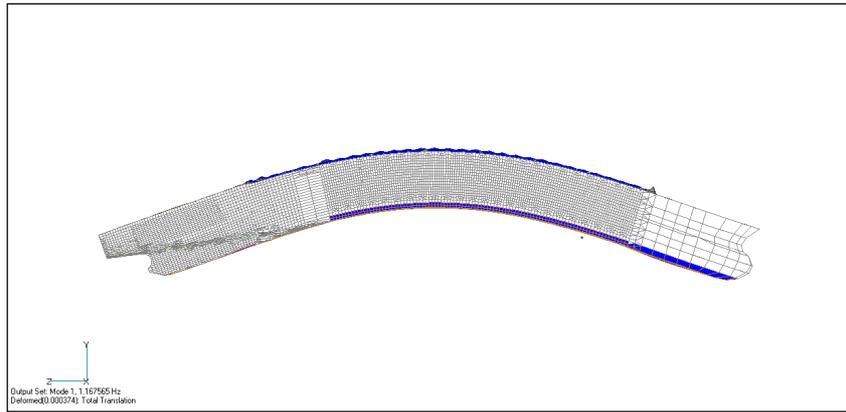


Figura 23 - 1º modo de vibração natural do modelo global.

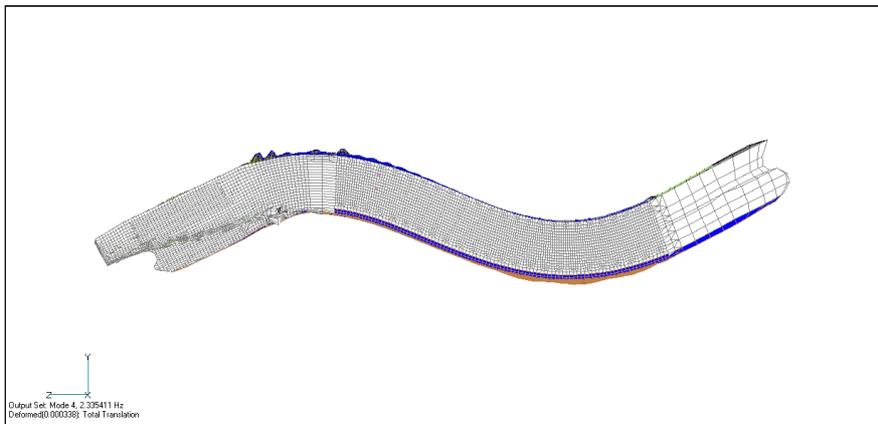


Figura 24 - 2º modo de vibração natural do modelo global.

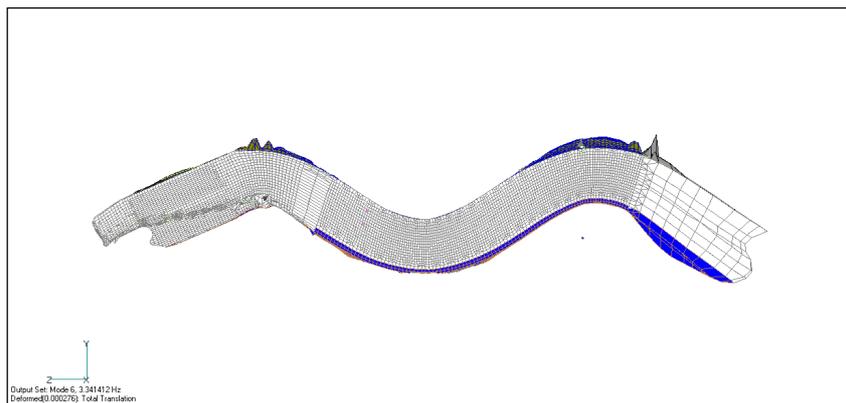


Figura 25 - 3º modo de vibração natural do modelo global.

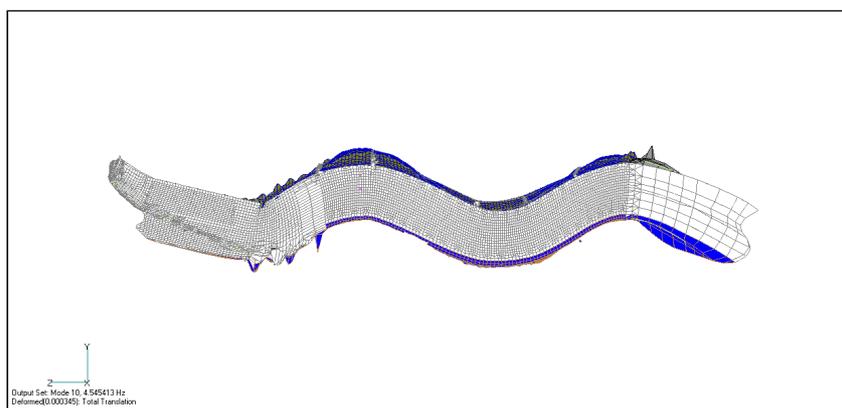


Figura 26 - 4º modo de vibração natural do modelo global.

Tabela 16 - Comparação entre resultados de frequência natural na condição de lastro.

Exp (Hz)	Modelo Estrutural Lastro Massa adicional KUMAY (Hz)	Desvio relativo quadrático	Exp (Hz)	Modelo Estrutural Lastro Massa adicional Procead (Hz)	Desvio relativo quadrático
1,04	0,9	0,0191	1,04	1,08	0,0015
2,08	1,76	0,0242	2,08	2,12	0,0003
2,98	2,68	0,0101	2,98	3,23	0,007
3,9	3,62	0,0052	3,9	4,36	0,014
	Total	0,0586		Total	0,0228

Tabela 17 - Comparação entre resultados de frequência natural na condição carregado.

Exp (Hz)	Modelo Estrutural Lastro Massa adicional KUMAY (Hz)	Desvio relativo quadrático	Exp (Hz)	Modelo Estrutural Lastro Massa adicional Procead (Hz)	Desvio relativo quadrático
0,95	0,74	0,0504	0,95	0,77	0,035
1,8	1,44	0,0391	1,8	1,51	0,0253
2,59	2,2	0,0223	2,59	2,31	0,0117
3,31	2,98	0,0102	3,31	3,12	0,0033
	Total	0,122		Total	0,0752

Como os resultados obtidos de frequência natural do modelo são próximos aos obtidos experimentalmente, concluímos que o modelo representa satisfatoriamente o navio.

6 CONCLUSÃO

O procedimento sugerido nesse trabalho apresentou melhores aproximações para as frequências naturais do segundo navio do mesmo tipo em relação a outros métodos usualmente empregados. No entanto, vale ressaltar que, mesmo apresentando um erro total menor, as aproximações podem ser otimizadas, uma vez que dependem das condições de carregamento e do tipo da embarcação.

7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] VORUS, WILLIAM S., **Principals of Naval Architecture - Vibration**, 3 ed, New Jersey, USA, 1988.
- [2] IWER ASMUSSEN, WOLFGANG MENZEL, HOLGER MUMM, **Ship Vibration**, Germanischer Lloyd's, Hamburg, 2001.
- [3] HICKS, A.N., **A Method for Determining the Virtual Mass Distribution around a Vibrating Ship**, In: Report N° 3272, Naval Ship Research and Development Center, Washington, D. C., 1970.
- [4] KOROTKIN, ALEKSANDER I., **Added Masses of Ship Structures**, 1ed, Russia, Springer, 2007.
- [5] RAZVAN, IONAS., CHIRICA, IONEL., **Global Ship Vibration Analysis**, Rumania, 2002.
- [6] SUN LI-PING, NIE WU, ZHANG, WEI, “Analysis of Structural Dynamics Characteristics of High Speed Light Special Catamaran”, *Journal of Marine Science and Application*, Vol. 5, N° 1, 1-5, USA, 2006.
- [7] SKAAR, KNUT T., CARLSEN, CARL A., “Modelling Aspects for Finite Element Analysis of Ship Vibration”, *Journal of Computers & Structure*, Vol. 12, 409-419, UK, 1980.
- [8] LEWIS, F.M. *The Inertia of the Water Surrounding a Vibrating Ship*, SNAME, 1929.
- [9] LANDWEBER, L., MACAGNO, M.C., *Added Mass of Two-Dimensional Forms Oscillating in a Free Surface*, *Journal of Ship Research*, pp 20-30, June 1967.
- [10] Troyman, A. C. R., Conceição, C. A. L., “Shear Effective Area and Shear Center of Ships Cross Sections”, *Brazilian Journal of Engineering*, RBE, Naval Engineering Periodical, Vol 4 Ner 1 (1987).
- [11] Neto, Severino Fonseca da Silva (1981) – “Aplicação do Método da Matriz de Transferência na Estimativa das Frequências Naturais de Vibração do Navio”.
- [12] Silva Neto, S.F. – “Apostila de Máquinas Marítimas III” – UFRJ – Departamento de Engenharia Naval e Oceânica – 2008.