

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO

CÁLCULO DE MASSA ADICIONAL POR MEIO DE FÓRMULAS  
SIMPLIFICADAS BASEADAS EM MEDIÇÕES DE VIBRAÇÃO EM  
PETROLEIROS

FERNANDA ROALE BRAGA

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL  
AGOSTO DE 2013



CÁLCULO DE MASSA ADICIONAL POR MEIO DE FÓRMULAS  
SIMPLIFICADAS BASEADAS EM MEDIÇÕES DE VIBRAÇÃO EM  
PETROLEIROS.

Fernanda Roale Braga

Projeto de Graduação submetido ao corpo docente do curso de Engenharia Naval e Oceânica da Escola Politécnica da Universidade Federal Do Rio De Janeiro como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Engenheiro Naval E Oceânico.

RIO DE JANEIRO, RJ-BRASIL  
AGOSTO DE 2013

CÁLCULO DE MASSA ADICIONAL POR MEIO DE FÓRMULAS  
SIMPLIFICADAS BASEADAS EM MEDIÇÕES DE VIBRAÇÃO EM  
PETROLEIROS.

Fernanda Roale Braga

PROJETO DE GRADUAÇÃO SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DO CURSO  
DE ENGENHARIA NAVAL E OCEANICA 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. Sergio Hamilton Sphaier, Dr. Ing  
(Orientador e Presidente da Banca)

---

Prof. Severino Fonseca da Silva Neto, D.Sc.

---

Eng. Antônio Carlos R. Troyman, D.Sc.

---

Profa. Marta Cecília Tápia Reyes, D.Sc.

RIO DE JANEIRO, RJ-BRASIL  
AGOSTO DE 2013

Braga, Fernanda Roale

Medições de Vibração em Escala Real para Ajuste De Coeficientes para Cálculo de Massa Adicional em Petroleiros / Fernanda Roale Braga. – Rio de Janeiro: UFRJ/Escola Politécnica,2013.

vii, 48 p.:il.; 29,7 cm

Orientador: Sergio Hamilton Sphaier

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

Referências Bibliográficas: p 48.

1. Introdução 2. Conceitos Teóricos 3. Massa Adicional 4.Procedimento Numérico 5. Procedimento Experimental 6. Formulação Final para o Cálculo da Massa Adicional 7. Aplicação da Formulação Otimizada 8. Conclusão. 9. Bibliografia. I. Sergio Hamilton Sphaier. II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola Politécnica, Curso de Engenharia Naval e Oceânica . III. Medições de Vibração em Escala Real para Ajuste De Coeficientes para Cálculo de Massa Adicional em Petroleiros.

À minha segunda mãe Carmela, por ser exemplo de força e perseverança. Às minhas irmãs Milena e Luiza pelo apoio e carinho fundamentais em minha vida.

## AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente à minha família, pelo amor e apoio essenciais.

Ao meu orientador Prof. Sphaier, sobretudo pela amizade, por sempre acreditar em meu potencial e sem dúvida, pelos conselhos que ajudam a formar meu caráter.

Ao querido Prof. Severino, sempre amigo e compreensivo às dificuldades sem hesitar em ajudar, exemplo de alegria e solidariedade.

Às ricas e antigas amigas, Patrícia, Bárbara e Camilla, as de sempre, pela irmandade, por estarem ao meu lado em todos os momentos.

Ao especial Víctor, pelo amor, amizade e apoio mesmo de longe.

Por fim, às amigas que conquistei nessa jornada, pelas madrugadas de estudo, pelo apoio em véspera de prova, compartilhamento de alegrias e pelo consolo em momentos difíceis. Obrigada Taís, Fernanda, Carolina, Gabriel, Túlio, Oto, Gustavo e muitos outros pelo companheirismo de sempre!

## **RESUMO**

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

### **CÁLCULO DE MASSA ADICIONAL POR MEIO DE FÓRMULAS SIMPLIFICADAS BASEADAS EM MEDIÇÕES DE VIBRAÇÃO EM PETROLEIROS**

Fernanda Roale Braga

AGOSTO DE 2013

Orientador: Sergio Hamilton Sphaier

Curso: Engenharia Naval e Oceânica

Verificar a utilização de fórmulas simplificadas baseadas em medições de vibrações em navios petroleiros de 19000t e 46000t, comparando coeficientes ótimos e desvios quadráticos mínimos. Revisão de metodologia de cálculo de massa adicional apresentada nos OMAE 2012 e 2013 e correspondentes dissertações de mestrado e projetos de graduação, e utilizada para Petroleiros de 19000t e 46000t, cuja massa adicional é calculada por uma função quadrática na relação (calado/boca) em cada seção, na condição medida em prova de mar. As frequências naturais determinadas por medição de vibração são utilizadas como referência para minimização dos desvios quadráticos numérico-experimentais. Os valores são comparados aos recentemente obtidos para outros Petroleiros.

## Sumário

1. Introdução .....	2
2. Conceitos Teóricos .....	3
2.1. Vibração Massa-Mola-Amortecedor .....	4
2.2. Vibração de Sistemas Discretos .....	5
2.3. Vibração Viga-Navio .....	5
3. Massa Adicional .....	6
3.1. Fórmula Genérica .....	8
3.2. Resultados das Formulações .....	8
4. Procedimento Numérico .....	10
4.1. Modelo Numérico do Casco .....	10
4.2. Procedimento de Cálculo das Frequências Naturais e Modos de Vibração .....	14
5. Procedimento Experimental .....	15
5.1. Procedimento de Medição .....	16
5.2. Locais Medidos .....	17
5.3. Medições realizadas .....	17
5.4. Condições do Navio durante a Medição .....	18
5.5. Equipamentos Utilizados .....	18
5.2. Resultados .....	21
6. Formulação Final para o Cálculo da Massa Adicional .....	38
6.1. Resultados para Condição de Navio em Lastro .....	39
6.2. Resultados para condição de Navio Carregado .....	39
6.3. Calibração dos Coeficientes .....	40
7. Aplicação da Formulação Otimizada em um Petroleiro de 44500 TDW .....	40
8. Conclusão .....	46
9. Bibliografia .....	48



## 1. Introdução

Vibração é um fenômeno inerente à condição de operação de uma embarcação. Existem muitos problemas associados à vibração no navio, desde colapso estrutural causado por fadiga, até náuseas e desconforto para a tripulação.

A análise do fenômeno de vibração é sofisticada, que depende da complexidade da geometria da embarcação, especialmente sua topologia estrutural. Este problema pode ser resolvido através da concepção de um modelo de elementos finitos tridimensional, trazendo resultados bastante confiáveis caso a simulação seja consistente com a condição real do objeto de estudo.

Enquanto o navio pode ser entendido por uma viga devido ao seu comprimento ser maior que as outras dimensões, a abordagem pode ser unidimensional em que o modelo é caracterizado pelas suas seções principais. Esta abordagem, apesar de simples, é muito confiável, especialmente em estudos que validaram os resultados reais com os previstos pelo modelo unidimensional.

O objetivo principal deste trabalho é a validação da fórmula calibrada para cálculo de massa adicional através de resultados experimentais. Esta fórmula foi desenvolvida para um navio petroleiro, e neste trabalho será testada se esta mesma fórmula também estima a massa adicional de forma eficiente para um segundo petroleiro de maior porte.

Na primeira fase do projeto, contemplaremos o procedimento de calibração da fórmula para cálculo de massa adicional através dos resultados experimentais. Esta fórmula foi desenvolvida em trabalhos anteriores e será feito a sistematização do procedimento que inclui a modelação numérica e a parte experimental de obtenção das frequências naturais da embarcação. É utilizado o modelo unidimensional em que são ajustadas as propriedades e características das seções transversais da embarcação. É possível testar os coeficientes pelo cálculo da massa adicional, comparando as frequências naturais resultantes às medidas em escala real. Será relatado esse procedimento, com foco na parte experimental visto a importância para se obter a fórmula otimizada.

O navio utilizado para tanto foi um petroleiro de aproximadamente 19 000 toneladas de porte bruto, cujas dimensões principais são demonstradas na tabela 1.1.

Tabela 1. 1-Dimensões Principais Navio Petroleiro

<b>Comprimento Total</b>	160,9 m
<b>Comprimento em PP</b>	155,0 m
<b>Boca</b>	26,0 m
<b>Pontal</b>	11,9 m
<b>Calado Máximo</b>	8,4 m
<b>Porte Bruto</b>	18950 ton
<b>Deslocamento</b>	25758,9 ton
<b>Coefficiente de Bloco</b>	0,753



**Figura 1. 1- Petroleiro 19 000 t**

Em um segundo momento, esta fórmula será aplicada em uma embarcação de maior porte com a finalidade de validação dos resultados de frequência natural. Nesse sentido, a massa adicional também é estimada por métodos consagrados para efeito de comparação entre as frequências naturais estimadas e medidas em procedimento experimental.

## 2. Conceitos Teóricos

Alguns autores discutem a influência da massa adicional da vibração e a utilização de modelos como forma de cálculo das frequências naturais da estrutura.

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 hélice.

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 laboratórios 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-se 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 Instituto de Pesquisa na construção naval Krylov da Rússia, 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.

Para prosseguimento do presente trabalho, serão apresentados alguns conceitos e fundamentos teóricos sobre vibração do conjunto massa-mola-amortecedor, considerando também sistemas discretos e a embarcação como um todo.

### 2.1. Vibração Massa-Mola-Amortecedor

Qualquer movimento de repetição em um intervalo de tempo pode ser chamado de vibração. Um sistema vibratório é composto por um meio de armazenar energia potencial (elasticidade), outro de armazenar energia cinética (inércia) e um meio de perda gradual de energia (amortecedor), ou seja, um sistema massa-mola-amortecedor.

A vibração é caracterizada pela transferência alternada de energia potencial para energia cinética e vice-versa. Caso esse sistema seja amortecido, parte da energia será dissipada a cada ciclo de vibração. O grau de liberdade do sistema é definido como o número mínimo de coordenadas independentes necessárias para se descrever o movimento de vibração de acordo com a posição e o tempo.

Um sistema massa-mola-amortecedor submetido a uma força externa  $f(t)$  vibra de acordo com a seguinte equação:

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

Onde  $\ddot{u}$ ,  $\dot{u}$  e  $u$  correspondem respectivamente, à aceleração, velocidade e deslocamento do grau de liberdade estudado.

Considerando a vibração livre, após uma breve perturbação no sistema, tornamos  $f(t)=0$ . A solução da equação dos dá um deslocamento de acordo com:

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

Onde  $A_0$  é a amplitude e  $\omega_a$  é a frequência natural amortecida em rad/s, dada por:

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

Analisando a equação acima para o caso de ressonância, a parcela de amortecimento do sistema tem pouca influência sobre a frequência natural, sendo as parcelas de rigidez e massa determinantes para o estudo da vibração livre já que:

$$\frac{k}{m} \gg \left(\frac{c}{2m}\right)^2$$

## 2.2. Vibração de Sistemas Discretos

Sistemas discretos são aqueles com um número finito de graus de liberdade. Esses sistemas tem o movimento vibratório livre descrito pela seguinte equação:

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

Onde [M] é a matriz massa do sistema, [K] a matriz rigidez,  $\{\ddot{u}\}$  vetor de acelerações e  $\{u\}$  vetor de deslocamentos dos graus de liberdade do sistema.

Podemos obter as frequências naturais e os modos de vibração supondo a solução da seguinte forma:

$$\{u\} = \{\Phi\} \text{sen}[\omega(t - t_o)]$$

Em que  $\{\Phi\}$  é o vetor amplitude de vibração que varia no tempo de acordo com o tempo  $t_o$  e  $\omega$  é a frequência natural de vibração.

Substitui-se  $\{u\}$  na equação de movimento, obtém-se:

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

Esta equação é uma equação de autovalores  $\omega^2$  que representam os quadrados das frequências naturais e autovetores  $\{\Phi\}$  representando os modos de vibração do sistema. A solução da equação pode ser encontrada através de métodos diretos baseados em transformações similares ou métodos iterativos mais eficientes para matrizes de grandes dimensões por um elevado número de graus de liberdade. Esses métodos são desenvolvidos com a finalidade de se encontrar os menores autovalores e seus correspondentes autovalores.

## 2.3. Vibração Viga-Navio

Como já sabemos, a resposta vibratória em um sistema depende tanto da intensidade das forças externas quanto das características de inércia, amortecimento e rigidez do sistema.

A vibração no navio é ocasionada por forças externas e internas de origem dinâmica que atuam sobre o casco e apêndices e/ou em determinados elementos estruturais. As forças externas são devido ao movimento do navio na água em dada condição de mar e as internas são principalmente causadas pelo propulsor, MCP e MCA (pelas explosões dos gases nos cilindros e pelos movimentos das peças alternativas).

Essas vibrações têm limites aceitáveis já que podem ocasionar danos em vários sistemas e equipamentos, além de fadiga estrutural, podendo se estender ao colapso. Vibração a bordo pode também prejudicar o conforto dos tripulantes ou até mesmo a capacidade de operação da embarcação.

Identifica-se a vibração no navio de duas maneiras: vibração na viga-navio em que a embarcação é considerada uma viga e a vibração local, em uma parte específica da estrutura da embarcação.

A vibração local é em partes da embarcação, como superestrutura, convés, praça de máquinas e etc. Ocorre em frequências superiores às frequências de vibração da viga navio. Na vibração viga-navio, o processo vibratório considera o navio inteiro simplificado em uma viga. Neste caso, identificam-se três tipos importantes de vibração: a vibração lateral da estrutura (vertical e horizontal), a vibração torcional e a vibração longitudinal da viga-navio.

Ao considerarmos a viga-navio, não estamos simplificando a embarcação em uma viga simples já que está parcialmente submersa. A embarcação ao se movimentar desloca também as partículas do fluido em seu entorno, gerando reações contrárias ao movimento que podem ser traduzidas em acréscimo de massa da embarcação. A massa adicional depende da profundidade em que a embarcação se encontra e da geometria do casco. Deve ser calculada e somada à massa total que o navio possui, resultando na massa virtual total.

### 3. Massa Adicional

Sabe-se que o cálculo da massa adicional é necessidade para se estudar as vibrações existentes em navios. Existem diferentes métodos para se encontrar a massa adicional, e os métodos mais conhecidos são: Burrell, Todd, Kumay e Landweber.

Os Métodos de Burrell, Todd e Kumay são empíricos e fornecem resultados aproximados, enquanto o de Landweber, baseado em LEWIS [6], desenvolve um método utilizando a transformação conforme:

- Burrell:

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

- Todd:

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

- Kumay:

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

$M'$  = Massa M acrescida da massa adicional

M = Deslocamento

B = Boca do navio

d = Calado

- Landweber:

Este método é baseado em LEWIS [6], em que considera os resultados de massa adicional de uma seção circular semi-submersa, e através do Método da Transformação, determina os resultados para as seções típicas do navio. É determinada a transformação conforme e escoamento em torno desta seção circular 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, apresentando os coeficientes para cálculo de massa adicional horizontal e vertical graficamente, em função da boca, calado e área imersa da seção.

Nos métodos simplificadores mencionados acima, o escoamento é considerado bidimensional. 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. Desta forma, essa simplificação de escoamento bidimensional superestima a velocidade.

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

$$J = \frac{Ecf3}{Ecf2}$$

Onde:

Ecf3 – Energia Cinética do fluido (em três dimensões)

Ecf2 – Energia Cinética do fluido (em duas dimensões)

O valor de J é assim, sempre menor que a unidade e pode ser calculado pela Fórmula de Townsin mostrada abaixo:

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

Onde:

n = Número de nós do modo de vibração

B = boca do navio na seção mestra

L = comprimento entre perpendiculares (Lpp)

### 3.1.Fórmula Genérica

Podemos descrever as três formulações simplificadoras de cálculo da massa adicional em embarcações em função da razão (boca/calado) da seguinte forma:

Fórmula Geral:

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

Onde:

B = Boca do navio

T = Calado do navio

ACC – Coeficiente Constante

ACL – Coeficiente Linear

ACQ – Coeficiente Quadrático

Observa-se que a massa adicional por unidade de comprimento varia de forma linear ou quadrática em função da razão (boca/calado) na seção. Como generalização, foram estabelecidos os respectivos coeficientes para cada formulação, apresentados na tabela abaixo:

**Tabela 3. 1-Coeficientes Para Cálculo de Massa Adicional**

	<b>Burriel</b>	<b>Kumay</b>	<b>Todd</b>
<b>ACC</b>	0	0	0,2
<b>ACL</b>	1/2	4	1/3
<b>ACQ</b>	0	-0,035	0

### 3.2. Resultados das Formulações

A seguir, é apresentada a massa adicional da embarcação juntamente com a distribuição de massa utilizando os métodos de Burriel, Todd, Kumay, Landweber descritos anteriormente. Aplicando as formulações apresentadas, os seguintes resultados foram obtidos para a embarcação de 19000 DWT nas condições de Lastro e Carregado, retirado do referência FIGUEREDO [7].

**Tabela 3. 2- Massa Adicional e distribuição de Massa, Condição: Carregado FIGUEIREDO[7]**

Burril	Region frame spacing	Mass	Added Mass	Total Mass
	Total length	25194.683	40435.912	65630.595
	0.6	1503.225	1067.019	2570.244
	0.77	4822.848	3423.353	8246.201
	3.33	16164.370	34681.789	50846.159
	0.6	2630.644	1867.283	4497.928
Todd	Region frame spacing	Mass	Added Mass	Total Mass
	Total length	25194.683	31996.211	57190.895
	0.6	1503.225	844.313	2347.538
	0.77	4822.848	2708.838	7531.686
	3.33	16164.370	27443.077	43607.448
	0.6	2630.644	1477.548	4108.192
Kumay	Region frame spacing	Mass	Added Mass	Total Mass
	Total length	25194.683	23263.129	48457.813
	0.6	1503.225	613.865	2117.091
	0.77	4822.848	1969.484	6792.332
	3.33	16164.370	19952.733	36117.103
	0.6	2630.644	1074.264	3704.909
Landweber	Region frame spacing	Mass	Added Mass	Total Mass
	Total length	25194.683	28448.780	53643.464
	0.6	1503.225	750.704	2253.929
	0.77	4822.848	2408.508	7231.356
	3.33	16164.370	24400.454	40564.824
	0.6	2630.644	1313.732	3944.376

**Tabela 3. 3 - Massa Adicional e distribuição de Massa, Condição: Lastro FIGUEIREDO[7]**

Burril	Region frame spacing	Mass	Added Mass	Total Mass
	Total length	17885.115	40435.912	58321.027
	0.6	1067.104	1067.019	2134.123
	0.77	3423.627	3423.353	6846.979
	3.33	11474.707	34681.789	46156.496
	0.6	1867.433	1867.283	3734.716
Todd	Region frame spacing	Mass	Added Mass	Total Mass
	Total length	17885.115	30534.297	48419.412
	0.6	1067.104	805.736	1872.841
	0.77	3423.627	2585.070	6008.697
	3.33	11474.707	26189.197	37663.905
	0.6	1867.433	1410.038	3277.471
Kumay	Region frame spacing	Mass	Added Mass	Total Mass
	Total length	17885.115	19549.884	37434.999
	0.6	1067.104	515.881	1582.985
	0.77	3423.627	1655.117	5078.743
	3.33	11474.707	16767.891	28242.598
	0.6	1867.433	902.791	2770.224
Landweber	Region frame spacing	Mass	Added Mass	Total Mass
	Total length	17885.115	35490.316	53375.431
	0.6	1067.104	953.937	2021.041
	0.77	3423.627	3060.548	6484.174
	3.33	11474.707	30346.013	41820.720
	0.6	1867.433	1669.390	3536.822



## 4. Procedimento Numérico

O procedimento para o cálculo de massa adicional da primeira embarcação foi realizado em trabalhos anteriores, na referência ORTIZ[8], e será relatado aqui como parte da sistematização do procedimento de obtenção dos coeficientes da fórmula calibrada com resultados experimentais.

### 4.1. Modelo Numérico do Casco

O método utilizado para a construção do modelo do casco da primeira embarcação foi de elementos finitos, que possibilita estudos de estruturas simples e complexas, e ainda permite realizar diversas análises como análise estrutural, vibracional, entre outras. Este método de modelação geralmente pode ser aplicado a qualquer tipo de estrutura já que consiste no processo de geração de malha com suas coordenadas, nós, incidências e propriedades dos elementos, carregamentos e condições de contorno.

Na decisão do tipo de modelo, quanto ao número de dimensões e quanto ao grau de refinamento da malha, foram levados em consideração diversos fatores como o tipo de problema, dados disponíveis, precisão requerida nos resultados e o tempo e orçamento disponíveis.

A modelação unidimensional de navios permite a construção de modelos simples da embarcação a partir dos elementos estruturais de sua seção mestra, massa estrutural e massa adicional. As análises de vibrações feitas em modelos tridimensionais apesar de mais fieis à geometria da embarcação, podem ser exaustivas demandando muito tempo de modelação e análise, fugindo assim do objetivo de simplicidade desse projeto.

Dessa forma, foi construído um modelo unidimensional do navio no software NASTRAN. A embarcação foi tratada como uma viga de Timoshenko que leva em consideração a inércia de rotação e a área efetiva no cisalhamento. As propriedades das seções do navio foram calculadas pelo programa PROSEC e em seguida inseridas no NASTRAN caracterizando a rigidez do navio no modelo unidimensional.

- Modelo PROSEC

Este programa que utiliza a Teoria do Fluxo das Tensões Cisalhantes em Seções de Paredes Finas, para o cálculo das características estruturais da seção da embarcação. Os parâmetros de saída são: área de material, área efetiva ao cisalhamento na direção y e na direção z, os momentos principais de inércia e a constante de torção de St. Venant.

O navio foi representado de maneira unidimensional, dividido em função do espaçamento entre cavernas, que são representadas por nós no modelo de elementos finitos totalizando 116 nós.

Foram modeladas cinco seções da embarcação: cavernas 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.

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.

As cinco seções podem ser vistas nas figuras abaixo, retiradas de ORTIZ[8]:

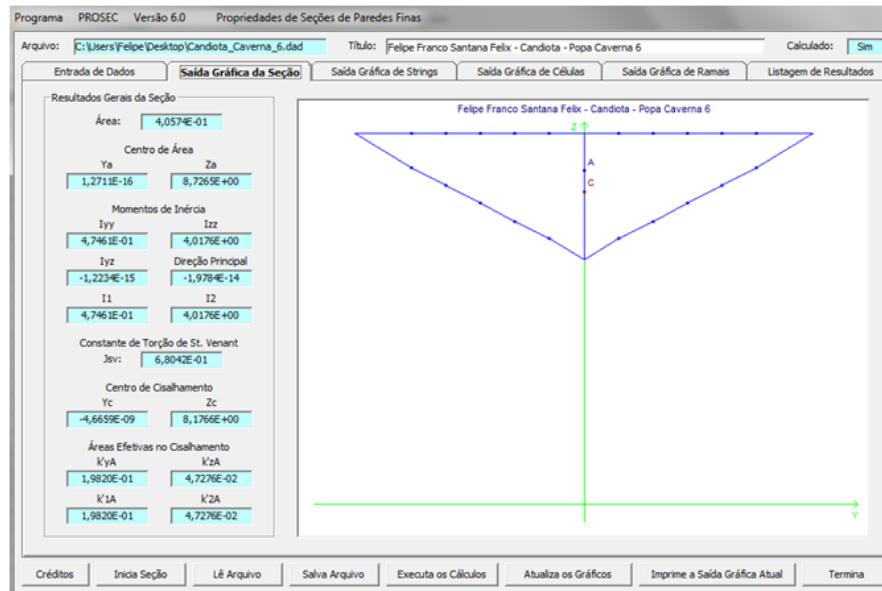


Figura 4. 1- Saída gráfica da caverna 6 ORTIZ[8]

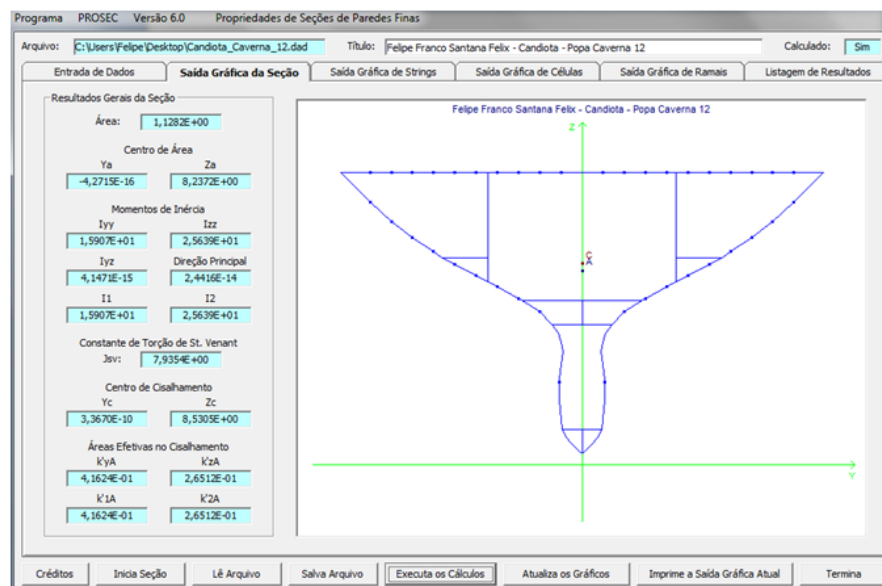


Figura 4. 2-Saída gráfica da caverna 12 ORTIZ[8]

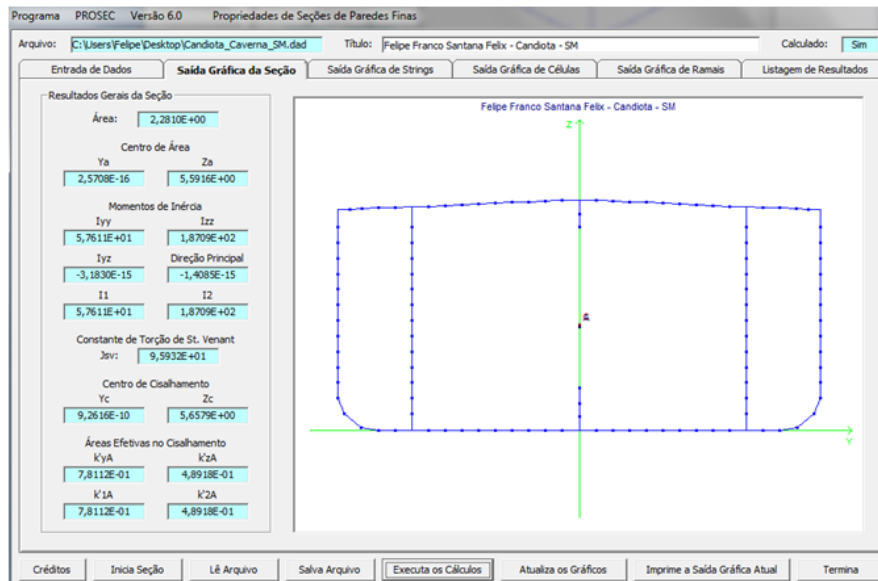


Figura 4. 3-Saída gráfica da caverna Seção Mestra ORTIZ[8]

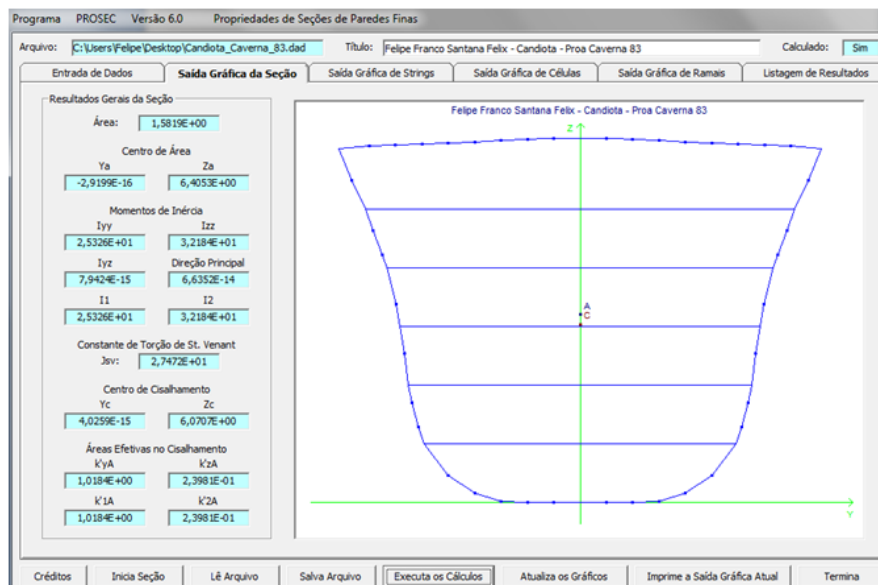


Figura 4. 4-Saída gráfica da caverna 83 ORTIZ[8]

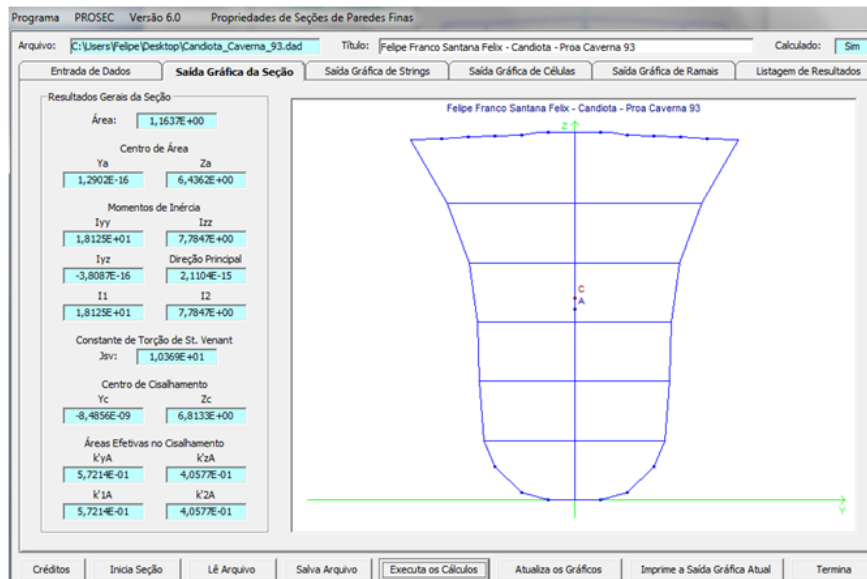


Figura 4. 5-Saída gráfica da caverna 93 ORTIZ[8]

As propriedades mecânicas das seções modeladas podem ser vista resumidas abaixo, também retiradas da referência ORTIZ[8]:

Tabela 4. 1-Propriedades mecânicas das cavernas modeladas no PROSEC ORTIZ[8]

Caverna	Área (m <sup>2</sup> )	Izz (m <sup>4</sup> )	Iyy (m <sup>4</sup> )	J (m <sup>4</sup> )	k'yA (m <sup>2</sup> )	k'zA (m <sup>2</sup> )
6	0,040	4,017	0,474	0,680	0,198	0,047
12	1,128	25,639	15,907	7,935	0,416	0,265
SM	2,281	187,090	57,611	95,932	0,781	0,489
83	1,581	32,184	25,326	27,472	1,018	0,239
93	1,637	7,784	18,125	10,369	0,572	0,405

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

- Modelo NASTRAN

O modelo unidimensional do Navio de 19000 DWT foi apresentado na *International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering*, OMAE, pela Silvia Figueredo FIGUEREDO [7].

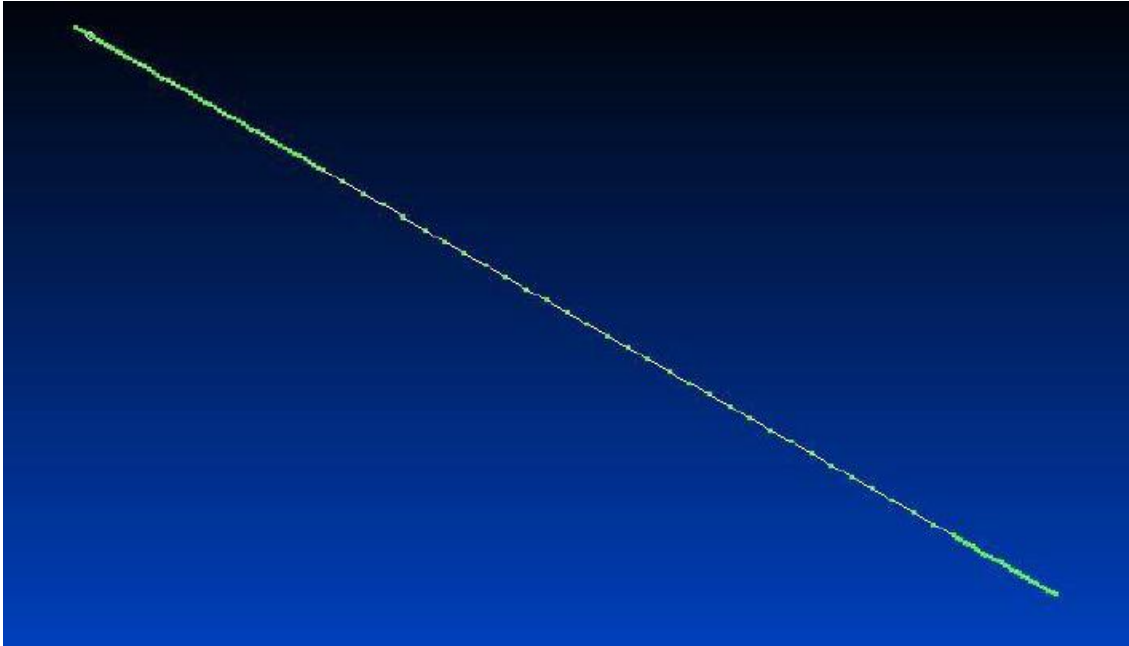


Figura 4. 6- Modelo Unidimensional Navio Cantagalo- FIGUEREDO [7].

O procedimento adotado representa a embarcação unidimensionalmente, dividida de acordo com seu espaçamento entre cavernas. Para tanto, foi obtida a posição de cada caverna no arranjo geral da embarcação, representadas por nós no modelo de elementos finitos. Na figura acima podemos ver que o espaçamento entre cavernas não é constante ao longo da embarcação, sendo menor nas regiões de proa e popa.

#### 4.2. Procedimento de Cálculo das Frequências Naturais e Modos de Vibração

É possível calcular as frequências naturais e respectivos modos de vibração através do seguinte procedimento utilizando o modelo numérico:

- 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 (Modelo PROSSEC)
  - 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 massa 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.

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.

## 5. Procedimento Experimental

As vibrações em navios em escala real são medidas em prova de mar ou durante viagem com o objetivo de serem correlacionadas com valores obtidos dos cálculos efetuados em fase de projeto. Através dessa correlação entre os parâmetros calculados e os encontrados, pode-se aperfeiçoar os métodos de cálculo encontrando fórmulas calibradas para o cálculo de massa adicional que estão próximas ao navio real.

Calibrando os parâmetros, temos formulação simples e confiável para determinar a massa adicional em projetos semelhantes futuros, e obter com isso uma melhor solução para o cálculo estrutural.

Os parâmetros de vibração devem estar abaixo dos limites máximos estabelecidos por regra de sociedades classificadoras, que regulam também o procedimento de medição da vibração em prova de mar.

A medição de vibração local deverá ser realizada investigando-se as intensidades das forças de excitação e as respostas vibratórias. Tais medições podem ser realizadas tanto antes da prova de mar, com uso de excitadores, como também durante as provas de mar ou após o navio entrar em serviço.

Com a vibração da viga-navio, a massa adicional deve ser somada ao deslocamento, resultando na massa virtual total. Como a massa adicional depende da profundidade, em um experimento em escala real deve-se dar atenção à profundidade do mar no local da medição.

### 5.1. Procedimento de Medição

O procedimento de medição de vibração foi realizado no casco, superestrutura e praça de máquinas no navio de 19000 DWT durante a viagem Rio-Lagoa Parada-Rio, entre os dias 21 e 23 de novembro de 1990.

Foram realizadas de acordo com os procedimentos sugeridos em “A Proposed Code For The Measurement and Reporting of Shipboard Vibration Data”, da ISO[9]. Esta norma estabelece um procedimento que garante uma uniformização dos testes em navios mercantes.

A medição foi feita em viagem, voltada para a vibração da viga navio e superestrutura, excitados pelo sistema propulsor, tais como, frequência do eixo propulsor, frequência das pás do propulsor e as componentes principais do motor.

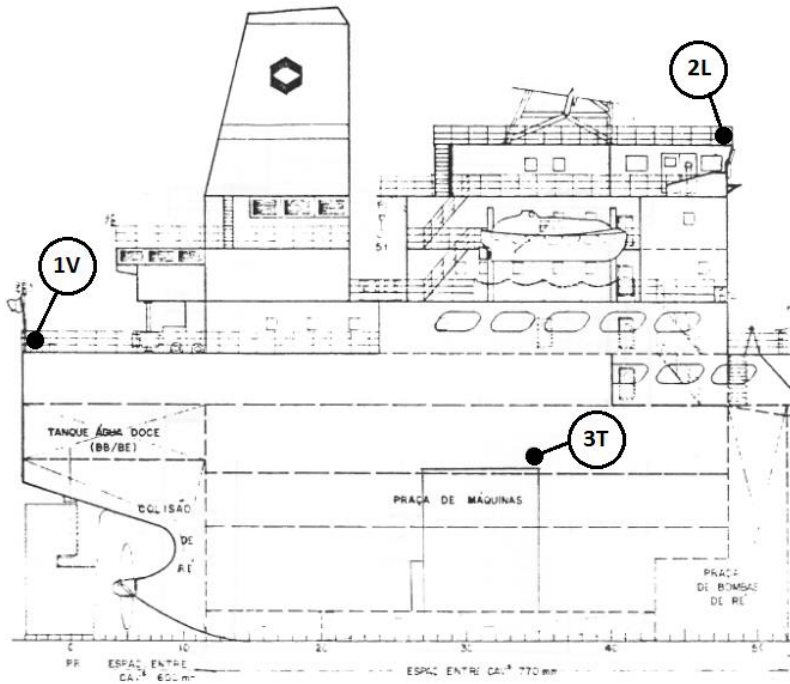
As condições as quais a medição deve ser realizada são:

- Profundidade do mar cinco vezes maior que o calado do navio;
- Condições de mar tranquilo - estado de mar menor que 3 ou 4 na escala Beaufort;
- Calado a ré deve ser tal que garanta a imersão total do propulsor.
- Navio deve manter a mesma rota durante todo o teste. (variação do ângulo do leme menor que dois graus)

Essas condições de medição são importantes à medida que uma condição de mar desfavorável pode implicar numa maior ou menor imersão da popa além de um ângulo do leme grande, variando significativamente as forças excitatrizes, como por exemplo, as forças de superfície.

## 5.2. Locais Medidos

Foram instalados três transdutores de aceleração para a medição simultânea das vibrações, localizados nos pontos mostrados abaixo:



Ponto	Local	Direção da Vibração
<b>1V</b>	<b>Convés do Tombadilho à Ré</b> Linha de Centro	<b>Vertical</b>
<b>2L</b>	<b>Convés do Tijuá</b> Vante da Superestrutura Linha de Centro	<b>Longitudinal</b>
<b>3T</b>	<b>Topo do MCP</b> Vante Linha de Centro	<b>Transversal</b>

As vibrações em cada ponto foram medidas em direções orientadas segundo o referencial do navio, isto é, vertical (V), longitudinal (L) e transversal (T).

## 5.3. Medições realizadas

As seguintes medições foram realizadas, para a condição de navio em lastro quando para carregado:

- Navegação em mar de proa, registro de sinais de vibração na faixa de 130 a 151 RPM ;
- Navegação em mar de popa, registro de sinais de vibração na faixa de 130 a 151 RPM;



- Navegação em mar de proa, registro de sinais de vibração nas rotações 143,145 e 148 RPM por um período de dez minutos em cada rotação;

#### 5.4. Condições do Navio durante a Medição

IDA- Condições Principais do Navio durante a viagem Rio- Lagoa Parda:

**Condição do Navio:** Lastro

**Data:** 21 de Novembro de 1990

**Tempo:** Bom

**Condição de Mar:** Mar 4

**Condição de Vento:** Força 15 nós

**Rumo:** 100

**Calado a Vante:** 5,00 metros

**Calado a Ré:** 6,50 metros

VOLTA- Condições Principais do Navio durante a viagem Lagoa Parda – Rio:

**Condição do Navio:** Plena Carga

**Data:** 23 de Novembro de 1990

**Tempo:** Bom

**Condição de Mar:** Mar 2– direção NE

**Condição de Vento:** Força 6 nós – direção NE

**Rumo:** 199

**Calado a Vante:** 7,90 metros

**Calado à Ré:** 8,30 metros

#### 5.5. Equipamentos Utilizados

Os equipamentos utilizados para a medição das frequências no procedimento de medição foi esquematizado na Figura 5.1, e será melhor detalhado a seguir.

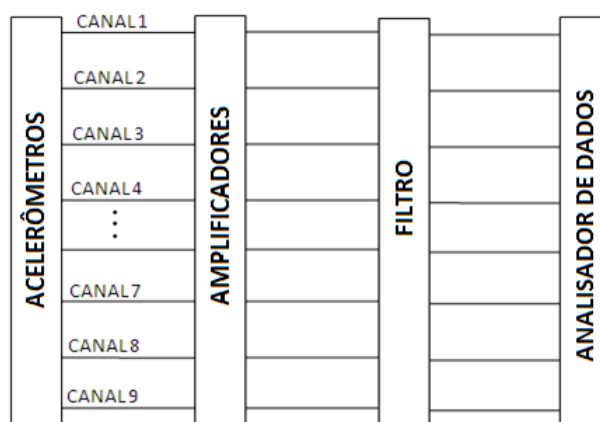


Figura 5. 1- Esquema de Sistema de Medição

#### - Acelerômetros

Os acelerômetros possibilitam a determinação da aceleração no ponto e direção medidos. Basicamente o acelerômetro é escolhido em função da sua capacidade máxima, que tem como referência a aceleração da gravidade, e do intervalo de frequência no qual a resposta não é distorcida.

#### - Amplificador Dinâmico de Sinal

Este equipamento amplifica e controla os sinais provenientes de no máximo 6 acelerômetros. Através destes equipamentos faz-se também o balanceamento e a calibração.

#### -Filtro de Passa Baixa

Este equipamento possibilita cortar a partir de uma determinada frequência as componentes de um sinal a fim de simplificar a análise, já que o interesse está concentrado na faixa de baixa frequência, ou seja, de 1 a 50 Hz. O corte da frequência não é feito de uma maneira fixa. Para uma frequência de corte  $f_c$ , escolhida no filtro, tem-se uma atenuação na amplitude e um atraso de fase crescentes nas componentes cujas frequências estão contidas no intervalo de  $0,5f_c$  à  $2,0f_c$ . O manual do equipamento fornece gráficos para correção das componentes calculadas neste intervalo.

#### -Registrador Gráfico

O registrador gráfico do tipo oscilográfico permite o registro do sinal em papel. Outro tipo de registrador é o gravador analógico ou digital multicanal, que permite um estudo mais detalhado e preciso dos registros, cuja análise é feita totalmente por computador.

Foram utilizados os seguintes equipamentos para aquisição, monitoração e registro dos sinais de vibração:

- 3 Acelerômetros do tipo resistivo KYOWA;
- 3 Amplificadores e filtragem de sinais DPM-601 A/B da KYOWA;
- 1 Gravador de 6 canais com gravação em FM RTP-501 AL da KYOWA;

Os sinais foram processados em laboratório, utilizando a técnica da Transformada Rápida de Fourier, com os seguintes equipamentos:

- 3 Analisadores de espectros 3561 A da HEWLTT-PACKARD;
- 1 Microcomputador;
- 1 Plotador Digital 7475<sup>a</sup> da HEWLTT-PACKARD;



Figura 5. 2- Fotos do Procedimento Experimental

### 5.3. Processamento dos Sinais

Os sinais de vibração gravados em fita obtidos em cada medição foram reproduzidos e processados segundo o sistema já apresentado. Para cada registro de vibração foi processada uma amostra de 16 segundos para cada local medido, a cada rotação no intervalo de 130 até 151 RPM.

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.

No espectro de amplitude foram identificadas as componentes mais importantes do sinal, e estas foram processadas e gerenciadas por um sistema de programas especialmente desenvolvido em microcomputador. Deste foram obtidos os resultados na forma gráfica apresentados no capítulo de resultados.

Por último, para a observação dos espectros individualmente, foram feitos registros de 10 minutos de duração, para os três pontos supracitados, nas rotações de 143, 145 e 148 RPM apresentados no tópico a seguir.

## 5.2. Resultados

As saídas gráficas apresentadas a seguir representam a evolução das componentes harmônicas mais importantes da vibração existente nos pontos 1V, 2L e 3T para a rotação do motor variando de 130 RPM a 151 RPM. Nas condições de lastro e carregado, com mar de proa e de popa, foram plotados os harmônicos de primeira e segunda ordem para os locais 1V e 2L e de quinta, sétima e oitava ordem para o local 3T.

As componentes de 5ª e 6ª ordens (5 x RPM e 7 x RPM), correspondem respectivamente, às forças pela queima de combustível nos cilindros do MCP (5 cilindros) e aos momentos naturais do MCP. A 8ª ordem (8 x RPM) corresponde tanto aos momentos laterais do MCP quanto às forças geradas pelo propulsor de quatro pás (2 x 4 x RPM).

Os resultados foram divididos nas condições de lastro e carregado para cada local de medição:

- Condição Lastro; Local 1V

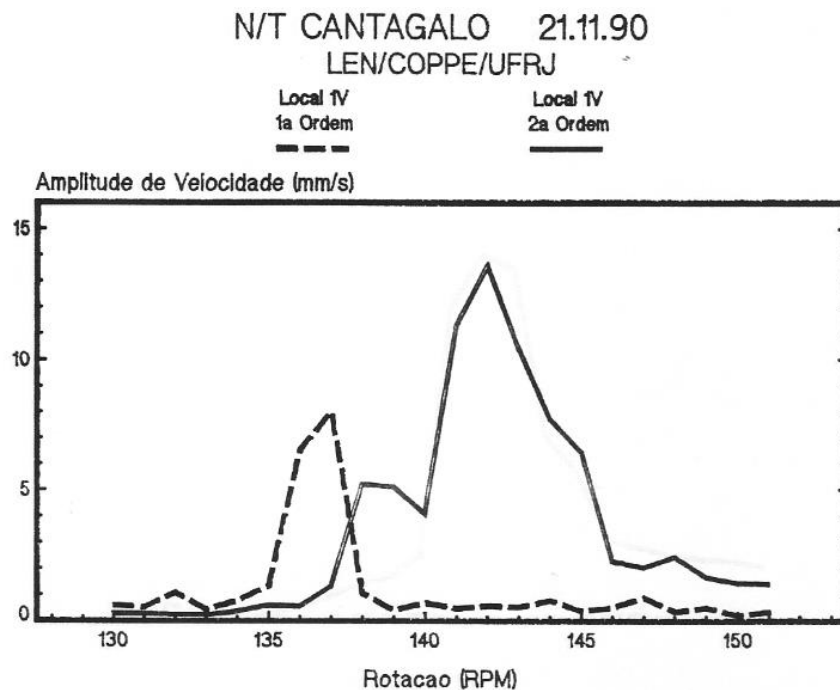


Figura 5.3- Condição: LASTRO - Mar de Proa

Figura 5. 3- Evolução das Componentes Harmônicas de 1ª e 2ª ordens

N/T CANTAGALO 21.11.90

LEN/COPPE/UFRJ

Local 1V  
1ª Ordem

Local 1V  
2ª Ordem

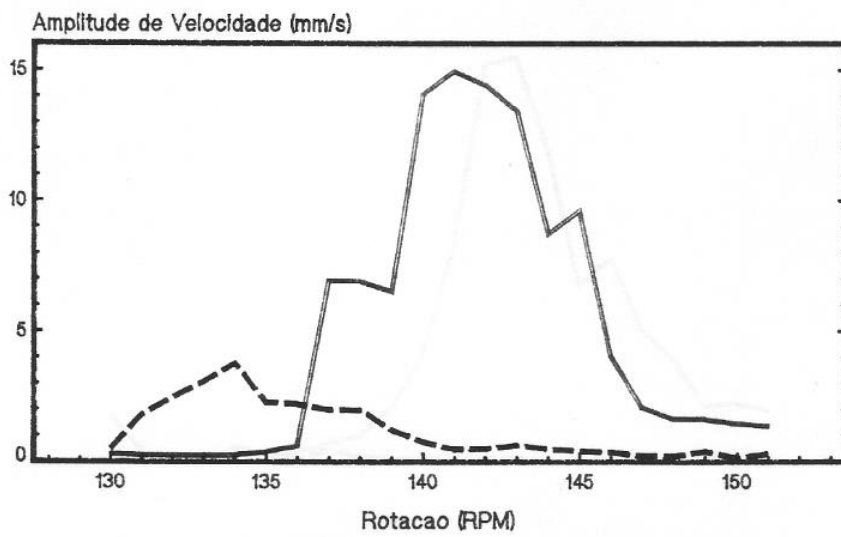


Figura 6.1b - Condição: LASTRO - Mar de Popa

Figura 5. 4- Evolução das Componentes Harmônicas de 1ª e 2ª ordens

- Condição: Carregado ; Posição 1V

N/T CANTAGALO 23.11.90

LEN/COPPE/UFRJ

Local 1V  
1ª Ordem

Local 1V  
2ª Ordem

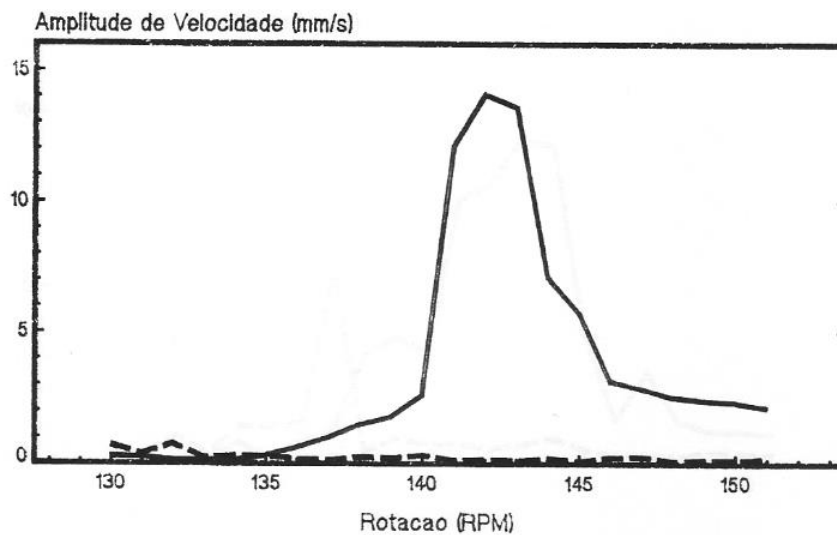


Figura 6.2a - Condição: CARREGADO - Mar de Proa

Figura 5. 5- Evolução das Componentes Harmônicas de 1ª e 2ª ordens

N/T CANTAGALO 23.11.90

LEN/COPPE/UFRJ

Local TV  
1a Ordem

Local TV  
2a Ordem

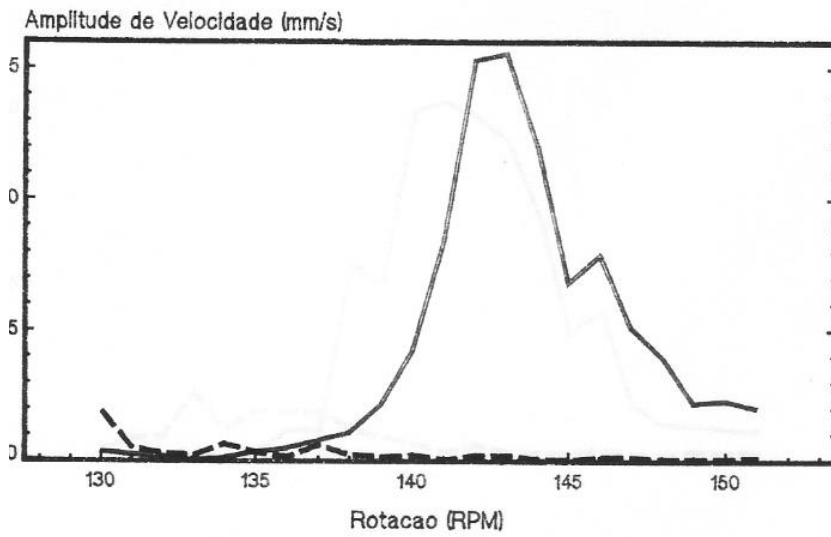


Figura 6.2<sub>b</sub> - Condicao: CARREGADO - Mar de Popa

Figura 5. 6- Evolucao das Componentes Harmônicas de 1ª e 2ª ordens

- Condicao: Lastro; Local 2L

N/T CANTAGALO 21.11.90

LEN/COPPE/UFRJ

Local 2L  
1a Ordem

Local 2L  
2a Ordem

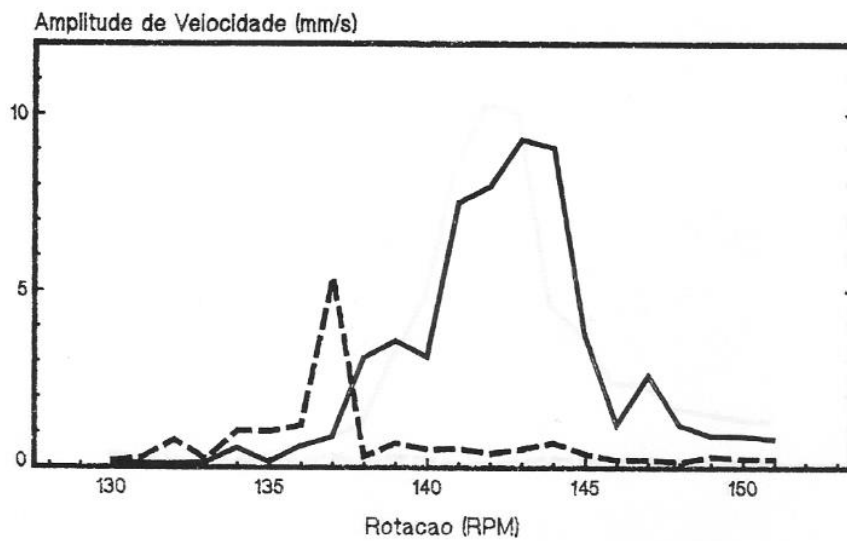


Figura 6.3<sub>a</sub> - Condicao: LASTRO - Mar de Proa

Figura 5. 7- Evolucao das Componentes Harmônicas de 1ª e 2ª ordens

N/T CANTAGALO 21.11.90

LEN/COPPE/UFRJ

Local 2L  
1a Ordem

Local 2L  
2a Ordem

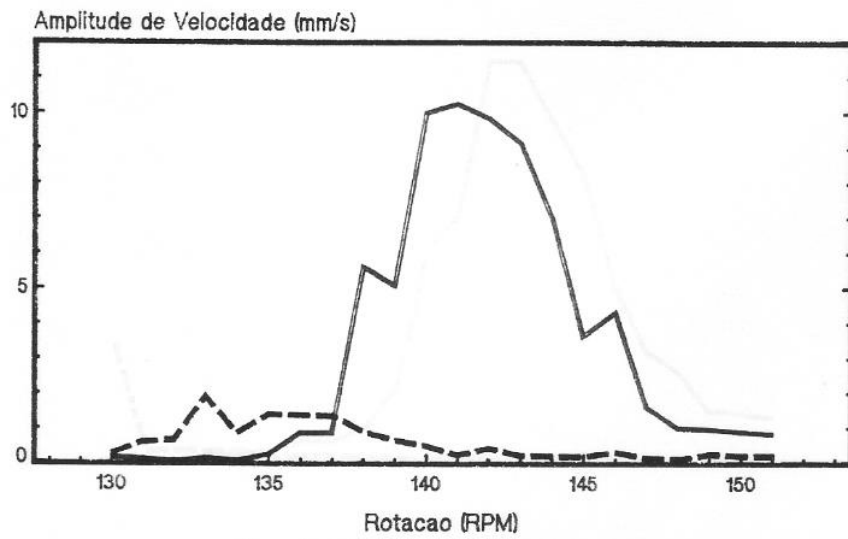


Figura 6.3b- Condição: LASTRO - Mar de Popa

Figura 5. 8- Evolução das Componentes Harmônicas de 1ª e 2ª ordens

- Condição: Carregado; Local 2L

N/T CANTAGALO 23.11.90

LEN/COPPE/UFRJ

Local 2L  
1a Ordem

Local 2L  
2a Ordem

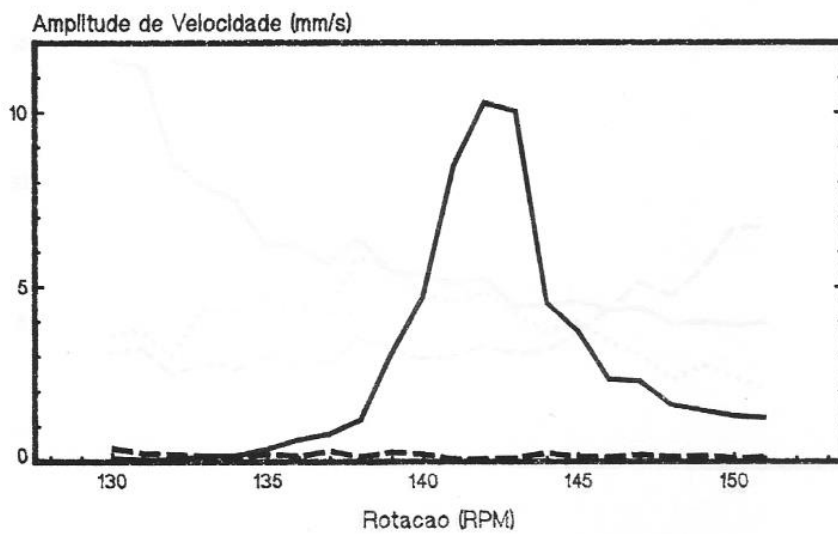


Figura 6.4a- Condição: CARREGADO - Mar de Proa

Figura 5. 9- Evolução das Componentes Harmônicas de 1ª e 2ª ordens

N/T CANTAGALO 23.11.90  
LEN/COPPE/UFRJ

Local 2L 1a Ordem      Local 2L 2a Ordem

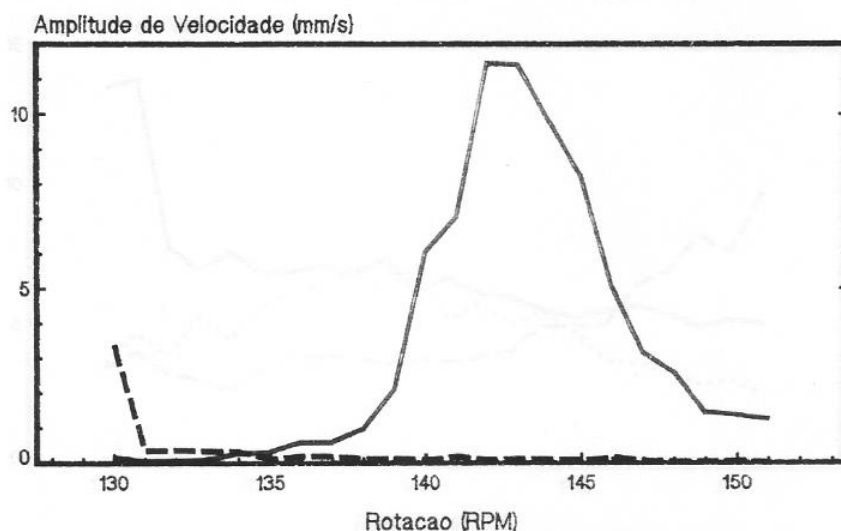


Figura 6.41- Condiçao: CARREGADO - Mar de Popa

Figura 5. 10- Evolução das Componentes Harmônicas de 1ª e 2ª ordens

- Condição: Lastro; Local 3T

N/T CANTAGALO 21.11.90  
LEN/COPPE/UFRJ

Local 3T 5a Ordem      Local 3T 7a Ordem      Local 3T 8a Ordem

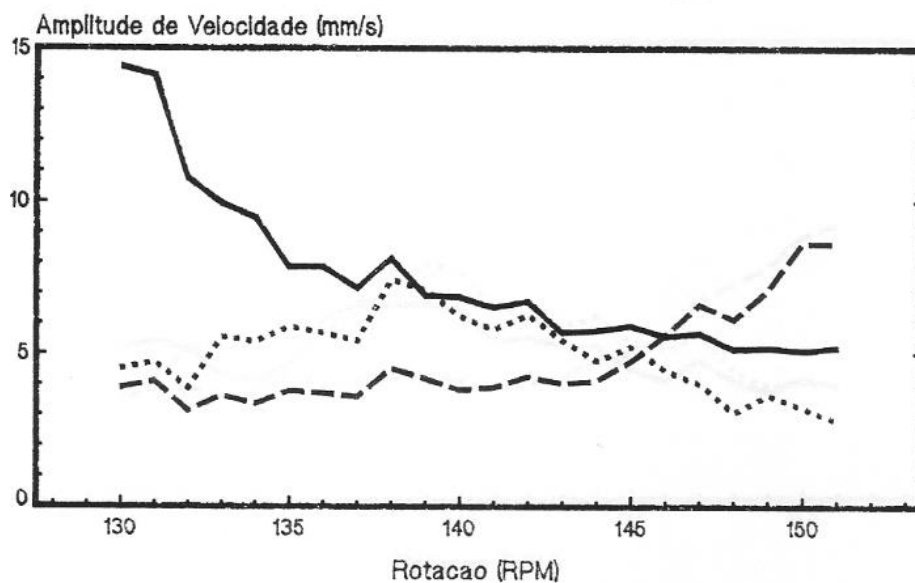


Figura 6.52- Condiçao: LASTRO - Mar de Proa

Figura 5. 11 Evolução das Componentes Harmônicas de 5ª, 7ª e 8ª ordens.



N/T CANTAGALO 21.11.90  
LEN/COPPE/UFRJ

Local 3T 5a Ordem      Local 3T 7a Ordem      Local 3T 8a Ordem  
 ———                      - - - -                      ······

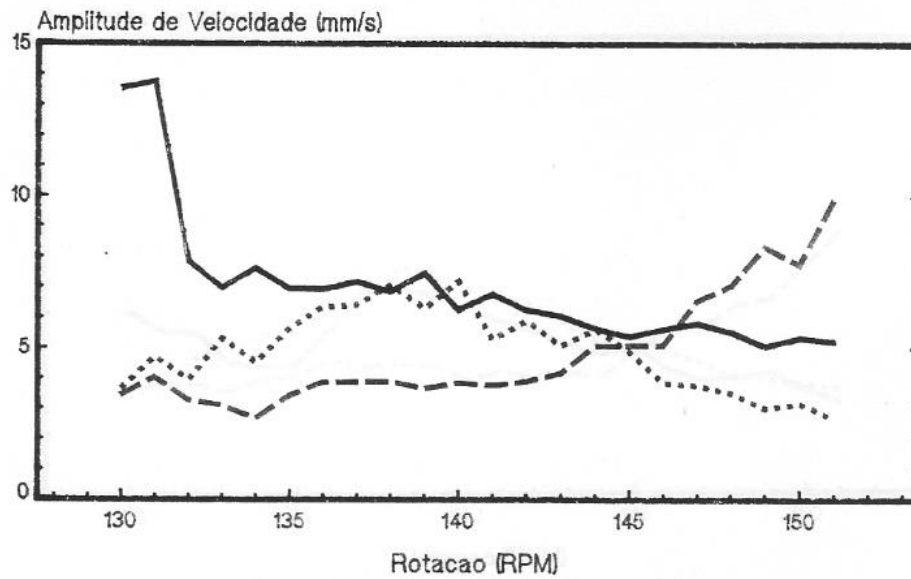


Figura 6.5<sub>b</sub>- Condicao: LASTRO - Mar de Popa

Figura 5. 12- Evoluçao das Componentes Harmônicas de 5ª, 7ª e 8ª ordens.

- Condição: Carregado; Local: 3T

N/T CANTAGALO 23.11.90  
LEN/COPPE/UFRJ

Local 3T 5a Ordem      Local 3T 7a Ordem      Local 3T 8a Ordem  
 ———                      - - - -                      ······

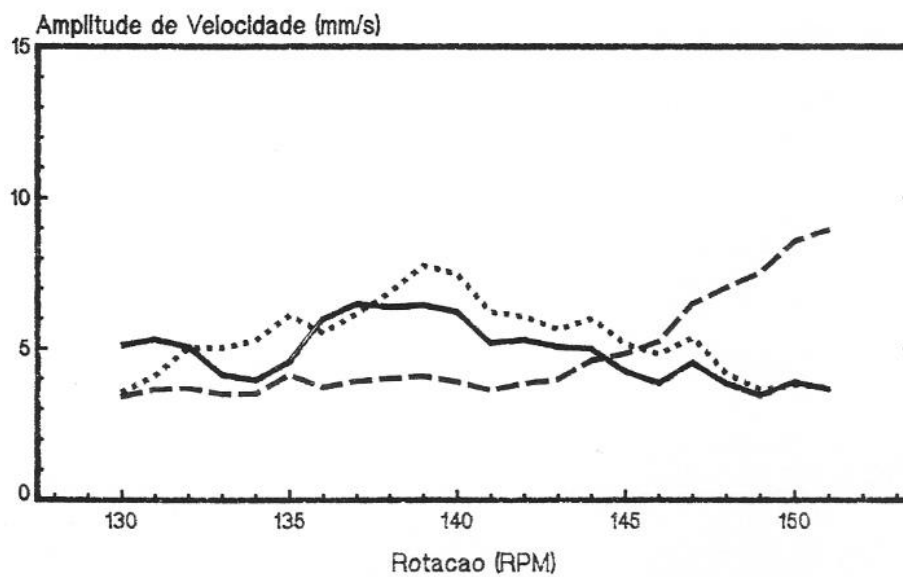


Figura 6.6<sub>c</sub>- Condicao: CARREGADO - Mar de Proa

Figura 5. 13- Evoluçao das Componentes Harmônicas de 5ª, 7ª e 8ª ordens.

N/T CANTAGALO 23.11.90

LEN/COPPE/UFRJ

Local 3T  
5a Ordem

Local 3T  
7a Ordem

Local 3T  
8a Ordem

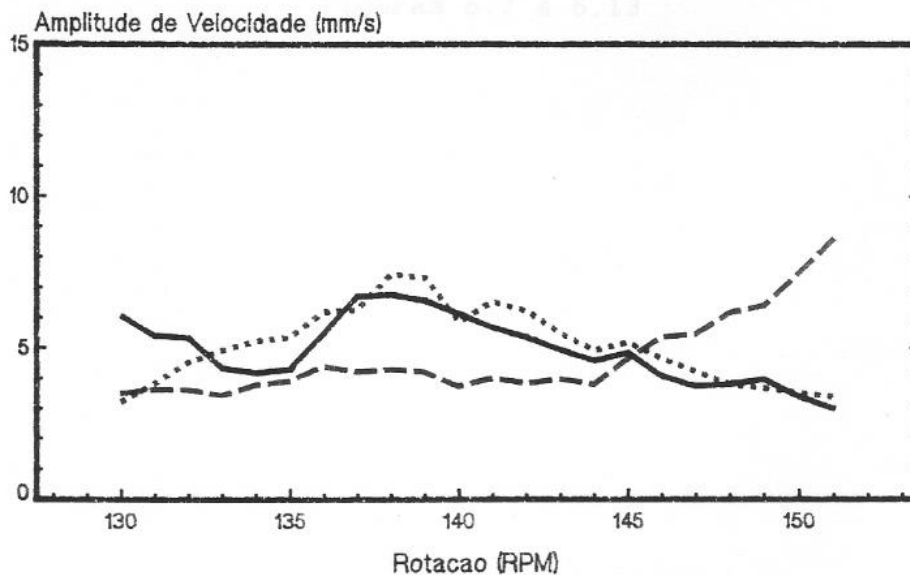


Figura 6.65 Condicao: CARREGADO - Mar de Popa

Figura 5. 14- Evolução das Componentes Harmônicas de 5ª, 7ª e 8ª ordens.

De posse desses resultados, podemos perceber que nem todos os gráficos indicam claramente uma condição de ressonância para a respectiva ordem, caracterizada com um aumento de amplitude de velocidade de vibração. Esse teste não capta todas as frequências naturais do casco já que podem não estar compreendidas nessa faixa de rotação.

De posse dos resultados já apresentados, foi possível a identificação de apenas duas frequências naturais, sendo necessária a observação dos espectros individualmente.

Para tanto, foram realizados registros de 10 minutos de duração para os três pontos nas rotações de 143, 145 e 148 RPM nas condições de carga e lastro. Seus respectivos espectros serão apresentados a posteriormente.

Realizando este procedimento a uma dada rotação fixa, podemos observar que independente da posição ou frequência de rotação do motor escolhida, há picos máximos de amplitude de frequências não coincidentes com as múltiplas do motor.

Esses picos podem ser identificados como frequências naturais de vibração do casco, excitadas por impulsos externos provocados pela movimentação do navio na água.

Dessa forma, serão apresentados a seguir, os de vibração dos registros de 10 minutos para cada posição nas rotações escolhidas, sendo possível a análise dos picos e identificação das frequências naturais da embarcação.

Nos gráficos a seguir, o eixo vertical representa o nível de vibração do local naquela condição de carregamento em amplitude de velocidade em milímetros por segundo (mm/s) e o eixo horizontal a frequência em Hertz (Hz).

1- Resultados da posição 1V:

- Condição: Lastro; Rotação 143 RPM; Mar de Proa (Local 1V)

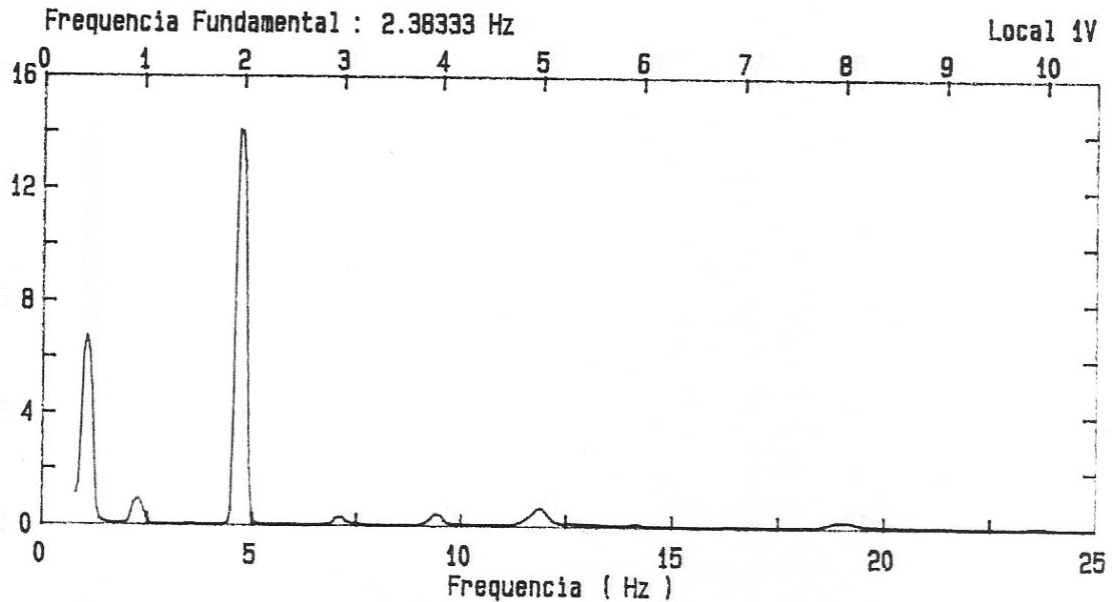


Figura 5. 15- Espectro de amplitude de velocidade (mm/s) em relação à frequência em rotação de 145 RPM.

- Condição: Lastro; Rotação 145 RPM; Mar de Proa (Local 1V)

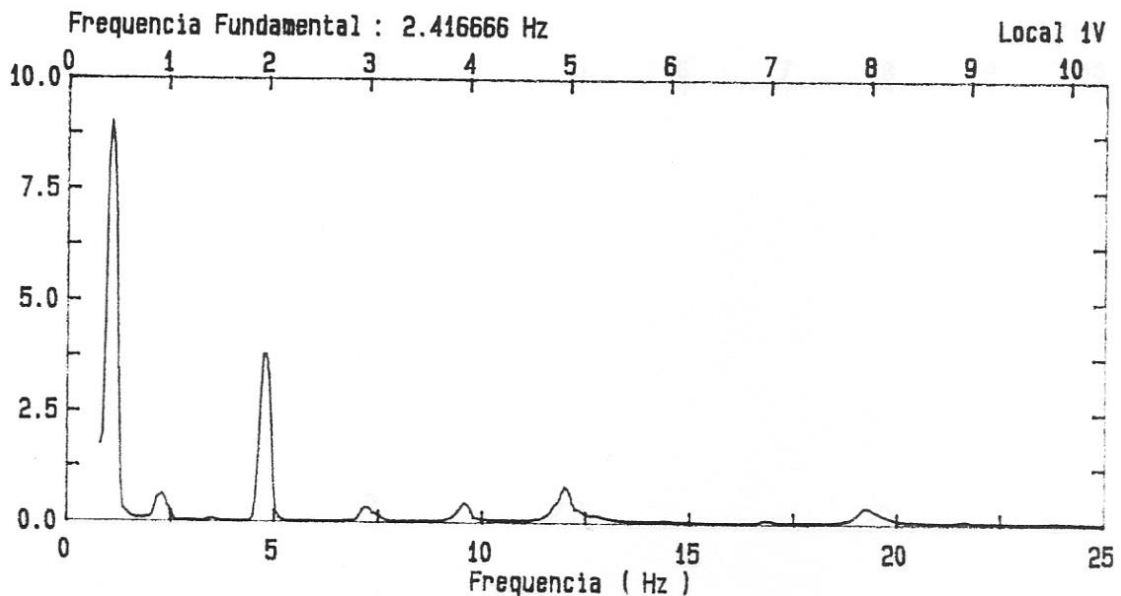


Figura 5. 16- Espectro de amplitude de velocidade (mm/s) em relação à frequência em rotação de 145 RPM.

- Condição: Lastro; Rotação 148 RPM; Mar de Proa (Local 1V)

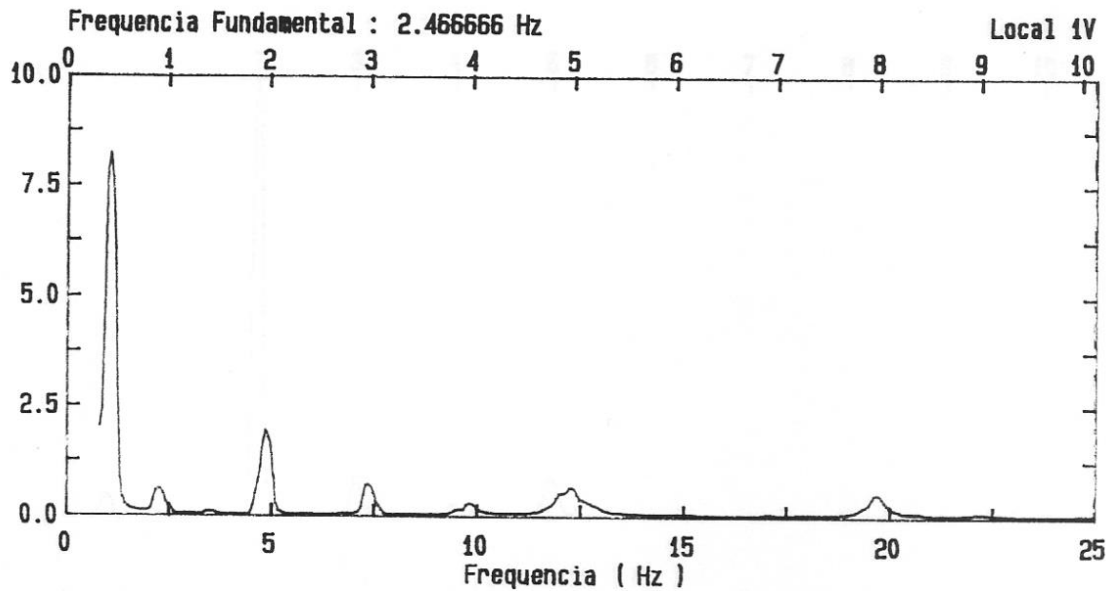


Figura 5. 17- Espectro de amplitude de velocidade (mm/s) em relação à frequência em rotação de 148 RPM

- Condição: Carregado; Rotação 143 RPM; Mar de Popa (Local 1V)

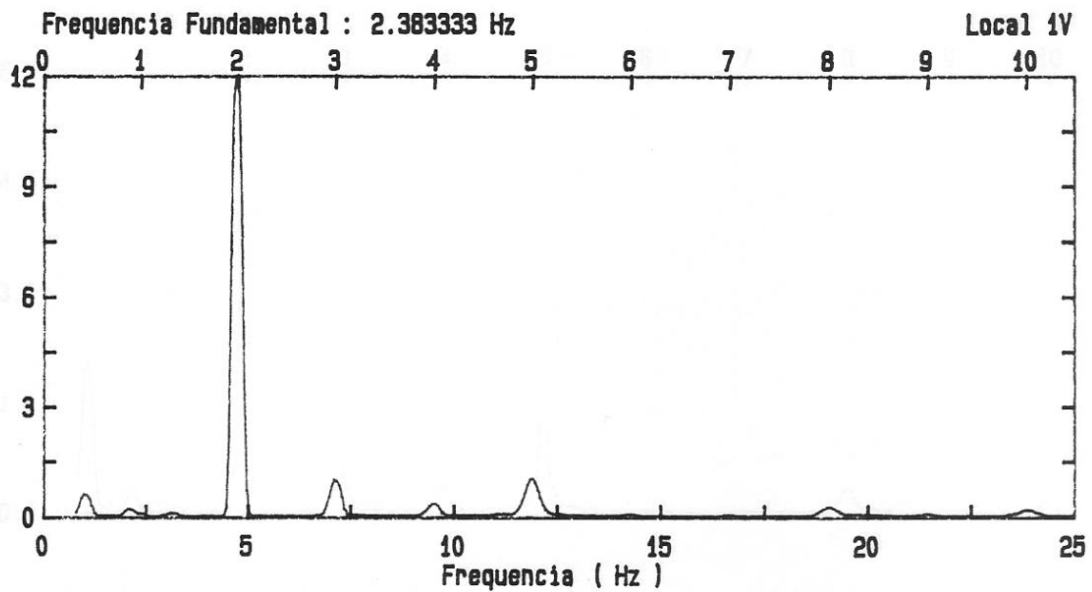


Figura 5. 18- Espectro de amplitude de velocidade (mm/s) em relação à frequência em rotação de 143 RPM

- Condição: Carregado; Rotação 145 RPM; Mar de Proa (Local 1V)

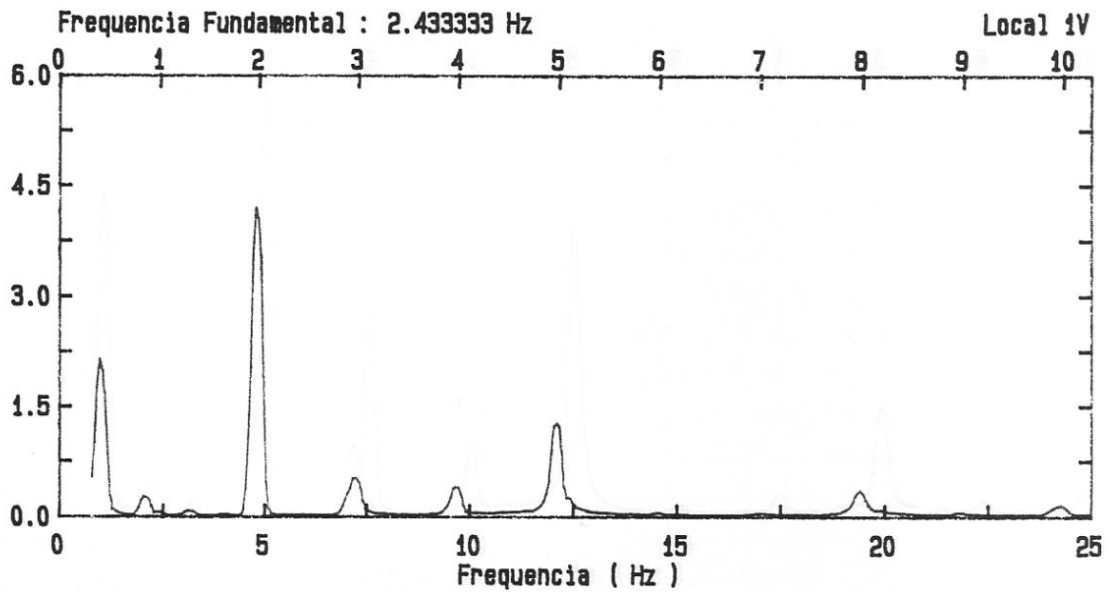


Figura 5. 19- Espectro de amplitude de velocidade (mm/s) em relação à frequência em rotação de 145 RPM.

- Condição: Carregado; Rotação 148 RPM; Mar de Proa (Local 1V)

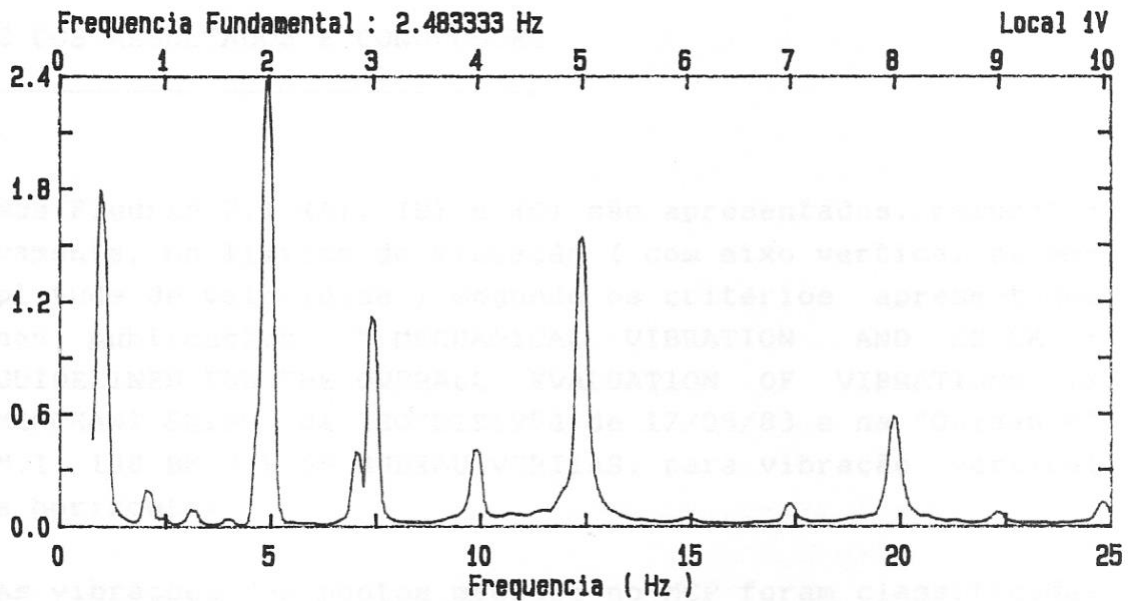


Figura 5. 20- Espectro de amplitude de velocidade (mm/s) em relação à frequência em rotação de 148 RPM

## 2- Resultados da posição 2L

- Condição: Lastro; Rotação 143 RPM; Mar de Proa (Local 2L)

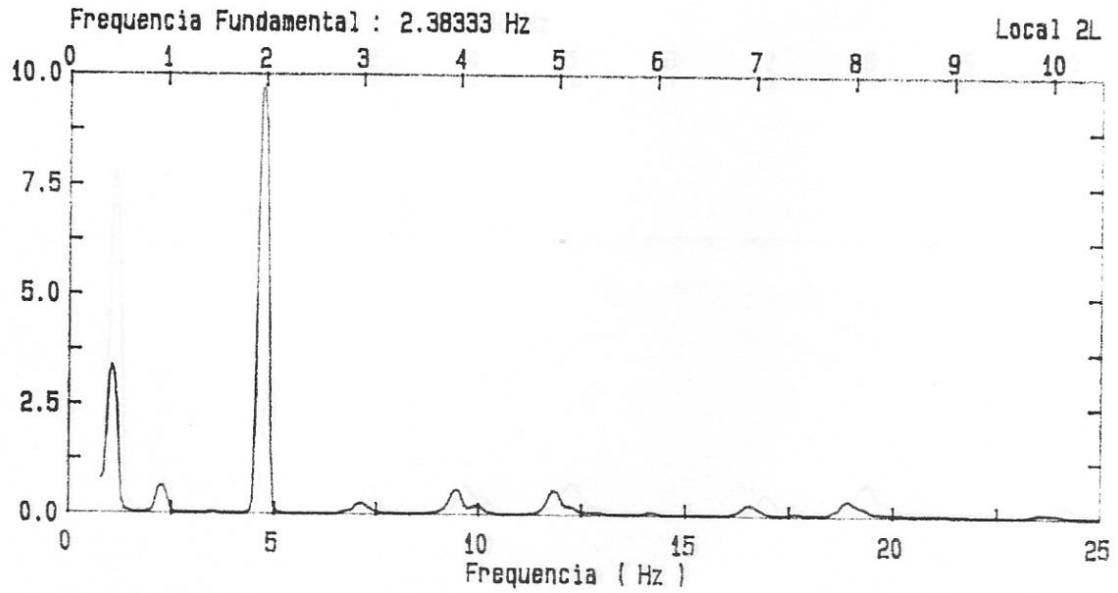


Figura 5. 21- Espectro de amplitude de velocidade (mm/s) em relação à frequência em rotação de 143 RPM

- Condição: Lastro; Rotação 145 RPM; Mar de Proa (Local 2L)

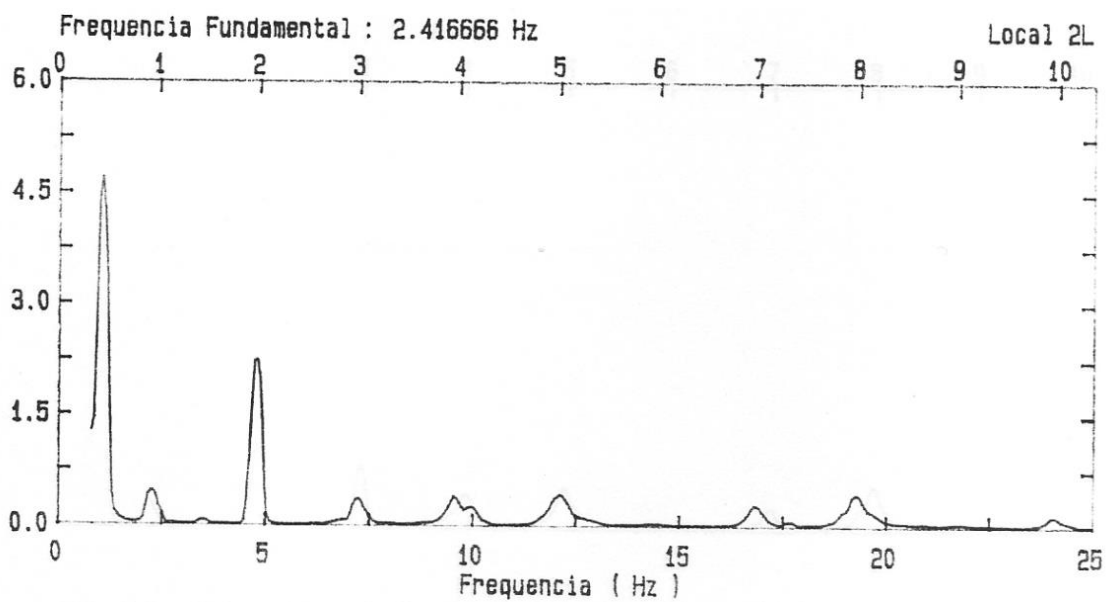


Figura 5. 22- Espectro de amplitude de velocidade (mm/s) em relação à frequência em rotação de 145 RPM.

- Condição: Lastro; Rotação 148 RPM; Mar de Proa (Local 2L)

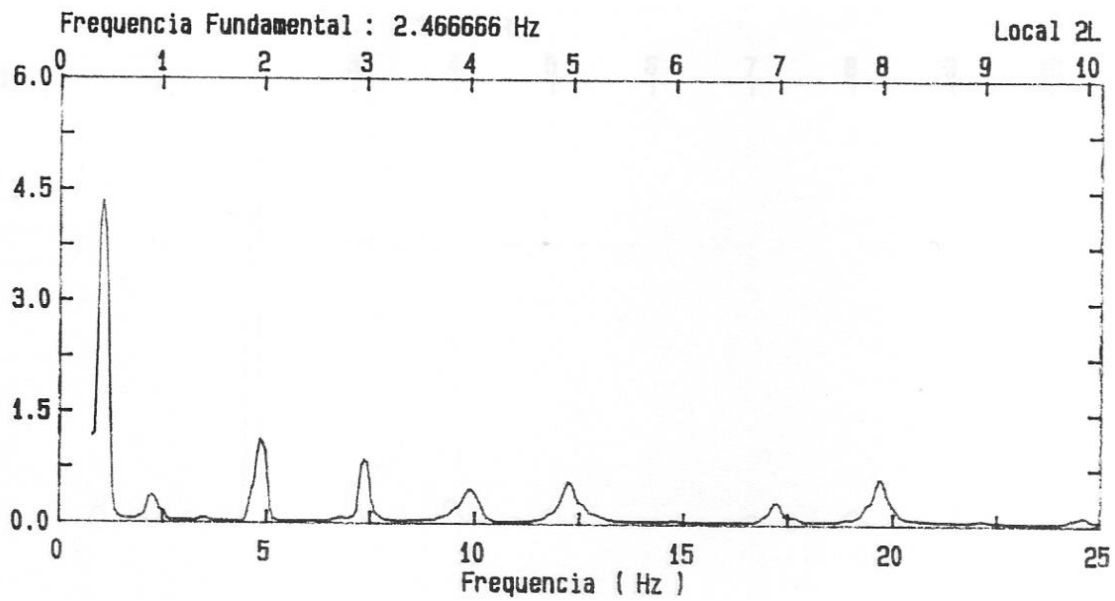


Figura 5. 23- Espectro de amplitude de velocidade (mm/s) em relação à frequência em rotação de 148 RPM

- Condição: Carregado; Rotação 143 RPM; Mar de Popa (Local 2L)

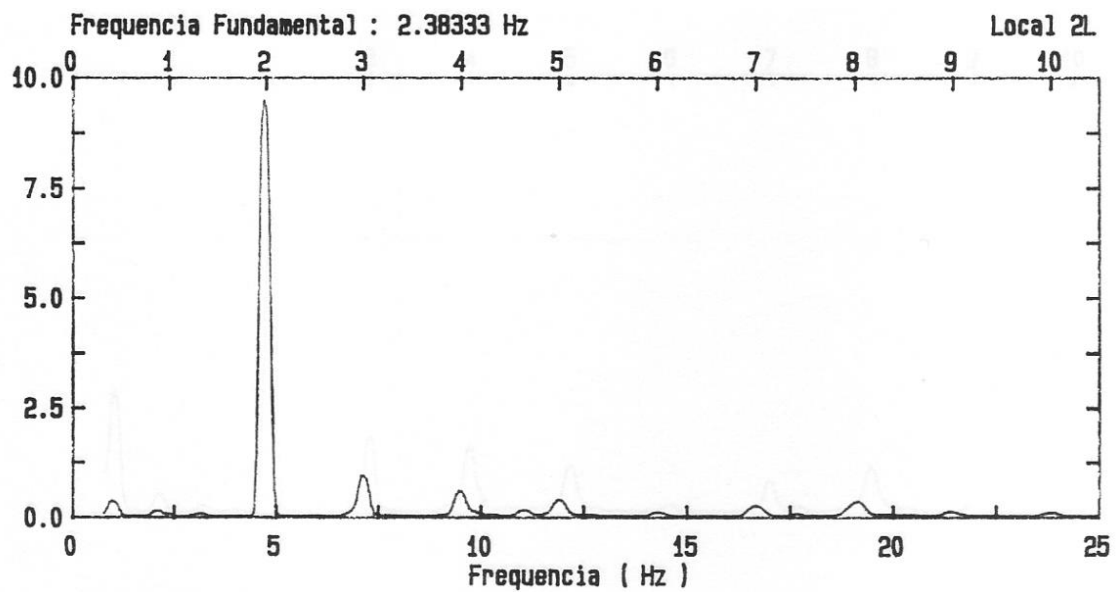


Figura 5. 24- Espectro de amplitude de velocidade (mm/s) em relação à frequência em rotação de 143 RPM

- Condição: Carregado; Rotação 145 RPM; Mar de Proa (Local 2L)

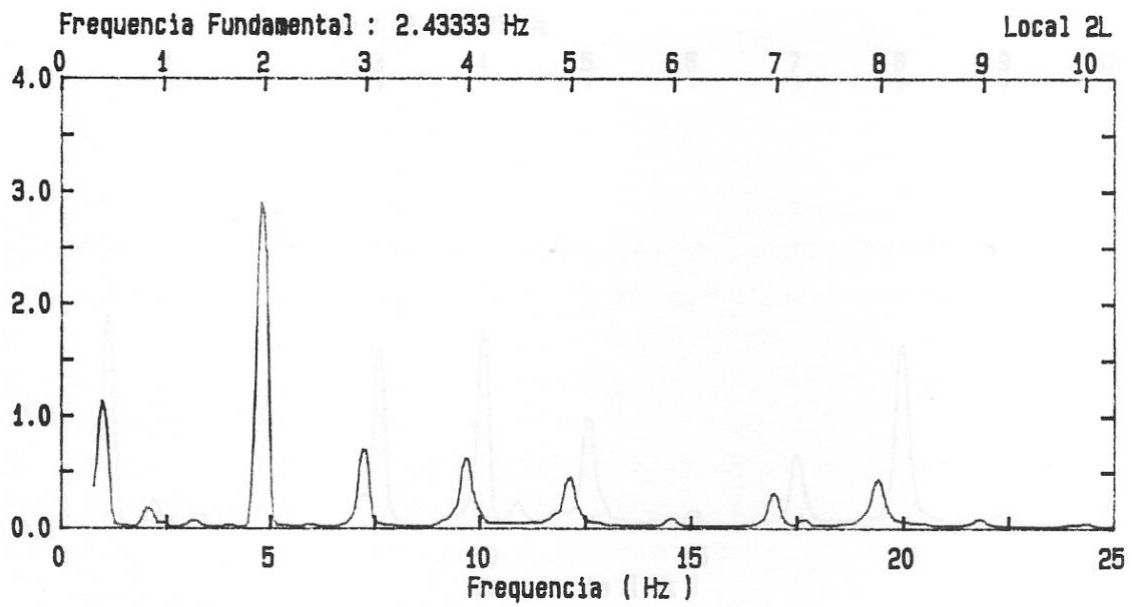


Figura 5. 25- Espectro de amplitude de velocidade (mm/s) em relação à frequência em rotação de 145 RPM.

- Condição: Carregado; Rotação 148 RPM; Mar de Proa (Local 2L)

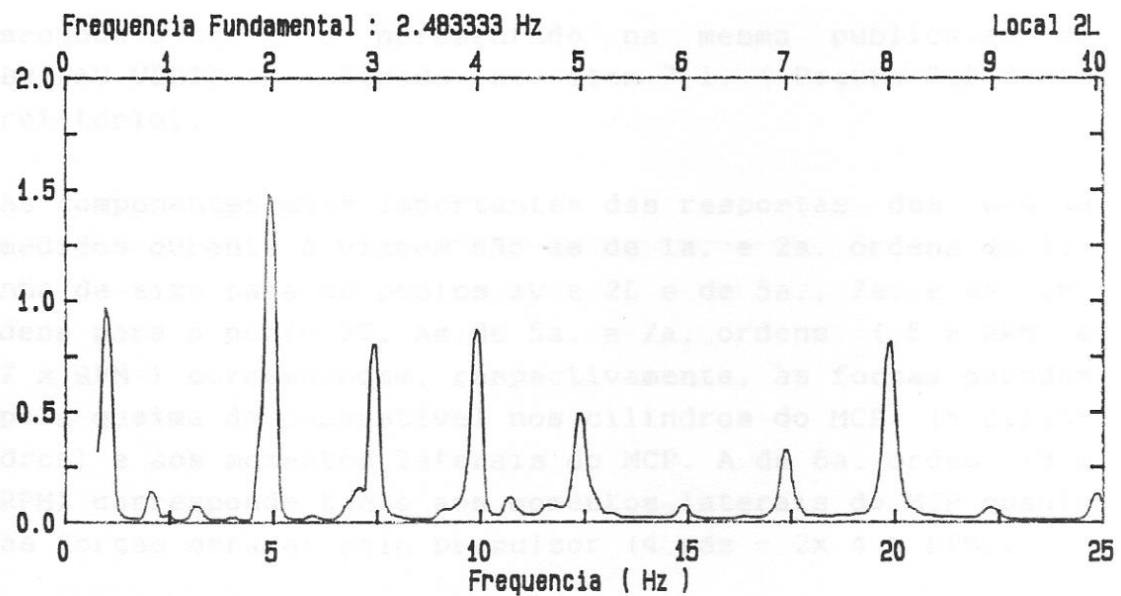


Figura 5. 26- Espectro de amplitude de velocidade (mm/s) em relação à frequência em rotação de 148 RPM



### 3- Resultados da Posição 3T

- Condição: Lastro; Rotação 143 RPM; Mar de Proa (Local 3T)

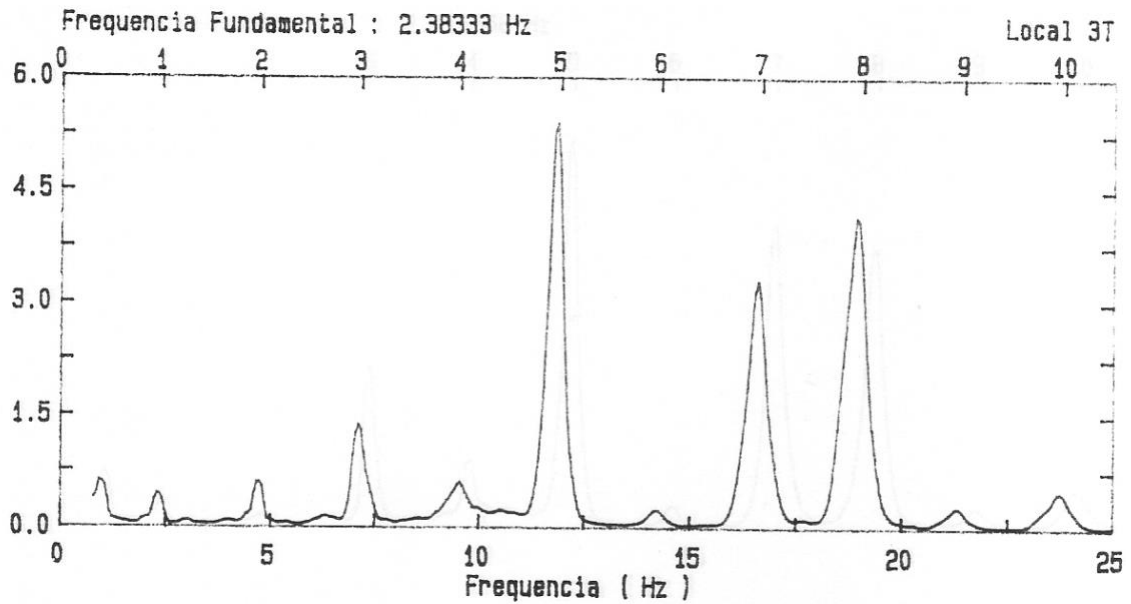


Figura 5. 27- Espectro de amplitude de velocidade (mm/s) em relação à frequência em rotação de 143 RPM

- Condição: Lastro; Rotação 145 RPM; Mar de Proa (Local 3T)

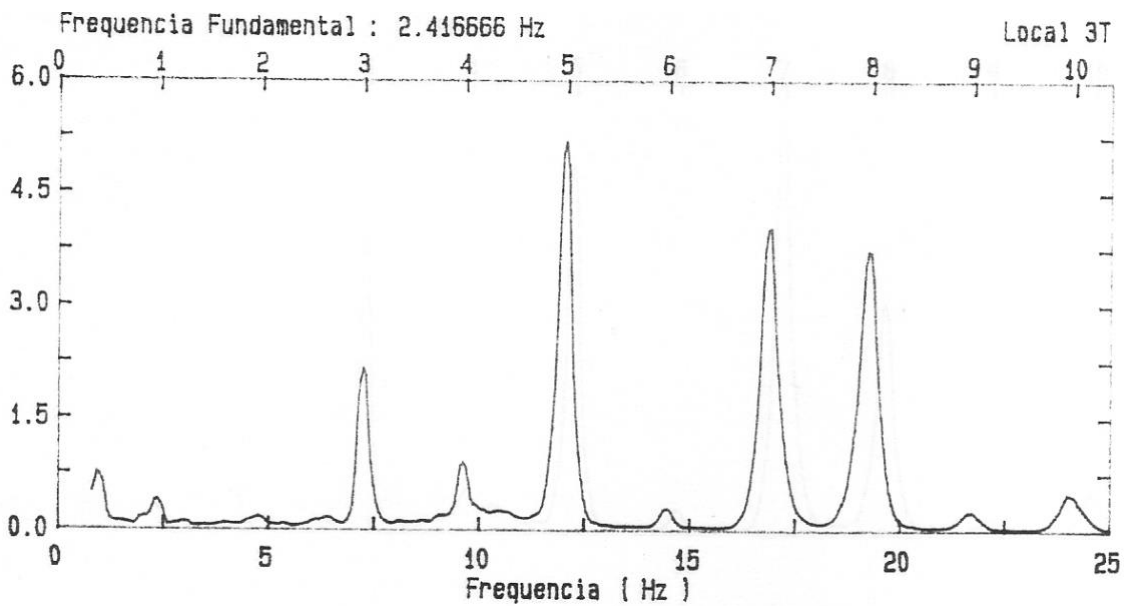


Figura 5. 28- Espectro de amplitude de velocidade (mm/s) em relação à frequência em rotação de 145 RPM

- Condição: Lastro; Rotação 148 RPM; Mar de Proa (Local 3T)

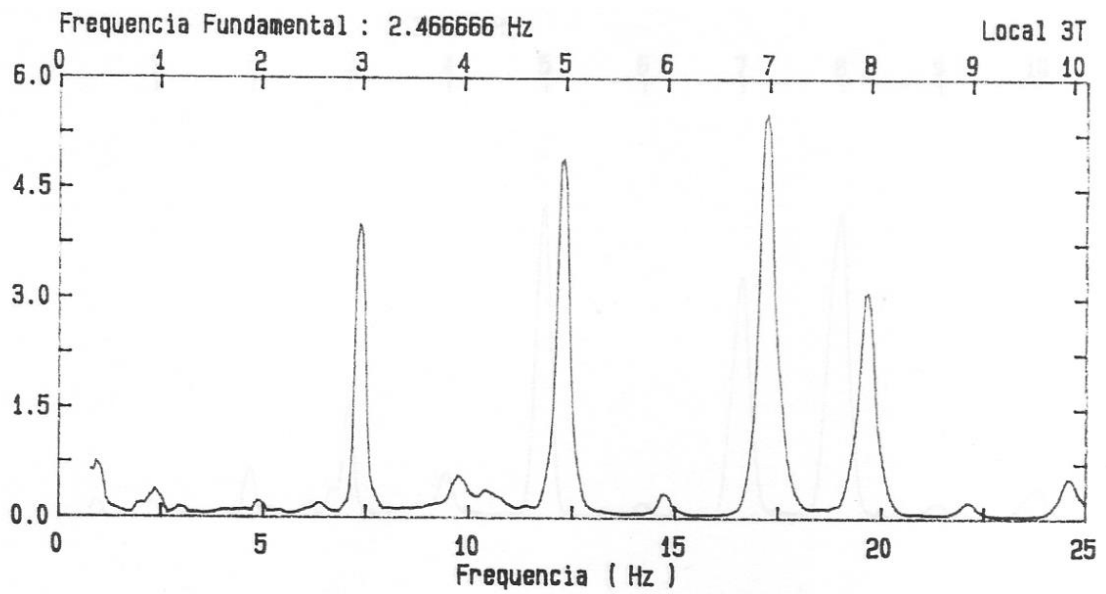


Figura 5. 29- Espectro de amplitude de velocidade (mm/s) em relação à frequência em rotação de 148 RPM

- Condição: Carregado; Rotação 143 RPM; Mar de Popa (Local 3T)

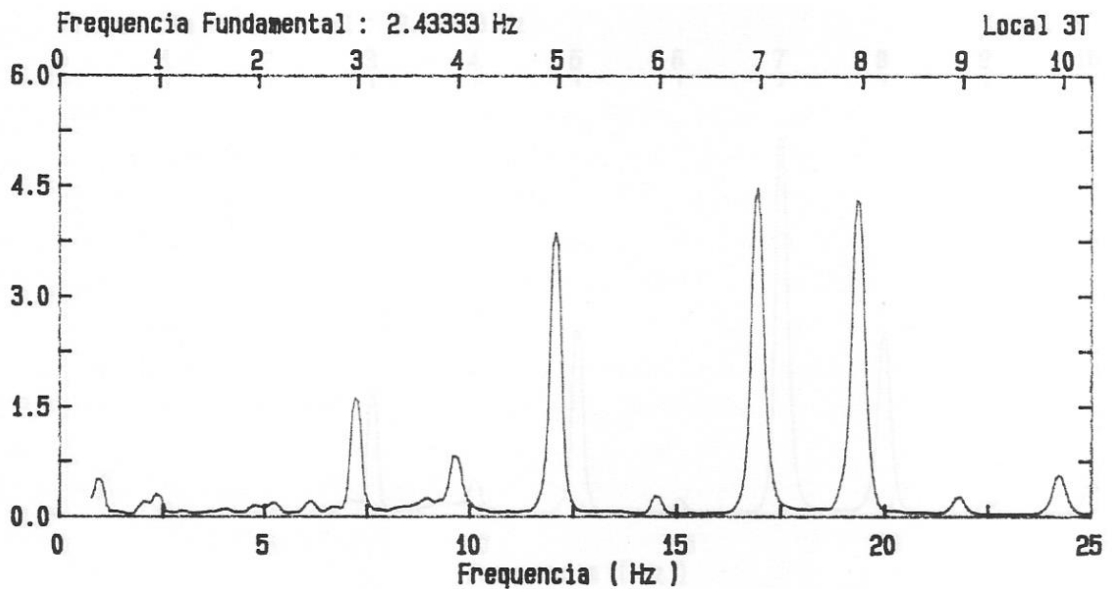


Figura 5. 30- Espectro de amplitude de velocidade (mm/s) em relação à frequência em rotação de 143 RPM

- Condição: Carregado; Rotação 145 RPM; Mar de Proa (Local 3T)

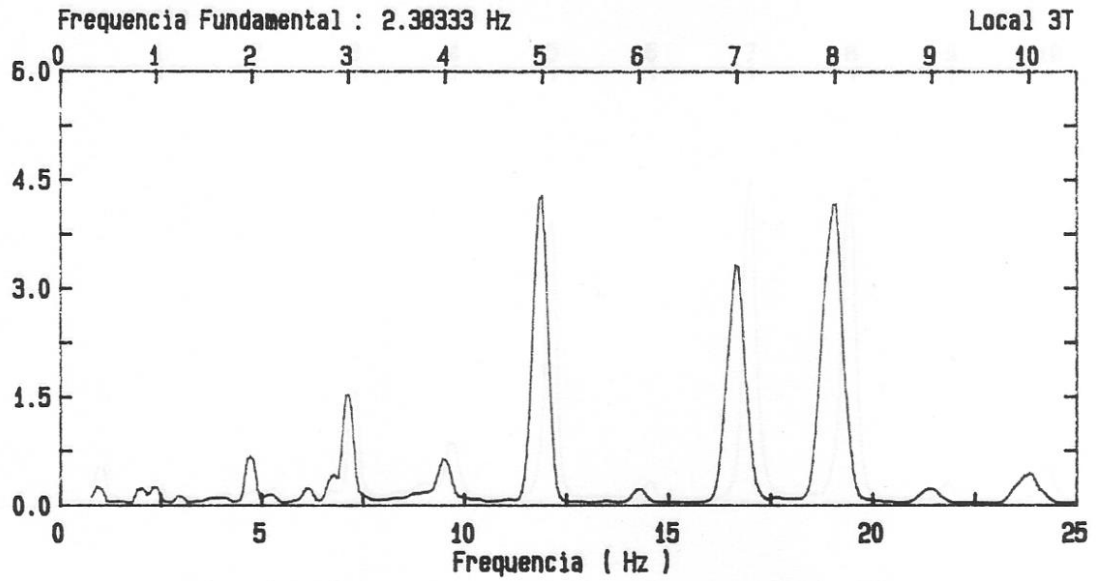


Figura 5. 31- Espectro de amplitude de velocidade (mm/s) em relação à frequência em rotação de 145 RPM

- Condição: Carregado; Rotação 148 RPM; Mar de Proa (Local 3T)

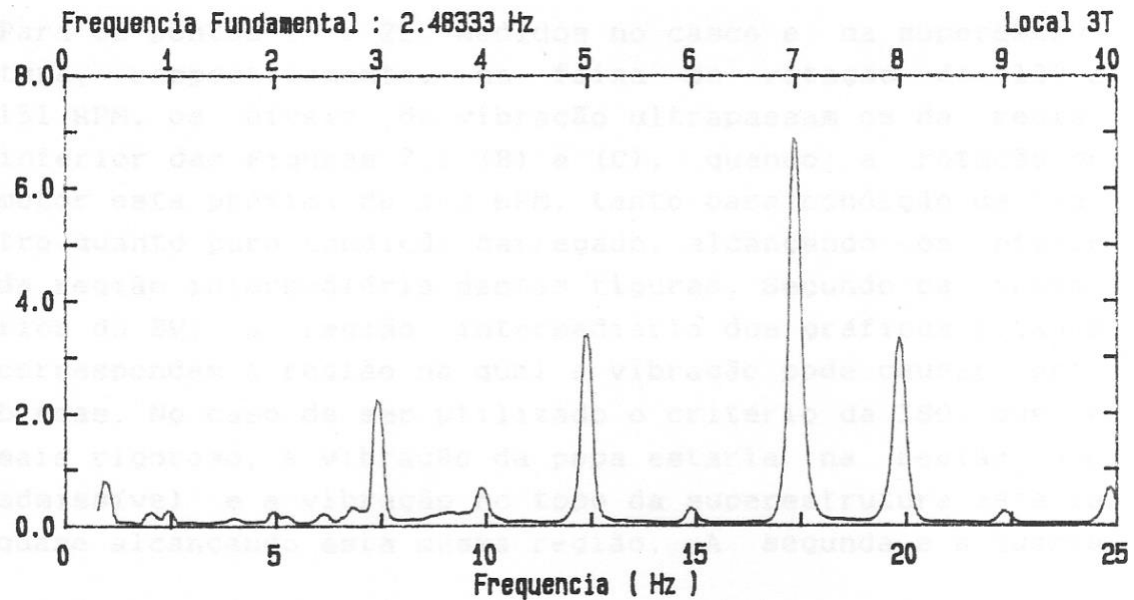


Figura 5. 32- Espectro de amplitude de velocidade (mm/s) em relação à frequência em rotação de 148 RPM

De posse dos resultados apresentados anteriormente, foi possível estabelecer de maneira mais precisa as frequências naturais da embarcação. Foram comparadas todas as saídas gráficas e reconhecido os picos que se repetem em todas as medições. Por estarem presentes em todas as condições e posições, esses picos indicam as frequências naturais da embarcação.

Com a ajuda de um programa para manipulação de imagens para gráficos, foi possível mensurar as frequências naturais diretamente dos gráficos. Nos gráficos a seguir, as linhas em rosa são auxiliares para determinar as frequências naturais nos primeiros modos nas duas condições de carregamento.

- Condição Lastro

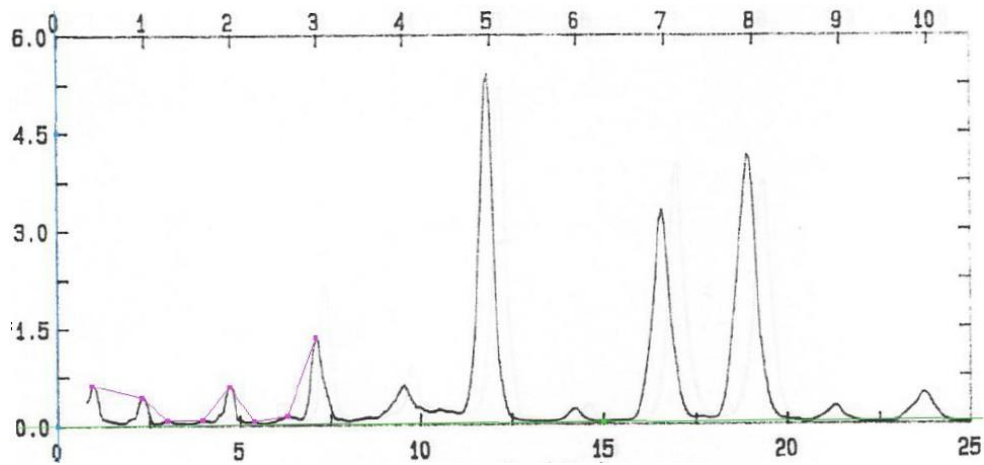


Figura 5. 33- Identificação Frequências Naturais Condição: Lastro

As frequências mensuradas na figura 5.33 são:

Tabela 5. 1- Frequências Naturais - Lastro

Resultados Experimentais- Condição: Lastro	
Modos de Vibração	Frequências Naturais de Vibração (Hz)
1º	0,9
2º	2,3
3º	3,9
4º	5,4
5º	6,3
6º	7,1

- Condição Carregada

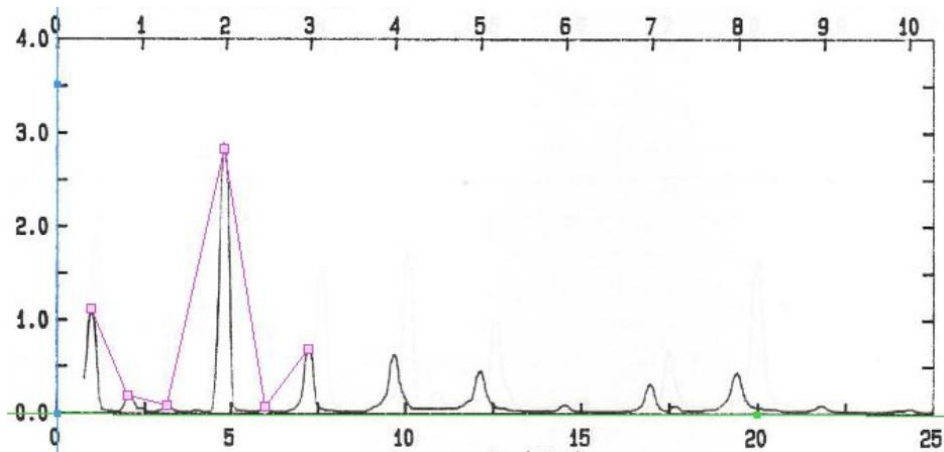


Figura 5. 34-Identificação Frequências Naturais Condição: Carregado

As frequências mensuradas na figura 5.34 são:

Tabela 5. 2- Frequências Naturais - Carregado

Resultados Experimentais- Condição:Carregado	
Modos de Vibração	Frequências Naturais de Vibração (Hz)
1º	1,0
2º	2,0
3º	3,1
4º	4,8
5º	5,9
6º	7,2

## 6. Formulação Final para o Cálculo da Massa Adicional

Como processo da busca dos coeficientes quadrático, linear e constante da fórmula geral para cálculo de massa adicional através das frequências naturais, foi apresentado o modelo numérico simplificado do navio em questão.

Nesse modelo apresentamos o processo de obtenção dos coeficientes e agora, serão apresentados comparativamente às frequências naturais medidas em prova de mar e as correspondentes encontradas utilizando a massa adicional proposta pelos métodos de Kumay, Burril e Todd, já apresentados.

Por fim, será apresentada a fórmula calibrada pelas frequências naturais a partir dos resultados experimentais.

## 6.1. Resultados para Condição de Navio em Lastro

Os resultados do modelo unidimensional para o navio de 19000 DWT na condição de navio carregado para as três configurações distintas de massa adicional são apresentados a seguir. São comparadas também às frequências naturais reais da embarcação. O desvio foi calculado pelo EQM já apresentado. Esses resultados foram retirados da referencia ORTIZ[8]

Tabela 6. 1- Resultados de Frequências Condição Lastro ORTIZ[8]

Modo	Experimental	Kumay		Burril		Todd	
	(Hz)	(Hz)	Desvio	(Hz)	Desvio	(Hz)	Desvio
1º	0,91	0,92	0,00	0,92	0,00	0,90	0,00
2º	2,28	2,00	0,08	1,99	0,08	1,99	0,08
3º	3,98	3,15	0,69	3,14	0,71	3,15	0,69
4º	4,72	4,30	0,18	4,27	0,20	4,28	0,19
5º	6,32	5,34	0,96	5,30	1,04	5,30	1,04
6º	7,14	6,35	0,62	6,30	0,71	6,32	0,64
<b>Total</b>			<b>0,42</b>		<b>0,46</b>		<b>0,45</b>

## 6.2. Resultados para condição de Navio Carregado

As frequências naturais de vibração encontradas no modelo unidimensional para as três configurações distintas de massa adicional para a condição de navio em Lastro são as seguintes:

Tabela 6. 2- Resultados de Frequências Condição Carregado ORTIZ[8]

Modo	Experimental	Kumay		Burril		Todd	
	(Hz)	(Hz)	Desvio	(Hz)	Desvio	(Hz)	Desvio
1º	0,96	0,93	0,00	0,89	0,00	0,88	0,01
2º	2,00	2,07	0,00	1,97	0,00	1,94	0,00
3º	3,13	3,26	0,02	3,10	0,00	3,06	0,00
4º	4,77	4,43	0,12	4,22	0,30	4,15	0,38
5º	5,93	5,47	0,21	5,22	0,50	5,13	0,64
6º	7,17	6,54	0,40	6,22	0,90	6,15	1,04
<b>Total</b>			<b>0,12</b>		<b>0,29</b>		<b>0,35</b>

### 6.3. Calibração dos Coeficientes

De acordo com as tabelas 6.1 e 6.2, pode-se observar que os desvios das frequências para as duas condições de carregamento são menores para o método de Kumay. Isso se deve ao fato que este método foi desenvolvido para navios petroleiros.

Os coeficientes de Kumay foram usados como ponto de partida para encontrar os melhores coeficientes que traduzissem em frequências próximas às encontradas no procedimento experimental. Assim, os coeficientes quadrático, linear e constante propostos pelo método de Kumay foram variados com o objetivo de minimizar ao máximos os desvios dos valores experimentais. Observou-se também que o coeficiente quadrático deveria ser variado a fim de configurar uma melhor solução para ambas as condições de carregamento.

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

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

Esta equação é assim uma solução simples e funcional para melhor estimativa da massa adicional de navios do mesmo tipo.

### 7. Aplicação da Formulação Otimizada em um Petroleiro de 44500 TDW

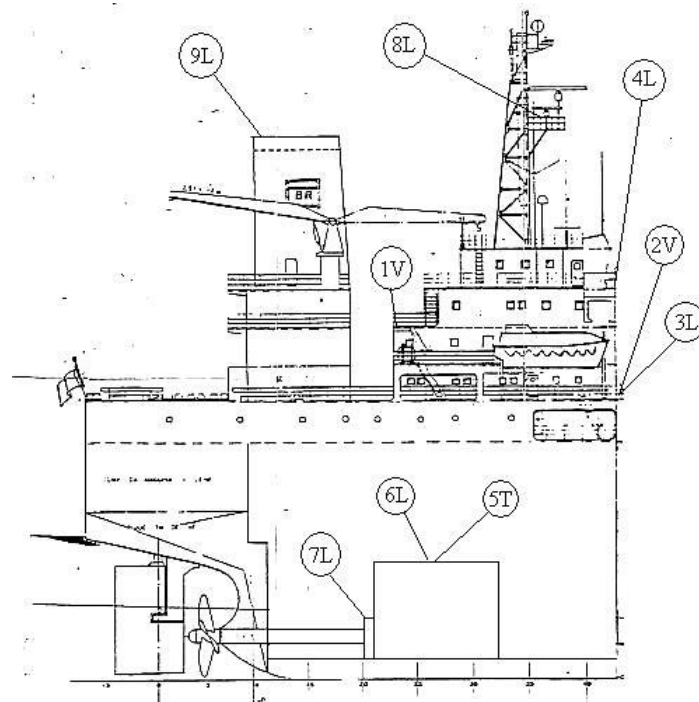
Após a otimização dos coeficientes quadrático, linear e constante e obtenção da formulação para estimativa da massa adicional baseada em dados experimentais, foi feita sua aplicação em uma embarcação do mesmo tipo, mas de maior porte. As dimensões principais do navio de aproximadamente 44500 DWT podem ser vistas na tabela abaixo:

**Tabela 7. 1- Dimensões Principais do Segundo Navio**

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 Estrutural	10200 ton
Motor Principal	MAN-B&W 5L50MC
Potência	8225 HP
Rotação	141 rpm

O estudo experimental procedeu da mesma forma já apresentada, mas a medição foi realizada em mais pontos. Foram instalados transdutores de aceleração para possibilitar a medição simultânea de vibração nos locais e direções indicados na figura abaixo.

As direções são indicadas pelas letras V, L e T, que representam, respectivamente, as direções vertical, longitudinal e transversal do navio.



**Figura 7. 1- Localização dos Pontos Medidos**

Com finalidade de 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 são apresentados nas Figuras 14 e 15, mostram somente os pontos 01V, que fica na popa e o ponto 04L 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.



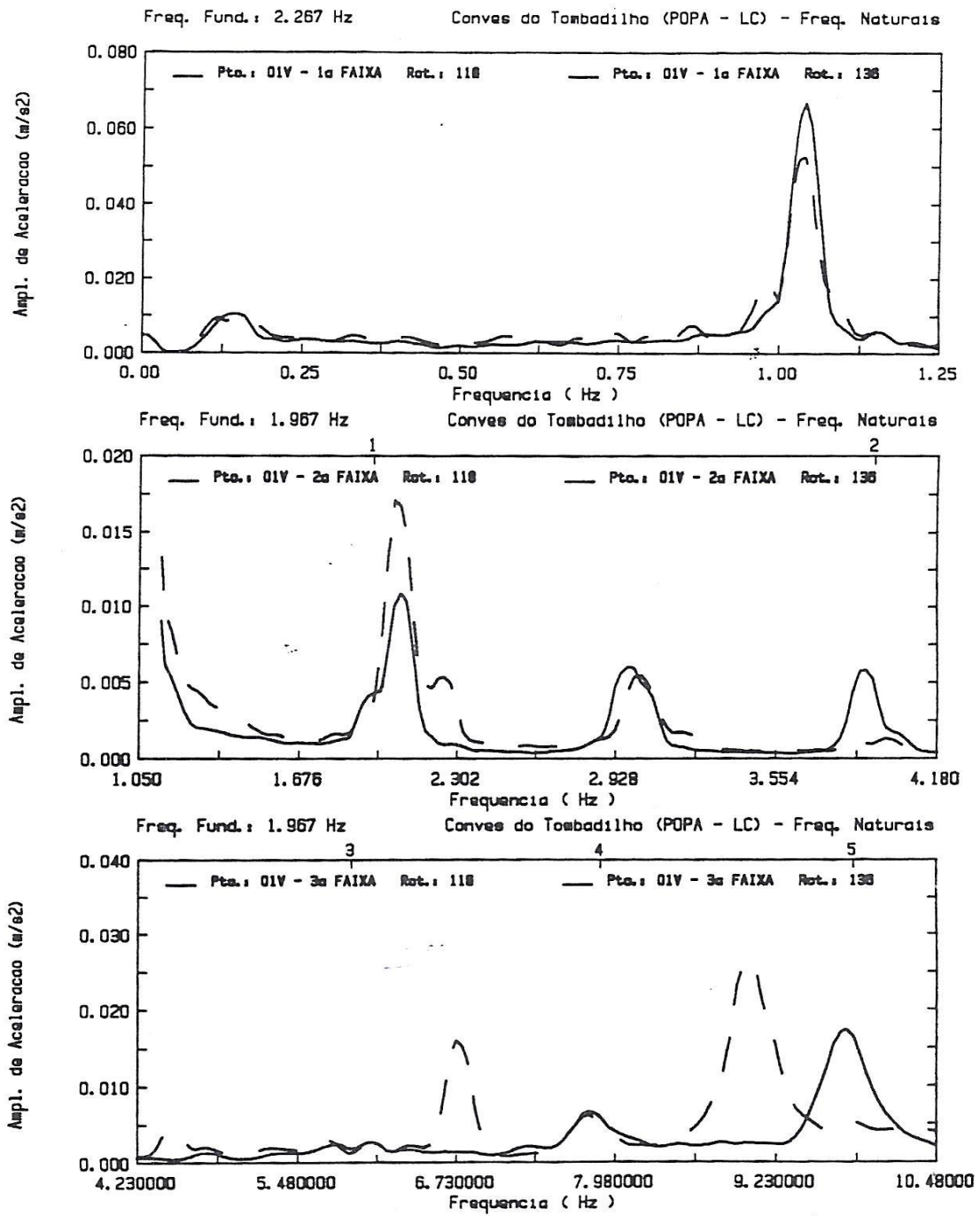
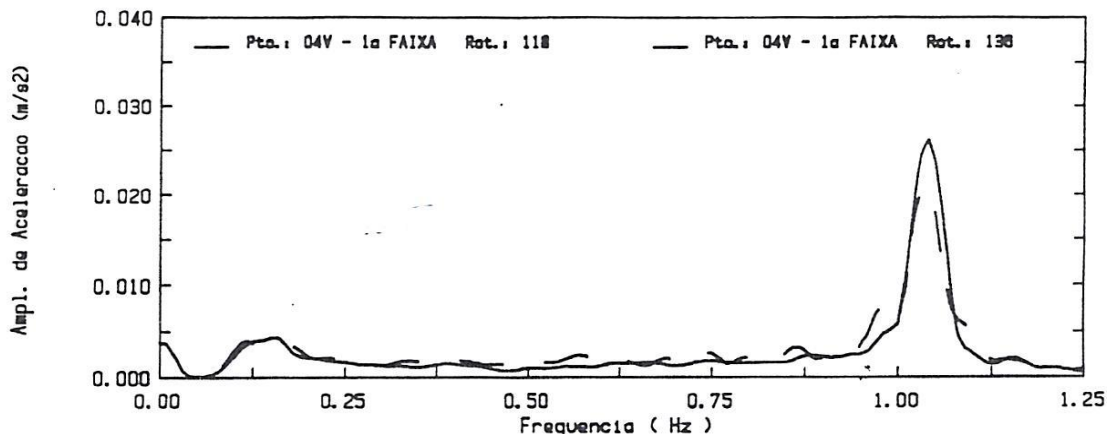
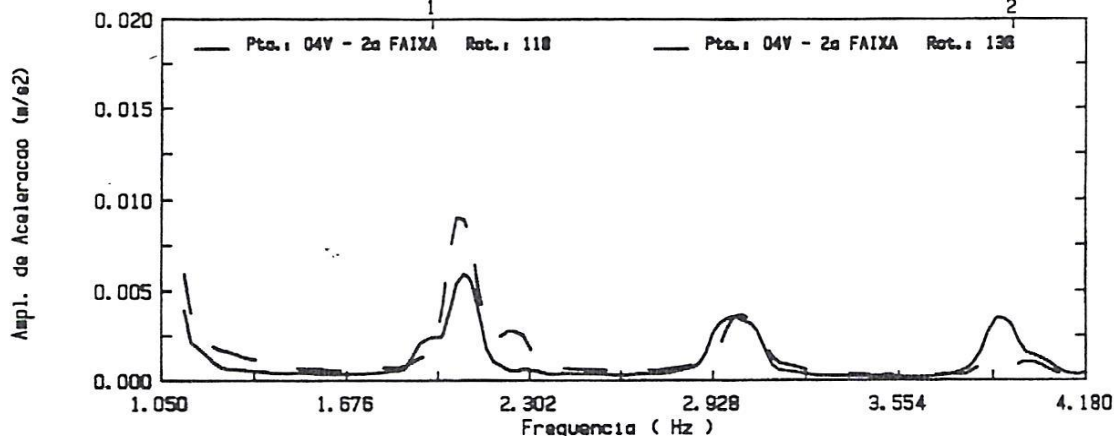


Figura 7. 2- Espectro de amplitude de aceleração em relação à frequência nas rotações de 118 RPM (linha tracejada) e 136 RPM (linha cheia) na condição Lastro no ponto 1V.

Freq. Fund.: 2.267 Hz Conves do Tijuca (L.C.) Vante Super. - Freq. Naturais



Freq. Fund.: 1.967 Hz Conves do Tijuca (L.C.) Vante Super. - Freq. Naturais



Freq. Fund.: 1.967 Hz Conves do Tijuca (L.C.) Vante Super. - Freq. Naturais

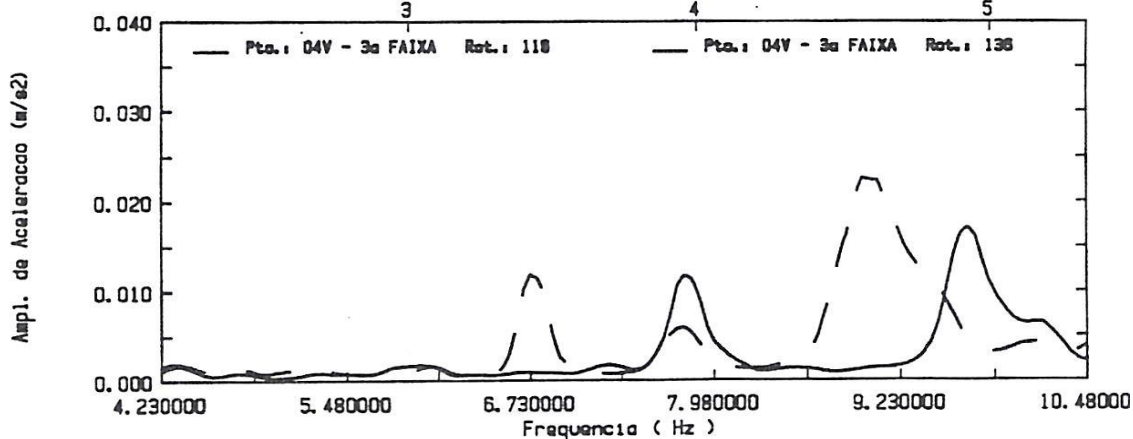


Figura 7. 3- Espectro de amplitude de aceleração em relação à frequência nas rotações de 118 RPM (linha tracejada) e 136 RPM (linha cheia) na condição Lastro no ponto 4L.

Analisando os gráficos, 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 abaixo:

**Tabela 7. 2- Frequências Naturais Navio de Maior Porte**

Frequência Natural	
Condição Lastro	Condição 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

.As massas adicionais para cada condição de carregamento utilizando a fórmula modificada mostrada na sessão 6.3 são:

**Tabela 7. 3- resultados de Massa Adicional Condição Carregado**

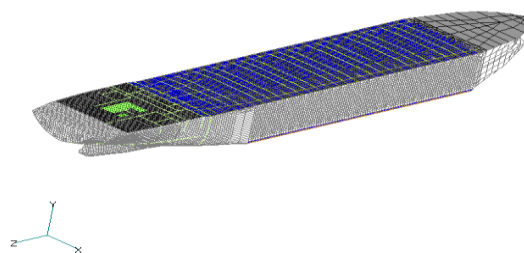
Modo	Frequência Natural (Hz)	Massa adicional (t)
1º	0,94	11200
2º	1,79	9690
3º	2,58	13260
4º	3,31	19380

**Tabela 7. 4 - Resultados de Massa Adicional Condição Lastro**

Modo	Frequência Natural (Hz)	Massa adicional (t)
1º	1,04	11200
2º	2,08	14800
3º	2,98	22400
4º	3,90	26500

A massa adicional calculada com a fórmula modificada foi inserida em um modelo de elementos finitos. Nesse modelo foram simulados os primeiros quatro modos de vibração, e assim definida as frequências naturais nos modos correspondentes.

O modelo tridimensional é parte da tese de mestrado do Eduardo Zaniboni [10], que foi utilizado aqui como prosseguimento deste projeto. O modelo tridimensional pode ser visto nas próximas figuras:



**Figura 7. 4- Modelo Global Zaniboni [10]**

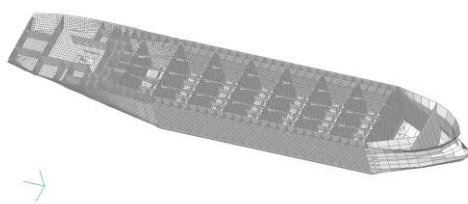


Figura 7. 5. Detalhes para os Tanques Zaniboni [10]

Como efeito de validação da fórmula modificada, foi contrastado os resultados obtidos através da estimativa da massa adicional pela fórmula modificada e os encontrados através da estimativa de massa adicional pelo método de Kumay. Os resultados comparativos para as duas condições de carregamento são mostradas a seguir.

Tabela 7. 5- Comparação entre Resultados de Frequência Natural Condição Lastro

Exp (Hz)	Modelo Estrutural Lastro Massa adicional KUMAY (Hz)	Desvio relativo quadr	Exp (Hz)	Modelo Estrutural Lastro Massa adicional Procecd (Hz)	Desvio relativo quadr
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
	<b>Total</b>	0,0586		<b>Total</b>	0,0228

Graficamente:

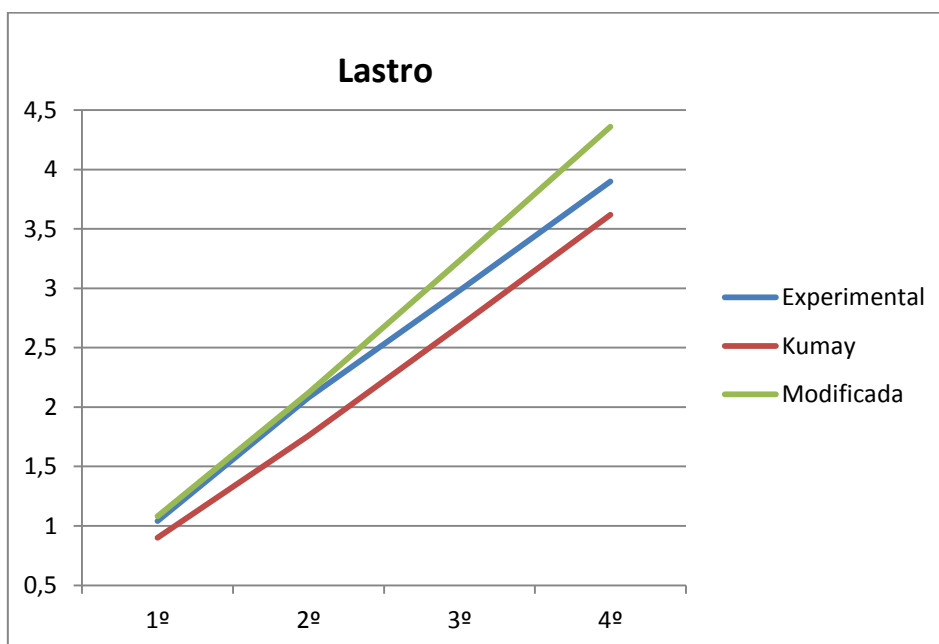


Figura 7. 6- Frequências Naturais (Hz) de acordo com os modos para os dois métodos de estimativa em comparação ao resultado experimental – Condição Lastro

No gráfico acima se percebe que os resultados utilizando a fórmula calibrada são otimistas à medida que se aproximam mais da medição experimental que a estimativa de massa adicional pelo método de Kumay, e consequentemente de outros métodos.

Tabela 7. 6- Comparação entre Resultados de Frequência Natural Condição Carregado

Exp (Hz)	Modelo Estrutural Lastro Massa adicional KUMAY (Hz)	Desvio relativo quadr	Exp (Hz)	Modelo Estrutural Lastro Massa adicional Procecd (Hz)	Desvio relativo quadr
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
	<b>Total</b>	0,122		<b>Total</b>	0,0752

Graficamente:

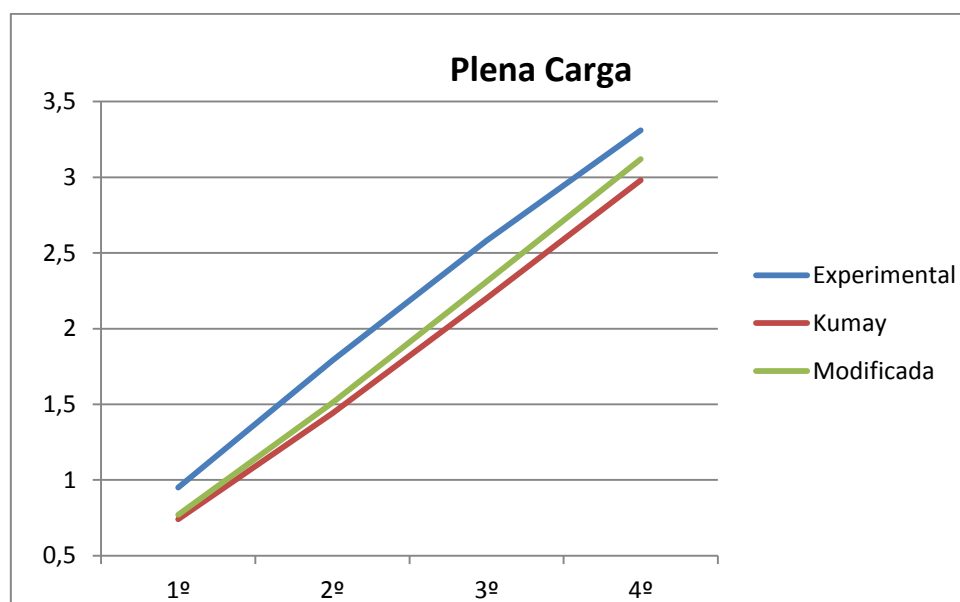


Figura 7. 7- Frequências Naturais (Hz) de acordo com os modos para os dois métodos de estimativa em comparação ao resultado experimental – Condição Lastro

O mesmo resultado pode ser encontrado na condição de carregamento total, ou seja, a fórmula modificada se mostrou mais eficaz na estimativa de massa adicional se comparada ao método de Kumay.

## 8. Conclusão

Primeiramente, foi realizado o estudo de caso do petroleiro de menor porte, estimando a distribuição de massa adicional calculada a partir de formulações consagradas e utilizando uma fórmula otimizada a partir de dados reais obtidos em procedimento experimental em escala real. Foi feita uma sistematização desse processo, tomando como objetivo principal o relato do procedimento experimental. As condições em que

foram realizadas as provas e as saídas gráficas com as amplitudes de velocidades em cada posição medida foram mostradas nesta primeira parte do projeto.

Com o objetivo de validação da fórmula modificada, esta foi aplicada no navio de 44500 DWT de maior porte. O mesmo procedimento foi cumprido nesta embarcação, também com o foco no processo experimental para a obtenção das frequências naturais. Foram comparadas as frequências naturais obtidas experimentalmente e numericamente, utilizando o método de Kumay e a fórmula otimizada resultou em 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.

A ideia de otimização seria a formação de um banco de dados com coeficientes validados para os navios com resultados experimentais, e assim encontrar uma fórmula que tenha desvios quadráticos mínimos não apenas para uma embarcação, e sim para todas as embarcações. Ou seja, um proposta de trabalho futuro seria o teste da mesma fórmula em outras embarcações e transformar em um processo de otimização contínua. Utilizaríamos assim, de técnicas simples e eficazes para predizer as frequências naturais das embarcações em etapa de projeto.

## 9. Bibliografia

- [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] LEWIS, F.M. The Inertia of the Water Surrounding a Vibrating Ship, SNAME, 1929.
- [7] FIGUEIREDO, S. R, ORTIZ, L.M. Numerical simulation of the added mass of the fluid adjacent to the ship hull in vibration measured during sea-trials in tanker ships to be converted to offshore construction vessel, OMAE 2012-83964.
- [8] ORTIZ,L.M., NETO,S.F, Procedure to obtain Added Mass in Ships from Natural frequencies Measured in Hull Vertical Vibration Full Scale Tests. OMAE 2013- 11391
- [9] ISO. A proposed code for the Measurement and Reporting of Shipboard vibration Data. ISO/TC108/SC2/WG2.
- [10] ZANIBONI, E.X.. Aplicação de modelos numéricos calibrados por medições em escala real para o diagnóstico e análise de vibração de motores em praças de máquinas de navios. Tese de Mestrado, COPPE/UFRJ , Rio de Janeiro, Setembro 2010