



ANÁLISE ESTRUTURAL DE UM MASTRO PARA NAVIO PATRULHA

Rafael Monteiro Bizarro

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Oceânica, COPPE, da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia Oceânica.

Orientador: Murilo Augusto Vaz

Rio de Janeiro

Dezembro de 2022

ANÁLISE ESTRUTURAL DE UM MASTRO PARA NAVIO
PATRULHA

Rafael Monteiro Bizarro

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DO INSTITUTO ALBERTO LUIZ COIMBRA DE PÓS-GRADUAÇÃO E PESQUISA DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM CIÊNCIAS EM ENGENHARIA OCEÂNICA.

Examinada por:

Prof. Murilo Augusto Vaz, Ph.D

Prof. Julio Cesar Ramalho Cyrino, D.Sc.

Prof. Gilberto Bruno Ellwanger, D.Sc.

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

DEZEMBRO DE 2022

De Bizarro, Rafael Monteiro

Análise estrutural de um mastro para navio patrulha/
Rafael Monteiro Bizarro. – Rio de Janeiro: UFRJ/COPPE,
2022.

XV, 80 p.: il; 29,7 cm.

Orientador: Murilo Augusto Vaz

Dissertação (mestrado) – UFRJ/COPPE/Programa de
Engenharia Oceânica, 2022.

Referências Bibliográficas: p. 69-70.

1. Navio Patrulha. 2. Mastro estruturado. 3. Análise
numérica. I. Vaz, Murilo Augusto *et al.* II. Universidade
Federal do Rio de Janeiro, COPPE, Programa de
Engenharia Oceânica. III. Título

À Mariana Tavares, minha esposa amada,
companheira e amiga de todas as horas,
meu porto seguro imprescindível em
minha vida, aos meus queridos filhos
Arthur e Catharina por me
proporcionarem momentos únicos de
felicidade, meus sogros Robson e Teresa
pelo carinho e apoio, e aos meus pais
Marise e Ricardo por todo amor,
dedicação e esforços sem medida que me
permitiram chegar até aqui.

AGRADECIMENTOS

Sou grato a todas as pessoas e instituições que de forma direta ou indireta tornaram possível a concretização de mais um sonho. Agradeço a Deus pelas bênçãos em minha vida, Nele encontrei forças essenciais para a superação de qualquer desafio.

Aos amigos Jonathan José Gomes Brasil, Raphael Faustino de Paula e Jeferson Ferreira de Oliveira pelas orientações seguras e a maneira cortês que me auxiliaram durante minha pesquisa.

Agradeço em especial a minha família, meus sogros, que proporcionaram todo o suporte, com paciência e compreensão durante todo o curso, aos meus pais, pro todo amor, dedicação e companheirismo, sendo os meus maiores exemplos humanos, estando sempre torcendo por mim, permitindo vencer mais uma etapa em minha vida e principalmente na concretização de mais um sonho. Aos meus filhos Arthur e Catharina, agradeço pela companhia inseparável. Vocês são as minhas maiores riquezas e fonte inspiradora por toda a vida. A minha amada esposa, Mariana Tavares, a qual, com todo meu amor, dedico este trabalho, por ser o alicerce da nossa família durante toda a nossa jornada, principalmente pelo amor incansável pelos nossos filhos. Muito obrigado por estar sempre ao meu lado, sonhando comigo.

Ao professor Murilo pela paciência, amizade e cortesia a mim dispensadas, pelos valiosos ensinamentos transmitidos nestes últimos anos e pela orientação segura ao longo deste trabalho, muito obrigado!

A imaginação é mais importante que o conhecimento. O conhecimento é limitado, enquanto a imaginação abraça o mundo inteiro, estimulando o progresso, e dando origem à evolução.

Albert Einstein

Resumo da Dissertação apresentada à COPPE/UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau em Mestre em Ciências (M.Sc.)

ANÁLISE ESTRUTURAL DE UM MASTRO PARA NAVIO PATRULHA

Rafael Monteiro Bizarro

Dezembro/2022

Orientador: Murilo Augusto Vaz

Programa: Engenharia Oceânica

O Navio Patrulha é empregado na vigilância e fiscalização da Zona Econômica Exclusiva, das águas jurisdicionais brasileiras, defesa do litoral e de áreas marítimas costeiras, podendo participar, ainda, de operações de busca e salvamento e proteção de plataformas petrolíferas. A Marinha do Brasil está realizando diversos Projetos Básicos, em cumprimento ao desenvolvimento da Estratégia Nacional de Defesa, com a finalidade de modernizar o Poder Naval, tornando-o mais equilibrado, aparelhado e balanceado. Em termos de projeto, devido à complexidade de uma estrutura de mastro naval e a existência de poucas publicações abrangentes cobrindo todos estes aspectos, o projetista é forçado a considerá-lo como qualquer outra estrutura. A estrutura do mastro deve resistir aos esforços provenientes do peso próprio, dos pesos dos equipamentos e do campo de pressão do vento. Ademais, uma questão crucial para o sucesso do projeto do mastro é assegurar que suas frequências naturais estejam suficientemente afastadas das frequências de excitação dos equipamentos de bordo, em destaque da propulsão. A proposta de trabalho consiste numa análise estrutural normativa de um mastro para Projeto Básico de um Navio Patrulha, definindo-se a espessura do chapeamento e dimensões dos reforços. Em seguida, realiza-se análises numéricas (Método de Elementos Finitos) estática e modal do mastro. A 1ª será utilizada para comparação com os resultados da análise normativa, e a 2ª permitirá o cálculo das frequências e modos naturais de vibração da estrutura, por uso do Fator de participação de massa efetiva que destaca as frequências de maior influência em relação ao peso, para garantir que as mesmas não coincidam com as frequências de excitação da propulsão afim de afastar os riscos de ressonância.

Abstract of Dissertation presented to COPPE/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science (M. Sc.)

STRUCTURAL ANALYSIS OF A MAST FOR PATROL SHIP

Rafael Monteiro Bizarro

Dezember/2022

Advisor: Murilo Augusto Vaz

Department: Ocean Engineering

The Patrol Ship is used in the surveillance and inspection of the Exclusive Economic Zone, of Brazilian jurisdictional waters, defense of the coast and coastal maritime areas, and may also participate in search and rescue operations and protection of oil platforms. The Brazilian Navy is carrying out several Basic Projects, in compliance with the development of the National Defense Strategy, with the aim of modernizing Naval Power, making it more balanced, equipped and balanced. In terms of design, due to the complexity of a ship's mast structure and the existence of few comprehensive extensions covering all these aspects, the designer is forced to consider it like any other structure. The structure of the mast must resist efforts from its own weight, the weight of the equipment and the wind pressure field. In addition, a crucial issue for the success of the mast design is to ensure that its natural frequencies are far enough away from the frequencies of practicing the onboard equipment, in particular the propulsion. The work proposal consists of a normative structural analysis of a mast for the Basic Design of a Patrol Ship, defining the thickness of the plating and dimensions of the reinforcements. Then perform numerical analyzes (Finite Element Method) of the master static and modal. The 1st will be used for comparison with the results of the normative analysis, and the 2nd will allow the calculation of the frequencies and natural modes of vibration of the structure, by using the Effective Mass Participation Factor that highlights the frequencies of greater influence in relation to the weight, to ensure that they do not coincide with the learning frequencies of the propulsion in order to avoid the risks of resonance.

Sumário

1. Introdução.....	15
1.1. Considerações iniciais.....	16
1.1.1. Análise Estática	17
1.1.2. Análise modal	17
1.1.3. Método de elementos finitos para análise modal.....	18
1.2. Proposta de Trabalho	18
1.3. Estrutura do Trabalho	18
2. Revisão Bibliográfico.....	20
2.1. Tipos de Mastros.....	20
2.2. Materiais	22
2.2.1. Aço	22
2.2.2. Compósitos	23
2.2.3. Alumínio.....	25
2.3. Equipamentos.....	28
2.3.1. Luzes de navegação	28
2.3.2. Radares	28
3. Metodologia.....	31
3.1. Projeto Estrutural	31
3.2. Definição da Topologia	31
3.2.1. Espessura da chapa	35
3.2.2. Módulo de seção.....	38
3.2.3. Área cisalhante	41
3.3. Configuração do Mastro dimensionado.....	43
3.4. Modelo numérico.....	43
3.4.1. Criação da Malha.....	45

3.4.2.	Modelagem do mastro	46
3.4.3.	Modelagem do Mastro mais Convés 02 simplificado	47
3.4.4.	Modelagem do Mastro mais Convés 02	48
4.	Análise Estática do Mastro	49
4.1.	Cálculo das Pressões no Mastro.....	49
4.1.1.	Forças das Cargas Inerciais	49
4.1.2.	Força do Vento	50
4.1.3.	Resultados Encontrados.....	51
4.2.	Análise Numérica da Resposta Estática.....	52
4.2.1.	Seleção dos elementos (Sensores)	52
4.2.2.	Análise Comparativa entre Condições	53
4.2.3.	Análise Comparativa entre as Espessuras de Projeto e Comercial.....	56
5.	Análise Modal do Mastro	58
5.1.	Cálculo pela Norma	58
5.2.	Fator de Participação de Massa Efetiva	59
5.2.1.	Mastro	60
5.2.2.	Mastro mais Convés 02	61
5.3.	Efeitos das frequências de vibração da propulsão	63
5.3.1.	Comparação entre as Frequências Naturais e a de Excitação.....	63
6.	Conclusão	67
6.1.	Trabalhos futuros	69
7.	Referências	70
	APÊNDICE A	72
	APÊNDICE B.....	76
	APÊNDICE C.....	78
	APÊNDICE D	80

Lista de Figuras

Figura 1 - Mastros tipo Poste(a) e Treliça (b) (Fonte site do Poder Naval)	21
Figura 2 - Mastro Estrutural (Fonte site do Poder Naval)	21
Figura 3 - Navio Patrulha Macaé (Fonte: site do Poder Naval)	31
Figura 4 - Arranjo das plataformas e suporte de luzes do mastro (Fonte: O Autor)	32
Figura 5 - Chapas e reforços do mastro (Fonte: O Autor/Modelado no ANSYS®)	33
Figura 6 - Perfis L e T empregados no mastro (Fonte: O Autor/Modelado no ANSYS®)	33
Figura 7 – Espaçamento entre perfis do mastro (Fonte: O Autor/Modelado no ANSYS®)	34
Figura 8 - Dimensionamento do Perfil (Fonte RINAMIL 2017)	41
Figura 9 - Três condições de análise (Fonte: O autor)	44
Figura 10 -Análise de sensibilidade da malha (Fonte: O autor)	45
Figura 11 - Modelo com os equipamentos representados (fonte: O autor/ Modelado no ANSYS®).....	46
Figura 12 - Modelagem do Mastro com engaste (Fonte: O Autor/ modelado no ANSYS®)	46
Figura 13 - Condição do Mastro mais convés 02 simplificado (fonte: O autor/ Modelado no ANSYS®).....	47
Figura 14 - Mastro mais convés 02 simplificado engastado na região roxa (fonte: O autor/ Modelado no ANSYS®)	47
Figura 15 -Modelo do Mastro mais Convés 02 (fonte: O Autor/ modelado no ANSYS®)	48
Figura 16 - Acelerações longitudinais, transversais e verticais (fonte: O Autor/RINAMIL 2017).....	50

Figura 17 - Regiões do Mastro (fonte: O Autor).....	51
Figura 18 - Sensores para as Tensões de von Mises (fonte: O Autor/ modelado no ANSYS®).....	52
Figura 19 - Sensores para medir o deslocamento (fonte: O Autor/ modelado no ANSYS®)	53
Figura 20 - Resultado das Análises das Tensões de von Mises sobre pressão incidindo na direção da Proa (fonte: O Autor/ modelado no ANSYS®).....	54
Figura 21 - Resultado das Análises do Deslocamento sobre pressão incidindo na direção da Proa (fonte: O Autor).....	55
Figura 22 - Resultado das Análises do Deslocamento sobre pressão incidindo na direção Boreste (fonte: O Autor).....	56
Figura 23 - Resultado das Análises comparado as espessuras na condição Mastro mais Convés 02 sobre pressão incidindo na direção da Proa (fonte: O Autor/ modelado no ANSYS®).....	57
Figura 24 - Resultado das Análises comparado as espessuras na condição Mastro sobre pressão incidindo na direção da Proa (fonte: O Autor/ modelado no ANSYS®).....	57
Figura 25 - Efeito de vibração na chapa superior do convés 02 (fonte: O Autor/ modelado no ANSYS®)	60
Figura 26 - Modos com frequência de vibração no Mastro (fonte: O Autor/ modelado do ANSYS®).....	62
Figura 27 - Gráficos do Modelo do Mastro com suas frequências naturais com os limites a ressonância nas frequências de excitação do propulsor nas veloc Máx e de cruzeiro, para ambas as espessuras (Fonte: O Autor).....	65
Figura 28 - Gráficos do Modelo do Mastro + Convés 02 com suas frequências naturais com os limites a ressonância nas frequências de excitação do propulsor nas veloc Máx e de cruzeiro, para ambas as espessuras (Fonte: O Autor).....	66

Lista de Tabelas

Tabela 1 - Peso dos equipamentos do mastro (fonte: O Autor).....	32
Tabela 2 - Dados iniciais do navio (Fonte: O Autor)	34
Tabela 3 - Dados do Alumínio (Fonte: O Autor)	35
Tabela 4 – Pressão lateral para Deckhouse - Coeficiente a (fonte: O autor/RINAMIL 2017).....	36
Tabela 5 -Pressão lateral para Deckhouse - Coeficiente b (fonte: O autor/RINAMIL 2017)	36
Tabela 6 - Pressão lateral para Deckhouse - Coeficiente f (fonte: RINAMIL 2017).....	36
Tabela 7 - Pressão lateral mínima (fonte: RINAMIL 2017)	36
Tabela 8 -Tabela de espessura em milímetros (fonte: O autor/RINAMIL 2017)	37
Tabela 9 - Espessuras de projeto e comercial (Fonte: O Autor).....	38
Tabela 10 - Reforços de camadas superiores (fonte:RINAMIL 2017)	38
Tabela 11 - Coeficientes alfa e bravo (fonte:RINAMIL 2017).....	39
Tabela 12 - Seleção estrutural (fonte: O autor/RINAMIL 2017)	40
Tabela 13 – Análise através de modelos de vigas isoladas - Fatores de segurança parciais (fonte:RINAMIL 2017)	40
Tabela 14 - Análise através de modelos tridimensionais - Fatores de segurança parciais (fonte: RINAMIL 2017)	40
Tabela 15 - Verificação dos módulos de seção (fonte: O Autor)	40
Tabela 16 - Verificação das áreas cisalhantes (fonte: O Autor).....	43
Tabela 17 – Resumo do mastro de alumínio do navio (fonte: O Autor)	43
Tabela 18 - Relação dos Pesos no Mastro (Fonte: O Autor).....	47
Tabela 19 - Cálculo de pressão gerada pela água parada e cargas inerciais (fonte: O Autor/RINAMIL 2017)	49
Tabela 20 - Referência para cálculo das acelerações longitudinais, transversais e verticais (fonte:RINAMIL 2017)	50

Tabela 21 -Frequência de rotação da Propulsão do NPa 500BR (fonte: O Autor)	58
Tabela 22 - Limites de operação (fonte: O Autor)	58
Tabela 23 - Modos do Mastro com EMPF maiores que 1% (Fonte: O Autor)	60
Tabela 24 - Condensado dos Resultados dos EMPF para Mastro Engastado (Fonte: O Autor)	61
Tabela 25 - Relação de peso das Chapas e Reforçadores utilizando espessura de projeto (Fonte: O Autor)	61
Tabela 26 - Condensado dos Resultados para Mastro Engastado com espessura de projeto (Fonte: O Autor)	61
Tabela 27 - Modos do Mastro + Convés 02 com EMPF maiores que 1% (Fonte: O Autor)	62
Tabela 28- Condensado dos Resultados dos EMPF para Mastro mais Convés 02 (fonte: O Autor).....	62
Tabela 29 - Condensado dos Resultados para Mastro mais Convés 02 com espessura de projeto (fonte: O Autor).....	63
Tabela 30 – Para cada condição de contorno, as frequências do limite de operação da propulsão (fonte: O Autor)	64
Tabela 31 - Comparação das frequências naturais com as frequências de excitação da propulsão (fonte: O Autor)	65

1. Introdução

O desenvolvimento dos projetos estruturais de embarcações navais tem avançado consideravelmente nos últimos anos. Dentro destes projetos, os mastros navais acabam necessitando de atenção especial, a fim de atender crescentes demandas de desempenho. Seu objetivo básico é estender a capacidade de vigilância de um navio, e em teoria, "quanto maior a altura do mastro, mais longe o alcance sobre o horizonte". Os demais objetivos do projeto do mastro ensejam a preocupação com estabilidade, criação de peso excessivo acima do centro de gravidade (CG), aumento da seção transversal do radar e visibilidade de oponentes além do horizonte, que influenciam diretamente na questão da altura do mastro, não podendo gerar conflitos entre eles. O peso da superestrutura, região onde serão instalados os mastros, tornou-se uma preocupação devido ao aumento constante do número de sensores a serem colocados em um mastro na busca de melhorar o apoio aos sistemas de vigilância e combate. Cabe ressaltar que, nestes projetos, espera-se que os mastros navais sejam capazes de suportar as mesmas cargas ambientais e de impacto de armas comparado com o navio. [1]

As Sociedades Classificadoras (SC) cobrem as regras para o projeto tanto dos navios de guerra quanto das embarcações feitas de aço. Os aspectos do projeto estrutural do mastro são distribuídos ao longo das regras, com considerações. As regras do *Lloyd's Register* para a Classificação de Navios Navais (LR 2014) e da *Det Norske Veritas* (DNV 2012) consideram mastros fechados ou integrados, para fins de projeto e classificação, como superestruturas. A certificadora *American Bureau of Shipping* (ABS) trata as tensões específicas permitidas nos mastros militares como outras estruturas específicas do navio. Nenhuma das regras parece abranger especificamente mastros tipo treliça. Em geral, as regras cobrem tensões admissíveis, cargas de movimentos de navios, vento e vibração. Cargas militares mais específicas são deixadas para o regime de cálculos adicionais [1].

Devido à complexidade e importância de uma estrutura de mastro naval e a existência de poucas publicações abrangentes cobrindo todos estes aspectos, força o projetista a considerar o mastro como qualquer outra estrutura, o comitê da *ISSC NAVAL SHIP DESIGN* 2015, referência [1], recomendou que as Sociedades Classificadoras, ou

autoridades de projeto naval, produzam um conjunto mais abrangente de regras para o projeto de mastros.

Sendo conhecedora dessas dificuldades, a Marinha do Brasil (MB) está realizando diversos Projetos Básicos de Navios Patrulhas (NPa). Estes projetos fazem parte do Plano de Articulação e Equipamento da Marinha do Brasil (PAEMB) em cumprimento ao desenvolvimento da Estratégia Nacional de Defesa (END), que em 2011 estabeleceu metas até o ano de 2031 com a finalidade de modernizar o Poder Naval, tornando-o mais equilibrado, aparelhado e balanceado para o monitoramento da vasta área oceânica brasileira. O projeto do NPa 500 encontra-se em fase final com expectativa de que se possa iniciar sua construção, com envolvimento de diversas empresas brasileiras, a fim de gerar empregos e desenvolver a indústria nacional [2].

O Navio patrulha é empregado na vigilância das águas jurisdicionais brasileiras (AJB), e defesa do litoral, de áreas marítimas costeiras, no apoio a operações terrestres e na defesa de portos, podendo participar, ainda, de operações de fiscalização da Zona Econômica Exclusiva (ZEE), busca e salvamento, proteção de plataformas petrolíferas, e na prevenção e repressão de delitos ambientais. Poderá contar com diversos sistemas oriundos da capacitação tecnológica da MB e da Base Industrial de Defesa (BID) [3].

A MB considera este projeto não só de uso próprio, mas também um grande potencial para fornecimento às marinhas de outros países, como os mercados da África, América do Sul e Ásia, devido a vasta área oceânica costeira pertencentes a estes [4]. A Empresa Gerencial de Projetos Navais (EMGEPROM), que conta com a iniciativa de ser detentora da propriedade intelectual dos projetos de navio-patrulha, leva em consideração que se trata de uma classe com demanda e requerida por países com zonas costeiras extensas, exemplo do Brasil, conforme debatido durante a conferência “Cenários da Indústria Naval e Offshore”, promovida, em agosto de 2021, pela *Navalshore* e pela Revista Portos e Navios [5].

1.1. Considerações iniciais

O Mastro Naval é considerado uma estrutura sensível devido à sua complexidade e importância, pois nele são instalados equipamentos e sensores vitais, principais no auxílio à navegação e comunicação, variando de acordo com a missão da embarcação.

Como o mastro se encontra localizado próximo a equipamentos de bordo, a título de exemplo o motor de propulsão e demais máquinas rotativas, deve-se ter cuidado em projetar uma estrutura com frequências naturais suficientemente afastadas das possíveis frequências de excitação destes equipamentos, que é o principal problema para se evitar. Cabe ressaltar que uma estrutura mais leve apresenta frequências naturais numericamente mais baixas, aumentando as chances da aproximação com estas frequências de excitação. Nesse sentido, falta documentação mais abrangente de regras e metodologia racional numérica para essa avaliação, tornando o projeto dos arquitetos navais desafiador.

1.1.1. Análise Estática

Na análise estrutural, é feita a idealização do comportamento da estrutura. Esse comportamento pode ser expresso por diversos parâmetros, tais como pelos campos de tensões, deformações e deslocamentos na estrutura.

Durante a fase de projeto, são feitas análises estáticas e dinâmicas. Para uma estrutura naval, a análise estática consiste em avaliar os efeitos causados pelas forças do vento, cargas inerciais e, quando aplicado, forças de onda. Esta análise serve como validação inicial a fim de avançar para as próximas fases do projeto da análise modal, pois seus resultados já considerados baixos devido a principal influência para estas análises ser a força do vento incidente no mastro.

1.1.2. Análise modal

A análise modal é uma ferramenta utilizada em larga escala para determinar modos de vibração, frequências naturais e fatores de amortecimento em estruturas ou máquinas. Sua gama de utilização dá-se devido à facilidade de implementação e atualmente existem várias técnicas de análise modal.

Para vibrações, é importante ter conhecimento do mecanismo comportamental de estruturas e seus componentes. A análise modal é capaz de determinar as propriedades dinâmicas de uma estrutura pela identificação de seus modos naturais de vibração. Um modo de vibração é uma propriedade global de uma estrutura e possui uma frequência natural específica. A ressonância associada com cada modo é independente da locação espacial, e é caracterizada por uma única distribuição de deformação ou forma modal através da estrutura [6].

1.1.3. Método de elementos finitos para análise modal

O Método de Elementos Finitos (MEF), é um procedimento numérico para resolver problemas de mecânica de sistemas contínuos com precisão. Também é muito utilizado frente à analogia física direta que se estabelece, com o seu emprego, entre o sistema físico real e o modelo simulado computacionalmente. Assim, a análise modal em MEF consiste em uma simulação onde é possível identificar os modos de vibração e as frequências naturais do modelo empregado [7].

A análise de vibrações de sistemas estruturais simples, através de métodos analíticos, é uma excelente maneira de compreender e se familiarizar com o fenômeno real, entretanto, torna-se impossível qualquer tratamento analítico de estruturas mais complexas. Neste contexto, o MEF constitui uma excelente alternativa para a solução de problemas que envolvem um grande número de graus de liberdade, como no caso da análise do mastro naval.

1.2. Proposta de Trabalho

A proposta de trabalho consiste numa análise estrutural estática normativa e numérica de um mastro para projeto básico de um navio patrulha com deslocamento entre 500 e 600 toneladas. Efeitos das pressões, geradas pelas forças das cargas inerciais e do vento, serão avaliadas no modelo numérico numa análise estática do mastro. Será também desenvolvida uma metodologia utilizando o método dos elementos finitos, para análise dinâmica do mastro, para cálculo das frequências naturais e verificação, com auxílio da técnica do Fator de Participação de Massa Efetiva, que destaca as frequências de maior influência em relação ao peso, que as mesmas não coincidam com as frequências de vibração da propulsão.

1.3. Estrutura do Trabalho

A divisão deste trabalho consiste em apresentar, no primeiro capítulo, uma breve introdução sobre a importância dos projetos de Navios Patrulhas para a MB, em especial o mastro, devido à sensibilidade dos equipamentos empregados e à falta de documentação mais abrangente de regras e metodologia racional numérica. Através do uso do MEF na análise numérica desenvolvida, chega-se ao principal objetivo a ser alcançado no

trabalho: garantir que as frequências naturais não se aproximem das frequências de excitação da propulsão.

O segundo capítulo, apresenta uma revisão bibliográfica, desenvolvendo uma explicação para os tipos e materiais mais utilizados na construção do mastro nas embarcações da MB, destacando o mastro estruturado com material alumínio que será avaliado neste estudo, assim como os equipamentos sensíveis utilizados, como por exemplo os radares e luzes de navegação.

O terceiro capítulo, apresenta a metodologia aplicada, inicialmente, através do cálculo analítico é realizado o projeto estrutural do mastro, dimensionando os parâmetros para chapeamentos e reforçadores. Com isso, é criado um modelo numérico para avaliação através do MEF, com sua malha empregada, incluindo os equipamentos do mastro empregados.

O quarto capítulo, considera uma análise estática, sendo avaliados os efeitos das pressões, oriundas das cargas inerciais e força do vento, no modelo numérico do mastro nas condições exemplificadas, mostrando-se o impacto na resposta pela mudança de espessura. As análises serão avaliadas utilizando-se o critério de tensão de *von Mises* e o deslocamento máximo em alguns pontos pré-selecionados da estrutura.

No quinto capítulo, apresenta-se a análise estrutural dinâmica, verificando os efeitos das frequências de excitação da propulsão comparados com as frequências naturais com maior participação de massa efetiva, a fim de evitar o fenômeno de ressonância, avaliando seus riscos, que pode comprometer o desempenho dos sensores instalados no mastro.

O sexto capítulo, apresenta as conclusões e as sugestões para trabalhos futuros.

2. Revisão Bibliográfico

Para a análise de um mastro é preciso conhecer um pouco mais sobre sua finalidade e por isso serão apresentados os tipos de mastros existentes e os materiais adotados na sua confecção, mostrando suas vantagens e desvantagens. O mastro suporta a maior parte de sua carga juntamente com as forças de cisalhamento. Deve ter alta rigidez à flexão e também possui a finalidade de apoiar o uso de equipamentos a uma altura acima de uma superestrutura, como por exemplo, antenas de radar e comunicação, luzes de navegação e equipamentos de detecção de sinais eletrônicos [8]. Assim, o mastro naval é responsável por estender a capacidade de vigilância e apoiar os sistemas de navegação e combate do navio. A estabilidade, o elevado centro de gravidade, o aumento da seção transversal do radar e o peso da superestrutura são variáveis importantes do projeto que irão influenciar nas escolhas do tipo de mastro e material empregado.

2.1. Tipos de Mastros

A estrutura de um mastro pode ser projetada de várias maneiras para suportar os equipamentos descrito no item 2.3, e estes são normalmente categorizados [9]:

- Poste ou Mastro de Tripé: Um poste único, independente ou com suportes de apoio, que pode suportar itens de menor peso, visto na figura 1a;
- Treliça: Construído de escoras e treliças (abertas), normalmente em uma base quadrada, e dispostas para fornecer rigidez estrutural como uma estrutura autônoma e usado onde os equipamentos suportados são muito grandes para um mastro tipo tripé, revelados na figura 1b;
- Estrutural fechado: Construído como uma estrutura fechada, normalmente em uma base quadrada, continuação da superestrutura, com diafragmas internos e reforço para fornecer rigidez estrutural, conforme podemos observar na Figura 2.

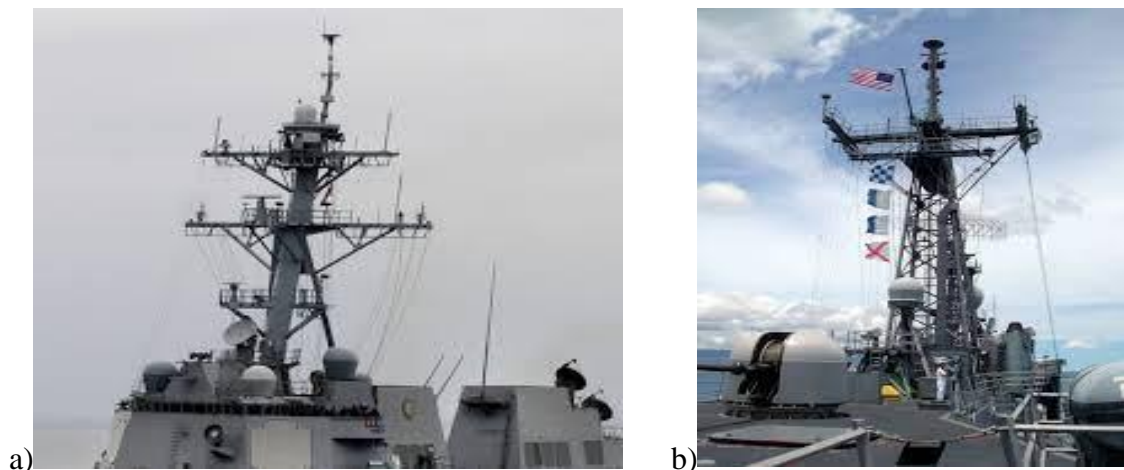


Figura 1 - Mastros tipo Poste(a) e Trelça (b) (Fonte site do Poder Naval)



Figura 2 - Mastro Estrutural (Fonte site do Poder Naval)

O tipo de mastro afeta o projeto da embarcação; seu peso impacta o desempenho da estabilidade, a resistência do ar influencia (embora pouco) a velocidade do navio e a disposição das antenas afeta o ambiente eletromagnético. Finalmente, a necessidade de fornecer acesso, energia e ar de resfriamento ao mastro deve ser considerada, assim como o efeito da pluma de calor dos escapamentos / funil que colidem com as antenas.

Embora o tipo treliça seja provavelmente o mais comum em embarcações navais, o uso de estruturas fechadas (aço, alumínio ou material compósito) é mais recorrente em construções recentes de embarcações navais de uso militar por países como os EUA, Reino Unido e Holanda [1].

As regras, tanto para navios de guerra quanto para embarcações de aço e mastros com ou sem suporte, são abrangidas por todas as Sociedades Classificadoras (SC), mas as descritas por LR (2014) e DNV (2012), para fins de projeto, consideram o mastro estrutural fechado integrado à superestrutura. Estes têm as vantagens de [1]:

- Seção transversal reduzida do radar;
- Proteção de sensores do meio ambiente;
- Fácil manutenção;
- Capacidade de sobrevivência aumentada aos impactos de armas;
- Uso de sensores integrados complexos;
- Redução da interferência eletromagnética entre os sensores; e
- Melhoria nas linhas de visão (redução no número de mastros).

As desvantagens dos mastros fechados são [1]:

- Peso superior com elevação do centro de gravidade (CG);
- Aumento da área de superfície para cargas de vento e efeito na esteira aérea;
- Custo; e
- Sobrevivência ao Fogo.

2.2. Materiais

A indústria de construção naval percebeu que os novos projetos, incluindo os métodos de projeto e produção inovadores, são necessários para diminuir os custos operacionais e de produção e as emissões, atendendo às mudanças nas regras e regulamentos. Com o desenvolvimento de novos navios, a utilização de revestimentos mais espessos e novos aços de alta resistência estão se tornando usuais, o que aumenta a atenção com a resistência à fadiga [10].

Os materiais normalmente considerados para estruturas de mastros são o aço, alumínio e compósito. Estes foram considerados ou usados em projetos de mastros integrados, tanto de forma independente quanto em combinação. Os parágrafos abaixo fornecem uma visão de alto nível das vantagens e desvantagens de cada material.

2.2.1. Aço

O aço é muitas vezes o material preferido nas aplicações navais do Reino Unido e, embora outros materiais ou combinações dos mesmos possam resultar em benefícios, como, por exemplo, um melhor desempenho ao longo da vida ou menor peso, estes são frequentemente rejeitados por razões como custo inicial e falta de confiança no projeto e desempenho do material. Ao considerar os benefícios do aço nesta aplicação particular, pode-se ver que as vantagens incluem baixo custo inicial contra as desvantagens dos altos requisitos de manutenção ao longo da vida, o risco de distorção para espessuras baixas durante a construção e alto peso [9].

A escolha do aço depende principalmente do tipo de embarcação, do seu perfil operacional e da oferta de compra, onde este último possui uma restrição geográfica, pois, dependendo do local que será realizada a construção da embarcação, a oferta deste material possa ser mais escassa acarretando numa necessidade de importação, aumentando assim o custo. Por causa desta restrição, durante a fase de concepção do projeto, ocorre a exigência para que esta compra seja feita com fornecedores nacionais e assim limitar futuros problemas de manutenção.

Na maioria dos países, o uso de aços de alta resistência não é mais uma questão crítica. Atualmente, os aços com limite de escoamento de 355 MPa são normalmente adotados, pois não apresentam problemas de soldagem. Os aços com tensão de escoamento de 460 a 520 MPa são comumente usados para aplicações peculiares como cabines de comando e hangares, pois a maior resistência permite economias significativas no peso estrutural onde as cargas estáticas, quase estáticas ou de impacto definem as condições de carregamento. Aços estruturais de alta resistência, caracterizados por alta dureza, são usados para proteção balística. No entanto seu uso pode levar a problemas significativos devido aos procedimentos de produção das juntas soldadas, que se não forem executadas corretamente, podem se tornar frágeis, portanto, mais propensas a trincas por fadiga. A fadiga é o critério dominante de escalonamento onde, geralmente, é melhor adotar aços com maior tenacidade [11].

2.2.2. Compósitos

Nos últimos anos ocorreu um aumento da aplicação de materiais compósitos leves, tanto na aplicação da construção de navios como um todo, quanto na combinação de peças compostas com cascos de aço. Os compósitos apresentam diversas vantagens, como leveza, grande liberdade de forma e resistência à corrosão, o que os torna muito adequados para aplicação em ambientes marítimos. A maioria das aplicações está em navios militares, como por exemplo [10]:

- O casco do navio dos barcos de patrulha *KNM Skjld* da Marinha Real Norueguesa;
- Navio de contra-medida de minas *MCMV lansort Class* da Marinha Real Sueca;
- Corvetas *Visby* da Marinha Real Sueca;
- Superestrutura da fragata classe *la Fayette* da Marinha Francesa; e
- Mastros fechados avançados da Marinha dos EUA.

Os principais impulsionadores técnicos para a aplicação de compósitos são a resistência à corrosão [12] e redução de custos e economia de peso e assinatura magnética [13]. Os custos reduzidos só podem ser vistos quando os custos ao longo da vida são levados em consideração. Os custos iniciais para materiais compósitos são mais altos. Uma vez que a maioria dos proprietários/operadores ainda são orientados pelo custo inicial, essa não é uma vantagem geralmente considerada. A principal vantagem da economia de peso que normalmente é vista é o aumento da estabilidade ou aumento da carga útil. Na economia de combustível, devido à redução de peso, não apresenta tamanha importância [10].

Uma das principais razões para propor o uso de compósitos de polímero na fabricação do mastro foi sua transparência relativa à radiação eletromagnética (EM), dando a capacidade de abrigar sensores dentro de compartimentos. Isso não só concede os benefícios de proteger os sensores de ameaças militares e ambientais, mas também permite que os sensores sejam empilhados uns sobre os outros, aumentando o potencial para maior isolamento e, assim, redução da interferência entre eles. O uso de materiais compósitos raramente são considerados para a fabricação. O resultado disso é a escassez de padrões que possam ser relacionados a estruturas feitas com esses materiais. Uma cooperação estreita entre os projetistas e a SC é necessária para garantir sua aprovação. A seleção dos materiais mais adequados é baseada em seu desempenho eletromagnético, mecânico e ambiental e na aplicabilidade com técnicas de fabricação apropriadas [8].

Para o aumento do uso de compósitos é necessário investir na otimização do projeto. Isso pode assumir a forma de otimização de certos parâmetros de estruturas compósitas, como o uso de análise do cisalhamento para melhorar o comportamento ao cisalhamento de materiais sanduíche, de acordo com [14]. Em [15], no entanto, são descritas técnicas de otimização para melhorar o comportamento geral de uma estrutura, com base em uma otimização combinada de resistência, rigidez e peso.

A principal desvantagem para a aplicação de compósitos são as regulamentações de incêndio da Convenção para a Salvaguarda da Vida Humana no Mar (SOLAS) que são baseadas principalmente em metais. Outros materiais podem ser usados desde que seja demonstrada sua segurança equivalente, assim, muitas pesquisas estão sendo realizadas sobre a segurança dos compósitos. Deve-se levar em consideração a geração de fumaça, subprodutos tóxicos e a manutenção da resistência estrutural em condições de

incêndio. Taxas de expansão diferentes entre os painéis e a estrutura de aço requerem consideração para manter a integridade estrutural nas condições de incêndio. Isso significa que o método de conexão entre a estrutura e os painéis requer um projeto aprimorado. Além disso, novas soluções de isolamento podem ser necessárias para evitar a condução de calor através da estrutura. É necessário ocorrer uma combinação de processos térmicos, químicos, físicos e de falha, com interações entre esses processos, para esta aplicação ser aprovada [10].

2.2.3. Alumínio

O alumínio é o material de escolha para muitos navios e embarcações devido ao baixo peso, facilidade de fabricação e custos razoáveis, mas também apresenta seus próprios desafios. Ele tem melhores propriedades corrosivas comparado ao aço, mas precisa de um bom projeto na interface aço alumínio se o casco do navio for de aço. Em geral é um material de custo mais elevado que o aço e menos resistente ao fogo devido ao seu menor ponto de fusão, exigindo assim isolamento estrutural adicional contra incêndio. Cabe ressaltar que a soldagem de alumínio requer maior preparação e limpeza das juntas comparativamente com o aço. Além disso, a necessidade de gás de proteção e as velocidades de soldagem um pouco mais lentas tornam o processo mais caro. O alumínio é mais propenso a distorções durante a soldagem do que o aço. As estruturas de alumínio podem apresentar dificuldades significativas para o combate a incêndios como estrutura do convés, em risco de derreter durante um combate a incêndio [9].

Do ponto de vista naval, o uso do alumínio merece consideração especial: até a década de 1970, muitos navios militares foram projetados e construídos com superestruturas de liga de alumínio, proporcionando notável economia de peso, mesmo levando em conta a maior quantidade de isolamento necessário para fins de proteção contra incêndio, com baixo impacto na estabilidade da embarcação intacta e danificada. Nos anos oitenta, devido a ocorrência de incidentes relacionados à incêndio a bordo, fizeram com que os projetistas navais repensassem o uso geral do alumínio. Nos últimos anos, devido ao uso extensivo de ligas leves em embarcações de alta velocidade, as ligas de alumínio começaram a desempenhar novamente um papel limitado, mas significativo. Por exemplo, eles têm sido utilizados para mastros, funis e conveses. Navios de combate rápidos médios, em fase de projeto, têm superestruturas completas de liga de alumínio.

A aceitabilidade do uso de alumínio em navios de guerra varia neste momento entre as marinhas, principalmente dependendo de sua experiência anterior. Além do combate a incêndios, outras possíveis desvantagens das ligas de alumínio, no campo naval, em relação ao aço, que devem ser abordadas na fase de projeto, incluem critérios minuciosos de fabricação, dificuldade de reparo, resistência à explosão, falta de propriedades balísticas e blindagem eletromagnética. Quando usadas para mastros, as ligas de alumínio oferecem redução considerável do peso, se comparadas com soluções de aço equivalentes, e atingem frequências naturais de vibração estrutural mais altas. Por outro lado, devido ao seu baixo módulo de Young, às vezes não fornecem rigidez necessária para as fundações do sistema de combate [11].

2.2.3.1. Alumínio naval

As ligas de alumínio, conhecidas como “Alumínio Naval”, são usualmente aplicadas na indústria naval onde os seus atributos são valorizados, quando comparados com outros materiais. Alguns desses atributos são: baixa densidade, elevada relação resistência à tração/peso, resistência à corrosão em determinados ambientes e retenção da tenacidade a baixas temperaturas e, em alguns casos, o valor relativamente baixo do módulo de elasticidade. O material ainda possui condutividade térmica superior em até 4 vezes a do aço carbono, por exemplo. Além disso, o alumínio naval não é inflamável, não absorve água ou umidade e não se deforma como a fibra de vidro [10].

O uso destas ligas têm como objetivo o aumento da velocidade do navio e/ou uma redução no consumo de combustível, com a vantagem de terem uma grande resistência à corrosão. As ligas de alumínio são frequentemente usadas em superestruturas de grandes navios ou de navios militares e também em cascos de alguns navios e embarcações.

As ligas mais comuns na construção naval pertencem às séries 5000 e 6000 com teores de magnésio entre 0,6 e 6%. Tal como foi referido anteriormente, essas ligas podem ser melhoradas através de tratamentos térmicos e/ou mecânicos. Também se salienta que uma vez que a construção naval essencialmente envolve processos de soldagem, é importante analisar o comportamento das zonas soldadas e contíguas (Zonas Termicamente Afetadas – ZTAs), pois o aumento da temperatura durante o processo de soldagem implica uma diminuição local das propriedades mecânicas. Com isso, as ligas mais utilizadas pela indústria naval são as 5083 e 6061.

A liga de alumínio 5083 contém de 3 a 5% de adição de cromo e manganês, apresentando as melhores características das ligas de alumínio da série 5000, muito utilizada na fabricação do chapeamento. Assim, nas oficinas navais, para a fabricação das embarcações a liga mais utilizada é a 5083-H111, sendo o magnésio o principal elemento de liga. Esta liga é sujeita a um tratamento de recozimento de recristalização, que permite um aumento de sua ductilidade e estabilidade dimensional.

Tal liga não apresenta problemas de fragilização, sendo possível a sua soldagem por fusão com perda mínima de resistência mecânica (não apresenta problemas de fissuração a quente). A chapa da liga de alumínio 5083 pode ser fabricada em 2 dimensões padronizadas com até 3000 mm de comprimento, e podem ter sua superfície fresada. É de ótima aceitação em processo de anodização e soldagem, isento de tensões internas.

O alumínio 6061-T6 é uma das ligas mais populares de alumínio existentes, muito utilizado na fabricação de perfis laminados. Trata-se de uma combinação de alumínio, magnésio e silício. É uma matéria-prima que se destaca por sua flexibilidade e resistência à corrosão em ambiente salino. É indicada para projetos que não exigem alto grau de usinabilidade, mas pode ser muito bem voltada para aqueles que possuem exigência estética, já que se trata de uma peça de bom polimento. As ligas deste alumínio são voltadas para projetos que precisam de um material com menor exigência em relação às propriedades mecânicas, mas que necessitam de maior resistência à corrosão. Susceptível ao tratamento térmico, desenvolve sua resistência através do aquecimento à temperatura de recozimento, seguido de têmpera em água e reaquecimento a uma temperatura inferior para atingir uma precipitação controlada de compostos intermetálicos.

Suas resistências, ductilidade e resistência à corrosão são degradadas pela ação do calor desenvolvido na soldagem, portanto desaconselha-se totalmente esse processo de fabricação. Pode ser igualmente fixada por cravação.

O símbolo T na denominação 6061-T6 significa “temperado”. Aqui, a liga tem suas características mecânicas modificadas, referentes a dureza elevada em relação às condições originais, após o tratamento térmico. A letra T é sempre seguida por um ou mais dígitos. As sequências de tratamentos de têmpera são representadas por números de 1 a 10. O número 6 indica que o material foi tratado com solução e envelhecido artificialmente até atender os requisitos padrão de propriedades mecânicas. Essa têmpera se aplica a materiais que não são trabalhados a frio após solubilização.

As ligas de alumínio, em geral, não são susceptíveis à corrosão excessiva, em condições normais; contudo podem corroer-se em elevado grau quando estão em contato com metais diferentes, p.ex. entre cascos de alumínio e tubulações de outros materiais. Em tais casos, o alumínio deve ser isolado do outro metal por fitas, revestimentos ou juntas, que não absorvam água, ou por acessórios e suspensões especiais. A importância destes aspectos é tal, que o uso do alumínio é regulamentado, em alguns aspectos, na Convenção SOLAS 1974. Da mesma forma, o alumínio, em contato com madeira, materiais isolantes ou com cimento deve ser protegido contra efeitos corrosivos resultantes de impurezas existentes nestes materiais, através do uso de adequados revestimentos ou coberturas [10].

2.3. Equipamentos

2.3.1. Luzes de navegação

A Organização Marítima Internacional (IMO) estabeleceu recomendações na Convenção SOLAS, que detalham os equipamentos de navegação que os navios de diferentes tamanhos devem possuir. Dentre estes, as luzes, situadas principalmente no mastro, com peso estimado para cada conjunto, suporte mais lâmpadas, variando entre 3 e 5 kg, que servem para dar informações sobre a direção de navegação da embarcação em condições adversas, baixa visibilidade ou canais restritos, e noturnas, sendo obrigatórias, pelo Regulamento Internacional para evitar Abalroamento no Mar (Ripeam), para identificação de navios e para evitar colisões. Os Navios Patrulha também possuem luzes de vigilância para realizarem abordagens noturnas a outras embarcações [16].

2.3.2. Radares

Os navios, dependendo de seu porte e finalidade, possuem diversos tipos de radares. Para os navios patrulha os principais tipos são:

- busca de superfície;
- busca aérea ou busca combinada;
- de direção de tiro;
- de navegação; e
- do sistema de guerra eletrônica.

O radar de busca de superfície é destinado a detectar alvos de superfície e determinar com precisão suas distâncias e marcações. As ondas eletromagnéticas são emitidas na direção da superfície do mar e, por isso, é capaz de detectar não só embarcações como também aeronaves em baixa altitude [17].

Os radares de busca aérea são de alta potência, maior que o de busca de superfície, para permitir a detecção de alvos pequenos a grandes distâncias, a fim de possibilitar alarme antecipado e garantir ao navio um tempo de reação adequado. As funções principais são detectar alvos aéreos e determinar suas distâncias e marcações, à longa distância, pela manutenção de uma busca de 360° em torno do navio, até altitudes elevadas. Suas ondas eletromagnéticas são emitidas de modo a detectar alvos aéreos voando em altitudes médias e elevadas. O radar de busca combinada é um radar de busca aérea que possui a capacidade de realizar as funções do radar de busca de superfície. Por conter capacidade para diferentes frequências, bandas S e X por exemplo, acaba sendo um radar mais robusto, com peso estimado variando entre 200 a 275 kg dependendo da gama de opções de alvos desejados e podendo estar numa plataforma do mastro compartilhada, mas voltada para proa do navio [17].

A aquisição de alvos originalmente detectados e designados pelos radares de busca, e a determinação de marcações e distâncias dos referidos alvos, com elevado grau de precisão, são as principais funções do radar de direção de tiro. Alguns destes radares de direção de tiro são usados para dirigir canhões, enquanto outros são empregados para controle de mísseis. Uma vez adquiridos, os movimentos do alvo passam a ser automaticamente acompanhados e transmitidos ao sistema de armas do navio, para sua orientação. Este radar, com peso estimado entre 76 e 98 kg, necessita de uma plataforma de apoio própria, sem outros radares, e é encontrado em navios patrulhas de grande porte, com tonelagens próximas a de um navio escolta [17].

O princípio básico do radar de navegação é a determinação de distância para um objeto, ou “alvo”, pela medida do tempo requerido para um pulso de energia de rádio frequência (RF), transmitido sob a forma de onda, deslocar-se da fonte de referência até o alvo e retornar como um eco refletido. Este é um radar de pulsos, que emite ondas de frequência muito elevada, em pulsos de duração extremamente curta, e mede o intervalo de tempo entre a transmissão do pulso e a recepção do eco, refletido no alvo. A metade do intervalo de tempo, multiplicada pela velocidade de propagação das ondas

eletromagnéticas, determina a distância do alvo. A antena gira no sentido horário, de forma a varrer 360° em torno de sua posição. A marcação do alvo é determinada pela orientação da antena no instante de recepção do eco por ele refletido [17].

A distância ao alvo é determinada pela medição do tempo requerido para um pulso de energia deslocar-se até o alvo e retornar como um eco refletido, sendo necessário que este ciclo seja completado antes que seja transmitido o pulso seguinte. Essa é a razão porque os pulsos transmitidos, de duração extremamente curta, devem ser separados por um intervalo de tempo relativamente longo, durante o qual não há transmissão. De outra forma, se o eco refletido fosse recebido durante a transmissão do pulso seguinte, usando a mesma antena para transmissão/recepção, do radar de navegação, este eco, relativamente fraco, seria bloqueado pelo forte pulso transmitido. O radar de navegação, com peso estimado variando entre 44 e 52 kg, conhecido nacionalmente pelo nome do fabricante, *Furuno*, é necessário estar a pelo menos 1,75 m de altura no mastro em relação à superestrutura, podendo compartilhar a plataforma com os radares de busca, sendo preferencialmente voltado para a proa da embarcação devido ao seu raio de giro [18].

O radar do sistema de guerra eletrônica é um dos equipamentos de Medidas de Apoio à Guerra Eletrônica (MAGE) cuja função é a de detectar, realizar medidas e classificar radares através de seus pulsos emitidos no ambiente eletromagnético. A Guerra Eletrônica é uma ação militar cujo objetivo é controlar o espectro eletromagnético, visando impedir, reduzir ou prevenir que o inimigo faça uso eficaz de suas emissões. Este sistema é capaz de contribuir para o reconhecimento tático dos emissores do radar de um dado ambiente eletromagnético e tem a função de interceptar radiações de emissores, localizar sua marcação, registrar a hora de chegada, medir os seus parâmetros, podendo então classificar o tipo e o modo de operação do radar envolvido e a provável plataforma associada, segundo uma Biblioteca de Emissores. Este radar é usualmente utilizado em mastros de Navios Patrulha na posição mais elevada, no topo do mastro, em cima de uma haste que deve ser dimensionada junto com o mastro. Seu peso estimado para o porte dos Navios patrulha varia de 47 a 63 kg [19].

3. Metodologia

3.1. Projeto Estrutural

Os dados iniciais foram baseados no navio patrulha com deslocamento entre 500 e 700 toneladas desenvolvido em parceria com o Centro de Projetos de Navios (CPN) da MB com a EMGEPRON. Os dados foram descaracterizados, devido ao sigilo do projeto. O material utilizado foi o alumínio naval, sendo as ligas alumínio 5083-H111 e 6061-T6 respectivamente empregadas para chapeamentos e perfis laminados. O mastro, do tipo *plated mast structure*, mais utilizado, foi dimensionado para atender a referência [23], mas, como as dimensões da boca fogem do padrão e as regras da RINAMIL não possuem menção específica a este tipo, foi conveniente dimensioná-lo como uma casaria *deckhouse*, de acordo com a referência [24].

3.2. Definição da Topologia

No dimensionamento de um mastro, é necessário definir os equipamentos, com seus respectivos pesos e dimensões, que serão instalados. Para este projeto de mastro estruturado foi adotado os mesmos equipamentos utilizados pelo NPa Macaé, vide Figura 3, pois apesar de ser um projeto antigo, possui deslocamento e características similares.



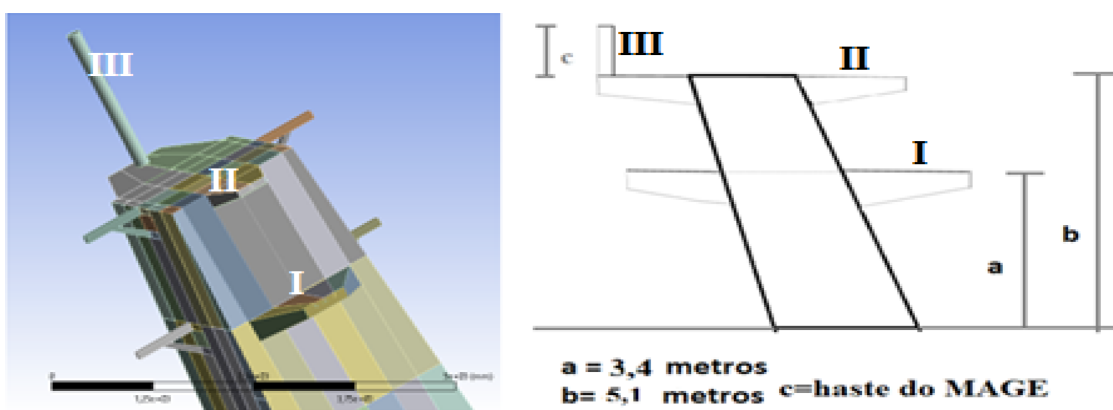
Figura 3 - Navio Patrulha Macaé (Fonte: site do Poder Naval)

Com isso, foram adotados os itens de luzes de navegação e cerimonial, radar de busca e navegação, que geralmente são de banda X e banda S, e sistema de guerra eletrônica, que está relacionado ao radar do tipo MAGE. Os radares de busca e navegação

e de guerra eletrônica não podem ficar na mesma plataforma por questões de interferência. A restrição de altura, em relação à superestrutura, estabelece a altura do mastro. Neste caso, os radares do sistema de guerra eletrônica e de navegação precisam estar a pelo menos 3,15 m e 4,65 m de altura, respectivamente. Visto isso, o arranjo inicial será feito com três plataformas:

- Plataforma das luzes de navegação;
- Plataforma do radar de busca e navegação; e
- Plataforma do sistema de guerra eletrônica.

Estas plataformas, sustentadas por vergas, estão representadas na Figura 4, estando distantes da superestrutura de 3,4 m, sendo a mais elevada 5,1 m. Esse será o valor da altura do mastro, 5,1 m.



- I - Plataforma do radar de navegação**
II - Plataforma do radar de busca
III - Plataforma do Radar de guerra Eletrônica

Figura 4 - Arranjo das plataformas e suporte de luzes do mastro (Fonte: O Autor)

De acordo com a Tabela 1, as massas dos equipamentos, que foram obtidas através de aproximações de projetos de navios patrulha similares, reforçando a descaracterização necessária, serão alocadas para análise numérica que será realizada durante o estudo.

Tabela 1 - Peso dos equipamentos do mastro (fonte: O Autor)

Itens	kg
Sistema de Guerra Eletrônica	40
Radar de busca	36
Radar de navegação	170
Luzes de Navegação	24
Total de massa concentrada	270

O arranjo não possui regra específica, sendo selecionado pelo projetista. Foi dimensionado um mastro simplificado, com a topologia da torre simples, para uma primeira análise, que contenha chapas e reforçadores de mesma espessura, Figura 5. Estes reforçadores são de perfis T e L, vide Figura 6, de 120 x 80 e 60 x 40, milímetros, respectivamente, com as dimensões iguais à da superestrutura do NPa similar. O espaçamento entre os perfis será o mesmo empregado no convés abaixo e, como o mastro é dimensionado como uma superestrutura, então ele possui anteparas laterais, reforçadores verticais, longitudinais e transversais, Figura 7. A base do mastro, região de contato com o convés de suporte, foi dimensionada proporcionalmente a este convés numa relação de comprimento dos bordos para comprimento frontal igual a 6 por 5.

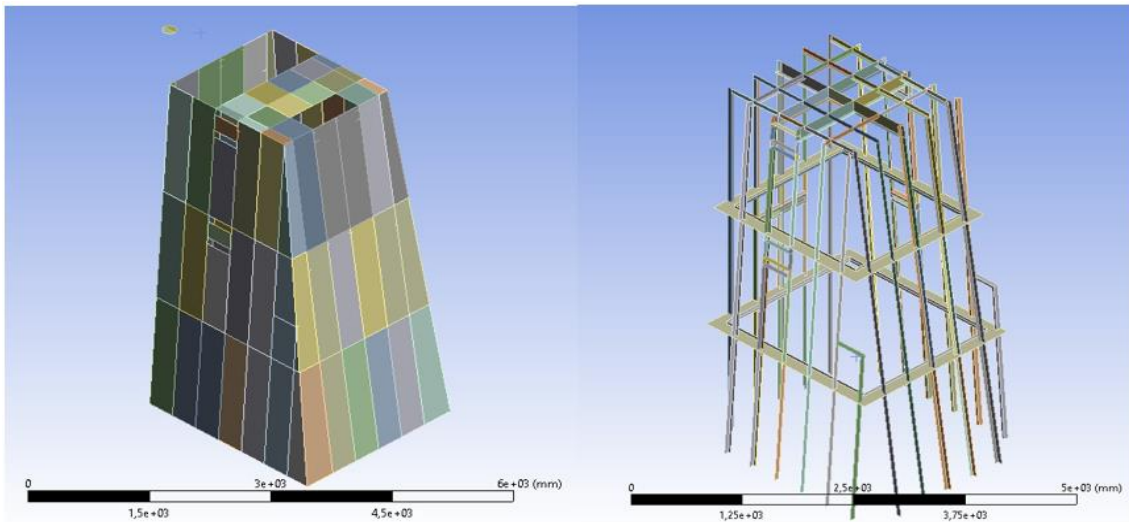


Figura 5 - Chapas e reforços do mastro (Fonte: O Autor/Modelado no ANSYS®)

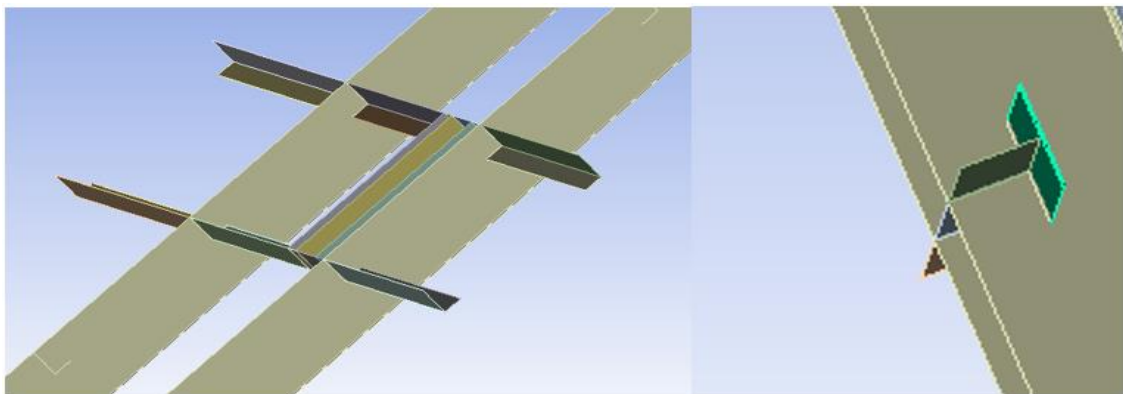


Figura 6 - Perfis L e T empregados no mastro (Fonte: O Autor/Modelado no ANSYS®)

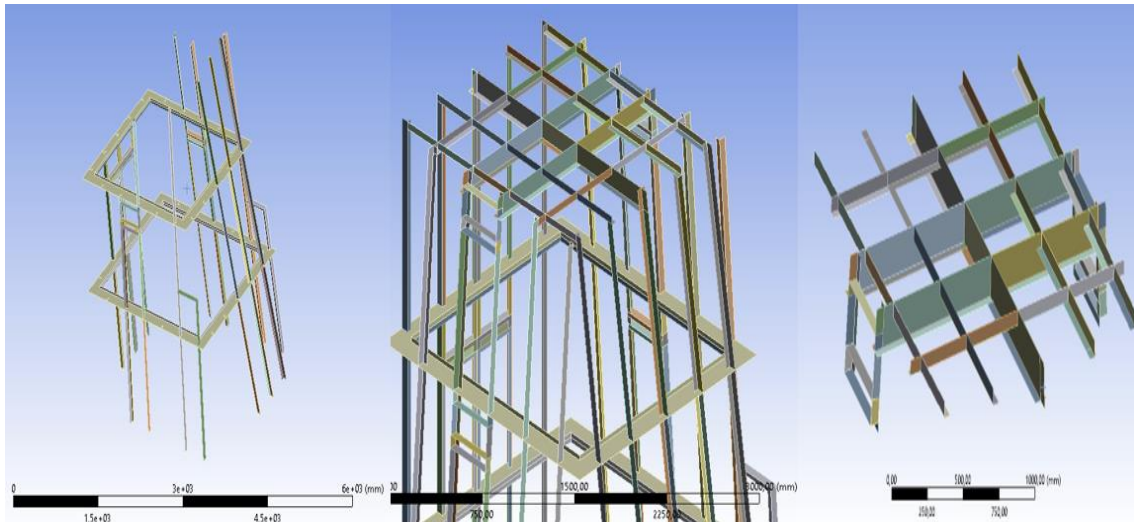


Figura 7 – Espaçamento entre perfis do mastro (Fonte: O Autor/Modelado no ANSYS®)

Com isso, são apresentados na Tabela 2 os dados iniciais do navio e na Tabela 3 os fatores de segurança do material, módulo de elasticidade e tensão de escoamento do alumínio, de acordo com a referência [24]. Para o cálculo da estrutura principal do mastro, incluindo anteparas e perfis, foram dimensionados os parâmetros de espessura, módulo de seção e a área cisalhante, para resistir aos esforços de flexão e cortantes, nos membros de apoio primário. O parâmetro espessura, por se tratar de um projeto inicial e a fim de simplificar, será o mesmo para as chapas e reforçadores, sendo este último formado por perfis L e T.

Tabela 2 - Dados iniciais do navio (Fonte: O Autor)

Definição	Símbolo	Valor
Comprimento	L	54,0 metros
Boca	B	8,6 metros
Calado	T	2,7 metros
Deslocamento	Δ	560,0 toneladas
Boca máxima	B_1	8,934 metros
Coefficiente de bloco	C_b	0,47171
Espaçamento	s	0,4 metros

Tabela 3 - Dados do Alumínio (Fonte: O Autor)

Definição	Símbolo	5083-H111	6061-T6
Fator de Segurança ()	K	1,880	1,847
Módulo de Elasticidade (GPa)	E	70	69
Módulo de cisalhamento (GPa)	G	25,5	27,7
Tensão de escoamento (MPa)	σ	276	310
Coefficiente de Poisson	ν	0,33	0,33

3.2.1. Espessura da chapa

De acordo com a referência [24], para cálculo da espessura de chapeamento, primeiro deve ser obtida a pressão lateral que deve ser calculada em:

- na metade da altura da antepara, para chapeamento; e
- meio vão, para reforços.

É utilizada para a determinação dos escantilhões da estrutura das anteparas frontais, laterais e traseiras das superestruturas e casarias, em kN/m^2 , não sendo menor que p_{\min} , a partir da seguinte fórmula:

$$p = 10ac[bf - (z - T)] \quad (1)$$

Onde:

- a - Coeficiente definido na Tabela 4;
- c - Coeficiente igual a:

$$c = 0,3 + 0,7 \frac{b_1}{B_1} \quad (2)$$

Para partes expostas de carcaças de máquinas, c deve ser igual a 1;

- b_1 - Largura da casa do convés, em m, na posição considerada, a ser tomado não inferior a $0,25B_1$;
- B_1 - Largura máxima real do navio no convés exposto ao tempo, em m, na posição considerada;
- z - Referencial em relação à altura do mastro, partindo da linha de base;

- T - Calado;
- L - Comprimento do navio;
- x - Referencial de eixo sobre o comprimento do navio variando 0 até L ;
- b - Coeficiente definido na Tabela 5;
- f - Coeficiente definido na Tabela 6; e
- p_{min} - Pressão lateral mínima definida na Tabela 7.

Tabela 4 – Pressão lateral para Deckhouse - Coeficiente a (fonte: O autor/RINAMIL 2017)

Tipo de anteparas	Localização	a	a máximo
Proa	mais baixo, segundo e terceiro nível	$0,5 + \frac{L}{150}$	2,5
	quarto nível	$0,9(0,5 + \frac{L}{150})$	2,25
	quinto ou último nível	$0,8(0,5 + \frac{L}{150})$	2

Tabela 5 - Pressão lateral para Deckhouse - Coeficiente b (fonte: O autor/RINAMIL 2017)

Localização da antepara	b
$\frac{x}{L} \leq 0,45$	$1 + \left(\frac{\frac{x}{L} - 0,45}{C_b + 0,2}\right)^2$

Tabela 6 - Pressão lateral para Deckhouse - Coeficiente f (fonte: RINAMIL 2017)

Dimensão do navio, em m	f
$L < 150$	$\frac{L}{100} e^{-L/300} - \left[1 - \left(\frac{L}{150}\right)^2\right]$

Tabela 7 - Pressão lateral mínima (fonte: RINAMIL 2017)

Tipo de anteparas	Localização	p_{min} , em kN/m^2
Proa, bordos e Popa	mais baixo, segundo e terceiro nível	$15 \leq 12,5 + 0,05L \leq 25$
	quarto nível ou último	$12 \leq 10 + 0,04L \leq 20$

Encontrado o valor da pressão lateral mínima, é comparado com os valores da Tabela 7 para o caso de viga engastada, no topo do mastro, a pressão é de $12,2 \text{ kN/m}^2$. Com isso, o cálculo da espessura de chapeamento das anteparas frontais, laterais e

traseiras que não contribuem para a resistência longitudinal não deve ser inferior ao valor obtido, em mm, da seguinte fórmula:

$$t_{min} = 0,95s\sqrt{kp} - t_c \quad (3)$$

Para o chapeamento que forma os limites dos painéis laterais deve ser considerada a tensão na viga-navio do casco igual a zero. O fator de segurança do material, K , é visto na Tabela 2, e a espessura de corrosão, t_c , em milímetros, correspondente a zero conforme referência [24]. O espaçamento, s , em metros, espaço entre vigas, de reforços comuns ou membros de suporte primários, é dado na Tabela 2. Com isso, foi encontrado a espessura mínima de 2,88 mm de chapeamento das anteparas frontais, laterais e traseiras. Este valor é muito baixo, pois, conforme a referência [24], não pode ser menor que 4 mm.

Pela referência [25], a espessura líquida mínima do chapeamento que forma as almas dos elementos de suporte primários não deve ser inferior ao valor obtido, em mm, das seguintes fórmulas:

$$t_{MIN} = 3,7 + 0,015Lk^{\frac{1}{2}} \quad l < 120m \quad (4)$$

$$t_{MIN} = 3,7 + 1,8k^{\frac{1}{2}} \quad l \geq 120m \quad (5)$$

Pela Tabela 8, da referência [24], temos as espessuras de 4,63 mm e 4,09 mm para o nível mais abaixo e demais níveis, respectivamente. O valor de 4,09 mm está abaixo do mínimo de 4,15 mm que foi encontrado pela equação (4). O valor da espessura de 4,63 mm não é usual, pois, geralmente nas superestruturas de navios patrulha deste porte utiliza-se a espessura de 5 mm, que é mais usualmente encontrada no comércio.

Tabela 8 -Tabela de espessura em milímetros (fonte: O autor/RINAMIL 2017)

Localização	Espessura, em mm
Nível mais abaixo	$k_1(5 + 0,01L)k^{1/2} - t_c$
Segundo nível e demais	$k_1(4 + 0,01L)k^{1/2} - t_c$
Para aço $k_1= 1$ e para alumínio $k_1=0,65$	

Com isso, utilizaremos como base a espessura comercial, mas também serão avaliados os resultados para a espessura de projeto mínima igual a 4,15 mm que é aceita pela norma, vide Tabela 9, tanto para as anteparas frontais, laterais e traseiras quanto para

o chapeamento que forma as almas dos elementos de suporte primários. Nas porcentagens pode se verificar o quanto está afastada as espessuras comparadas com o mínimo.

Tabela 9 - Espessuras de projeto e comercial (Fonte: O Autor)

Espessura	t (mm)	t mínimo (mm)	Porcentagem	Avaliação
Projeto	4,63	4,15	11,56%	Ok
Comercial	5,00	4,15	20,48%	Ok

3.2.2. Módulo de seção

De acordo com a referência [24], o módulo de seção líquida dos enrijecedores comuns de chapeamento que não contribuem para a resistência longitudinal, em cm^3 , é dado pela seguinte fórmula:

$$w = 0,35\phi ksl^2p(1 - \alpha t_c) - \beta t_c \quad (6)$$

Onde:

l - Vão do reforço comum, em m, comprimento da viga, igual à altura do deck superior e não inferior a 2 m;

s - Espaçamento, em m, espaço entre vigas, de reforços comuns ou membros de suporte primários, conforme aplicável;

p - Pressão lateral, em kN/mc^2 ;

ϕ - Coeficiente em função das conexões de extremidade do enrijecedor, e tomado igual a:

- 1 para reforços de nível inferior;
- valor definido na Tabela 10 para reforços de camadas superiores; e

α, β - Parâmetros de perfil, definidos pela Tabela 11.

Tabela 10 - Reforços de camadas superiores (fonte: RINAMIL 2017)

Coeficiente ϕ	Extremidade superior soldada	Extremidade superior entre vaos	Extremidade superior recortada
Extremidade inferior soldada	1,00	0,85	1,15
Extremidade inferior entre vaos	0,85	0,85	1,00
Extremidade inferior recortada	1,15	1,00	1,15

Tabela 11 - Coeficientes alfa e bravo (fonte: RINAMIL 2017)

Tipos comuns de reforços	α	β
Barra face, só a alma	0,035	2,80
Perfis flangeado	0,06	14,00

O mastro é dimensionado como uma superestrutura. Assim, pela referência [25], os valores calculados dos módulos de seção dos perfis nestas regiões não devem ser inferiores ao mínimo. Adotando a espessura de 5 mm, o valor encontrado, na equação (6), para ambos os casos é de 145 cm³. Também pela referência [25], o módulo de seção líquido, em cm³, de elementos de suporte primários verticais, longitudinais ou transversais não devem ser inferiores aos valores obtidos a partir das seguintes fórmulas:

$$W = \gamma_R \gamma_m \beta_b \frac{\gamma_{S2} p_S + \gamma_{W2} p_W}{m(R_y - \gamma_R \gamma_m \sigma_N)} s l^2 10^3 \quad (7)$$

Onde:

$$\beta_b = \frac{X(1-2\alpha)^3 + 2\alpha^2(4\alpha-3)}{X(1-2\alpha) + 2\alpha} \quad (8)$$

$$\beta_b \geq 0,55$$

p_S – Pressão de água parada, sendo igual a zero neste caso onde o mastro não tem contato com o mar [25];

p_W – Pressão da onda, neste caso do mastro, não está em contato com o mar, sendo considerado igual a pressão lateral mínima [25];

σ_N - Tensão normal, pela referência [16];

R_y – Tensão de escoamento mínima;

X - Razão entre os momentos de inércia do suporte primário com o do elemento total de suporte;

α - Razão entre os comprimentos do suporte primário com o do elemento total de suporte; e

$\gamma_R, \gamma_m, \gamma_{S2}$ e γ_{W2} - Fatores de segurança parciais, como a seleção das estruturas na Tabela 12, são encontrados nas Tabela 13 e Tabela 14.

Tabela 12 - Seleção estrutural (fonte: O autor/RINAMIL 2017)

Dimensão do navio, em m	Como Calcular
L<90	Modelo de viga engastada

Tabela 13 – Análise através de modelos de vigas isoladas - Fatores de segurança parciais (fonte:RINAMIL 2017)

Fatores de segurança parciais	Símbolo	Pressão		Flambagem	
		Geral	Membros do suporte primário	Painéis de chapas	Pilares
Carga na viga gerada por água parada	γ_{s1}	1,00	1,00	1,00	1,00
Carga na viga gerada pela onda	γ_{w1}	1,15	1,15	1,15	1,15
Pressão de água parada	γ_{s2}	1,00	1,00	1,00	1,00
Pressão de onda	γ_{w2}	1,20	1,05	1,20	1,20
Material	γ_m	1,02	1,02	1,02	1,02
Resistência	γ_R	1,02	1,02	1,10	1,15
Para membros do suporte primário da antepara de colisão para γ_R é 1,25					

Tabela 14 - Análise através de modelos tridimensionais - Fatores de segurança parciais (fonte: RINAMIL 2017)

Fatores de segurança parciais	Símbolo	Pressão		Flambagem	
		Geral	Membros do suporte primário	Painéis de chapas	Pilares
Carga na viga gerada por água parada	γ_{s1}	1,05	1,05	1,05	1,05
Carga na viga gerada pela onda	γ_{w1}	1,05	1,05	1,05	1,05
Pressão de água parada	γ_{s2}	1,00	1,00	1,00	1,00
Pressão de onda	γ_{w2}	1,10	1,10	1,10	1,10
Material	γ_m	1,02	1,02	1,02	1,02
Resistência	γ_R	1,02	1,02	1,10	1,15
Para membros do suporte primário da antepara de colisão para γ_R é 1,25					

Assim, os valores encontrados para os 3 módulos de seção mínimo estão representados na Tabela 15. Pode se observar que ambos passam na verificação.

Tabela 15 - Verificação dos módulos de seção (fonte: O Autor)

Região dos Reforçadores	w (cm ³)	w mínimo (cm ³)	Porcentagem	Avaliação
Vertical	145	100,53	44,24%	Ok
Longitudinal	145	127,8	13,46%	Ok
Transversal	145	136,5	6,23%	Ok

3.2.3. Área cisalhante

Análogo ao cálculo realizado no módulo de seção, será obtida a área cisalhante dos perfis T6 dos membros de apoio primário. De acordo com a referência [26], as propriedades geométricas das seções construídas são calculadas conforme a Figura 8.

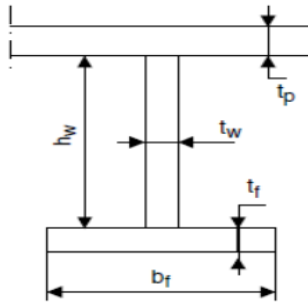


Figura 8 - Dimensionamento do Perfil (Fonte RINAMIL 2017)

Estas fórmulas são aplicáveis desde que:

$$A_a > t_f b_f \quad (9)$$

$$\frac{h_w}{t_p} > 10$$

$$\frac{h_w}{t_f} > 10$$

Onde:

A_a - Área seccional líquida, em mm^2 , da chapa anexada;

t_f - Espessura líquida da placa frontal, em mm, de um elemento de suporte primário;

t_p - Espessura líquida, em mm, do chapeamento fixado a um elemento de suporte primário;

h_w - Altura da alma, em mm, de um elemento de suporte primário; e

b_f - Largura da placa frontal, em mm, de um elemento de suporte primário.

A área cisalhante, da seccional líquida de cisalhamento, de uma seção construída com chapas anexadas deve ser obtida, em cm^2 , a partir da seguinte fórmula:

$$A_{sh} = \frac{h_w t_w}{100} \quad (10)$$

Onde:

h_w, t_w - Altura e espessura líquida da alma, em mm, de um reforço comum ou de um elemento de suporte primário, conforme o caso.

Analogamente aos cálculos das regiões para o módulo de seção, serão calculados para área cisalhante que, também pela referência [25], não podem ser inferiores à mínima. Adotada a espessura de 5 mm, calculado pela equação (10), o valor encontrado foi de 11,5 cm². Pela referência [25], as áreas de seção líquida de cisalhamento ou área cisalhante, em cm², de elementos de suporte primários longitudinais ou transversais não devem ser inferior ao valor obtido a partir das seguintes fórmulas:

$$A_{sh} = 10 \gamma_R \gamma_m \beta_s \frac{\gamma_{S2} p_S + \gamma_{W2} p_W}{R_y} s l \quad (11)$$

Onde:

$$\beta_s = 1 - 2\alpha \quad (12)$$

p_S - Pressão de água parada, sendo igual a zero neste caso onde o mastro não tem contato com o mar; [25]

p_W - Pressão da onda, neste caso do mastro, não está em contato com o mar, sendo considerado igual a pressão lateral mínima [25];

σ_N - Tensão normal, igual a 45 N/mm² [16];

R_y - Tensão de escoamento mínima;

X - Razão entre os momentos de inércia do suporte primário com o do elemento total de suporte; e

α - Razão entre os comprimentos do suporte primário com o do elemento total de suporte.

Os fatores de segurança parciais $\gamma_R, \gamma_m, \gamma_{S2}$ e γ_{W2} são vistos nas Tabela 13 e Tabela 14.

Assim, os valores encontrados para as 3 áreas cisalhantes mínima para os perfis estão representados na Tabela 16. Pode se observar que passam na verificação.

Tabela 16 - Verificação das áreas cisalhantes (fonte: O Autor)

Região dos Reforçadores	A_{sh} (cm ²)	A_{sh} mínima (cm ²)	Porcentagem	Avaliação
Vertical	11,5	5,10	125,5%	Ok
Longitudinal	11,5	4,85	137,1%	Ok
Transversal	11,5	4,90	134,7%	Ok

3.3. Configuração do Mastro dimensionado

Juntando o cálculo estrutural com as informações prévias sobre o mastro, foi finalizado o dimensionamento do mastro, Tabela 17, sendo considerado 3 plataformas para instalação de radares e 5 suportes para as luzes de navegação que servirá como modelo a ser analisado numericamente no *Software ANSYS®*.

Tabela 17 – Resumo do mastro de alumínio do navio (fonte: O Autor)

Definição	Símbolo	Valor
Espessura das chapas comerciais	t	5 milímetros
Altura do mastro	H	5,1 metros
Base do mastro	A	2,75 X 2,5 metros (6,9 m ²)
Pressão lateral mínima	p	12,2 kN/m ²
Módulos de seção dos perfis	w	145 cm ³
Áreas cisalhantes	A_{sh}	11,5 cm ²

3.4. Modelo numérico

Com o mastro dimensionado através dos cálculos analíticos, foi feito o uso do *software ANSYS®* para a criação do modelo numérico. Este modelo não possui uma norma ou regra específica, ficando a cargo do projetista seus formatos e facilidades da geometria aplicada. Se tratando de uma criação de metodologia, o mastro será projeto de maneira mais simplificada respeitando as características similares de um NPa. Este mastro foi modelado sobre o convés 02 do Navio Patrulha Macaé (NPa 500BR) da MB.

Os perfis estruturais T e L serão os reforçadores sendo adotado o alumínio 6061T. Para as chapas o material selecionado será o alumínio 5083. Ambos os materiais são

adicionados no *software ANSYS®*, sendo os mesmos perfis presentes no projeto do convés 02 NPa 500BR. O material deste convés é o mesmo do mastro, alumínios 5083 e 6061, para chapas e perfis, respectivamente. A diferença fica na espessura onde no convés 02 é 6,35 mm enquanto no mastro corresponde a 5 e 4,15 mm para as chapas comerciais e chapas de projeto, respectivamente.

As definições das condições estão conexas aos fenômenos reais. Neste estudo, foram definidas três condições de análise, vide Figura 9, que serão mais detalhadas nos itens 3.4.2, 3.4.3 e 3.4.4, onde, em cada situação, foi engastado uma região de suporte do modelo, simplificando o projeto abaixo dele. A título de exemplo extremo, rigorosamente a junção que melhor representa a resposta do mastro corresponde à modelagem de todo o navio, porém esta abordagem é inviável devido ao tempo excessivo para definição de toda a estrutura, e desnecessária. Assim, é buscado um sinóptico que não suceda significativa perda de qualidade do modelo, resultando numa análise desacoplada da região em relação ao navio.

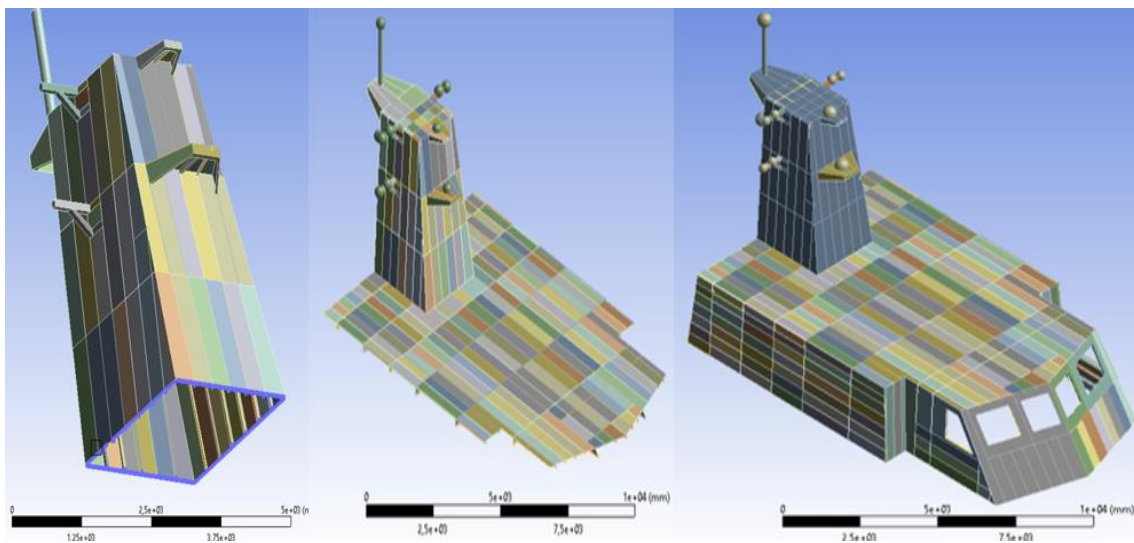


Figura 9 - Três condições de análise (Fonte: O autor)

As condições assumidas, simulando a rigidez aplicada ao arranjo estrutural do convés, consideram que as laterais do convés do navio são sustentadas pelos que possuem grande rigidez translacional, e dessa forma foi inserida a condição de apoio simples, que restringe o seu movimento e deformação nas laterais. Os pés de carneiro sustentam o mastro na região central da chapa superior do convés. Essas hipóteses conferem maior rigidez ao conjunto, o que resulta em maiores valores de tensão equivalente e deformação

fazendo com que a análise estática seja mais conservadora, adquirindo maior confiabilidade na utilização.

3.4.1. Criação da Malha

Após representação do modelo numérico, conforme características encontradas no dimensionamento, foi necessário a criação de uma malha, que precisou passar por refinamentos durante as análises, para alcançar a precisão desejada. Neste estudo de sensibilidade, vide Figura 10, usou-se um tamanho de elemento suficientemente pequeno, tendo em vista experiências anteriores. Constatou que entre tensões, a parti da malha selecionada para as demais, a diferença de 3%, comprovando uma baixa alternância de tensão e acarretando num aumento considerado de elementos e assim, um aumento do tempo de processamento dos resultados.

Foi gerada uma análise modal simples, obtendo mais de 30 mil nós e elementos, para a verificação dos modos naturais de vibração. A estrutura deve estar com grau de liberdade de corpo rígido restrito evitando-se a ocorrência de frequência natural igual a zero. É imprescindível uma avaliação visual da malha pois esta poderá conter nós ou elementos em duplicidade, produzidos durante a representação do modelo numérico.

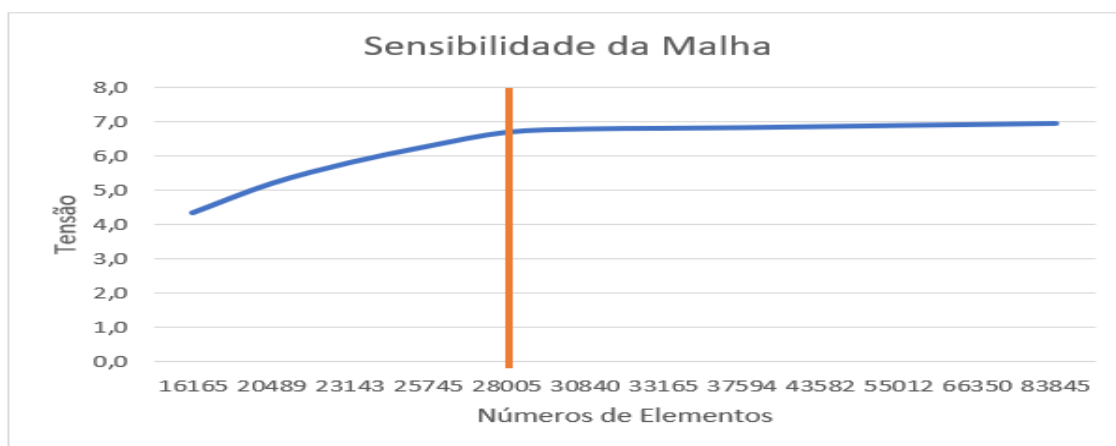


Figura 10 -Análise de sensibilidade da malha (Fonte: O autor)

Os equipamentos pertencentes ao mastro de projeto são as luzes de navegação e radares cujo os pesos estão indicados na Tabela 1 do item 3.2 deste estudo. Cada radar ficará situado em uma plataforma e as luzes de navegação em suportes, de acordo com o item 2.3.1, conforme Figura 11. O peso destes equipamentos corresponde a 20,7% da massa total do mastro modelado que corresponde a 1,33 t.

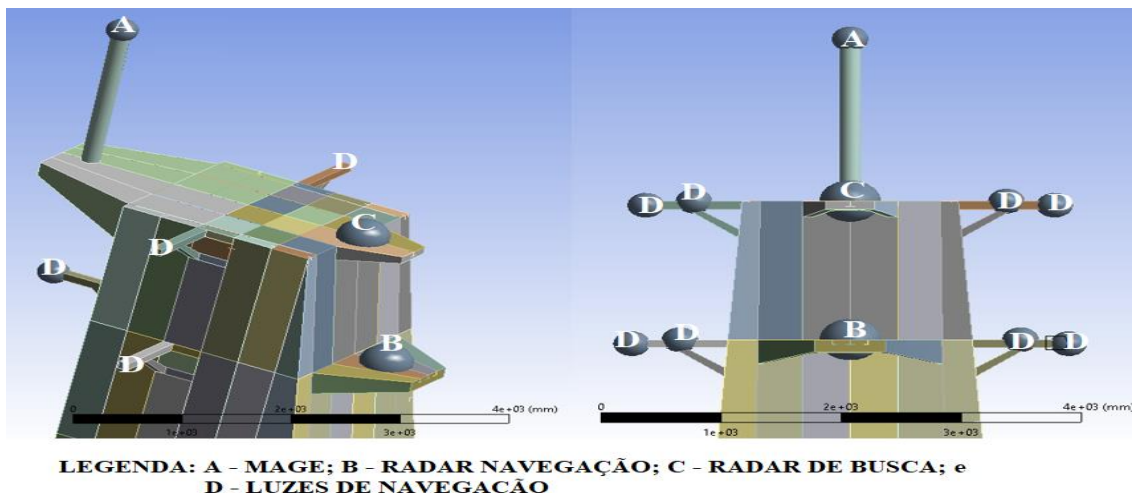


Figura 11 - Modelo com os equipamentos representados (fonte: O autor/ Modelado no ANSYS®)

3.4.2. Modelagem do mastro

Na primeira condição, o Mastro foi engastado em toda a sua base, desconsidera-se todos os efeitos dos conveses abaixo, conforme a Figura 12. Esta condição foi considerada a mais simples pois desconsidera todos os efeitos do navio embaixo do mastro. Uma mudança de espessura se torna mais significativa nesta condição sendo que os pesos dos equipamentos possuem grande influência no sistema.

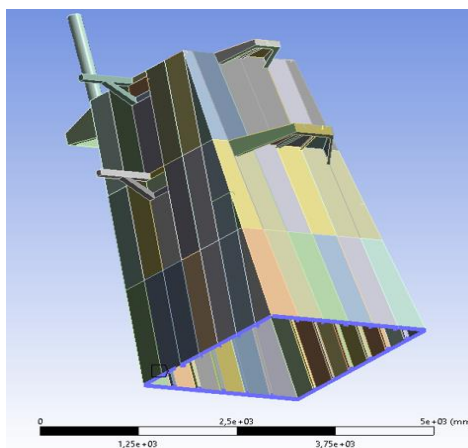


Figura 12 - Modelagem do Mastro com engaste (Fonte: O Autor/ modelado no ANSYS®)

Para a espessura mínima de projeto, encontra-se uma relação dos pesos das chapas com relação aos reforços, conforme a Tabela 18, que mostra o peso total do mastro com seus equipamentos, assim como os pesos separados das chapas e reforços, a fim de expressar a relevância destas relações ao alterar a espessura do projeto.

Tabela 18 - Relação dos Pesos no Mastro (Fonte: O Autor)

Pesos no Mastro	
Peso Total	1,33 t
Peso dos Equipamentos	0,27 t
Peso das Chapas	0,74 t
Peso dos Reforços	0,32 t

3.4.3. Modelagem do Mastro mais Convés 02 simplificado

Na segunda condição, o modelo apresenta o mastro mais a parte superior do convés 02, que foi projetado com suas chapas e reforços conforme projeto do NPa 500BR, vide Figura 13. O engaste desta condição ocorre nas chapas e reforços localizados na parte superior do convés 02, delimitado pela marcação na cor roxa, visto na Figura 14. Esta condição possui uma massa total de 3,6 t. As frequências naturais deste modelo estão localizadas no mastro, descartando as originadas no convés superior.

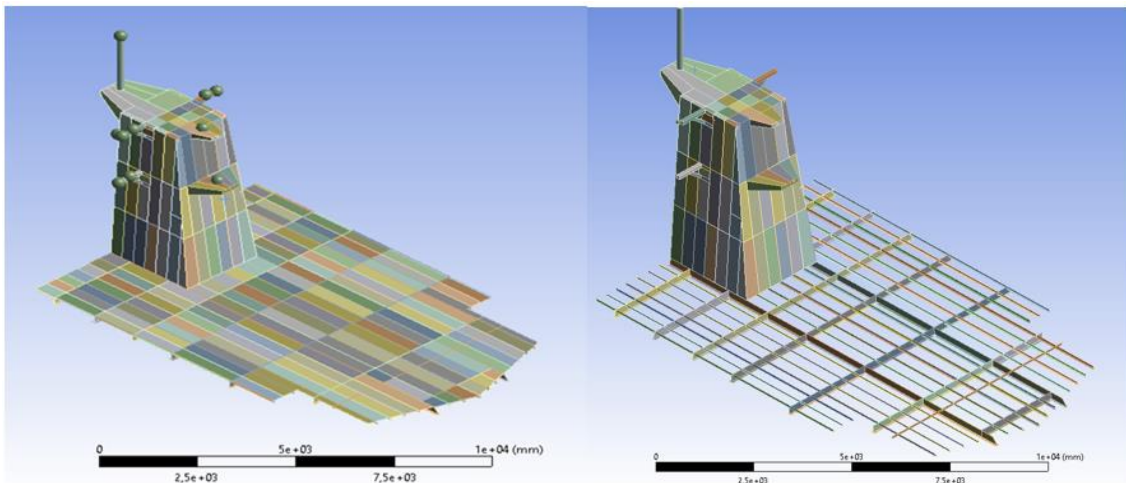


Figura 13 - Condição do Mastro mais convés 02 simplificado (fonte: O autor/ Modelado no ANSYS®)

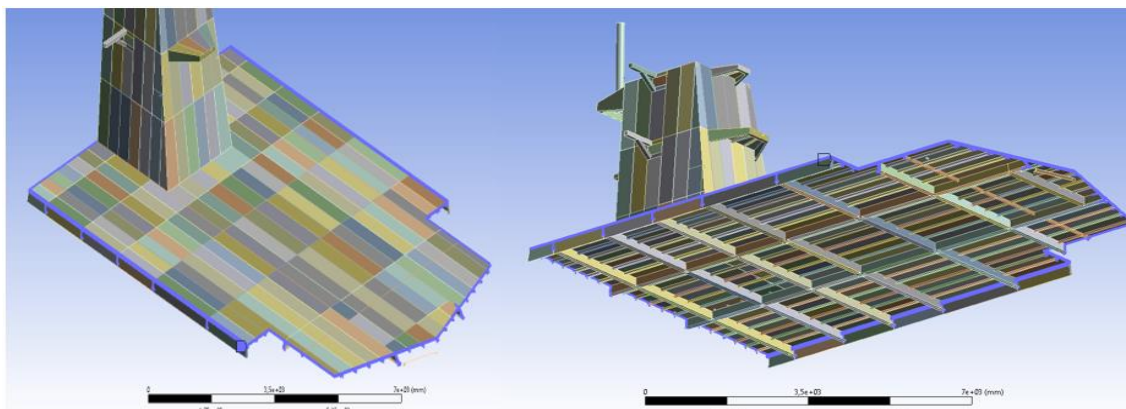


Figura 14 - Mastro mais convés 02 simplificado engastado na região roxa (fonte: O autor/ Modelado no ANSYS®)

3.4.4. Modelagem do Mastro mais Convés 02

Nesta terceira condição, o engaste do mastro ocorre na base do convés 02, melhor representando as condições de contorno, conectando-se as chapas e os reforços superiores do convés 02. Baseado no projeto do NPa-500BR foi representado o modelo do convés 02. Os efeitos estudados serão avaliados no mastro, mas as condições estão diretamente relacionadas à composição deste convés. Análogo aos outros dois processos de modelagem, o convés 02, visto na Figura 15, é constituído de anteparas, chapas e reforçadores em perfis T e L, sendo realizadas as mesmas simplificações do desenho da condição convés 02 simplificado, que não interferem na resistência estrutural. O engaste ocorre na região inferior das anteparas e chapas que estão em contato com o convés 01, convés abaixo, não representado, assim como nos pés de carneiro. Com isso, o peso da estrutura do mastro mais convés 02 é de 6,13 t.

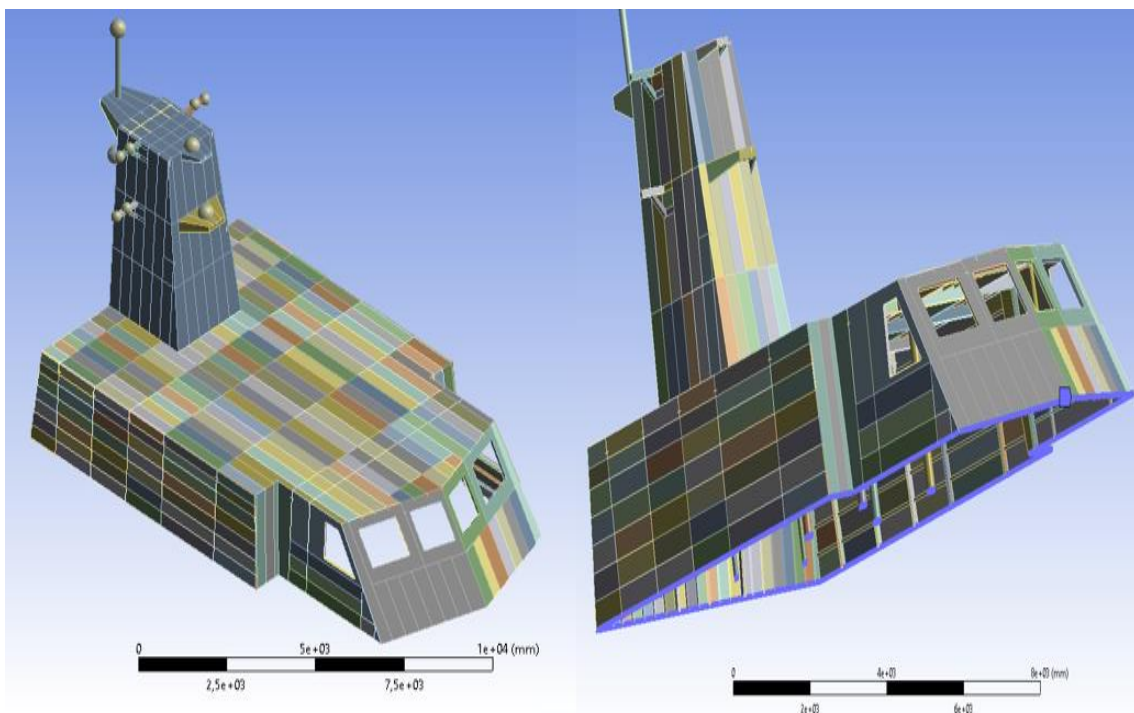


Figura 15 -Modelo do Mastro mais Convés 02 (fonte: O Autor/ modelado no ANSYS®)

4. Análise Estática do Mastro

Com o modelo pronto e verificado as possíveis imperfeições, realizam-se as análises estruturais estáticas do mastro, examinando-se os efeitos da pressão resultante, das forças das cargas inerciais e do vento, incidentes no mastro, sendo esta última responsável pela maior influência.

4.1. Cálculo das Pressões no Mastro

Para uma análise estática foi executado o cálculo dos efeitos das pressões no Mastro. De acordo com a referência [23], as cargas inerciais que atuam nas estruturas dos mastros devem ser obtidas a partir de uma análise completa do movimento do navio e das acelerações em ondas irregulares, cujos resultados devem ser submetidos à aprovação da SC. Valores extremos de vento devem ser considerados em associação com essas cargas inerciais. No que se refere a estes efeitos de pressão, as cargas de projeto são constituídas por cargas inerciais e de vento (possui maior relevância) para chegar a uma pressão resultante a ser implementada no cálculo numérico. Cabe ressaltar que a força de vento da norma apresenta valores superiores aos encontrados nas costas brasileiras.

4.1.1. Forças das Cargas Inerciais

As forças resultantes das cargas inerciais foram obtidas através de uma análise sobre os movimentos do navio e suas acelerações (na ausência dos valores reais se usa os valores recomendados pela norma). O peso estrutural do mastro e o peso dos equipamentos do mastro, relacionados às luzes de navegação e radares, devem ser levados em consideração no cálculo, nas direções X, Y e Z, conforme indicado na Tabela 19.

Tabela 19 - Cálculo de pressão gerada pela água parada e cargas inerciais (fonte: O Autor/RINAMIL 2017)

Condição do navio	Símbolo	Força, em kN, de inercia F_w	
condição Aprumado	"a"	Sem força inercial	
	"b"	$F_{w,x} = \sum a_{x1,i} W_i$	na direção x
condição com banda	"c"	$F_{w,y} = C_{FA} \sum a_{y2,i} W_i$	na direção y
	"d"	$F_{w,z} = C_{FA} \sum a_{z2,i} W_i$	na direção z
Nota:			
W_i	Massa, em Toneladas, de cada componente I do mastro		
$a_{x1,i}$ e $a_{z1,i}$	aceleração, definida no Ch5, Sec 3, 3.4 da RINAMIL 2017, calculada em relação ao centro de massa dos componentes		
$a_{y2,i}$ e $a_{z2,i}$	aceleração, definida no Ch5, Sec 3, 3.4 da RINAMIL 2017, calculada em relação ao centro de massa dos componentes		
C_{FA}	0.7 para "c" e 1.0 para "d"		

As forças de cargas inerciais são atinentes às acelerações longitudinais, transversais e verticais, explícitas na Figura 16, calculadas pela Tabela 20, acordo a referência [23].

Tabela 20 - Referência para cálculo das acelerações longitudinais, transversais e verticais (fonte: RINAMIL 2017)

Direção	condição trim	condição Banda
X -Longitudinal	$a_{x1} = \sqrt{(a_{SW}^2 + [A_P g + \alpha_p (z - T_1)]^2)}$	$a_{x2} = 0$
Y - Transversal	$a_{y1} = 0$	$a_{y2} = \sqrt{(a_{SW}^2 + [A_R g + \alpha_R (z - T_1)]^2 + \alpha_v^2 K_x L^2)}$
Z - Vertical	$a_{z1} = \sqrt{(a_{SW}^2 + \alpha_{P2} K_x L^2)}$	$a_{z2} = \alpha_{Ry}$
Perfis flangeado	0,06	14,00
$K_x = 1,2(X/L)^2 - 1,1(X/L) + 0,2$ não podendo ser menor que 0,018		

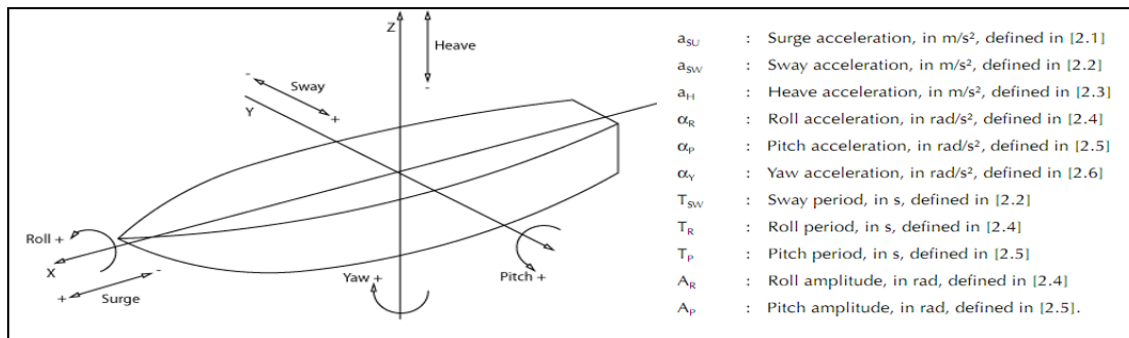


Figura 16 - Acelerações longitudinais, transversais e verticais (fonte: O Autor/RINAMIL 2017)

4.1.2. Força do Vento

De acordo com a referência [23], a força do vento, a ser considerada perpendicular à superfície do mastro exposto ao vento, deve ser obtida, em N, a partir da seguinte fórmula:

$$F_W = 0,613 C_s V^2 A \quad (15)$$

Onde:

- C_s : coeficiente de forma, a ser tomado igual a:
 - $C_s = 1,6$ para mastros treliçados e de lado plano;
 - $C_s = 0,9$ para mastros com seções circulares; e
 - $C_s = 1,2$ para acessórios de mastro.
- V : velocidade do vento, em m/s, a tomar, em geral, não inferior a 63 m/s; e
- A : área projetada, em m^2 , das superfícies dos mastros expostas ao vento.

4.1.3. Resultados Encontrados

Com o objetivo de calcular a pressão máxima sofrida nos painéis do mastro e assim avaliar seus efeitos, foi elaborado a seguinte sistemática. Primeiro separa-se os painéis em 5 regiões, vide Figura 17, que suportam as forças aplicadas nas 4 direções, originadas pela proa, popa, bombordo e boreste, denominado nos cálculos de A, B, C e D, respectivamente, e, como consequência, o cálculo final poderá exibir até 20 resultados. Nestas regiões foram calculados suas áreas e distância do centro de massa para o centro de coordenadas do sistema. Segundo, calcula-se as acelerações longitudinais, transversais e verticais. Terceiro, calcula-se as forças resultantes das cargas inerciais, levando em consideração as massas do projeto, o peso próprio da estrutura, que estão conexas com a espessura (comercial ou de projeto). Quarto, calcula-se a força do vento. Quinto, separa-se as cargas de projeto em cada painel. Sexto, calcula-se as máximas pressões.

O APÊNDICE A apresenta o memorial de cálculo normativo. Nele foram encontrados, para a espessura comercial, a pressão máxima em cada painel variando de 3,99 à 4,04, em kN/m^2 , e para a espessura de projeto a variação da pressão de 3,96 à 4,02, em kN/m^2 . A fim de manter as análises de modo conservador, para as análises numéricas a serem efetuadas na próxima etapa, foi adotada a pressão máxima de 4,04 kN/m^2 para todas as direções e em todos os painéis das regiões pré-selecionadas.

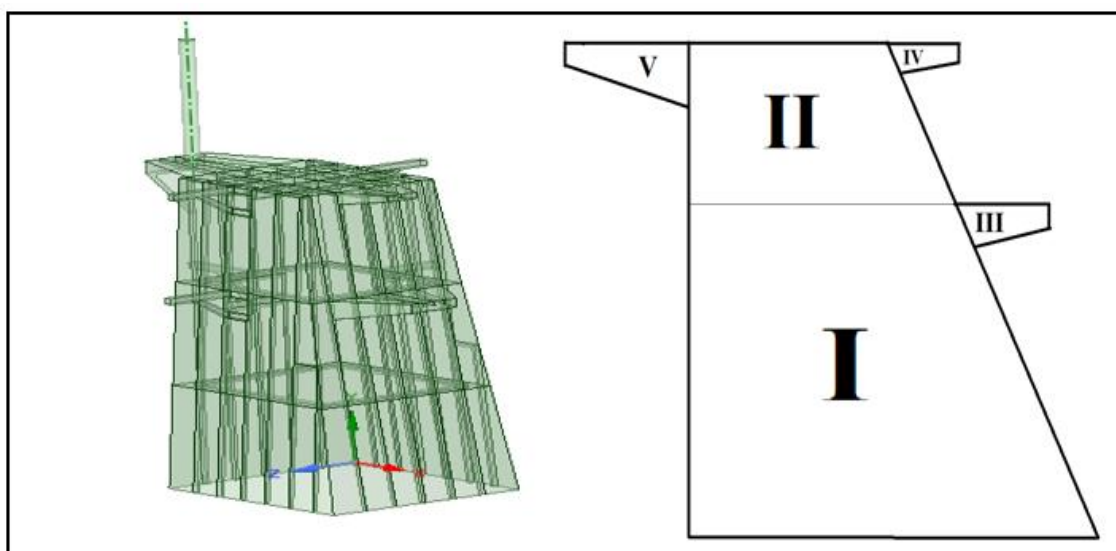


Figura 17 - Regiões do Mastro (fonte: O Autor)

4.2. Análise Numérica da Resposta Estática

Com o resultado normativo finalizado, foi utilizada a pressão máxima de 4,04 kN/m² para todas as direções e em todos os painéis das regiões pré-selecionadas. Esta pressão foi induzida nas análises numéricas, através do *software ANSYS®*, conduzindo a metodologia: Primeiro, ocorre a seleção dos elementos na malha, para cada direção e em diferentes alturas, que funcionarão como sensores, pois, a título de comparação, é de bom tom serem os mesmo para cada situação com o propósito de facilitar a comparação dos resultados. Segundo, ocorre uma análise das tensões de *von Mises* e do deslocamento nestes sensores a fim de examinar os resultados para as três condições de contorno fazendo o uso da espessura comercial. Terceiro, realiza-se uma análise destas tensões e deslocamentos para comparar os resultados obtidos com as espessuras de projeto e comercial.

4.2.1. Seleção dos elementos (Sensores)

Para a escolha dos elementos na malha foram selecionados aqueles que apresentam maiores valores. Assim, para uma mesma direção, os elementos escolhidos para analisar as tensões de *von Mises* não foram iguais aos dos deslocamentos. Este cuidado é necessário para não prejudicar a comparação dos resultados.

Para as tensões de *von Mises*, foram buscados três sensores concentrados em diferentes alturas, mas no meio das chapas, isto para cada direção, conforme a Figura 18. Estes pontos apresentam as maiores tensões, desconsiderando pontos de tensões em regiões de imperfeição da malha ou que não sejam recorrentes nas mesmas condições analisadas. Esta avaliação foi realizada ao longo das análises, a fim de selecionar os pontos de maiores tensões nas regiões para ambas as condições.

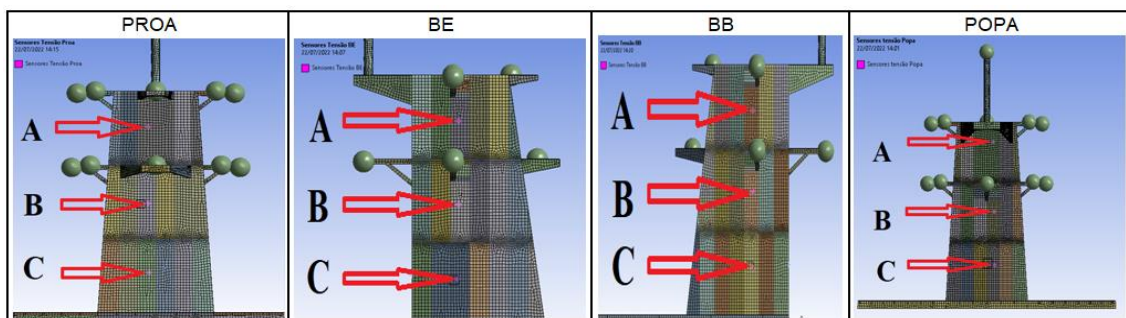


Figura 18 - Sensores para as Tensões de *von Mises* (fonte: O Autor/ modelado no ANSYS®)

Para os deslocamentos, foram definidos sensores nos extremos da estrutura, situados nas plataformas de suporte dos equipamentos, conforme a Figura 19.

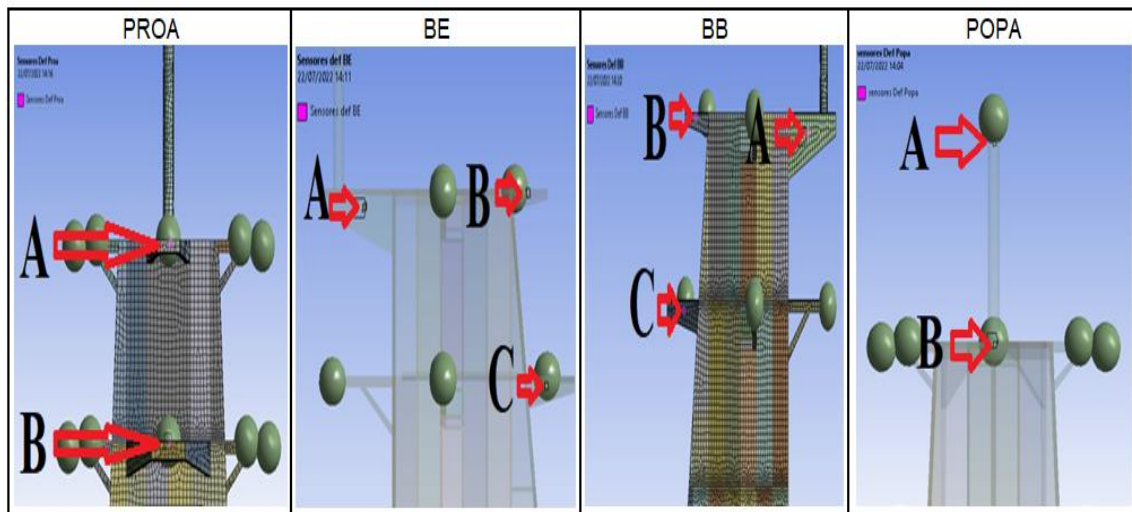


Figura 19 - Sensores para medir o deslocamento (fonte: O Autor/ modelado no ANSYS®)

4.2.2. Análise Comparativa entre Condições

Com o intuito de compreender as influências causadas pela escolha de qual condição deve ser empregada na análise, foram definidos dois parâmetros resultantes de uma análise modal em elementos finitos para entender suas implicações. São elas as tensões de *von Mises* e deslocamentos.

4.2.2.1. Tensões de *von Mises*

O critério de tensão de *von Mises* é baseado na teoria de *von Mises-Hencky*, também conhecida como teoria da energia de cisalhamento ou teoria da energia de distorção máxima. Essa teoria afirma que um material dúctil começa a escoar em um local onde a tensão de *von Mises* se torna igual ao limite de tensão. Essa teoria melhor se correlaciona com os dados experimentais, para prever o escoamento do material quando cargas multiaxiais são aplicadas no corpo e, desse modo, é geralmente mais utilizada nas validações estruturais.

Os resultados estão discriminados no APÊNDICE B. Examinando estes resultados, exemplificados na Figura 20, que mostra as análises das tensões de *von Mises* para pressão incidindo na direção da Proa, foi observado uma baixa variação, percentualmente, entre as condições de contorno. Também pode observar que os resultados das análises das tensões chegaram a valores relativamente baixos no geral, devido a principal influência

decorrer da incidência da força dos ventos. Na condição de “Mastro mais convés 02 simplificado” observa-se uma queda maior dos valores, incondizente com o esperado, fisicamente, devido ao engaste ser somente numa das bases da região analisada, no caso o mastro. Esta interposição foi mais acentuada no sensor C do que no B, devido à proximidade com a base do mastro. No Sensor A o efeito foi praticamente inexistente, graças a maior distância em relação à base.

Por causa disto, é uma condição de contorno indesejada, que deverá ser descartada em trabalhos futuros. Esta mesma interferência irá suceder nas análises do deslocamento, sendo comentada no próximo tópico.

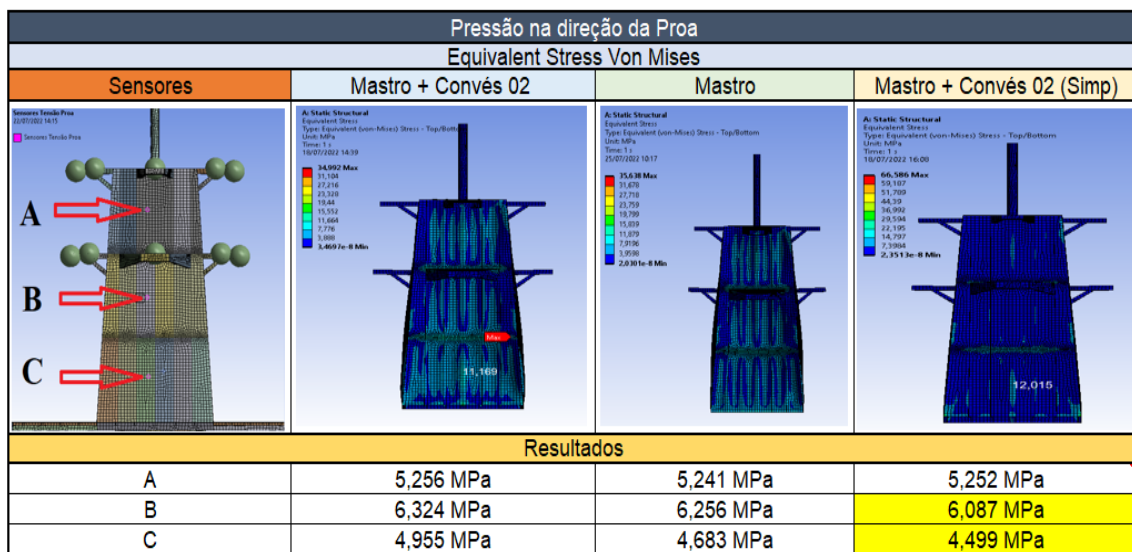


Figura 20 - Resultado das Análises das Tensões de von Mises sobre pressão incidindo na direção da Proa (fonte: O Autor/modelado no ANSYS®)

4.2.2.2. Deslocamento

Uma estrutura submetida as cargas de ventos e/ou forças inerciais tende a se movimentar. Qualquer mudança nas condições de contorno do problema pode impactar os resultados, por isso, na modelagem em elementos finitos, foi feito esta comparação entre os deslocamentos encontrados [28].

Nesta análise foi verificado o deslocamento da estrutura, pelos sensores, ao longo da mesma direção de entrada das pressões incidentes. O deslocamento vertical não foi monitorado por ser induzido pelo coeficiente de sustentação.

Os sensores monitoraram os deslocamentos nas plataformas onde foram instalados os radares do navio, vide Figura 19. Esses locais foram pré-determinados em virtude

destes equipamentos serem considerados sensíveis e, num próximo ciclo do projeto, numa análise transiente, caso estes deslocamentos máximos apresentem valores incompatíveis para os equipamentos, será feita uma restrição que irá acarretar uma necessidade de refino do projeto.

Examinando os resultados, pode-se verificar, por exemplo na Figura 21, que foi observado nas análises do deslocamento máximo sobre pressão incidindo na direção da Proa, uma baixa variação, percentualmente, entre a condição do mastro comparado com o mastro mais o convés 02. Na condição do “Mastro mais o Convés 02 simplificado” observa-se um resultado elevado e inconsistente, incondizente com o esperado, fisicamente, o que advém devido ao engaste ser somente na base do painel da Popa da região analisada, no caso o mastro. O mesmo ocorre na pressão incidindo na direção da Popa, mas esta interposição não ocorre nos casos da pressão incidindo nas direções boreste e bombordo, vide Figura 22. Todos os resultados do deslocamento foram considerados baixos, devido às restrições dos equipamentos, e podem ser observados do APÊNDICE B.

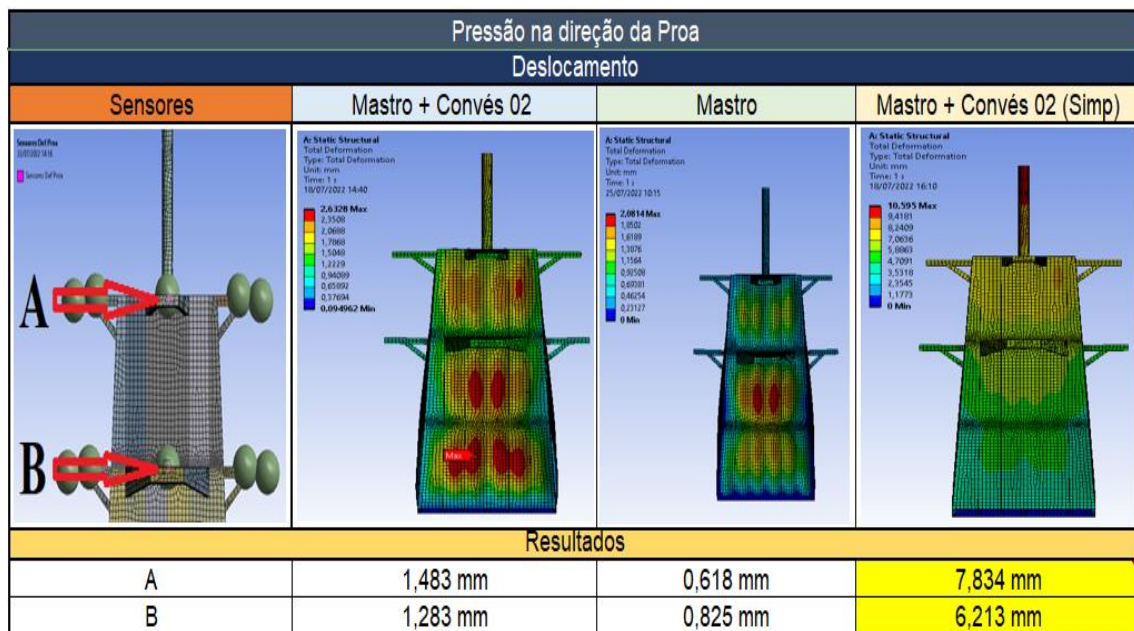


Figura 21 - Resultado das Análises do Deslocamento sobre pressão incidindo na direção da Proa (fonte: O Autor)

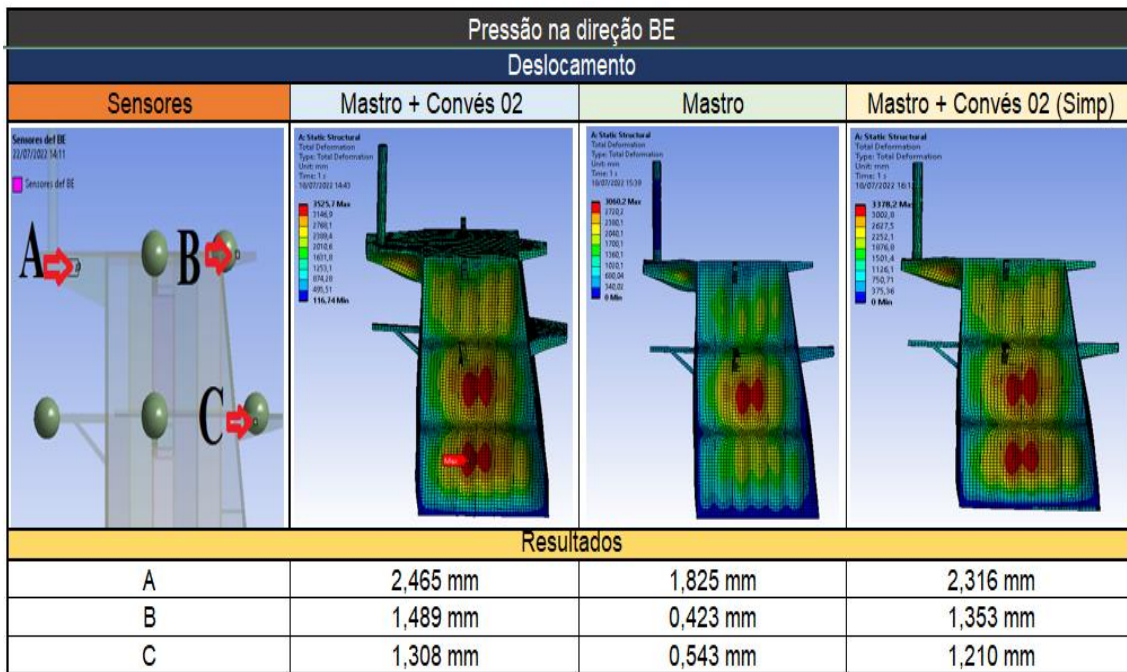


Figura 22 - Resultado das Análises de Deslocamento sobre pressão incidindo na direção Boreste (fonte: O Autor)

4.2.3. Análise Comparativa entre as Espessuras de Projeto e Comercial

Adotando as mesmas premissas do item 4.2.2, que examina a tensão de *von Mises* e o deslocamento máximo, foi avaliado a decorrência da mudança de espessura numa mesma condição de contorno, nos casos das condições de Mastro engastado e Mastro mais Convés 02. A condição do Mastro mais o Convés 02 simplificado não foi estudada pelo fato desta condição não ser considerada satisfatória nas análises anteriores.

A espessura de projeto corresponde a 83% da espessura comercial assumida e 65% da espessura de projeto do convés 02. Para espessuras menores o mastro se torna relativamente mais leve e rígido, acarretando maiores frequências naturais, como será evidenciado mais à frente. A redução de espessura também torna a massa dos equipamentos, luzes e radares relativamente mais relevantes.

Como esperado, para o Mastro mais leve, os valores, tanto para as tensões quanto para o deslocamento, são maiores. A título de exemplo, nas Figura 23 e Figura 24, tanto para condição do Mastro quanto para a condição do Mastro Mais convés 02, os resultados obtidos, para a espessura de projeto, são de 20 a 40% maiores, em se tratando de tensões de *von Mises*, e de 10 a 20% maiores no critério do deslocamento. Nas demais direções de incidência de pressão também foi observado resultados semelhantes, descritos no APÊNDICE C.

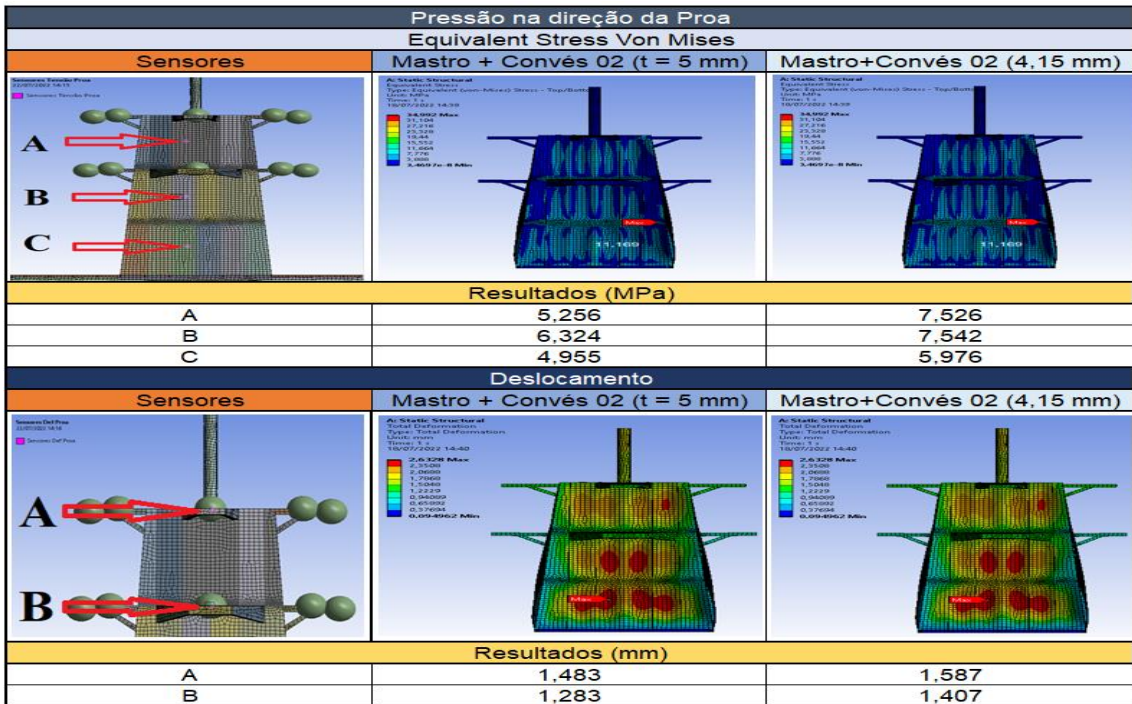


Figura 23 - Resultado das Análises comparado as espessuras na condição Mastro mais Convés 02 sobre pressão incidindo na direção da Proa (fonte: O Autor/ modelado no ANSYS®)

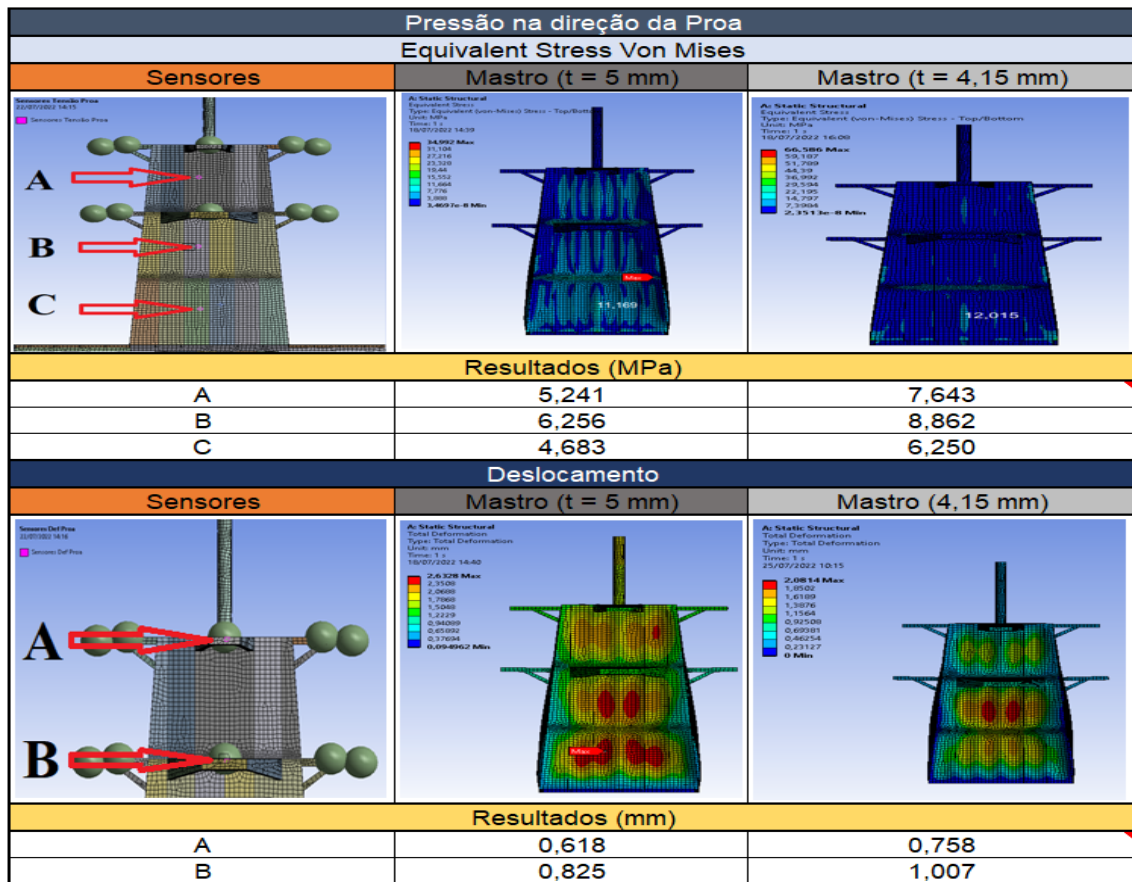


Figura 24 - Resultado das Análises comparado as espessuras na condição Mastro sobre pressão incidindo na direção da Proa (fonte: O Autor/ modelado no ANSYS®)

5. Análise Modal do Mastro

Após a análise estática, foi realizado uma análise modal onde foram obtidas as frequências (e modos) naturais do sistema e comparadas com as frequências de excitação da propulsão do navio. Sempre que as frequências naturais coincidem com as frequências de excitação ocorre a ressonância. Esta comparação utiliza a norma [23], que calcula a frequência natural de vibração no propulsor. Para separar e categorizar as frequências naturais foi estudado o fator de participação de massa efetiva.

5.1. Cálculo pela Norma

De acordo com a referência [23], cada frequência natural de vibração (F_{Ni}) deve satisfazer uma das seguintes inequações:

$$F_{Ni} < 0,7f_{E,MIN} \text{ e } F_{Ni} > 1,3f_{E,MAX}. \quad (13)$$

Onde: $f_{E,MIN}$ e $f_{E,MAX}$ são, respectivamente, a menor e a maior frequência de excitação possível a ser calculada para a velocidade de cruzeiro, velocidade máxima mantida e velocidade máxima. Como o propulsor do projeto do NPa 500BR possui 5 pás, a frequência de passagem de pás é calculada da seguinte maneira:

$$F_{Ni} = \frac{\text{Número de pás} \times \text{Frequência do Propulsor [Rpm]}}{60} \quad (14)$$

Com isso, a Tabela 21 traz as frequências para as velocidades pretendidas.

Tabela 21 -Frequência de rotação da Propulsão do NPa 500BR (fonte: O Autor)

Rotação do Motor			
Velocidades	RPM	Nº de pás	F_{Ni} [Hz]
Cruzeiro	207	5	17,25
Máxima Mantida	390	5	32,50
Máxima	434	5	36,17

Pela fórmula (13), com base na Tabela 22, foi determinado os limites de operação.

Tabela 22 - Limites de operação (fonte: O Autor)

Limite RINAMIL 2017		
$f_{e(MIN)}$ [Hz]	f_{Ni} [Hz]	$f_{e(MAX)}$ [Hz]
12,08	17,25	22,43
22,75	32,50	42,25
25,32	36,17	47,02

5.2. Fator de Participação de Massa Efetiva

A ressonância contribui para problemas relacionados à vibração em estruturas. As frequências de ressonância de uma estrutura devem ser identificadas e medidas para visualizar o comportamento estrutural. Os modos são determinados pelas propriedades do material e pelas condições de contorno que são inerentes de uma estrutura [20].

O Fator de Participação de Massa Efetiva (EMPF, do termo em inglês) fornece uma medida da energia contida em cada modo ressonante, que representa a quantidade de massa do sistema que participa de um determinado modo [21]. Seu cálculo está descrito no APÊNDICE D. Um modo com uma grande massa efetiva é geralmente um dos principais contribuintes para a resposta do sistema. É possível calcular um EMPF para uma determinada direção (x, y ou z). A soma das massas efetivas para todos os modos, em uma dada direção de resposta, deve ser igual à massa total da estrutura. A análise da soma de todos os fatores, em qualquer direção de resposta, pode ser considerada suficiente para capturar a resposta dinâmica dominante da estrutura [22]. Os valores dos Fatores de Participação de Massa Efetiva para o Mastro são diretamente obtidos da análise modal e disponibilizados pelo *software ANSYS®*. Com isso, os principais modos naturais foram avaliados numericamente.

As frequências que amplificam o efeito da carga em uma estrutura são identificadas pela análise modal, que tem como uma das finalidades encontrar as formas de vibração (modos naturais) de uma estrutura. O modelo terá seis modos (três translações e três rotações nas direções X, Y e Z) de corpo rígido. É possível calcular um EMPF para uma determinada direção. É possível segregar o fator de participação de massa efetiva de cada modo verificado e modos participantes com mais de 1% de EMPF, através do Fator de Participação de Massa Efetiva Acumulado (CEMPF), que deve considerar entre 70 e 90% da massa total para validar quais possuem a maior influência na estrutura [27].

Para as condições analisadas serão adotados o mesmo procedimento. Primeiro realiza-se a análise modal para obtenção das frequências naturais. Com o propósito de atender ao requisito do CEMPF, todos os resultados encontrados foram pré-ajustados no *software* para apresentar 600 modos. Segundo, separa-se os modos com EMPF maiores que 1%. Terceiro, inspeciona-se cada modo para verificar se ocorre vibração no mastro

ou se trata de um modo natural local no convés da embarcação. Por exemplo, na Figura 25, a vibração sucede na chapa superior do convés 02 e em razão disso foi descartada.

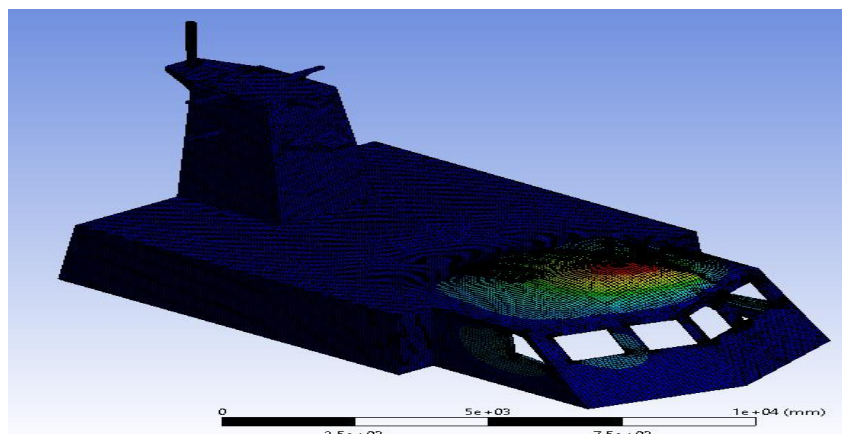


Figura 25 - Efeito de vibração na chapa superior do convés 02 (fonte: O Autor/ modelado no ANSYS®)

5.2.1. Mastro

Na Condição retratada no item 3.4.2, onde se observa somente o Mastro engastado, experimenta-se 11 frequências naturais que atendem os requisitos estabelecidos, conforme a Tabela 23. Cabe ressaltar que os CEMPFs nas direções X e Z estão próximos de 90%, justificando o aparecimento de mais modos nestas direções.

Tabela 23 - Modos do Mastro com EMPF maiores que 1% (Fonte: O Autor)

Mastro (t = 5 mm e EMPF > 1%)												
DIREÇÃO X				DIREÇÃO Y				DIREÇÃO Z				
Modo	Frequência [Hz]	Massa acumulada	EMPF	Modo	Massa acumulada	EMPF	Modo	Massa acumulada	EMPF	Modo	Massa acumulada	EMPF
1	1,91	0,00%	0,00%	1	0,00%	0,00%	1	4,23%	3,79%	2	4,23%	0,00%
2	5,92	4,27%	3,73%	2	0,06%	0,03%	2	4,23%	0,00%	3	4,23%	0,00%
3	24,24	4,39%	0,10%	3	9,06%	4,82%	3	4,23%	0,00%	4	4,23%	0,00%
4	26,40	4,40%	0,01%	4	35,72%	14,29%	4	4,23%	0,00%	8	24,24%	16,36%
8	40,91	4,82%	0,00%	8	36,58%	0,00%	8	24,83%	0,53%	9	24,83%	0,53%
9	44,76	20,19%	13,44%	9	37,85%	0,68%	9	67,53%	38,30%	10	67,53%	38,30%
10	44,95	20,50%	0,26%	10	37,86%	0,01%	10	67,53%	0,00%	11	67,53%	0,00%
11	46,56	83,36%	54,96%	11	39,57%	0,92%	11	81,55%	12,57%	23	88,76%	4,66%
12	48,49	83,36%	0,00%	12	39,57%	0,00%	23	88,76%	0,00%	31	89,69%	0,00%
23	66,23	85,62%	0,00%	23	41,31%	0,00%	31	89,69%	0,37%			
31	72,18	91,27%	2,87%	31	44,49%	0,37%						
CEMPF			87,43%	CEMPF			53,60%	CEMPF			89,70%	

Com isso, na Tabela 24, foi concentrado estes resultados a fim de auxiliar o comparativo com as frequências de vibração do motor na etapa adjacente. O resultado corresponde ao modelo com chapeamento na espessura comercial.

Tabela 24 - Condensado dos Resultados dos EMPF para Mastro Engastado (Fonte: O Autor)

Mastro (t = 5 mm e EMPF > 1%)				
Modo	Frequência [Hz]	Massa Acumulada	EMPF	Direção
1	1,91	4,23%	3,79%	Z
2	5,92	4,27%	3,73%	X
3	24,84	9,06%	4,82%	Y
4	26,40	35,72%	14,29%	Y
8	40,91	24,24%	16,36%	Z
9	44,76	20,19%	13,44%	X
10	44,95	67,53%	38,30%	Z
11	46,56	83,36%	54,96%	X
12	48,49	81,55%	12,57%	Z

5.2.1.1. Mastro com espessura de projeto

Para a espessura de projeto, 4,15mm, o Mastro consequentemente ficará mais leve, apresentando um peso total de 0,96 t. O comparativo entre os pesos das chapas e reforçadores foi observado na Tabela 25 onde foi refletido o aumento de significância dos equipamentos em relação ao peso total da estrutura.

Tabela 25 - Relação de peso das Chapas e Reforçadores utilizando espessura de projeto (Fonte: O Autor)

Pesos no mastro (t = 4,15 mm)	
Peso total	0,96 t
Peso dos equipamentos	0,27 t
Peso das chapas	0,48 t
Peso dos reforços	0,21 t

Com a espessura de projeto, obtém-se 18 frequências naturais, 7 a mais comparado com a espessura comercial, que atendem os requisitos, e foram agrupadas na Tabela 26.

Tabela 26 - Condensado dos Resultados para Mastro Engastado com espessura de projeto (Fonte: O Autor)

Mastro (t = 4,15 mm e EMPF > 1%)				
Modo	Frequência [Hz]	Massa Acumulada	EMPF	Direção
1	1,52	4,49%	4,20%	Z
2	5,47	4,46%	4,18%	X
3	23,08	17,32%	14,59%	Y
4	24,04	26,45%	7,70%	Y
5	34,18	11,82%	6,87%	Z
7	43,09	63,58%	48,45%	Z
8	43,23	27,13%	21,14%	X
9	44,63	76,64%	46,33%	X
10	46,39	79,41%	14,72%	Z

5.2.2. Mastro mais Convés 02

Na condição modelada no item 3.4.4, temos o Mastro mais o convés 02 modelado, engastado na parte inferior e em contato com o convés 01, incluindo os pés de carneiro. Nas direções X e Z foram obtidos CEMPFs de 71,3% e 80,3%, respectivamente, vide Tabela 27. Foram obtidas 6 frequências naturais, agrupadas na Tabela 28, que atendem os requisitos estabelecidos (Figura 26).

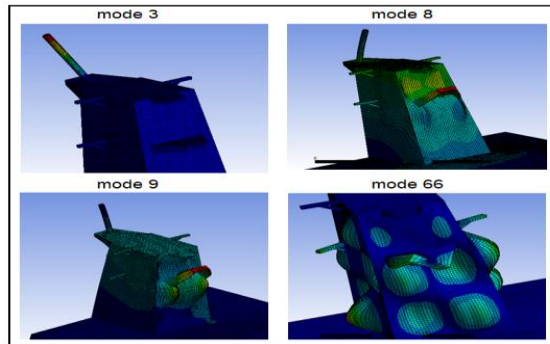


Figura 26 - Modos com frequência de vibração no Mastro (fonte: O Autor/ modelado do ANSYS®)

Tabela 27 - Modos do Mastro + Convés 02 com EMPF maiores que 1% (Fonte: O Autor)

Mastro + Convés 02 (t = 5 mm e EMPF >1%)												
DIREÇÃO X				DIREÇÃO Y				DIREÇÃO Z				
Modo	Frequência [Hz]	Massa acumulada	EMPF	Modo	Massa acumulada	EMPF	Modo	Massa acumulada	EMPF	Modo	Massa acumulada	EMPF
3	21,4172	17,77%	11,32%	3	9,17%	4,23%	3	1,22%	0,12%			
5	26,1443	17,78%	0,00%	5	13,17%	1,34%	5	5,88%	2,44%			
7	27,0099	17,95%	0,10%	7	24,93%	3,47%	7	7,02%	0,63%			
8	27,0967	20,02%	1,43%	8	26,28%	0,62%	8	24,20%	13,45%			
9	27,9871	25,50%	3,80%	9	26,95%	0,31%	9	32,75%	6,69%			
39	49,1126	34,37%	0,03%	39	34,97%	0,00%	39	65,63%	18,26%			
40	49,1997	34,80%	0,30%	40	34,97%	0,00%	40	70,35%	3,69%			
44	50,6508	34,99%	0,04%	44	38,95%	0,00%	44	78,00%	4,25%			
59	56,6145	37,00%	0,11%	59	49,11%	3,75%	59	86,76%	0,02%			
66	58,1471	40,13%	2,02%	66	50,26%	0,05%	66	87,41%	0,00%			
69	58,5613	40,72%	0,01%	69	50,29%	0,00%	69	90,49%	2,39%			
110	71,5262	46,03%	0,46%	110	73,21%	2,09%	110	95,21%	0,05%			
150	81,9973	57,46%	4,28%	150	88,60%	0,30%	150	97,47%	0,01%			
194	91,0857	67,79%	2,16%	194	90,35%	0,01%	194	98,14%	0,02%			
196	91,7735	72,41%	2,47%	196	90,39%	0,00%	196	98,16%	0,01%			
206	93,7324	83,77%	5,46%	206	91,11%	0,20%	206	98,30%	0,00%			
254	101,264	93,97%	2,42%	254	97,34%	0,18%	254	98,75%	0,00%			
CEMPF			71,29%	CEMPF			42,64%	CEMPF			80,29%	

Tabela 28- Condensado dos Resultados dos EMPF para Mastro mais Convés 02 (fonte: O Autor)

Mastro + Convés 02 (t = 5 mm e EMPF >1%)				
Modo	Frequência [Hz]	Massa acumulada	EMPF	Direção
3	21,42	17,77%	11,32%	X
8	27,10	24,20%	13,45%	Z
9	27,99	25,50%	3,80%	X
66	58,15	40,13%	2,02%	X

5.2.2.1. Mastro mais Convés 02 com espessura de projeto

A espessura de projeto é alterada somente no Mastro, pois o convés 02 continua com a espessura do projeto base de 6,35 mm que apresenta uma maior diferença nas espessuras entre estes. Em virtude disto, o peso total do sistema diminui para 5,96 t, mas foi considerado uma variação baixa devido à grande concentração de massa estar localizada no convés 02.

Com a espessura de projeto, obtém-se 11 frequências naturais, 5 a mais comparado com a espessura comercial, que atendem os requisitos e foram agrupados na Tabela 29.

Tabela 29 - Condensado dos Resultados para Mastro mais Convés 02 com espessura de projeto (fonte: O Autor)

Mastro + Convés 02 (t = 4,15 mm e EMPF > 1%)				
Modo	Frequência [Hz]	Massa acumulad	EMPF	Direção
3	20,82	8,56%	5,93%	X
4	23,99	11,37%	1,86%	Y
6	25,58	20,87%	9,55%	X
7	25,91	32,16%	23,93%	Z
24	42,32	29,35%	2,57%	X
36	47,35	81,62%	25,66%	Z
47	51,46	85,02%	1,68%	Z

5.3. Efeitos das frequências de vibração da propulsão

Selecionadas as frequências naturais, será calculado pela norma *RINAMIL 2017* as frequências de excitação provocadas pelo sistema de propulsão do Navio Patrulha, com seus limites de operação teóricos, com o intuito de examiná-las e confrontando-as para avaliar potenciais condições de ressonância.

5.3.1. Comparação entre as Frequências Naturais e a de Excitação

Sabendo os limites de operação da propulsão, para as duas condições de análise, foi separado as frequências do EMPF, na Tabela 30, para analisar sua proximidade com as frequências produzidas pela propulsão, nas espessuras de projeto e comercial. O mastro com espessura de projeto, com esperado por ser mais leve, apresentaram um número, quantitativo, de frequências naturais mais baixas e, por consequência, mais influentes nos limites de operação do motor, com por exemplo na condição do Mastro mais convés 02, onde para a espessura comercial apresentou 3 modos de frequências dentro dos limites enquanto para a espessura de projeto 5 modos.

Tabela 30 – Para cada condição de contorno, as frequências do limite de operação da propulsão (fonte: O Autor)

Mastro (t = 5 mm)				
Modo	Frequência [Hz]	Massa Acumulada	EMPF	Direção
1	1,91	4,23%	3,79%	Z
2	5,92	4,27%	3,73%	X
3	24,84	9,06%	4,82%	Y
4	26,40	35,72%	14,29%	Y
8	40,91	24,24%	16,36%	Z
9	44,76	20,19%	13,44%	X
10	44,95	67,53%	38,30%	Z
11	46,56	83,36%	54,96%	X
12	48,49	81,55%	12,57%	Z

Mastro + Convés 02 (t = 5 mm)				
Modo	Frequência [Hz]	Massa Acumulada	EMPF	Direção
3	21,42	17,77%	11,32%	X
8	27,10	24,20%	13,45%	Z
9	27,99	25,50%	3,80%	X
66	58,15	40,13%	2,02%	X

Mastro (t = 4,15 mm)				
Modo	Frequência [Hz]	Massa Acumulada	EMPF	Direção
1	1,52	4,49%	4,20%	Z
2	5,47	4,46%	4,18%	X
3	23,08	17,32%	14,59%	Y
4	24,04	26,45%	7,70%	Y
5	34,18	11,82%	6,87%	Z
7	43,09	63,58%	48,45%	Z
8	43,23	27,13%	21,14%	X
9	44,63	76,64%	46,33%	X
10	46,39	79,41%	14,72%	Z
12	53,28	80,70%	3,80%	X

Mastro + Convés 02 (t = 4,15 mm)				
Modo	Frequência [Hz]	Massa Acumulada	EMPF	Direção
3	20,82	8,56%	5,93%	X
4	23,99	11,37%	1,86%	Y
6	25,58	20,87%	9,55%	X
7	25,91	32,16%	23,93%	Z
24	42,32	29,35%	2,57%	X
36	47,35	81,62%	25,66%	Z
47	51,46	85,02%	1,68%	Z

Legenda	Frequências dentro dos limites de variação do motor
----------------	---

Quando a frequência natural coincide com a frequência de excitação do propulsor ocorre a ressonância. Pela referência [29], foi considerado um alto risco a ressonância quando a frequência natural se aproxima da frequência de excitação numa faixa de 20%, sendo 10% para mais ou para menos. A Tabela 31 possui estes valores, podendo observar que, para o caso do Mastro com espessura de projeto, apresenta uma proximidade de 5,16% e, assim, considerado um caso de alto risco à ressonância.

Para ilustrar, na Figura 27, foi representado os gráficos, da frequência em Hz pela porcentagem do EMPF, da condição do Mastro, para ambas as espessuras, onde têm-se as frequências naturais (pontos em azul), as frequências de excitação (em vermelho) e os limites de tolerância, com variação de 10%, das frequências nas velocidades de cruzeiro (linhas laranjas) e máximas (linhas verdes) onde pontos dentro destes intervalos representam alto risco a ressonância. Assim, para a espessura de projeto, observa-se um ponto dentro destes limites.

Já na Figura 28, foi representado os gráficos, da frequência em Hz pela porcentagem do EMPF, da condição do Mastro mais Convés 02, para ambas as espessuras, adotando-se os mesmos padrões dos gráficos da condição do Mastro, para verificar que nenhum ponto de frequência natural ocorreu dentro dos limites de variação das frequências de excitação do propulsor.

Tabela 31 - Comparação das frequências naturais com as frequências de excitação da propulsão (fonte: O Autor)

MASTRO + CONVÉS 02 (t = 5 mm)					MASTRO (t = 5 mm)				
Comparação entre as frequências naturais e a de excitação					Comparação entre as frequências naturais e a de excitação				
Frequências		f _{Ni} [Hz]			Frequências		f _{Ni} [Hz]		
		17,25	32,50	36,17			17,25	32,50	36,17
F [Hz]	21,42	24,16%	34,10%	40,78%	F [Hz]	24,84	43,99%	23,57%	31,32%
	27,10	57,08%	16,63%	25,08%		26,40	53,04%	18,77%	27,00%
	27,99	62,24%	13,89%	22,62%		40,91	137,16%	25,88%	13,12%

MASTRO + CONVÉS 02 (t = 4,15mm)					MASTRO (t = 4,15mm)				
Comparação entre as frequências naturais e a de excitação					Comparação entre as frequências naturais e a de excitação				
Frequências		f _{Ni} [Hz]			Frequências		f _{Ni} [Hz]		
		17,25	32,50	36,17			17,25	32,50	36,17
F [Hz]	20,82	20,68%	35,95%	42,44%	F [Hz]	23,08	33,81%	28,98%	36,18%
	23,99	39,06%	26,19%	33,67%		24,04	39,37%	26,03%	33,53%
	25,58	48,27%	21,30%	29,28%		34,18	98,13%	5,16%	5,50%
	25,91	50,23%	20,26%	28,35%		43,09	149,80%	32,58%	19,14%
	42,32	145,35%	30,22%	17,02%		43,23	150,61%	33,01%	19,53%
					44,63	158,75%	37,34%	23,41%	
					46,39	168,93%	42,74%	28,27%	

Legenda	Risco de Ressonância	F-F _{Ni} < 10%
---------	----------------------	---------------------------

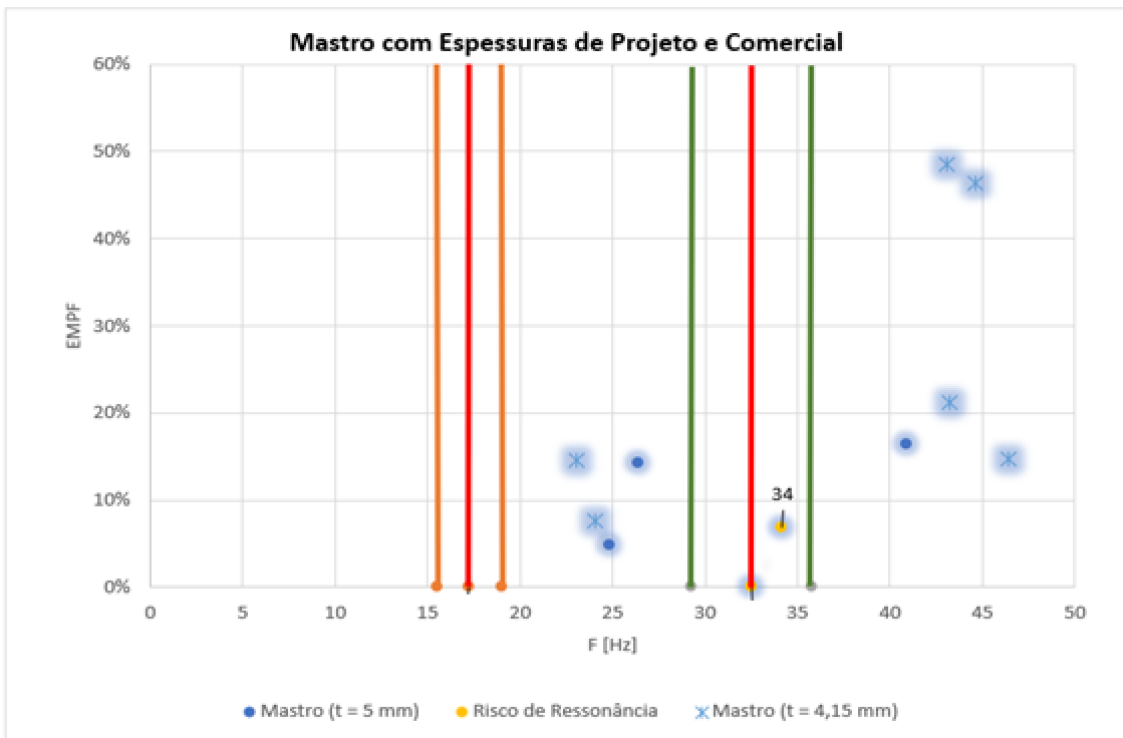


Figura 27 - Gráficos do Modelo do Mastro com suas frequências naturais com os limites a ressonância nas frequências de excitação do propulsor nas veloz Máx e de cruzeiro, para ambas as espessuras (Fonte: O Autor)

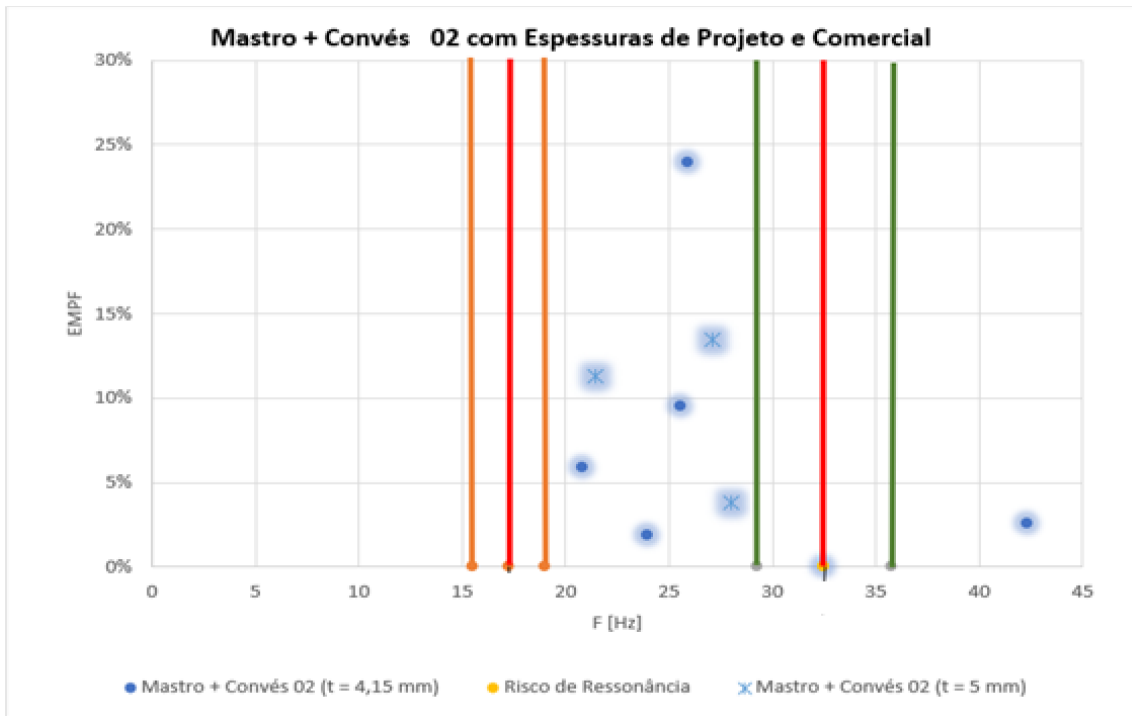


Figura 28 - Gráficos do Modelo do Mastro + Convés 02 com suas frequências naturais com os limites a ressonância nas frequências de excitação do propulsor nas veloc Máx e de cruzeiro, para ambas as espessuras (Fonte: O Autor)

6. Conclusão

Este trabalho consistiu numa análise estrutural normativa e numérica de um mastro para um projeto básico de um navio patrulha, avaliando as suas condições de contorno e, dentro delas, as frequências de excitação da propulsão do meio e comparando os resultados dessas condições para as tensões e deslocamentos, obtidos numericamente, originadas por uma pressão incidente nas direções do mastro. Uma comparação do mastro com diferentes espessuras, de projeto e comercial, também foi examinada.

Para as três condições de análise, que foram simulando a rigidez aplicada ao arranjo estrutural, foi criada uma metodologia, validando o método analítico onde foi dimensionado o mastro, conforme requisitos da norma [23], e o convés 02, convés de suporte do mastro, seguindo os requisitos do projeto do NPa 500BR. Esta metodologia, através do uso de Método de Elementos Finitos para modelar o Mastro e o convés 02, realiza a análise numérica no *software ANSYS®* para calcular as frequências naturais e garantir que as mesmas não coincidam com as frequências da propulsão, para evitar que ocorra a ressonância.

Nas análises estáticas, foi calculado analiticamente a pressão resultante, gerada pelas forças das cargas inerciais e do vento, chegando aos valores de pressão máxima de 4,04 e 4,02 kN/m² para a espessura comercial e de projeto, respectivamente. Com a finalidade de tornar as análises mais conservadoras, foi adotado a pressão máxima de 4,04 kN/m² para ensaios numéricos de tensão e deslocamento máximo em todas as condições, espessuras e direções de incidência.

Colocando a pressão máxima nas quatro direções de incidência, Proa, Popa, Boreste e Bombordo, e adotando elementos da malha, como sensores, para retirar os resultados com credibilidade, por ser tratar dos mesmos elementos nas diferentes condições e espessura, a fim de analisar as tensões equivalentes de *von Mises* e deslocamento máximo. Salienta-se que os sensores no ensaio numérico das tensões foram localizados no meio das chapas enquanto para o deslocamento máximo foram estabelecidos nas plataformas de sustentação dos radares.

Examinando os resultados das tensões equivalentes de *von Mises* foi observado uma pouca variação, percentualmente, entre as situações e, todos eles, foram considerados com baixos efeitos relevantes devido a sua principal influência ser a força do vento. Na

condição do Mastro mais o Convés 02 simplificado apresenta uma anomalia, um valor elevado, incondizente com o esperado, fisicamente, o que advém devido ao engaste ser somente na base do painel da Popa da região analisada, no caso o mastro. O mesmo ocorre na pressão incidindo na direção da Popa, mas esta interposição não ocorre nos casos da pressão incidindo nas direções boreste e bombordo. Esta interposição foi mais acentuada no sensor C do que no B, devido à proximidade com a base do mastro. No Sensor A o efeito foi ineficiente, graças a maior distância em relação à base. Todos os resultados do deslocamento foram considerados baixos, devido às restrições dos equipamentos.

Por causa destes fatores, a condição de contorno Mastro mais Convés 02 simplificado não é desejada e deverá ser descartada nas demais análises deste projeto.

Na comparação entre as espessuras comerciais e de projeto, o Mastro mais leve obteve os resultados, tanto para as tensões quanto para o deslocamento, mais intensos. Para as condições do Mastro e do Mastro mais Convés 02 os resultados obtidos, para a espessura de projeto, são de 20 a 40% maiores, em se tratando de tensões de *von Mises*, e de 10 a 20% maiores no critério do deslocamento.

Na análise modal da estrutura, dentro de cada condição avaliada, com análises aplicando 600 modos, foi verificado, utilizando como base o estudo do fator de participação de massa efetiva (EMPF) [27], as frequências naturais com EMPF maiores que 1% com finalidade de comparar com a frequências de excitação da propulsão. Cabe ressaltar que somente as frequências naturais que produzem vibração no mastro foram analisadas. O mastro com espessura de projeto, com esperado por ser mais leve, apresentaram um número, quantitativo, de frequências naturais mais baixas e, por consequência, mais influentes nos limites de operação do motor, com por exemplo na condição do Mastro mais convés 02, onde para a espessura comercial apresentou 3 modos de frequências dentro dos limites enquanto para a espessura de projeto 5 modos.

Quando a frequência natural coincide com a frequência de excitação do propulsor ocorre a ressonância. Pela referência [29], foi considerado um alto risco a ressonância quando a frequência natural se aproxima da frequência de excitação numa faixa de 20%, sendo 10% para mais ou para menos. Somente para o caso do Mastro engastado com espessura de projeto apresentou uma frequência dentro deste intervalo, numa proximidade de 5,16%, considerado assim com de alto risco para a ressonância. Com isso, a condição do Mastro mais Convés 02 se mostra com uma maior confiabilidade do projeto

estrutural, assim como a metodologia empregada, pois, mesmo adotando critérios por norma conservadores, apresentam margem para refino, podendo ser legitimadas em projetos de mastro para navios patrulhas.

6.1. Trabalhos futuros

Como o estudo de uma análise numérica de um mastro estruturado para navios patrulha possui pouca documentação, inclusive nas normas e Sociedades Classificadoras, é interessante dar prosseguimento as análises e avaliações das condições.

Fundamentado assim, outros estudos podem dar sequências relevantes no assunto, como:

- Utilizar um modelo mais fiel ao navio formado por elementos tridimensionais;
- Pode ser feita a comparação dos resultados com valores reais obtidos em algum navio da classe;
- Realizar uma análise por fadiga dos modelos;
- Buscar um novo modelo de Mastro mais Convés 02 e Convés 03 para comparar os resultados; e
- Verificar a mudança do material, de alumínio para compósito, e suas implicações.

7. Referências

- [1] ISSC 2015. **Committee V.5 Naval Ship Design**, 19th international ship and offshore structures congress, Portugal, Cascais, 2015.
- [2] <https://www.naval.com.br/blog/2020/01/13/relembrando-o-paemb-plano-de-articulacao-e-equipamento-da-marinha-do-brasil/>, acessado em 06 de março de 2022.
- [3] Ribeiro, CMG Marcelo de Sousa, **A estratégia nacional de defesa e a reestruturação da indústria nacional de defesa: O desafio do segmento naval da base industrial de defesa para atender as encomendas de Navios Patrulha de 500 toneladas para a Marinha do Brasil**. ESCOLA DE GUERRA NAVAL – COPPEAD UFRJ, Rio de Janeiro, 2015.
- [4] <https://abimde.org.br/pt-br/noticias/emgepron-quer-exportar-novo-navio-patrolha-500-br-para-africa-america-do-sul-e-asia/>, acessado em 06 de março de 2022.
- [5]<http://sinaval.org.br/2021/08/npa500-br-tera-potencial-para-fornecimento-a-marinhas-de-outros-paises/>, acessado em 06 de março de 2022.
- [6] ALMEIDA, Márcio T de. **Vibrações mecânicas para engenheiros**. 2. ed., São Paulo: Edgard Blücher, 1990.
- [7] SOEIRO, Newton S.; **Análise modal experimental**. Universidade Federal do Pará, 2000
- [8] Kane, C.E., Fixter, G. & Pogson, G. 2010. **The Advanced Technology Mast For HMS Ark Royal**. 17th International conference on Composite materials (ICCM 17). 2017
- [9] C L Savage BEng, MSc, CEng, MRINA and A Kimber BEng, CEng, **When is a mast a mast? The impact of integrated masts on platform design and classification**, RINA Warship 2010: Advanced Technologies in Naval Design and Construction, UK, 2010.
- [10] ISSC 2012, **Committee V.3 Materials and Fabrication Technology**, 18th International Ship and Offshore Structures Congress, Alemanha, Rostock, 2012.
- [11] ISSC 2006 **Committee V.5 Naval Ship Design**, 16th international ship and offshore structures congress. University of Southampton, UK. 2006
- [12] Bergen, M. and Needham, W. **Composite materials application for engineered reduced maintenance in the navy's surface**, In DoD Corrosion Conference. 2009
- [13] Faraday. **Composites in ships**. In **Institute of Marine Engineering, Science and Technology** (IMarEST). 2008
- [14] Mitra, N. **A methodology for improving shear performance of marine grade sandwich composites: Sandwich composite panel with shear key**. Composite Structures, 92:1065-1072. 2010

- [15] Eamon, C. and Rais-Rohani, M. **Integrated reliability and sizing optimization of a large composite structure**. *Marine structures*, 22:315-334. 2009
- [16] Paulo Maurício Barros de Abreu Rego. **MANUAL DE SINALIZAÇÃO Náutica, FUNDAMENTOS DE SINALIZAÇÃO Náutica Visual**, volume I. 2005
- [17] SKOLNIK, M. I. **RADAR Applications**, IEEE Press, New York, 1988
- [18] MIGUENS, Alitneu Pires. **Navegação: A ciência e a arte**, volume III: navegação eletrônica em condições especiais, 2000
- [19] DARGAN, D. **Alguns tópicos sobre MAGE**. Trabalho técnico – IPqM. Rio de Janeiro, 1994.
- [20] Idehara JM. **Modal analysis of structures under non-stationary excitation**. *Engineering Structures*. 2015; 99(1):56–62.
- [21] James GH, Carne TG, Lauffer JP, Nord AR. **Modal Testing Using Natural Excitation. Proceedings of the 10th International Modal Analysis Conference (IMAC)**, San Diego, California.1992. p. 1209–16.
- [22] Kwon YW, Plessas SD. **Numerical modal analysis of composite structures coupled with water**. *Composite Structures*. 2014; 116(1):325–35
- [23] RINA 2017, Rules for the Classification of Naval Ships Rules. **Pt B, Ch 9, Sec 5, “Masts”**. Italia, Genova, 2017
- [24] RINA 2017, Rules for the Classification of Naval Ships Rules. **Pt B, Ch 8, Sec 4 “Superstructures and Deckhouses.”**. Italia, Genova, 2017
- [25] RINA 2017, Rules for the Classification of Naval Ships Rules. **Pt B, Ch 7, Sec 3 “Fatigue Check of Structural Details”**. Italia, Genova, 2017
- [26] RINA 2017, Rules for the Classification of Naval Ships Rules. **Pt B, Ch 4, Sec 3 “Strength Principles”**. Italia, Genova, 2017
- [27] Muhammad Sajjad Ahmad, **Modal Analysis of Ship’s Mast Structure using Effective Mass Participation Factor**, *Indian Journal of Science and Technology*. Vol 9(21), Junho 2016
- [28] Maurício Pegoraro, **Estudo da Análise Modal baseado no Acoplamento Fluido-Estrutura**, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Pato Branco 2016
- [29] RINA 2017, Rules for the Classification of Naval Ships Rules. **Pt B, Ch 9, Sec 3 “Static Analysis of Masts”**. Italia, Genova, 2017

APÊNDICE A

CÁLCULO DAS PRESSÕES

Com base nos cálculos das áreas e distância do centro de massa dos painéis seguido pelo cálculo das acelerações longitudinais, transversais e verticais, ocorre o cálculo das forças resultantes das cargas inerciais e de água parada, levando em consideração as massas do projeto que estão conexas com a espessura (comercial ou de projeto). Sucedido pelo o cálculo da força do vento, com a separação das cargas de projeto em cada painel, chega ao cálculo das máximas força resultante e pressão. Abaixo estão os memoriais de cálculo, sendo o primeiro para a espessura comercial, 5 mm.

Design Loads <small>RINAMIL 2017 Pt B Ch9 Sec5</small>	Painel dimensions		Distance from origin of reference co-ordinate system			Logitudinal, transverse and vertical accelerations (PtB Ch5 Sec3 [3.4.1])						Espessura	
						Upright ship condition			Inclined ship condition				
	A _x	A _y	x	y	z	K _{s1}	a _{t1}	a _{y1}	a _{z1}	a _{t2}	a _{y2}		a _{z2}
m ²	m ²	m	m	m	m/s ²		m/s ²	m/s ²	m/s ²	m/s ²	m/s ²	m	
Painel Frontal IA	7,77	0,00	28,40	0,00	12,35	0,018	8,904	0,000	7,133	0,000	6,832	0,000	0,005
Painel a Ré IC	7,67	0,00	25,90	0,00	12,35	0,018	8,904	0,000	7,133	0,000	6,832	0,000	0,005
Painel Lateral IB	0,00	8,48	27,28	1,25	12,35	0,018	8,904	0,000	7,133	0,000	6,832	0,237	0,005
Painel Lateral ID	0,00	8,48	27,28	-1,25	12,35	0,018	8,904	0,000	7,133	0,000	6,832	-0,237	0,005
Painel Frontal IIA	3,31	0,00	28,03	0,00	14,90	0,018	10,752	0,000	7,310	0,000	7,279	0,000	0,005
Painel a Ré IIC	3,27	0,00	25,90	0,00	14,90	0,018	10,752	0,000	7,310	0,000	7,279	0,000	0,005
Painel Lateral IIB	0,00	3,62	28,03	0,90	14,90	0,018	10,752	0,000	7,310	0,000	7,279	0,170	0,005
Painel lateral IID	0,00	3,62	28,03	-0,90	14,90	0,018	10,752	0,000	7,310	0,000	7,279	-0,170	0,005
Painel frontal IIIA	0,09	0,00	28,95	0,00	13,97	0,018	10,156	1,000	7,310	1,000	7,141	0,000	0,005
Painel lateral IIIB	0,00	0,20	28,03	0,53	13,89	0,018	10,108	2,000	7,310	2,000	7,130	0,099	0,005
Painel lateral IIIC	0,00	0,20	28,03	-0,53	13,89	0,018	10,108	3,000	7,310	3,000	7,130	-0,099	0,005
Painel frontal IVA	0,04	0,00	28,50	0,00	15,70	0,018	11,268	4,000	7,310	4,000	7,400	0,000	0,005
Painel lateral IVB	0,00	0,09	28,20	0,30	15,60	0,018	11,204	5,000	7,310	5,000	7,385	0,057	0,005
Painel lateral IVC	0,00	0,09	28,20	-0,30	15,60	0,018	11,204	6,000	7,310	6,000	7,385	-0,057	0,005
Painel frontal VA	0,16	0,00	24,70	0,00	15,65	0,018	11,236	7,000	7,310	7,000	7,392	0,000	0,005
Painel lateral VB	0,00	0,51	25,50	1,20	15,40	0,018	11,076	8,000	7,310	8,000	7,355	0,227	0,005
Painel lateral VC	0,00	0,51	25,50	-1,20	15,40	0,018	11,076	9,000	7,310	9,000	7,355	-0,227	0,005

Design Loads <i>RINAMIL 2017 Pt B Ch9 Sec5</i>		Espessura	Still Water and Inertia Forces (Pt B Ch9 Sec5 [1.2.2])								
			Mass	Still Water			Load case "b"		Load case "c"		Load case "d"
Item	t	W _i	F _{S,x}	F _{S,y}	F _{S,z}	F _{W,X,i}	F _{W,Z,i}	F _{W,Y,i}	F _{W,Z,i}	F _{W,Y,i}	F _{W,Z,i}
	m	kg	N	N	N	N	N	N	N	N	N
Painel Frontal IA	0,005	104,9	36,0	89,6	1029,4	934,3	748,5	501,8	0,0	716,9	0,0
Painel a Ré IC	0,005	103,5	35,6	88,4	1015,8	921,9	738,6	495,2	0,0	707,4	0,0
Painel Lateral IB	0,005	114,5	39,3	97,7	1123,3	1019,5	816,8	547,6	19,0	782,3	27,1
Painel Lateral ID	0,005	114,5	39,3	97,7	1123,3	1019,5	816,8	547,6	-19,0	782,3	-27,1
Painel Frontal IIA	0,005	44,7	15,3	38,1	438,3	480,4	326,6	227,7	0,0	325,2	0,0
Painel a Ré IIC	0,005	44,2	15,2	37,7	433,7	475,3	323,2	225,2	0,0	321,8	0,0
Painel Lateral IIB	0,005	48,9	16,8	41,7	479,3	525,3	357,1	248,9	5,8	355,6	8,3
Painel lateral IID	0,005	48,9	16,8	41,7	479,3	525,3	357,1	248,9	-5,8	355,6	-8,3
Painel frontal IIIA	0,005	1,2	0,4	1,0	11,9	12,3	8,9	6,1	0,0	8,7	0,0
Painel lateral IIIB	0,005	2,8	0,9	2,4	27,1	27,9	20,2	13,8	0,2	19,7	0,3
Painel lateral IIIC	0,005	2,8	0,9	2,4	27,1	27,9	20,2	13,8	-0,2	19,7	-0,3
Painel frontal IVA	0,005	0,5	0,2	0,5	5,3	6,1	3,9	2,8	0,0	4,0	0,0
Painel lateral IVB	0,005	1,3	0,4	1,1	12,3	14,1	9,2	6,5	0,0	9,3	0,1
Painel lateral IVC	0,005	1,3	0,4	1,1	12,3	14,1	9,2	6,5	0,0	9,3	-0,1
Painel frontal VA	0,005	2,2	0,7	1,8	21,2	24,3	15,8	11,2	0,0	16,0	0,0
Painel lateral VB	0,005	6,9	2,4	5,9	67,5	76,3	50,3	35,4	1,1	50,6	1,6
Painel lateral VC	0,005	6,9	2,4	5,9	67,5	76,3	50,3	35,4	-1,1	50,6	-1,6

Design Loads <i>RINAMIL 2017 Pt B Ch9 Sec5</i>		Wind forces		(Pt B Ch9 Sec5 [1.2.2])									Maximum force and pressure on each panel		
		Panels are exposed		Wind forces		Still water condition			Load case "b"		Load case "c"		Load case "d"		F
Item	on x direction	on y direction	F _{x,wind,i}	F _{y,wind,i}	DL _x	DL _y	DL _z	DL _x	DL _z	DL _y	DL _z	DL _y	DL _z	kN	kN/m ²
			N	N	N	N	N	N	N	N	N	N	N		
Painel Frontal IA	yes	no	30259	0	30295	90	1029	31193	1778	591	1029	806	1029	31,2	4,01
Painel a Ré IC	yes	no	29858	0	29893	88	1016	30780	1754	584	1016	796	1016	30,8	4,01
Painel Lateral IB	no	yes	0	33019	39	33116	1123	1059	1940	33566	1142	33801	1150	33,8	3,99
Painel Lateral ID	no	yes	0	33019	39	33116	1123	1059	1940	33566	1104	33801	1096	33,8	3,99
Painel Frontal IIA	yes	no	12884	0	12900	38	438	13365	765	266	438	363	438	13,4	4,04
Painel a Ré IIC	yes	no	12747	0	12762	38	434	13223	757	263	434	360	434	13,2	4,04
Painel Lateral IIB	no	yes	0	14088	17	14130	479	542	836	14337	485	14444	488	14,4	3,99
Painel lateral IID	no	yes	0	14088	17	14130	479	542	836	14337	473	14444	471	14,4	3,99
Painel frontal IIIA	yes	no	350	0	351	1	12	363	21	7	12	10	12	0,4	4,03
Painel lateral IIIB	no	yes	0	796	1	799	27	29	47	810	27	816	27	0,8	3,99
Painel lateral IIIC	no	yes	0	796	1	799	27	29	47	810	27	816	27	0,8	3,99
Painel frontal IVA	yes	no	156	0	156	0	5	162	9	3	5	4	5	0,2	4,04
Painel lateral IVB	no	yes	0	362	0	363	12	14	21	369	12	371	12	0,4	3,99
Painel lateral IVC	no	yes	0	362	0	363	12	14	21	369	12	371	12	0,4	3,99
Painel frontal VA	yes	no	623	0	624	2	21	647	37	13	21	18	21	0,6	4,04
Painel lateral VB	no	yes	0	1985	2	1991	68	79	118	2021	69	2036	69	2,0	3,99
Painel lateral VC	no	yes	0	1985	2	1991	68	79	118	2021	66	2036	66	2,0	3,99

O Segundo para a espessura de projeto, 4,15 mm. Pode-se observar que os cálculos de área, centro de massa e acelerações não mudam com a alternância desta espessura.

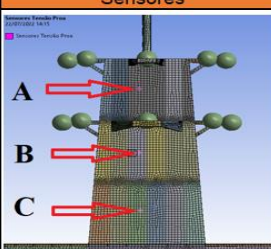
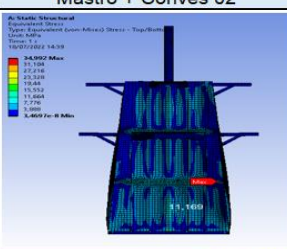
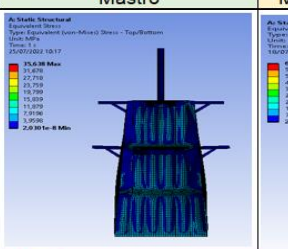
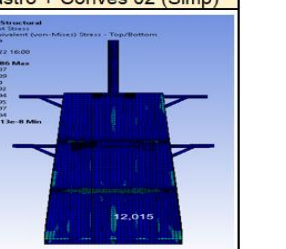
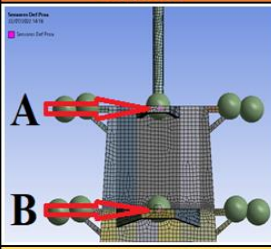
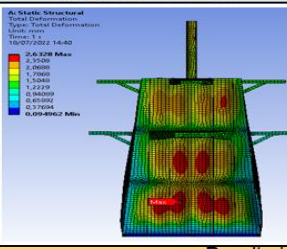
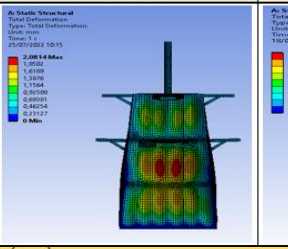
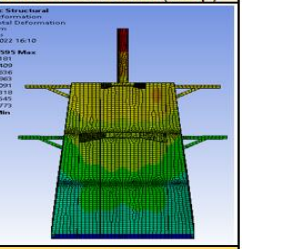
Design Loads RINAMIL 2017 Pt B Ch9 Sec5	Painel dimensions		Distance from origin of reference co-ordinate system			Logitudinal, transverse and vertical accelerations (PtB Ch5 Sec3 [3.4.1])						Espessura	
						Upright ship condition			Inclined ship condition				
	A _x	A _y	x	y	z	K _x	a _{x1}	a _{y1}	a _{z1}	a _{x2}	a _{y2}		a _{z2}
m ²	m ²	m	m	m		m/s ²	m/s ²	m/s ²	m/s ²	m/s ²	m/s ²	m	
Painel Frontal IA	7,77	0,00	28,40	0,00	12,35	0,018	8,904	0,000	7,133	0,000	6,832	0,000	0,00415
Painel a Ré IC	7,67	0,00	25,90	0,00	12,35	0,018	8,904	0,000	7,133	0,000	6,832	0,000	0,00415
Painel Lateral IB	0,00	8,48	27,28	1,25	12,35	0,018	8,904	0,000	7,133	0,000	6,832	0,237	0,00415
Painel Lateral ID	0,00	8,48	27,28	-1,25	12,35	0,018	8,904	0,000	7,133	0,000	6,832	-0,237	0,00415
Painel Frontal IIA	3,31	0,00	28,03	0,00	14,90	0,018	10,752	0,000	7,310	0,000	7,279	0,000	0,00415
Painel a Ré IIC	3,27	0,00	25,90	0,00	14,90	0,018	10,752	0,000	7,310	0,000	7,279	0,000	0,00415
Painel Lateral IIB	0,00	3,62	28,03	0,90	14,90	0,018	10,752	0,000	7,310	0,000	7,279	0,170	0,00415
Painel lateral IID	0,00	3,62	28,03	-0,90	14,90	0,018	10,752	0,000	7,310	0,000	7,279	-0,170	0,00415
Painel frontal IIIA	0,09	0,00	28,95	0,00	13,97	0,018	10,156	1,000	7,310	1,000	7,141	0,000	0,00415
Painel lateral IIIB	0,00	0,20	28,03	0,53	13,89	0,018	10,108	2,000	7,310	2,000	7,130	0,099	0,00415
Painel lateral IIIC	0,00	0,20	28,03	-0,53	13,89	0,018	10,108	3,000	7,310	3,000	7,130	-0,099	0,00415
Painel frontal IVA	0,04	0,00	28,50	0,00	15,70	0,018	11,268	4,000	7,310	4,000	7,400	0,000	0,00415
Painel lateral IVB	0,00	0,09	28,20	0,30	15,60	0,018	11,204	5,000	7,310	5,000	7,385	0,057	0,00415
Painel lateral IVC	0,00	0,09	28,20	-0,30	15,60	0,018	11,204	6,000	7,310	6,000	7,385	-0,057	0,00415
Painel frontal VA	0,16	0,00	24,70	0,00	15,65	0,018	11,236	7,000	7,310	7,000	7,392	0,000	0,00415
Painel lateral VB	0,00	0,51	25,50	1,20	15,40	0,018	11,076	8,000	7,310	8,000	7,355	0,227	0,00415
Painel lateral VC	0,00	0,51	25,50	-1,20	15,40	0,018	11,076	9,000	7,310	9,000	7,355	-0,227	0,00415

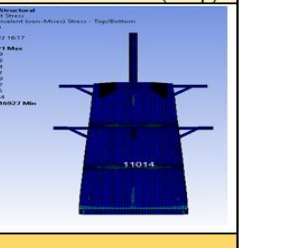
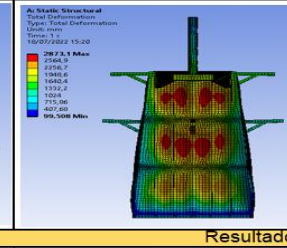
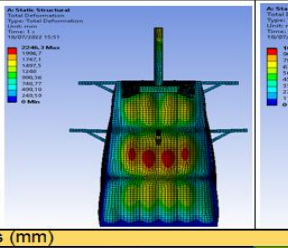
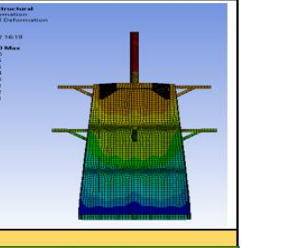
Design Loads RINAMIL 2017 Pt B Ch9 Sec5	Espessura	Still Water and Inertia Forces (Pt B Ch9 Sec5 [1.2.2])									
		Mass	Still Water			Load case "b"		Load case "c"		Load case "d"	
	t	W _i	F _{s,x}	F _{s,y}	F _{s,z}	F _{w,x,i}	F _{w,z,i}	F _{w,y,i}	F _{w,z,i}	F _{w,y,i}	F _{w,z,i}
m	kg	N	N	N	N	N	N	N	N	N	N
Painel Frontal IA	0,00415	87,1	29,9	74,3	854,4	775,5	621,2	416,5	0,0	595,0	0,0
Painel a Ré IC	0,00415	85,9	29,5	73,3	843,1	765,2	613,0	411,0	0,0	587,1	0,0
Painel Lateral IB	0,00415	95,0	32,6	81,1	932,4	846,2	677,9	454,5	15,7	649,3	22,5
Painel Lateral ID	0,00415	95,0	32,6	81,1	932,4	846,2	677,9	454,5	-15,7	649,3	-22,5
Painel Frontal IIA	0,00415	37,1	12,7	31,7	363,8	398,8	271,1	189,0	0,0	270,0	0,0
Painel a Ré IIC	0,00415	36,7	12,6	31,3	359,9	394,5	268,2	187,0	0,0	267,1	0,0
Painel Lateral IIB	0,00415	40,6	13,9	34,6	397,8	436,0	296,4	206,6	4,8	295,2	6,9
Painel lateral IID	0,00415	40,6	13,9	34,6	397,8	436,0	296,4	206,6	-4,8	295,2	-6,9
Painel frontal IIIA	0,00415	1,0	0,3	0,9	9,9	10,2	7,4	5,0	0,0	7,2	0,0
Painel lateral IIIB	0,00415	2,3	0,8	2,0	22,5	23,2	16,8	11,4	0,2	16,3	0,2
Painel lateral IIIC	0,00415	2,3	0,8	2,0	22,5	23,2	16,8	11,4	-0,2	16,3	-0,2
Painel frontal IVA	0,00415	0,4	0,2	0,4	4,4	5,1	3,3	2,3	0,0	3,3	0,0
Painel lateral IVB	0,00415	1,0	0,4	0,9	10,2	11,7	7,6	5,4	0,0	7,7	0,1
Painel lateral IVC	0,00415	1,0	0,4	0,9	10,2	11,7	7,6	5,4	0,0	7,7	-0,1
Painel frontal VA	0,00415	1,8	0,6	1,5	17,6	20,1	13,1	9,3	0,0	13,3	0,0
Painel lateral VB	0,00415	5,7	2,0	4,9	56,1	63,3	41,8	29,4	0,9	42,0	1,3
Painel lateral VC	0,00415	5,7	2,0	4,9	56,1	63,3	41,8	29,4	-0,9	42,0	-1,3

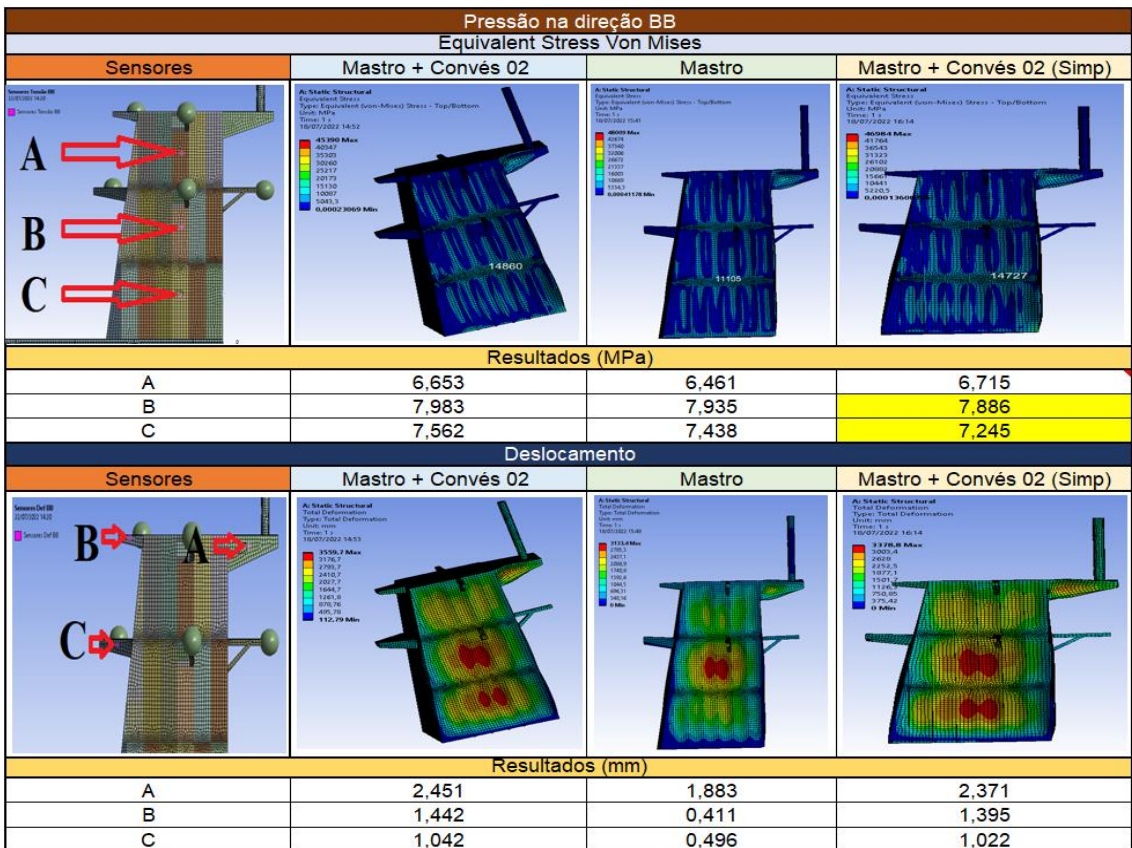
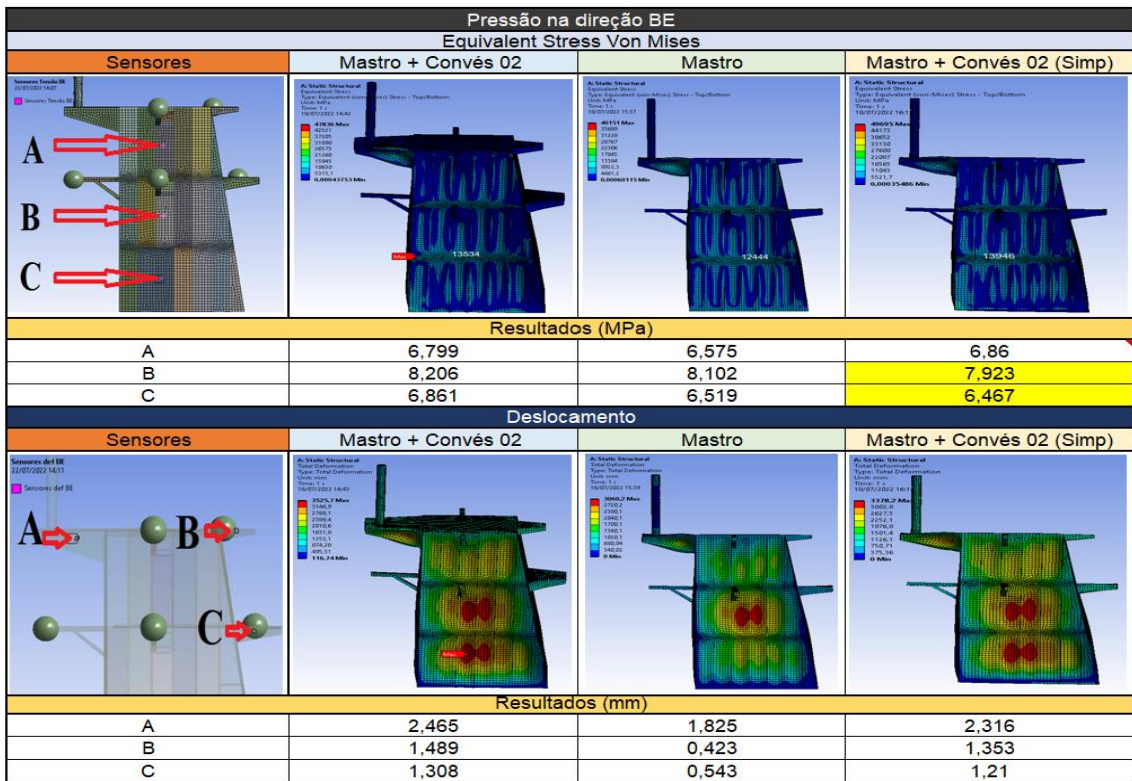
Design Loads <small>RINAMIL 2017 Pt B Ch9 Sec5</small>	Wind forces		(PtB Ch9 Sec5 [1.2.2])											Maximum force and pressure on each panel	
	Panels are exposed		Wind forces		Still water condition			Load case "b"		Load case "c"		Load case "d"		F	P
	on x direction	on y direction	$F_{x,wndj}$	$F_{y,wndj}$	DL_x	DL_y	DL_z	DL_x	DL_z	DL_y	DL_z	DL_y	DL_z	kN	kN/m ²
Painel Frontal IA	yes	no	30259	0	30289	74	854	31034	1476	491	854	669	854	31,0	3,99
Painel a Ré IC	yes	no	29858	0	29887	73	843	30623	1456	484	843	660	843	30,6	3,99
Painel Lateral IB	no	yes	0	33019	33	33100	932	879	1610	33473	948	33668	955	33,7	3,97
Painel Lateral ID	no	yes	0	33019	33	33100	932	879	1610	33473	917	33668	910	33,7	3,97
Painel Frontal IIA	yes	no	12884	0	12897	32	364	13283	635	221	364	302	364	13,3	4,01
Painel a Ré IIC	yes	no	12747	0	12760	31	360	13142	628	218	360	298	360	13,1	4,01
Painel Lateral IIB	no	yes	0	14088	14	14123	398	450	694	14295	403	14383	405	14,4	3,97
Painel lateral IID	no	yes	0	14088	14	14123	398	450	694	14295	393	14383	391	14,4	3,97
Painel frontal IIIA	yes	no	350	0	351	1	10	361	17	6	10	8	10	0,4	4,01
Painel lateral IIIB	no	yes	0	796	1	798	22	24	39	808	23	813	23	0,8	3,97
Painel lateral IIIC	no	yes	0	796	1	798	22	24	39	808	22	813	22	0,8	3,97
Painel frontal IVA	yes	no	156	0	156	0	4	161	8	3	4	4	4	0,2	4,02
Painel lateral IVB	no	yes	0	362	0	363	10	12	18	367	10	370	10	0,4	3,98
Painel lateral IVC	no	yes	0	362	0	363	10	12	18	367	10	370	10	0,4	3,98
Painel frontal VA	yes	no	623	0	623	2	18	643	31	11	18	15	18	0,6	4,02
Painel lateral VB	no	yes	0	1985	2	1990	56	65	98	2015	57	2027	57	2,0	3,98
Painel lateral VC	no	yes	0	1985	2	1990	56	65	98	2015	55	2027	55	2,0	3,98

APÊNDICE B

RESULTADO COMPARATIVO ENTRE AS CONDIÇÕES DE CONTORNO

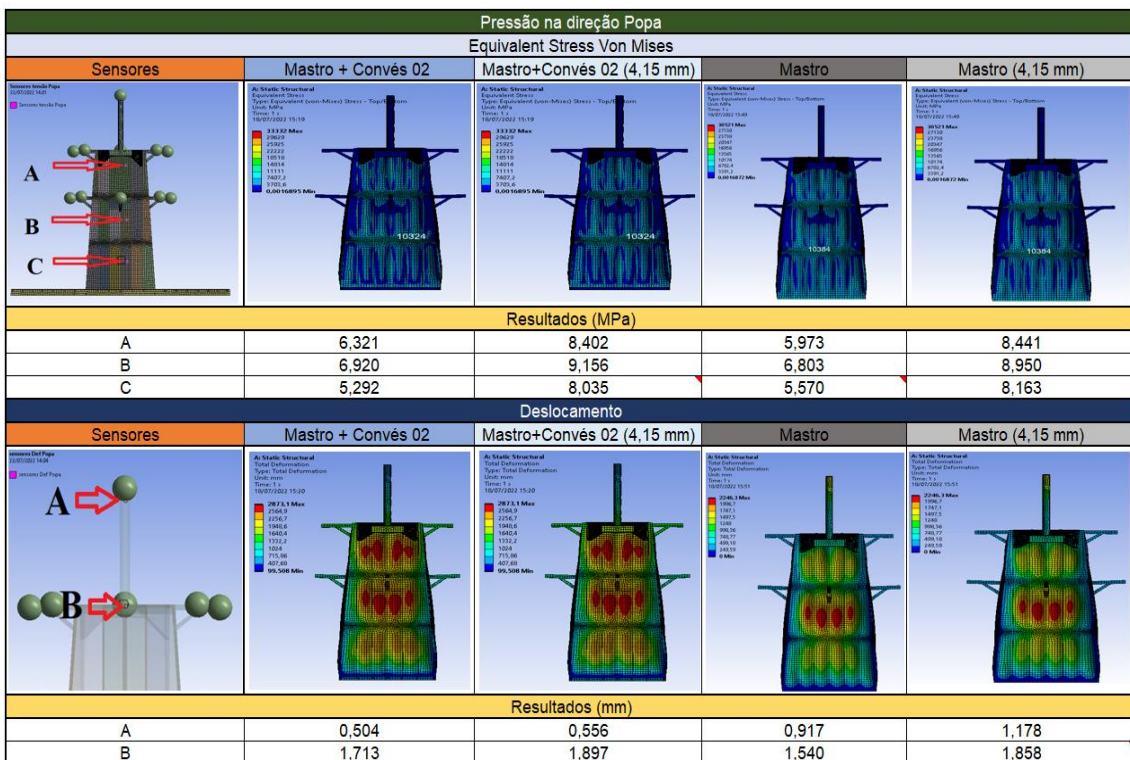
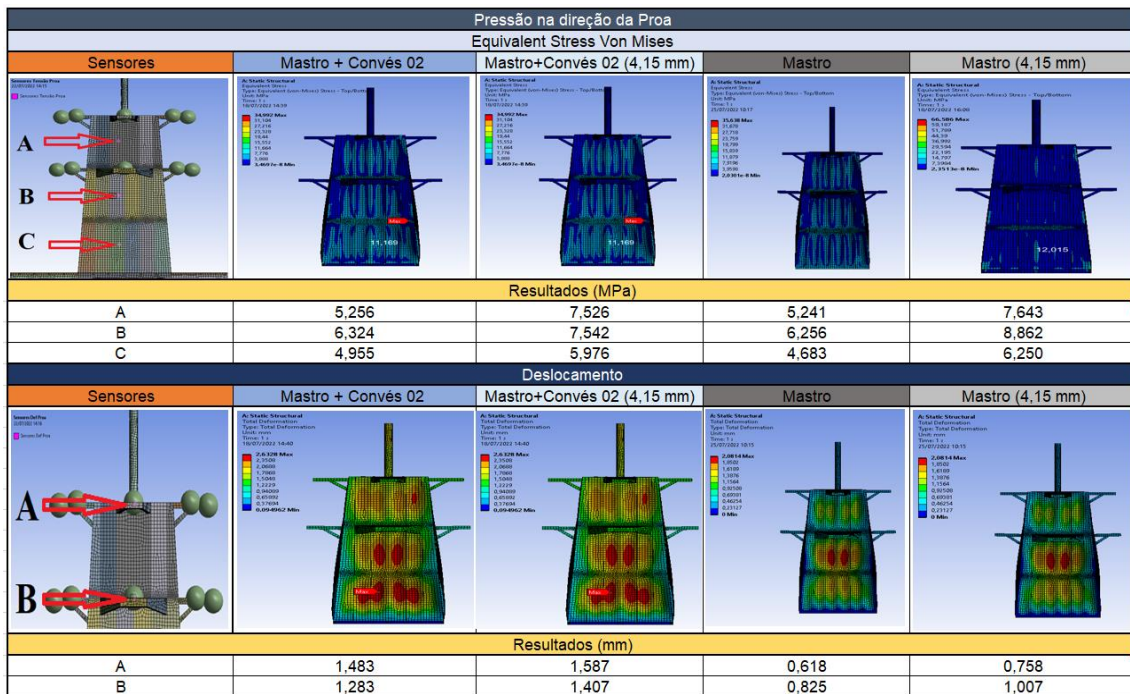
Pressão na direção da Proa Equivalent Stress Von Mises				
Sensores	Mastro + Convés 02	Mastro	Mastro + Convés 02 (Simp)	
				
Resultados (Mpa)				
A	5,256	5,241	5,252	
B	6,324	6,256	6,087	
C	4,955	4,683	4,499	
Deslocamento				
Sensores	Mastro + Convés 02	Mastro	Mastro + Convés 02 (Simp)	
				
Resultados (mm)				
A	1,483	0,618	7,834	
B	1,283	0,825	6,213	

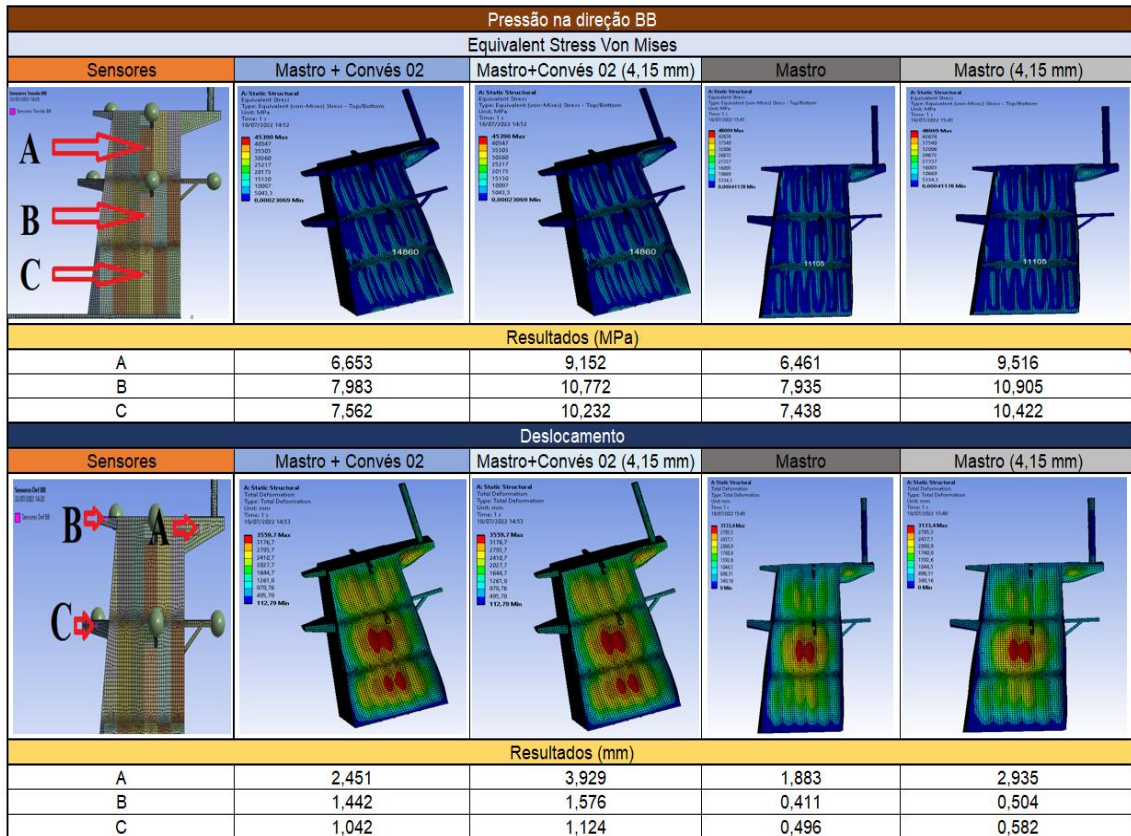
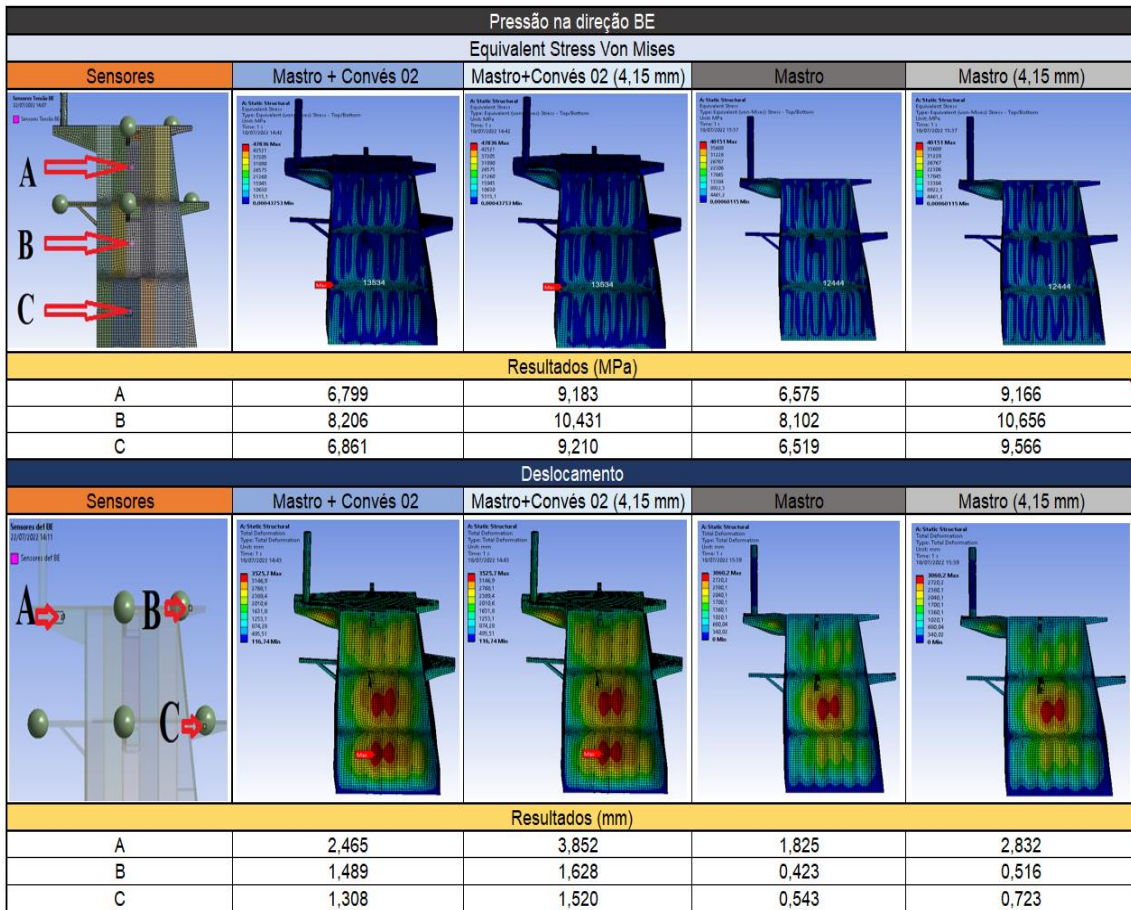
Pressão na direção Popa Equivalent Stress Von Mises				
Sensores	Mastro + Convés 02	Mastro	Mastro + Convés 02 (Simp)	
				
Resultados (MPa)				
A	6,321	5,973	6,017	
B	6,92	6,803	6,956	
C	5,292	5,57	5,611	
Deslocamento				
Sensores	Mastro + Convés 02	Mastro	Mastro + Convés 02 (Simp)	
				
Resultados (mm)				
A	0,504	0,917	9,668	
B	1,713	1,54	8,386	



APÊNDICE C

RESULTADO COMPARATIVO ENTRE AS ESPESSURAS DE PROJETO E COMERCIAL





APÊNDICE D

FATOR DE PARTICIPAÇÃO DE MASSA EFEITVA (EMPF)

O Fator Efetivo de Participação em Massa (EMPF) fornece uma medida da energia contida em cada modo ressonante. Representa a quantidade de massa do sistema participando de um determinado modo. Para uma estrutura particular, com uma matriz de massa [M], formas de modo normal e um coeficiente de influência do movimento do solo r , a participação de cada modo pode ser obtida como o fator de participação de massa efetiva,

$$p_i = \frac{\varphi_i^T [M] r}{(\varphi_i^T [M] \varphi_i)^2}$$

Um modo com uma grande massa efetiva é geralmente um dos principais contribuintes para a resposta do sistema. É possível calcular um EMPF para uma determinada direção (x, y ou z). A soma das massas efetivas para todos os modos em uma dada direção de resposta deve ser igual à massa total da estrutura. Priestley et al. confirmam que uma soma de todos os EMPF (conhecido como Cumulative Effective Mass Participation Factor, CEMPF) de 80% a 90% em qualquer direção de resposta pode ser considerada suficiente para capturar a resposta dinâmica dominante da estrutura.

$$80 \leq 100 \sum_{i=1}^n p_i \leq 90$$

Onde n é o número de modos considerados. Se esperamos uma vibração na direção x, precisamos continuar calculando os modos até que a soma de todos os EMPF na direção x seja cerca de 80-90%. Precisamos de consistência nos resultados para comparar a frequência excitante com as frequências naturais suficientes.