

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO DE JOINVILLE
CURSO DE ENGENHARIA NAVAL

JANAÍNA RIBAS DE AMARAL

OTIMIZAÇÃO DO PROJETO ESTRUTURAL DE EMBARCAÇÕES DE ALTA
VELOCIDADE PRODUZIDAS EM MATERIAL COMPÓSITO

Joinville

2016

JANAÍNA RIBAS DE AMARAL

OTIMIZAÇÃO DO PROJETO ESTRUTURAL DE EMBARCAÇÕES DE ALTA
VELOCIDADE PRODUZIDAS EM MATERIAL COMPÓSITO

Trabalho apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Naval da Universidade Federal de Santa Catarina como parte dos requisitos para a obtenção do título de Engenheiro Naval.

Orientador: Dr. Eng. Thiago Pontin Tancredi

Joinville

2016

OTIMIZAÇÃO DO PROJETO ESTRUTURAL DE EMBARCAÇÕES DE ALTA
VELOCIDADE PRODUZIDAS EM MATERIAL COMPÓSITO

JANAÍNA RIBAS DE AMARAL

Esta Monografia foi julgada e aprovada como requisito parcial para obtenção do título de bacharel em Engenharia Naval na Universidade Federal de Santa Catarina, Centro de Joinville.

Joinville (SC), 29 de Junho de 2016.

Banca Examinadora:

Dr. Eng. Thiago Pontin Tancredi
Presidente/Orientador

Mestre Eng. Vitor Takashi Endo
Coorientador

Dr. Eng. Bernardo Luis Rodrigues de Andrade
Membro

Dr. Eng. Marcos Alves Rabelo
Membro

AGRADECIMENTOS

A Deus, por estar presente em minha vida em todos os momentos me fortalecendo e iluminando para conseguir superar as dificuldades.

Aos meus pais Mônica e Mário, pelo carinho, por haverem me incentivado a sempre buscar o melhor de mim, pelo apoio e pelas palavras de conforto.

À minha irmã Maiara, pela ajuda imensurável durante a elaboração deste trabalho.

À minha família e à minha irmã de coração Tatiana, por todo o apoio, ajuda e carinho e por sempre torcerem por mim.

Ao meu namorado Guilherme, por estar ao meu lado em todos os momentos me dando força e carinho, pela paciência e por me fazer rir para me acalmar.

Ao meu orientador Thiago Pontin Tancredi, por sua dedicação, por sua paciência, pelos seus conselhos, por me ajudar a solucionar os problemas que surgiram ao longo deste trabalho, por compartilhar seus conhecimentos e por ter me proposto um tema de TCC ao qual me identifiquei. Espero ter a oportunidade de realizarmos mais trabalhos juntos, pois sei que ainda tenho muito a aprender.

Ao meu coorientador Vitor Takashi Endo, por haver dedicado muitas horas para me ajudar com a simulação computacional, por compartilhar seus conhecimentos e experiências, por se preocupar com a minha formação para que eu desenvolva um senso crítico com relação aos problemas de engenharia e por todos os conselhos.

Aos professores Ricardo Aurélio Quinhões Pinto e Vanessa Aparecida Alves de Lima, que muito me auxiliaram na elaboração deste trabalho tirando dúvidas e dando conselhos.

À empresa Intermarine Yachts, pelas informações que tornaram possível o estudo de caso e ao Humberto Nakanishi, pelos valiosos conselhos.

Aos meus amigos Talyta, Izabely, Ana Paula, Fernanda, Anna Louise, Fredi, Rudimar, Eduardo, André, Lucas, Ricardo, Fábio, Laureci, aos meus amigos de intercâmbio, amigos do LaSiN, amigos do handebol, por terem tornado esses anos de universidade os melhores da minha vida.

Em especial ao meu avô Lourival (*in memoriam*), por ter sido o meu primeiro professor.

RESUMO

Os novos avanços científicos realizados na pesquisa de materiais e técnicas de fabricação permitem que os projetistas navais repensem os projetos de embarcações de alta velocidade, visando soluções mais leves e eficientes. No atual cenário competitivo, qualquer diferencial que represente uma vantagem estratégica é uma importante meta a ser perseguida por pesquisadores e armadores. Dessa forma, este trabalho propõe uma metodologia para a obtenção do projeto estrutural otimizado de uma embarcação de alta velocidade, produzida em materiais compósitos, visando alcançar significativa redução no peso do casco. O projeto estrutural foi desenvolvido de acordo com a norma da Sociedade Classificadora DNV, utilizando o algoritmo de otimização NSGA-II, para obter os parâmetros do projeto estrutural da embarcação de alta velocidade que minimizam a massa estrutural do casco. Como exemplo de aplicação da metodologia proposta, realizou-se um estudo de caso com uma embarcação de 42 pés, cujo projeto estrutural foi seguido de uma análise estrutural utilizando Método dos Elementos Finitos visando determinar a distribuição das tensões ao longo do casco da embarcação. A modelagem em elementos finitos utilizou o projeto e o carregamento estrutural definidos pela norma e foi feito com elementos de casca com múltiplas camadas. Como resultados, observou-se que a redução no número de cavernas, escoas e longarinas pode representar uma significativa redução na massa estrutural da embarcação.

Palavras-chave: Embarcações de alta velocidade. Projeto Estrutural. Materiais compósitos. Otimização. MEF.

ABSTRACT

New scientific advances in research of materials and manufacturing techniques allow naval designers to rethink about the high speed boats designs, looking for lighter and more efficient solutions. In the current competitive scenario, any differential that represents strategic advantage is an important goal to be pursued by researchers and shipowners. Thus, this paper proposes a method for obtaining the optimized structural design of a high speed boat, made of composite, aiming to achieve significant reduction in the hull's weight. The structural design was developed in accordance with the standard of the Classification Society DNV, using the NSGA-II optimization algorithm to obtain the parameters of the structural design which minimizes the structural mass of the hull. As an example of the proposed methodology, a case study with a boat of 42 feet was made, whose structural design was followed by a structural analysis using the Finite Elements Method in order to determine the stress distribution along the hull of the boat. The Finite Elements modeling used the design and structural loading defined by DNV and it was made with shell elements with multiple layers. As results, it was observed that the reduction in the number of web frames and longitudinal stiffeners may represent a significant reduction in the structural weight of the boat.

Keywords: High speed boats. Structural design. Composite. Optimization. FEM.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Exemplo de mínimo local.	19
Figura 2 – Estrutura de otimização aplicada a projeto de embarcação utilizando algoritmo genético.	20
Figura 3 – (a) Embarcação militar de alta velocidade construída em aço; (b) Lancha de passeio construída em material compósito; (c) Lancha de passeio construída em madeira; (d) Lancha construída em alumínio para transporte de pessoas.	22
Figura 4 - Razão da resistência ao avanço pelo peso da embarcação em função da razão velocidade pelo comprimento do casco.	23
Figura 5 - Arranjo estrutural típico de uma embarcação de alta velocidade.	25
Figura 6 – (a) Reforço em forma de tecido e (b) Reforço em forma de manta.	28
Figura 7 – Representação do comprimento entre perpendiculares, boca e calado.	31
Figura 8 – Representação do ângulo de deadrise.	32
Figura 9 – Exemplo de embarcação quinada.	32
Figura 10 – Reforçador do tipo U invertido.	40
Figura 11 - Representação dos dados de entrada, das restrições e do objetivo da otimização.	41
Figura 12 – Esquema da otimização desenvolvida.	42
Figura 13 – Casco modelado no Rhinoceros.	48
Figura 14 – Malha do casco.	49
Figura 15 – Diferentes conjuntos de laminados aplicados ao casco.	51
Figura 16 – Pressão de slamming ao longo do comprimento do casco [MPa].	53
Figura 17 – Condição de contorno aplicada ao casco.	54
Figura 18 – Matriz de correlação entre os parâmetros estruturais.	56
Figura 19 – Variação da massa com relação ao número de escoas.	56
Figura 20 – Variação da massa com relação ao número de longarinas.	57
Figura 21 – Variação da massa com relação ao número de cavernas.	57
Figura 22 – Variação da pressão de <i>slamming</i> e da espessura de um painel do fundo de laminação sólida com o comprimento do painel.	58
Figura 23 – Influência da variação da porcentagem de fibra e do tipo de resina na massa do casco.	59
Figura 24 – Aceleração vertical ao longo do comprimento do casco.	60

Figura 25 – Variação de Hs com a velocidade da embarcação.	60
Figura 26 – Redução da massa ao longo da otimização.....	61
Figura 27 – Variação da massa ótima com o número de gerações.	62
Figura 28 – Arranjo estrutural mais leve.....	63
Figura 29 – Comparação de massa ótima entre arranjos.	64
Figura 30 – Tensão máxima principal – simulação com pressão constante no painel.	67
Figura 31 – Tensão máxima principal – simulação com pressão variando ao longo do comprimento de acordo com função polinomial.	67
Figura 32 - Tensão máxima principal – casco sem reforçadores.	68
Figura 33 - Tensão máxima principal – Longarina.	69
Figura 34 – Direção das tensões máximas principais no fundo 1.	70
Figura 35 – Direção das tensões máximas principais no fundo 2.	70
Figura 36 – Direção das tensões máximas principais no fundo 3.	71
Figura 37 – Direção das tensões máximas principais no fundo 4.	71
Figura 38 – Direção das tensões máximas principais no fundo 5.	72
Figura 39 – Direção das tensões máximas principais no fundo 6.	72
Figura 40 – Direção das tensões máximas principais no fundo 7.	73
Figura 41 – Direção das tensões máximas principais no costado - bottom.....	73
Figura 42 – Direção das tensões máximas principais no costado - top.....	74

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Espaço amostral dos dados de entrada.	41
Tabela 2 – Dimensões e características da embarcação estudada.	45
Tabela 3 – Variação geométrica ao longo do comprimento.	45
Tabela 4 – Propriedades dos materiais que serão utilizados na construção do casco.	46
Tabela 5 – Propriedades elásticas do tecido unidirecional.....	50
Tabela 6 - Propriedades elásticas da manta.	51
Tabela 7 – Coeficientes da função interpoladora da pressão de <i>slamming</i>	53
Tabela 8 – Arranjos mais leves de acordo com a otimização.....	61
Tabela 9 – Espessura dos painéis do fundo e do costado.	62
Tabela 10 – Dimensões das longarinas.	62
Tabela 11 – Dimensões das cavernas.	63
Tabela 12 – Arranjo mais leve para caso com reforçadores de 10 mm de espessura.	64
Tabela 13 – Tensão máxima principal para as duas condições de carregamento.	66

LISTA DE ABREVIATURAS

DNV – Det Norske Veritas

IMO – International Maritime Organization

HSC – High Speed Craft

IACS – International Association of Classification Societies

LISTA DE SÍMBOLOS

a	Constante relacionada ao ponto de estudo	
a_{cg}	Aceleração vertical no centro de gravidade	[m/s ²]
a_v	Aceleração vertical	[m/s ²]
A	Área de projeto por elemento	[m ²]
b	Menor lado do painel	[m]
b_1	Largura da área de carga	[m]
b'	Distância entre reforçadores	[m]
b_{eff}	Largura da chapa colaborante	[m]
β_x	Ângulo de deadrise na seção transversal de estudo	Graus
β_{cg}	Ângulo de deadrise no centro de gravidade	Graus
B_{WL2}	Boca moldada na linha d'água a L/2	[m]
c_1	Fator do momento fletor	
C_B	Coeficiente de bloco	
C_W	Coeficiente de onda	
d	Distância entre linhas centrais de laminados opostos de um painel sanduíche	[mm]
Δ	Deslocamento da embarcação no calado de projeto	[t]
E	Módulo de elasticidade do material	[MPa]
E_{11}	Módulo de elasticidade longitudinal	[MPa]
E_{22}	Módulo de elasticidade transversal	[MPa]
f_g	Fator de aceleração	
δ	Fator de deflexão do laminado	
g_0	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
G	Módulo de cisalhamento	[MPa]
G_{12}	Módulo de cisalhamento no plano 12	[MPa]
G_{13}	Módulo de cisalhamento no plano 13	[MPa]
G_{23}	Módulo de cisalhamento no plano 23	[MPa]
h_0	Distância vertical da linha d'água ao ponto de atuação da pressão	[m]

LISTA DE SÍMBOLOS

H_s	Altura significativa de onda	[m]
k_v	Fator de distribuição longitudinal – aceleração	
k_l	Fator de distribuição longitudinal – pressão slamming	
k_s	Fator de distribuição longitudinal – pressão hidrostática	
k_h	Fator de tipo de casco	
l	Comprimento da viga	[m]
l_i	Comprimento entre pontos em que o momento fletor da viga é igual a zero	[m]
L_{pp}	Comprimento entre perpendiculares	[m]
M	Momento fletor	[kNm]
n	Número de cascos	
p	Pressão	kN/m ²
p'	Pressão hidrostática	kN/m ²
P_{sl}	Pressão de slamming	kN/m ²
ρ	Massa específica	[kg/m ³]
σ_n	Tensão máxima de projeto	[MPa]
σ_{nu}	Tensão de ruptura do material	[MPa]
σ_{fb}	Tensão de ruptura da fibra	[MPa]
T	Calado de projeto	[m]
T_0	Calado em L/2 em condições normais de operação e na velocidade de serviço	[m]
t	Espessura do laminado	[mm]
t_s	Espessura mínima da região de colisão da proa	[mm]
ν	Coefficiente de Poisson	
ν_{12}	Coefficiente de Poisson no plano 12	
ν	Fração volumétrica da fibra	
V	Velocidade máxima da embarcação	nós
Z	Módulo de seção o reforçador	[m ³]

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	14
1.1 OBJETIVOS	16
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	17
2.1 OTIMIZAÇÃO	17
2.2 EMBARCAÇÕES DE ALTA VELOCIDADE	21
2.3 PROJETO ESTRUTURAL	24
2.4 MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS	26
2.5 MATERIAIS COMPÓSITOS	26
2.5.1 Processos de produção	28
2.6 INTRODUÇÃO A DIMENSÕES E COEFICIENTES DE EMBARCAÇÕES	30
3 METODOLOGIA	33
3.1 ELABORAÇÃO DO MODELO DE PROJETO	33
3.1.1 Aceleração vertical	34
3.1.2 Pressões de <i>slamming</i> e hidrostática	35
3.1.3 Dimensionamento da espessura dos painéis	36
3.1.4 Módulo de seção dos reforçadores	37
3.1.5 Posicionamento de anteparas estanques transversais	38
3.1.6 Espessura de proteção para região de colisão da proa	39
3.1.7 Elaboração da planilha	39
3.2 OTIMIZAÇÃO	40
3.3 ANÁLISE PARAMÉTRICA DO ARRANJO ESTRUTURAL, DAS CARACTERÍSTICAS DO MATERIAL E DO PROCESSO DE PRODUÇÃO	43
3.3.1 Variação de parâmetros estruturais	43
3.3.2 Variação de tipo de conjunto fibra/resina e fração volumétrica do material compósito	44
3.4 ESTUDO DE CASO	44
3.4.1 Simulação computacional do projeto estrutural	47
4 RESULTADOS	55
4.1 ANÁLISE PARAMÉTRICA DO ARRANJO ESTRUTURAL, DAS CARACTERÍSTICAS DO MATERIAL COMPÓSITO E DO PROCESSO DE PRODUÇÃO	55
4.2 ESTUDO DE CASO	59

4.2.1 Otimização	61
4.2.2 Simulação computacional do projeto estrutural	65
5 CONCLUSÃO.....	75
REFERÊNCIAS.....	77
APÊNDICE A - Cálculo simplificado da massa da embarcação.....	82
APÊNDICE B – Plano de Laminação	83
APÊNDICE C – Estudo da condição de contorno da simulação computacional	85
APÊNDICE D – Dados para análise da influência do tipo de resina e da fração volumétrica na massa estrutural.....	88
APÊNDICE E – Resultados da otimização.....	89
ANEXO A	90

1 INTRODUÇÃO

Mais de 75% do planeta Terra é coberto por água, sobre as quais navegam milhares de embarcações todos os dias, e cujos usos variam do transporte de carga ao lazer; da exploração científica à defesa nacional (TRANSPORTE AQUÁTICO, 2015). Para muitos desses usos, a velocidade é uma característica fundamental do projeto. Quanto maior a velocidade, mais eficiente é a embarcação.

A necessidade de alcançar maiores velocidades estabelece uma categoria de embarcações denominada embarcações de alta velocidade, também conhecidas como iates ou lanchas. De forma mais específica a *International Maritime Organization* (IMO) define embarcações de alta velocidade como aquelas capazes de atingir velocidades (em nós) maiores que 7,192 vezes o seu peso elevado a 0,1667 (IMO - HSC CODE, 2000).

Para tal categoria, o peso é um parâmetro importante, já que essas embarcações navegam em regime de planeio dinâmico (IERVOLINO, 2015). Portanto, quanto maior o peso, maior será a velocidade necessária para atingir esse regime e por consequência, maior a potência instalada necessária (um dos principais custos operacionais da embarcação (SIMÕES; ANDRADE, 2010)).

Além de leves, essas embarcações devem ser resistentes para suportar pressões dinâmicas oriundas do regime de planeio. Dessa forma, materiais compósitos representam boa alternativa para esse tipo de projeto, pois combinam as propriedades de leveza e resistência mecânica (MOURA; MORAIS; MAGALHÃES, 2005). No entanto, o uso desta classe de materiais introduz dificuldades ao projeto estrutural, já que são considerados materiais desafiadores devido ao grande número de combinações que podem ser feitas. Estudos recentes têm sido realizados para melhorar a composição e as técnicas de produção desses materiais, considerando-se aplicações navais (GRUBISIC, 2008; STONE, 2005).

O presente trabalho se insere nesse contexto, propondo uma metodologia robusta e eficiente para o projeto estrutural de cascos de embarcações de alta velocidade construídas em material compósito com base em técnicas de otimização,

que visa à redução do peso estrutural da embarcação e que considera as características do material e dos processos de produção empregados. Para que nas fases seguintes do projeto da embarcação, quando outros aspectos forem determinados, pode-se decidir em reduzir o peso total ou aumentar a capacidade de combustível, por exemplo.

Isso posto, os parâmetros que caracterizam o arranjo estrutural de uma embarcação de planeio e os esforços solicitantes, como a pressão dinâmica e a pressão estática, serão determinados de acordo com a norma *Rules for Classification of High Speed, Light Craft and Naval Surface Craft da Det Norske Veritas* (DNV, 2012). Em seguida, com auxílio de uma planilha Excel, serão analisadas as influências dos parâmetros estruturais, das características do material compósito e do processo de produção no projeto. O próximo passo será a incorporação da técnica de otimização ao procedimento desenvolvido por meio do uso do algoritmo genético NSGA-II (DEB et al., 2002) para que seja possível obter os parâmetros do projeto estrutural da embarcação que minimizam o peso da estrutura e que atendam aos critérios da norma DNV (2012).

Atualmente, o estado de Santa Catarina ocupa o segundo lugar nacional em números de estaleiros que produzem iates, veleiros e barcos de pesca, sendo São Paulo o maior produtor (SANTA CATARINA..., 2014). De acordo com a Revista Portuária (SANTA CATARINA..., 2014), Santa Catarina está próxima de se tornar o maior polo náutico do Brasil. Recentemente quatro dos maiores fabricantes do setor se instalaram no estado, indicando o quanto este mercado é promissor.

Esses fatos motivam as pesquisas nesta área e tornam o desenvolvimento deste trabalho extremamente oportuno e com grande potencial de aplicação para a indústria local e nacional.

Diante desse cenário, este trabalho propõe um modelo para a otimização do projeto estrutural de embarcações de alta velocidade produzidas em material compósito. Foi utilizado como base o modelo originalmente proposto por Rayes e Tancredi (2013), com o objetivo de aprimorá-lo e superar as limitações e simplificações utilizadas pelos autores originais como, por exemplo, a consideração de um número fixo de reforçadores transversais.

Como forma de avaliar a metodologia desenvolvida, foi realizado um estudo de caso envolvendo a análise computacional da estrutura otimizada identificada pelo algoritmo de otimização.

Tendo em vista que o algoritmo proposto não consegue acompanhar todas as variáveis de resposta da estrutura devido à complexidade do modelo físico, um estudo complementar utilizando o Método dos Elementos Finitos permitiu a observação do estado de tensão na estrutura proposta. Ademais, a identificação da direção das tensões principais da estrutura permite ainda o estabelecimento de recomendações acerca da orientação das fibras conforme a direção dos esforços.

1.1 OBJETIVOS

O objetivo final é desenvolver uma metodologia robusta e confiável para a otimização do projeto estrutural de embarcações de alta velocidade que considere as características dos materiais e os processos de produção empregados. No desenvolvimento deste objetivo, propõem-se:

- Caracterizar o arranjo estrutural de uma embarcação de planeio, estabelecendo os principais parâmetros que descrevem esse arranjo;
- Determinar os esforços solicitantes referentes à pressão dinâmica e à pressão estática utilizando a norma *Rules for Classification of High Speed, Light Craft and Naval Surface Craft* (DNV, 2012);
- Construir um modelo matemático usando uma planilha Excel para a análise dos diferentes arranjos possíveis e a influência dos parâmetros no projeto;
- Avaliar a influência das propriedades dos materiais compósitos e do processo de laminação do casco no projeto;
- Incorporar uma técnica de otimização ao procedimento desenvolvido, visando à obtenção dos parâmetros do projeto estrutural de uma embarcação de alta velocidade que reduzam a massa estrutural, atendendo aos requisitos estabelecidos pelas Sociedades Classificadoras;
- Realizar um estudo de caso para otimização do projeto estrutural de uma embarcação modelo;
- Estudar a orientação das máximas tensões principais e pontos críticos de tensão utilizando Método dos Elementos Finitos.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Como base teórica para este trabalho, serão apresentados os conceitos fundamentais sobre otimização, embarcações de alta velocidade, projeto estrutural, Método dos Elementos Finitos, materiais compósitos. Além disso, será apresentada uma introdução a dimensões e coeficientes de embarcações.

2.1 OTIMIZAÇÃO

Em se tratando de projetos de engenharia, é muito importante realizar a análise de diversas alternativas de projeto, pois, de acordo com Parkinson, Balling e Hedengren (2013), com a competitividade do mercado os engenheiros estão em busca dos melhores projetos. Porém, quando há grande número de variáveis e as mesmas são conflitantes com relação ao objetivo que se quer alcançar ou às restrições, faz-se uso de técnicas de otimização (WU et al., 2016; UEBEL et al., 2016).

Segundo Augusto (1996), otimização é um meio sistemático de escolha entre alternativas, desde que baseadas em critérios de racionalidade.

Desta forma, utilizam-se métodos numéricos para encontrar uma alternativa de projeto que leve a um máximo ou mínimo (ótimo) valor de um critério específico (função objetivo) e que satisfazem as restrições estabelecidas para o projeto (AUGUSTO, 1996).

Existem diferentes métodos de otimização que variam de acordo com o modo de busca. Nesse estudo, foi utilizado o método dos Algoritmos Genéticos no qual a busca é baseada na mecânica da seleção natural e genética natural (GOLDBERG, 1989) e as soluções para um problema específico são codificadas em um simples cromossomo (estrutura de dados).

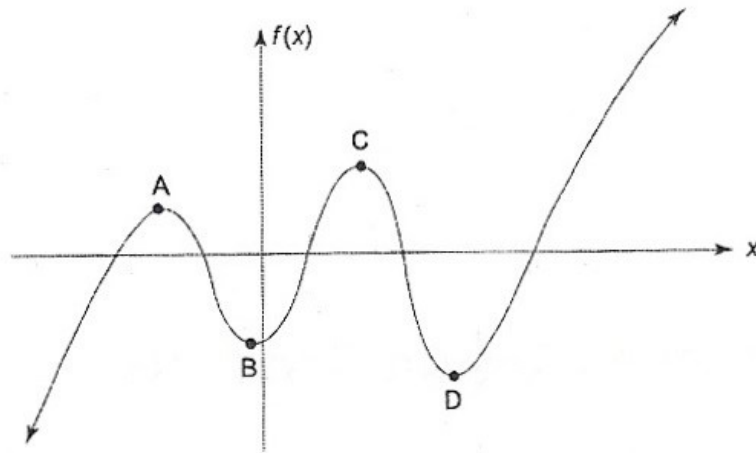
De acordo com Whitley (1994), a implementação de um algoritmo genético começa com uma população de cromossomos¹ (tipicamente aleatórios) que são avaliados e então, reproduzem-se de modo que a cada ciclo de reproduções tendem a representarem uma melhor solução para o problema. Isso ocorre pois, de acordo com a avaliação, são dadas maiores chances para que um cromossomo se reproduza, tendendo a uma melhor solução. A reprodução de indivíduos considera operadores de cruzamento (mistura de duas soluções) e mutação (modificação aleatória de uma solução). O processo de reprodução é repetido, obtendo-se melhores soluções de projeto a cada geração, até que algum critério de convergência seja atingido.

A busca das soluções é realizada por meio de escolhas randômicas, o que torna o algoritmo genético um método robusto, pois garante que a busca não ficará presa em um mínimo local (pontos B e D da Figura 1 que são mínimos apenas na sua vizinhança) como pode acontecer, por exemplo, em métodos baseados em derivadas. E, além disso, torna-o eficiente por não analisar todos os pontos do domínio, além de permitir a análise de múltiplos pontos simultaneamente (GOLDBERG, 1989), podendo ser facilmente paralelizado.

No entanto, no algoritmo genético, a quantidade de iterações tende a ser maior do que no método de derivada (ARORA, 2004). Diante disso, em geral, se costuma dizer que algoritmo genético pode ser melhor empregado se as análises forem de rápida avaliação. Por exemplo, se a simulação de um único caso (combinação) levar muitas horas, o estudo total do problema pode ser inviável em termos de tempo.

¹ Um cromossomo é uma sequência binária que encadeia o valor de todas as variáveis que descrevem uma eventual solução de projeto.

Figura 1 – Exemplo de mínimo local.

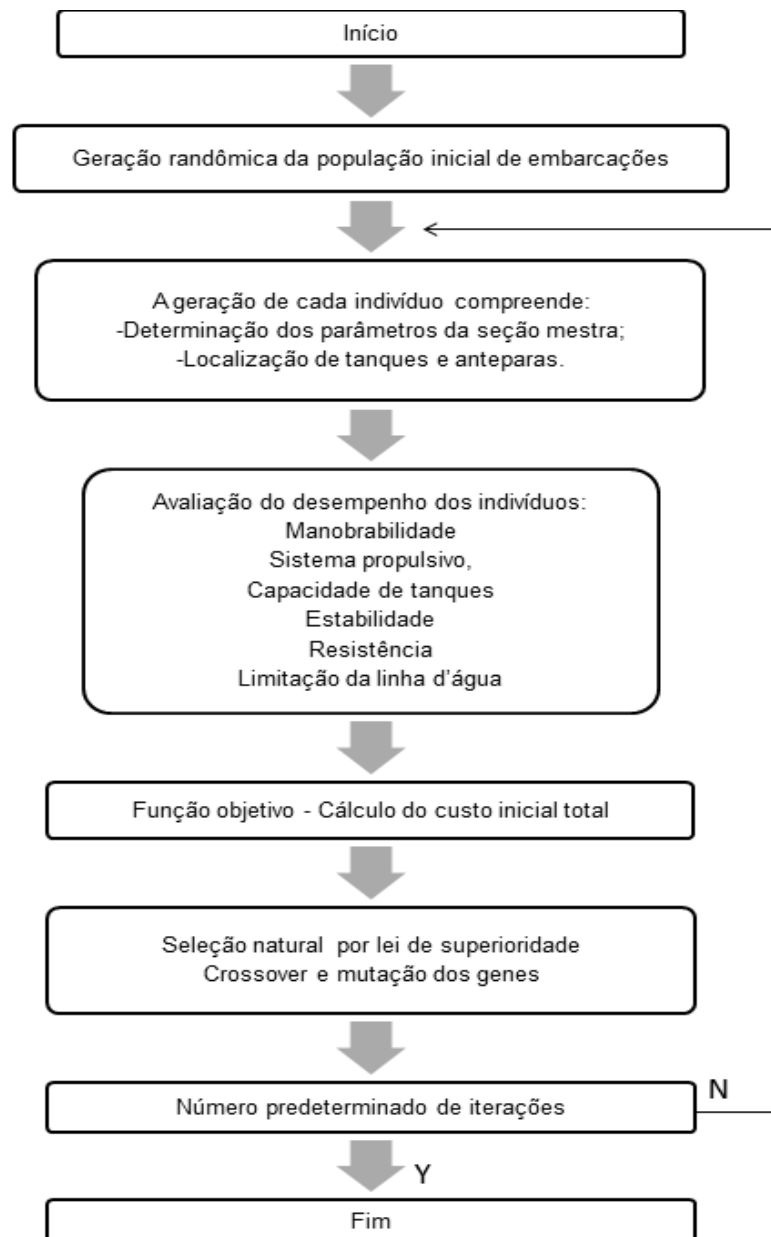


Fonte: Arora (2004, p.98).

Goldberg (1989) ainda destaca as principais diferenças entre o algoritmo genético e os demais métodos de otimização: o algoritmo genético trabalha com uma codificação dos parâmetros, não com os próprios parâmetros; procura uma população de pontos, não um ponto único; utiliza informações de uma função objetivo e não de derivadas e utiliza regras probabilísticas e não determinísticas.

A Figura 2 exemplifica o procedimento de otimização do custo de uma embarcação utilizando algoritmo genético. Segundo Okumoto et al. (2009), esse algoritmo está sendo utilizado com sucesso para solucionar problemas de tal complexidade.

Figura 2 – Estrutura de otimização aplicada a projeto de embarcação utilizando algoritmo genético.



Fonte: Okumoto et al. (2009, p. 89).

Técnicas de otimização também são comumente aplicadas ao projeto de embarcações de alta velocidade. Simões e Andrade (2010), por exemplo, desenvolveram um modelo de síntese e otimização para o projeto preliminar de embarcações de planeio visando a minimização do deslocamento total e a maximização do volume interno por meio de variações nas dimensões e parâmetros da embarcação utilizando um algoritmo genético. Rayes e Tancredi (2003) e Motta et. al. (2011) objetivaram a otimização do projeto estrutural, sendo que o primeiro

abordou o projeto de embarcações de alta velocidade construídas em material compósito e o segundo em aço. Tais autores alcançaram reduções significativas de peso. Rayes e Tancredi (2003) obtiveram uma redução de 7% utilizando o algoritmo genético NSGA-II, enquanto Motta et al. (2011) obteve uma redução de 8% utilizando um algoritmo baseado em linearização convexa.

2.2 EMBARCAÇÕES DE ALTA VELOCIDADE

De acordo com a IMO – HSC *Code* (2000), embarcações de alta velocidade podem ser definidas como aquelas capazes de atingir velocidades (em nós) maiores que 7,16 vezes seu deslocamento (em t) elevado a 0,1667. Este tipo de embarcação compreende ampla gama de aplicações, pois incluem fins de lazer, transporte de pessoas, salvatagem e militar. Como consequência, os materiais tipicamente empregados para a construção do casco de tais embarcações são variados, destacando-se: aço naval, alumínio, madeira ou material compósito.

O aço naval, apesar de apresentar um processo de construção bem estabelecido, exibe menor resistência à corrosão e alta massa específica que resulta em elevado peso para a embarcação. O alumínio, no entanto, possui baixa massa específica, boas propriedades mecânicas e alta resistência à corrosão. Todavia, sabe-se que o processo de soldagem do alumínio pode apresentar maiores dificuldades, exigindo-se então maior domínio por parte dos soldadores (STUMP; VATAVUK, 2000); além disso, a aplicação deste material também impõe certas limitações na forma do casco (GALANTE, 2003).

Já as embarcações de madeira possuem menor resistência mecânica e à umidade, quando comparados aos demais materiais. Em contrapartida, embarcações em material compósito além de combinarem elevadas propriedades mecânicas e resistência à corrosão com leveza, permitem maior controle sobre a forma da embarcação, com excelente acabamento superficial (GALANTE, 2003).

Na Figura 3, pode-se observar embarcações construídas com os quatro materiais citados anteriormente e com diferentes aplicações.

Figura 3 – (a) Embarcação militar de alta velocidade construída em aço; (b) Lancha de passeio construída em material compósito; (c) Lancha de passeio construída em madeira; (d) Lancha construída em alumínio para transporte de pessoas.



Fonte: EMGEPRON (2015); Intermarine (2015); Kalmar (2015); Poder Naval (2015).

Uma vez que tais embarcações navegam à alta velocidade e a força propulsora necessária varia exponencialmente com a velocidade, aproveita-se a força de sustentação hidrodinâmica decorrente da interação do casco com a água para elevar a embarcação, reduzir o calado e, portanto, a resistência ao avanço (IERVOLINO, 2015).

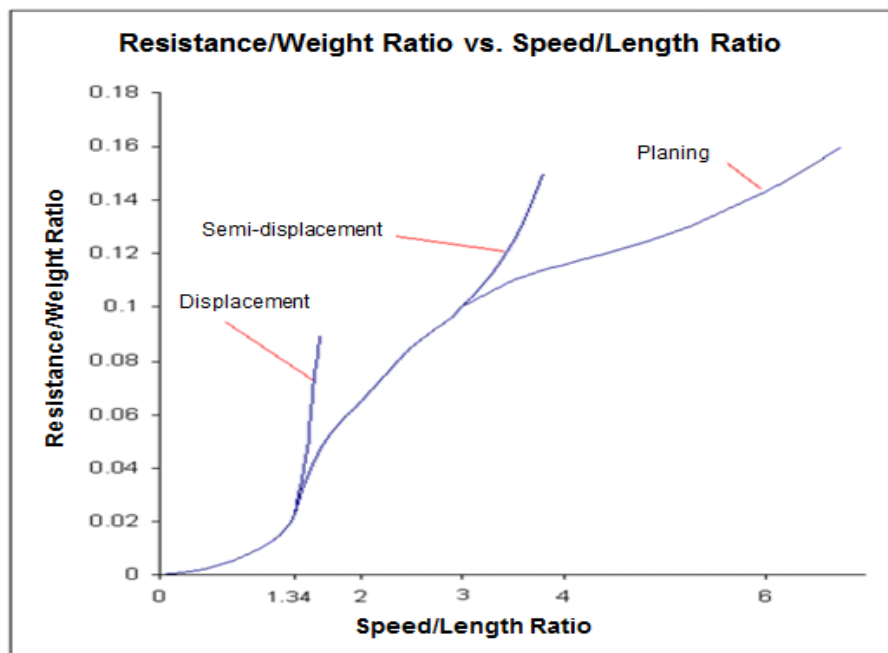
A força de sustentação hidrodinâmica, que depende da velocidade da embarcação, atua como uma terceira força no equilíbrio vertical, sendo normal à quilha. Essa força faz com que a embarcação entre em regime de planeio, o qual possui um equilíbrio dinâmico que varia a cada instante em virtude da variação do centro de gravidade, volume submerso e do ângulo de trim. Além da força de sustentação hidrodinâmica, atuam no casco: o peso da embarcação, a força de sustentação hidrostática, a resistência total ao avanço e o empuxo do propulsor (RIBEIRO, 2002).

Embarcações que utilizam sustentação hidrodinâmica para alcançar altas velocidades são chamadas de embarcações de planeio. Na Figura 4 pode ser vista uma comparação entre uma curva de resistência ao avanço típica de um casco de

planeio e de um casco convencional de deslocamento. Observa-se que ao alcançar o regime de planeio, a embarcação aumenta de velocidade sem que ocorra aumento significativo da resistência ao avanço.

Segundo Ribeiro (2002), a parcela de resistência ao avanço devido à formação de ondas é minimizada quando embarcações de planeio atingem altas velocidades, em virtude da redução de calado causada pela sustentação hidrodinâmica e do formato do casco (em V). Em contrapartida, à medida que se aumenta a velocidade de embarcações com casco deslocante, há um abrupto aumento da resistência de ondas que inviabiliza o alcance de altas velocidades para a maioria delas.

Figura 4 - Razão da resistência ao avanço pelo peso da embarcação em função da razão velocidade pelo comprimento do casco.



Fonte: Savitsky (1985).

Nota-se que a capacidade da lancha atingir o regime de planeio reside na capacidade da componente vertical das forças hidrodinâmicas superar o peso da embarcação, tornando o peso do casco uma característica do projeto a ser minimizada (RAYES; TANCREDI, 2003).

Outra característica do casco de planeio é a constante imersão e emersão da proa, resultado do equilíbrio dinâmico. Esse fenômeno dá origem a um esforço

estrutural periódico sobre o casco denominado *slamming* (SANTORO et al., 2014). Tal esforço, em geral, é consideravelmente superior ao esforço causado pela pressão hidrostática e a pressão decorrente da interação do casco com as ondas.

Dessa forma, dois importantes requisitos das embarcações de alta velocidade são leveza e resistência. É importante que a embarcação seja leve para conseguir atingir o regime de planeio e resistente para suportar a pressão de *slamming*.

2.3 PROJETO ESTRUTURAL

Para que uma construção cumpra suas finalidades, essa deve apresentar um conjunto de partes resistentes (AUGUSTO, 1996). Para tanto, a estrutura da embarcação é formada por um chapeamento sustentado por meio de perfis distribuídos longitudinal e transversalmente ao longo da embarcação (CARDOSO, 1994).

Desta forma, o projeto estrutural compreende a determinação da espessura das chapas ou laminados e das dimensões e posicionamento dos reforçadores longitudinais e transversais (cavernas e anteparas), que compõem o casco da embarcação.

Tais elementos estruturais são dimensionados de modo a suportar as pressões estáticas e dinâmicas e o projeto deve ser realizado de acordo com a norma de uma Sociedade Classificadora.

De acordo com IACS (2011), Sociedades Classificadoras são entidades que oferecem serviços de classificação, normalização e assistência para a indústria marítima e órgãos reguladores no que diz respeito à segurança marítima e à prevenção da poluição.

Um dos objetivos da classificação de embarcações é verificar a resistência estrutural e a integridade de partes essenciais do casco (IACS, 2011).

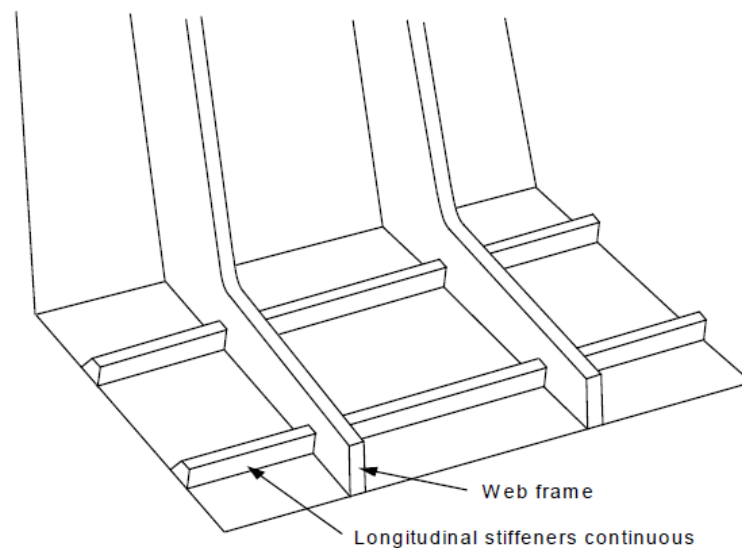
Para o presente trabalho, selecionou-se a norma *Rules for Classification of High Speed, Light Craft and Naval Surface Craft da Det Norske Veritas* da DNV (2012) que apresenta um capítulo para a determinação dos esforços e capítulos para o dimensionamento estrutural levando em conta o material a ser empregado na construção do casco.

Entre os parâmetros de entrada para o projeto, destacam-se a distância entre os reforçadores longitudinais e transversais que devem ser determinados pelo projetista.

A seleção inapropriada desses valores pode representar um expressivo aumento do peso da embarcação. Portanto, em virtude dessa influência, o projeto estrutural otimizado, que será apresentado neste trabalho, é baseado na variação da distância entre os reforçadores longitudinais e transversais.

A Figura 5 apresenta o arranjo estrutural típico de uma embarcação de alta velocidade, exemplificando os reforçadores longitudinais e as cavernas (*web frame*). No caso de embarcações construídas em material compósito, os reforçadores são laminados sobre o casco.

Figura 5 - Arranjo estrutural típico de uma embarcação de alta velocidade.



Fonte: DNV (2012, p. 11).

De acordo com Okumoto et al. (2009), o projeto estrutural ainda abrange a análise de falha do arranjo estrutural proposto. Nesse trabalho, analisou-se se a tensão aplicada ao material supera a tensão de projeto determinada segundo a DNV (2012). A análise foi realizada por meio do Método dos Elementos Finitos utilizando como ferramenta o programa de simulação computacional Abaqus.

2.4 MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

O Método dos Elementos Finitos consiste na discretização da geometria do componente estudado em um número finito de elementos conectados entre si por nós que representam de maneira aproximada o domínio contínuo.

Após a geração da malha utilizando os elementos que melhor representam o fenômeno físico a ser estudado, é necessário informar as características do material, as condições de contorno e o carregamento ao qual o mesmo está submetido. Para alguns tipos de elementos é necessário fornecer informações complementares que não estão presentes na geometria modelada, tais como a seção transversal, necessária quando se utiliza elementos de viga ou a espessura, necessária ao elemento de casca.

A utilização desse método numérico num contexto industrial apresenta-se como uma importante ferramenta para solução de problemas estruturais, sendo aplicável não somente na análise de embarcações como também na análise de outros produtos (OKUMOTO et al., 2009). Uma de suas vantagens é a possibilidade de profunda geração de conhecimento sobre o produto sem que haja necessidade de fabricação de protótipos físicos. Assim, estas ferramentas de simulação numérica permitem significativa redução de custos e prazos para desenvolvimento de novos produtos.

Em se tratando de uma embarcação construída em material compósito, a simulação além de verificar se a embarcação resistirá aos esforços, também pode auxiliar no posicionamento das fibras dos tecidos conforme observa-se a direção das tensões principais ao longo da estrutura.

2.5 MATERIAIS COMPÓSITOS

Materiais compósitos são aqueles que combinam, a nível macroscópico, pelo menos duas fases distintas denominadas matriz e reforço, que resultam em um material com propriedades superiores, se comparado a cada constituinte separadamente (NETO; PARDINI, 2006).

Por possuir materiais diferentes em sua composição, os compósitos conseguem combinar propriedades incompatíveis de vários materiais. Segundo Badini (2003), esses materiais, apresentam vantagens como: leveza, resistência

mecânica, tenacidade, baixa temperatura de fabricação da peça, elevada rigidez, fácil moldagem, versatilidade, excelente resistência à corrosão e estabilidade dimensional.

Contudo, como desvantagens, os compósitos possuem propriedades heterogêneas, anisotropia, baixa temperatura de aplicação e de ignição. A análise estrutural desse material é mais complexa, visto que é necessário determinar quatro constantes elásticas para cada lâmina de tal forma que seja realizada a devida caracterização mecânica (BUDYNAS; NISBETH, 2016). Além disso, os critérios de falha são diversos daqueles dos materiais isotrópicos e há maior número de variáveis de projeto que devem ser avaliados na análise estrutural, como: espessura da lâmina, ordem do empilhamento e ângulo de orientação das fibras.

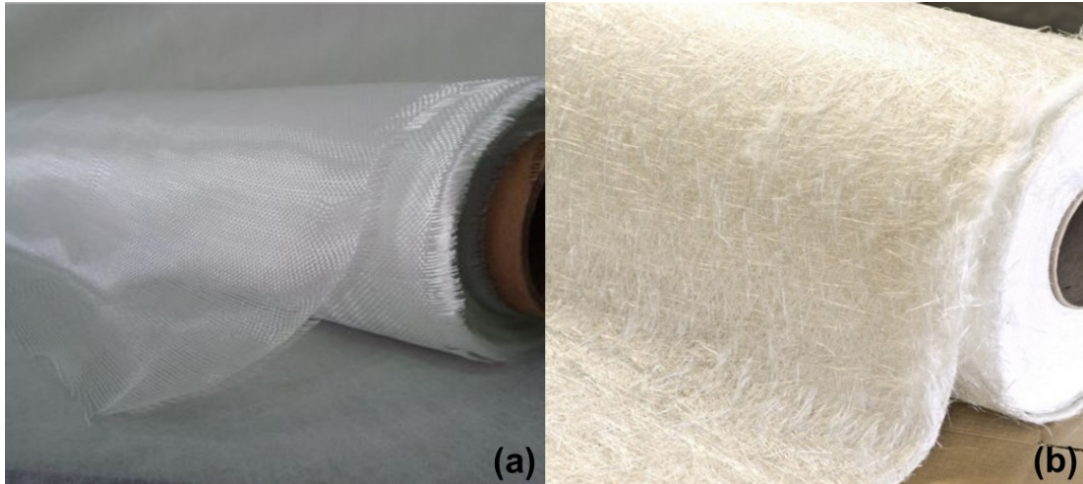
Na indústria naval, os materiais compósitos superam materiais tradicionais ao oferecer o aprimoramento estético e redução de custos de manutenção. Desta forma, são aplicados na construção de cascos de barcos, longarinas e decks (OWENS CORNING, 2015).

Para a fabricação de elementos estruturais navais, utiliza-se como matriz um material polimérico termorrígido denominado resina. De acordo com Badini (2003), o papel da matriz é conferir forma ao material, proteger o reforço, resistir a esforços de compressão e transferir os esforços ao reforço. Entre as resinas mais utilizadas, pode-se citar: poliéster, estervinílica e epóxi.

O papel do reforço, que se apresenta na forma de fibras contínuas, picadas ou de partículas, é aumentar a rigidez e conferir resistência mecânica à peça (PEREIRA, 2005).

As fibras comumente utilizadas na indústria naval são fibras de vidro, carbono e aramida e podem ser apresentadas na forma de malha ou tecido (uni ou bidirecional) como se pode observar na Figura 6. A utilização de tecidos permite alinhar as fibras aos principais esforços da estrutura, uma vez que a orientação do material influencia na resistência do componente (NETO; PARDINI, 2006).

Figura 6 – (a) Reforço em forma de tecido e (b) Reforço em forma de manta.



Fonte: Central Fibras (2015).

Segundo Badini (2003), painéis em sanduíche também são muito utilizados para aumentar a rigidez da peça e simultaneamente reduzir peso. Esse tipo de arranjo estrutural consiste em um compósito constituído de duas faces externas rígidas, geralmente com fibra sintética/resina, e um núcleo que apresenta baixa densidade.

De acordo com Neto e Pardini (2006), outro fator de grande influência no desempenho do material é a fração volumétrica da fibra, relação entre o volume de reforço e o do material completo, do qual depende a maior parte das propriedades do compósito como, massa específica, módulo de elasticidade e tensão de ruptura. Porém, a fração volumétrica é dependente do processo de produção.

2.5.1 Processos de produção

De acordo com Neto e Pardini (2006), em se tratando do processamento de compósitos, a manufatura do material em si acontece simultaneamente à moldagem, diferentemente dos materiais metálicos e cerâmicos. Na indústria naval, destacam-se três processos de produção, que dependem do tipo de matriz, reforço, geometria e propriedades finais desejadas:

- Laminação manual: é caracterizada por um processo mais simples e que requer menor investimento com equipamentos. O procedimento consiste em: tratar a superfície do molde utilizando desmoldante e *gel coat*, produto que

cria uma barreira química e realiza o acabamento em peças de fibra de vidro (MORQUIMICA, 2015); dispor o reforço na forma de manta ou tecido sobre o molde em orientações pré-determinadas; impregnar o reforço com a resina pré-formulada com agente endurecedor e por fim, acontece a cura em temperatura ambiente ou em estufa. Nesse processo, observa-se fração volumétrica menor que 40% e grande presença de bolhas de ar (NETO; PARDINI, 2006).

- Spray-up ou modelagem por aspensão: nesse processo, utiliza-se um dispositivo que realiza a aspensão de uma mistura de fibras curtas de vidro e resina pela superfície do molde. Em seguida, é necessário compactar a composição fibra/matriz para uniformizar a espessura e retirar bolhas de ar. A cura é similar ao processo manual, porém resulta em fração volumétrica menor (NETO; PARDINI, 2006).
- Laminação a vácuo e infusão a vácuo: são os modos de laminação que garantem melhor qualidade à peça, uma vez que são mais eficiente na retirada do excesso de resina, voláteis e bolhas de ar que possam comprometer as propriedades mecânicas (NETO; PARDINI, 2006). O procedimento é determinado pela preparação do molde, disposição das malhas ou tecidos e do núcleo sobre o molde, cobertura do molde com um saco flexível e aplicação de vácuo. Na laminação a vácuo, a resina é distribuída nas malhas ou tecidos antes da cobertura do molde. Já na infusão, ao se aplicar o vácuo a resina é distribuída por toda a peça. Em ambos os modos, o vácuo faz com que o excesso de resina seja retirado, garantindo fração volumétrica de até 50% (BADINI, 2003).

Além da redução de peso com a utilização de materiais mais leves, ainda é possível aprimorar o peso estrutural por meio da aplicação de técnicas de otimização que otimizem o arranjo estrutural, o uso do material e a orientação das fibras durante o projeto dessas estruturas.

2.6 INTRODUÇÃO A DIMENSÕES E COEFICIENTES DE EMBARCAÇÕES

Nesta seção, serão apresentadas as dimensões, coeficientes e parâmetros de embarcações, de acordo com ABNT (1990) e Ribeiro (2002), que serão utilizadas no desenvolvimento desse trabalho.

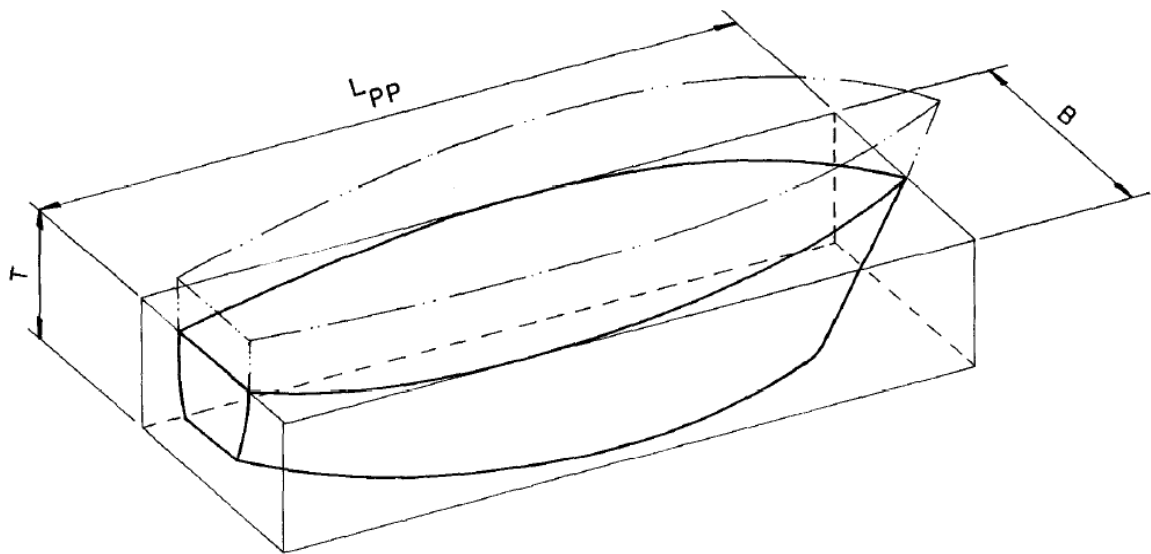
- Deslocamento (Δ): massa do volume de água deslocado pela embarcação em determinada condição de calado e trim.
- Comprimento: principal dimensão longitudinal de uma embarcação.
- Comprimento entre perpendiculares (L_{pp}): comprimento entre a perpendicular de ré e a perpendicular de vante, medido no plano diametral².
- Boca (B): largura ou dimensão transversal de uma linha d'água.
- Boca moldada: largura de uma linha d'água descontando a espessura do casco.
- Calado (T): Distância vertical entre o ponto inferior do casco (de qualquer seção transversal) e o plano de flutuação.
- Pontal (D): Distância vertical entre o ponto inferior do casco da embarcação e o convés principal.
- Coeficiente de bloco (C_B): Relação entre o volume de deslocamento moldado e o volume de um paralelepípedo formado pelo comprimento entre perpendiculares, pela boca moldada imersa e pelo calado moldado, na seção de meio-navio (Figura 7).
- Trim: Diferença entre o calado na perpendicular de vante e na perpendicular de ré, em relação à linha de referência dos calados escolhida.
- Ângulo de deadrise ou ângulo de pé de caverna (β): o ângulo entre o fundo do casco e o plano de base³, medido na seção transversal (representado na Figura 8).
- Chine ou quina: ponto de descontinuidade entre as duas retas que formam uma baliza (um exemplo de embarcação quinada pode ser visto na Figura 9).

² Plano diametral: Plano que intercepta longitudinalmente a embarcação e contém as perpendiculares de vante e ré.

³ Plano de base: plano perpendicular ao plano diametral que passa pelo ponto mais baixo da superfície moldada do casco entre as perpendiculares de vante e ré.

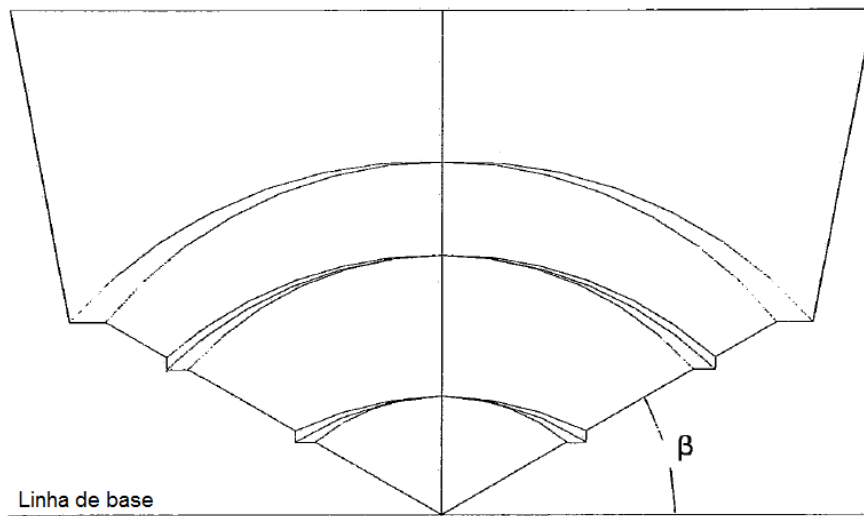
- Perpendicular de ré: linha ortogonal ao plano de base, pertencente ao plano diametral, passando pela interseção do plano que contém a linha d'água de projeto com a linha de centro da madre do leme ou a linha de perfil de popa.
- Perpendicular de vante: linha ortogonal ao plano de base, pertencente ao plano diametral, passando pela interseção do plano que contém a linha d'água de projeto com a linha de perfil de proa.

Figura 7 – Representação do comprimento entre perpendiculares, boca e calado.



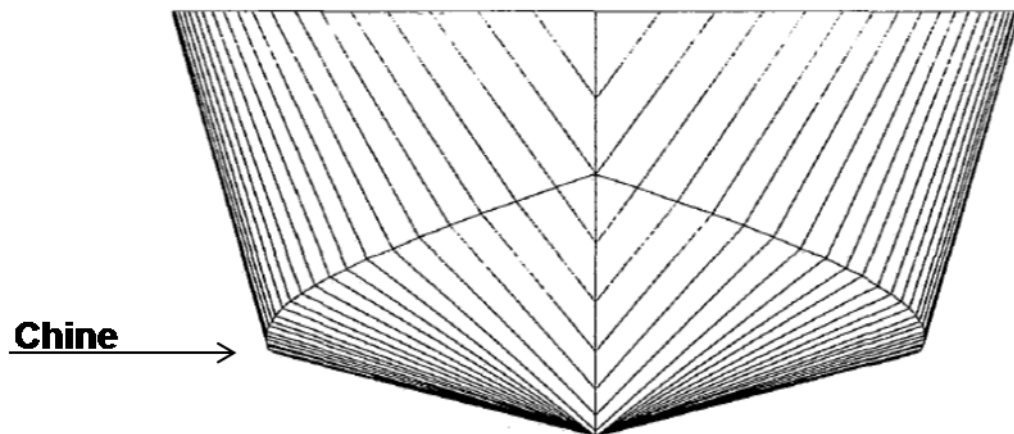
Fonte: ABNT (1990, p. 7).

Figura 8 – Representação do ângulo de deadrise.



Fonte: Adaptado de Ribeiro (2002, p. 12).

Figura 9 – Exemplo de embarcação quinada.



Fonte: Ribeiro (2002, p. 10).

3 METODOLOGIA

Conforme discutido anteriormente, o presente trabalho propõe o desenvolvimento de um procedimento para a otimização do projeto estrutural de embarcações de alta velocidade produzidas em material compósito, tendo como base o modelo proposto por Rayes e Tancredi (2003). Visou-se superar limitações do trabalho desses autores, como, por exemplo, o número fixo de reforçadores transversais.

Para tal, os parâmetros que caracterizam o arranjo estrutural de uma embarcação de planeio e os esforços solicitantes como a pressão dinâmica e a pressão estática foram determinados de acordo com a norma *Rules for Classification of High Speed, Light Craft and Naval Surface Craft da Det Norske Veritas* (DNV, 2012).

O próximo passo envolveu a incorporação da técnica de otimização mono-objetivo ao procedimento desenvolvido, por meio do algoritmo genético NSGA-II para obterem-se os parâmetros do projeto estrutural da embarcação de alta velocidade que reduz a massa estrutural e atende aos requisitos estabelecidos pela norma.

Em seguida, com auxílio de uma planilha Excel e do programa *ModeFrontier* foi analisada a influência desses parâmetros estruturais, das características do material compósito e do processo de produção no projeto. Por fim, realizou-se um estudo de caso.

Neste capítulo é apresentada e discutida a metodologia utilizada no desenvolvimento proposto.

3.1 ELABORAÇÃO DO MODELO DE PROJETO

O modelo desenvolvido considera a norma *Rules for Classification of High Speed, Light Craft and Naval Surface Craft da Det Norske Veritas* (DNV, 2012). Sendo em especial estudadas as seções *Design Loads (Pt 3, Ch. 1)* e *Structural*

Design (Pt. 3, Ch. 4). A primeira apresenta formulações para calcular as pressões e acelerações ao longo do comprimento do casco além da posição das anteparas estanques. Enquanto a segunda expõe formulações para o dimensionamento dos elementos estruturais do casco.

3.1.1 Aceleração vertical

De acordo com o item B201 da seção 2 do capítulo 1 da norma, o limite da aceleração vertical de projeto no centro de gravidade deve ser determinado pelo construtor e deve ser maior que $1g_0$ para restrições de serviço R0 a R4 (determinadas na Pt.1 Ch. 1 Sec. 2) e maior ou igual a:

$$a_{cg} = \frac{V}{\sqrt{L_{pp}}} \frac{3,2}{L_{pp}^{0,76}} f_g g_0 \quad [\text{m/s}^2] \quad (1)$$

onde V é a velocidade máxima de operação em nós, L_{pp} é o comprimento entre perpendiculares em m, f_g é um fator de aceleração que depende do tipo de embarcação e sua restrição de serviço, g_0 é a aceleração da gravidade em m/s^2 e $V/\sqrt{L_{pp}}$ não deve ser maior que 3.

Já a aceleração vertical em diferentes pontos ao longo do comprimento é apresentada no item B202:

$$a_v = k_v a_{cg} \quad [\text{m/s}^2] \quad (2)$$

onde k_v é o fator de distribuição longitudinal da aceleração vertical obtido por meio da Figura A.1 1 do ANEXO A.

O maior valor assumido por k_v é 2 e é observado na proa. Desta forma, para que a máxima aceleração vertical fosse $4g_0$, considerou-se que a_{cg} assume o maior valor entre o calculado em (1) e $2g_0$. Essa consideração foi necessária para que a embarcação fosse capaz de navegar em ondas de maior altura significativa, porém também levou em conta questões de conforto a bordo e acelerações típicas de embarcações de alta velocidade (NAZAROV, 2012).

Para estudar a relação velocidade e altura significativa de onda, pode-se utilizar os itens B204 (3) e B205 (4) em que a primeira é utilizada quando $V/\sqrt{L_{pp}}$ for maior ou igual a 3 e o segundo item quando menor. Com posse de a_{cg} , é possível isolar a altura significativa e manter como variável a velocidade de operação para avaliar as condições de mar nas quais a embarcação poderá navegar.

$$a_{cg} = \frac{k_h \cdot g_0}{1650} \left(\frac{H_s}{B_{WL2}} + 0,084 \right) \left(50 - \beta_{cg} \right) \left(\frac{V}{\sqrt{L_{pp}}} \right)^2 \frac{L_{pp} \cdot B_{WL2}^2}{\Delta} \quad [\text{m/s}^2] \quad (3)$$

$$a_{cg} = \frac{6H_s}{L_{pp}} \left(0,85 + 0,35 \frac{V}{\sqrt{L_{pp}}} \right) g_0 \quad [\text{m/s}^2] \quad (4)$$

onde k_h é um fator de tipo de casco (1 para monocasco e catamarã), H_s é a altura significativa de onda em m, B_{WL2} é a boca na linha d'água à meia nau em m, β_{cg} é o ângulo de *deadrise* no centro de gravidade em graus e Δ é o deslocamento em t.

3.1.2 Pressões de *slamming* e hidrostática

De modo a estimar a pressão de *slamming* no fundo da embarcação, utilizou-se a equação do item C200:

$$P_{sl} = 1,3k_l \left(\frac{\Delta}{nA} \right)^{0,3} T_0^{0,7} \left(\frac{50 - \beta_x}{50 - \beta_{cg}} \right) a_{cg} \quad [\text{kN/m}^2] \quad (5)$$

onde k_l é o fator de distribuição longitudinal da pressão de *slamming* (obtido por meio da Figura A.1 2 do ANEXO A), n é o número de cascos, A é a área de projeto do elemento em m^2 , T_0 é o calado a $L_{pp}/2$ em condições normais de operação e na velocidade de serviço em m e β_x é o ângulo de *deadrise* na seção transversal analisada.

A pressão hidrostática atuante no fundo e no costado é calculada por meio do item C501 apresentado em (6) e (7) que correspondem à pressão abaixo da linha d'água de projeto e acima da linha d'água respectivamente.

$$p = a \left(10h_0 + \left(k_s - 1,5 \frac{h_0}{T} \right) C_w \right) \text{ [kN/m}^2\text{]} \quad (6)$$

$$p = ak_s (C_w - 0,67h_0) \text{ [kN/m}^2\text{]} \quad (7)$$

onde a é uma constante relacionada à posição de estudo, C_w é o coeficiente de onda determinado no item A201 da norma, k_s é o fator de distribuição longitudinal da pressão hidrostática (valor obtido por meio da Figura A.1 3 do ANEXO A) e h_0 é a distância vertical da linha d'água no calado de projeto ao ponto de atuação da pressão em m.

De acordo com a DNV (2012), o ponto de atuação da pressão deve ser considerado no ponto médio dos reforçadores transversais para chapas e no ponto médio do vão livre para longarinas.

3.1.3 Dimensionamento da espessura dos painéis

Os painéis em material compósito que irão compor o casco foram dimensionamentos de acordo com a Pt. 3 Ch. 4 da norma. A mesma também enuncia que o esforço deve ser suportado pelas fibras e que essas devem ser alinhadas em uma direção próxima à da atuação da força resultante.

Em casos de painel sanduíche, a espessura do núcleo foi considerada como um dado de entrada e a espessura da parte laminada foi derivada do item B201 da Seção 5:

$$t = \frac{160pb^2C_N C_1}{\sigma_n d} \text{ [mm]} \quad (8)$$

$$C_N = C_2 + \nu \cdot C_3, \text{ para tensões paralelas ao maior lado} \quad (9)$$

$$C_N = C_2 + \nu \cdot C_3, \text{ para tensões paralelas ao menor lado} \quad (10)$$

onde p é a pressão que atua no painel em kN/m^2 , b é o menor lado do painel, C_1 , C_2 e C_3 são constantes que dependem da relação entre o menor e o maior lado do painel e são obtidas por meio da Figura A.1 4 e Figura A.1 5 do ANEXO A, d é a

distância entre linhas centrais de laminados opostos de um painel sanduíche em mm e σ_n é a tensão máxima de projeto em MPa.

É importante observar que a norma ainda determina que a tensão máxima deve ser considerada como 30% da tensão de ruptura do material.

Por questões de construção e para que se atingisse a gramatura mínima especificada pela norma (2400 g/m²), a espessura mínima considerada para a laminação dos painéis sanduíche foi de 3 mm para cada lado do painel.

Para dimensionar os laminados *single skin* (laminado sólido), fez-se uso dos itens B201e B202 da seção 6 isolando a espessura como variável dependente:

$$t = \left(\frac{C_3 1000 b^2 p}{\sigma_n} \right)^{\frac{1}{2}} \text{ [mm]} \quad (11)$$

$$t = \left(\frac{10^9 b^4 p}{\delta E C_1} \right)^{\frac{1}{4}} \text{ [mm]} \quad (12)$$

onde C_1 e C_3 são constantes definidas com base nas Figura A.1 6 e Figura A.1 7 do ANEXO A, b é o menor lado do painel em m, E é o módulo de elasticidade do laminado em MPa e δ é o fator de deflexão do laminado cujo valor máximo é 2.

Considerou-se como espessura de laminação o maior resultado entre (11) e (12).

3.1.4 Módulo de seção dos reforçadores

Na Seção 7 do Ch. 4, encontra-se o equacionamento relacionado ao dimensionamento dos reforçadores. Por meio do item B600 apresentado em (13) obteve-se o módulo de seção requerido dos reforçadores, o item C201 (14) expõe o cálculo do momento fletor de membros sujeitos à pressão e o B300 apresenta a largura da chapa colaborante (15) a ser considerada no cálculo do módulo de seção dos reforçadores.

$$Z = \frac{M}{\sigma_n} \text{ [cm}^3\text{]} \quad (13)$$

$$M = \frac{pb_1l^2}{C_1} \quad [\text{kNm}] \quad (14)$$

onde C_1 é o fator do momento fletor (igual a 12 se for analisado no engaste do reforçador), b_1 é a largura da área de carga em m^2 e l é a distância entre apoios em m.

$$b_{eff} = \frac{b}{1 + 3,3 \frac{E}{G} \left(\frac{b}{2l_i} \right)^2} \quad [\text{m}] \quad (15)$$

onde E é o módulo de elasticidade do laminado na direção da viga em MPa, G o módulo de cisalhamento em MPa e l_i é o comprimento entre pontos de inflexão entre momentos fletores nulos na viga (58% do comprimento da mesma) em m.

A norma também recomenda que os reforçadores longitudinais sejam contínuos ao longo do comprimento, ou seja, contínuos através dos elementos transversais.

3.1.5 Posicionamento de anteparas estanques transversais

Segundo a DNV (2012), devem existir ao menos 3 anteparas transversais no casco: a anteparada de colisão e as anteparas que delimitam a praça de máquinas. Para a anteparada de colisão, adotou-se a distância mínima sugerida como sendo 5% do comprimento entre perpendiculares, medido a partir da proa, visando priorizar o espaço interno. As anteparas da praça de máquinas foram consideradas como sendo um dado fornecido pelo armador e dependem da instalação propulsora considerada no projeto.

O presente modelo não considera a possibilidade de inclusão de novas anteparas, no entanto, criar um novo modelo com um número pré-determinado de anteparas seguiria a mesma metodologia.

3.1.6 Espessura de proteção para região de colisão da proa

Na região de colisão da proa, a espessura do painel deve apresentar um valor não menor que (item D605, seção 1 do capítulo 4):

$$t_s = \frac{7 + (0,1V)^{1,5}}{\sqrt{\frac{\sigma_{nu}}{160}}} \quad [\text{mm}] \quad (16)$$

onde σ_{nu} é a tensão de ruptura do material em MPa. Tal espessura foi considerada para toda a extensão do painel localizado a vante da antepara de colisão respeitando o item D602 do mesmo capítulo, que apresenta a extensão da região de colisão.

De acordo com DNV (2012), para embarcações menores que 50 m, o dimensionamento estrutural pode ser realizado somente considerando a análise local. Portanto, como o estudo de caso que será apresentado é referente a uma embarcação de 12,4 m, não serão apresentadas as formulações para análise global.

3.1.7 Elaboração da planilha

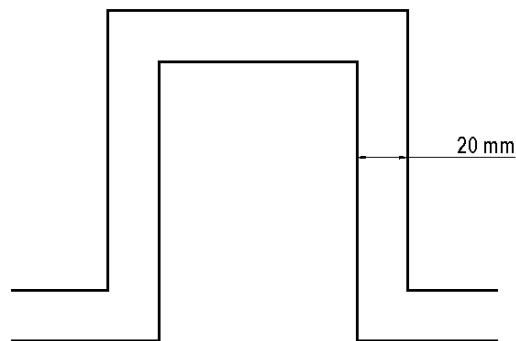
Utilizando como ferramenta o programa Excel, desenvolveu-se uma planilha contendo as formulações citadas dependentes de dados de entrada tais como dimensões principais e propriedades do material do casco da embarcação a ser projetada.

Primeiramente, dividiu-se o casco longitudinalmente em 21 painéis (valor razoável para o tamanho da embarcação que será estudado), sendo que entre dois painéis há uma caverna ou antepara. Partiu-se de um número máximo de painéis que permite a presença de no máximo 17 cavernas (dos 20 reforçadores possíveis, 3 são anteparas), cujo valor pode ser reduzido atribuindo o valor zero ao comprimento dos painéis. Então, montou-se o equacionamento das acelerações e pressões com relação a cada painel.

Em seguida, foram elaborados cálculos para as espessuras dos laminados e para os módulos de seção requeridos para os reforçadores existentes em cada painel, como feito por Rayes e Tancredi (2013).

Uma vez calculados os módulos de seção de cada reforçador, é necessário selecioná-los e para isso criou-se um catálogo com 71 opções de reforçadores em formato “U invertido” com espessura de laminação de 20 mm, ilustrado na Figura 10. A escolha do reforçador (altura e largura) é realizada automaticamente pela planilha de acordo com o módulo de seção requerido.

Figura 10 – Reforçador do tipo U invertido.



Fonte: O Autor (2016).

Por fim, preparou-se o cálculo simplificado da massa do projeto estrutural sem considerar a massa das anteparas e do espelho de popa, o qual é apresentado no APÊNDICE A.

3.2 OTIMIZAÇÃO

Para realizar a otimização do projeto estrutural, utilizou-se o algoritmo NSGA-II, devido à sua robustez, eficiência e por ser bem documentado na literatura (DEB et al., 2002; JENSEN, 2003; LI; ZHANG, 2009), e como ferramenta o programa *ModeFRONTIER*. Tal programa foi capaz de incorporar a técnica de otimização à planilha Excel que contém as formulações do projeto estrutural de acordo com a DNV (2012) e o cálculo da massa da estrutura.

Determinaram-se como dados de entrada da otimização o comprimento dos painéis, o número de escoas (reforçador longitudinal do costado) e de longarinas (reforçador longitudinal do fundo), ambos representados pelas células com fundo

roxo na Figura 11. Os painéis entre cavernas foram divididos em três grupos: (1) posicionados a ré da anteparas de ré da praça de máquinas; (2) posicionados entre as anteparas da praça de máquinas; (3) entre a anteparas de colisão e a anteparas de vante da praça de máquinas. O espaço amostral dos dados de entrada é apresentado na Tabela 1.

Tabela 1 – Espaço amostral dos dados de entrada.

Dado de entrada	Espaço amostral
Comprimento dos painéis – grupo 1	{0; 0,4; 0,8}
Comprimento dos painéis – grupo 2	{0; 0,4; 0,8; 1,2; 1,6; 2}
Comprimento dos painéis – grupo 3	{0; 0,4; 0,8; 1,2; 1,6}
Número de escoas	{0; 1}
Número de longarinas	{2; 4; 6}

Fonte: O Autor (2016).

Figura 11 - Representação dos dados de entrada, das restrições e do objetivo da otimização.

Dados - otimização				
Número de longarinas (2, 4, 6)		4		
Número de escoas (0, 1)		0		
Painel	Caverna/Anteparas - Posição longitudinal [m]	Comprimento do painel [m]		
Grupo 1	1	-	0	0,8
	2	17ª caverna (popa)	0,8	0
	3	16ª caverna	0,8	0,7
Grupo 2	4	3ª (anteparas casa de máquinas)	1,5	0
	5	15ª caverna	1,5	0,4
	6	14ª caverna	1,9	0
	7	13ª caverna	1,9	5,2
Grupo 3	8	2ª (anteparas casa de máquinas)	7,1	0,4
	9	12ª caverna	7,5	1,2
	10	11ª caverna	8,7	0
	11	10ª caverna	8,7	1,2
	12	9ª caverna	9,9	0
	13	8ª caverna	9,9	0
	14	7ª caverna	9,9	0
	15	6ª caverna	9,9	1,2
	16	5ª caverna	11,1	0
	17	4ª caverna	11,1	0
	18	3ª caverna	11,1	0
	19	2ª caverna	11,1	0
	20	1ª caverna	11,1	0,68
21	1ª (proa) anteparas de colisão	11,78	0,62	

Cálculo massa [kg]	2226,08
Nº de cavernas grupo 1	1
Nº de cavernas grupo 2	1
Nº de cavernas grupo 3	4

Legenda	
 	Dado de entrada
 	Restrição
 	Objetivo
 	Valor fixo

Fonte: O Autor (2016).

O tamanho do último painel de cada grupo atua como uma restrição, pois ele deve ser igual à subtração da posição da antepara a vante com a soma do tamanho dos painéis à ré e tal resultado não pode ser menor 0,4 m, valor determinado como tamanho mínimo de painel.

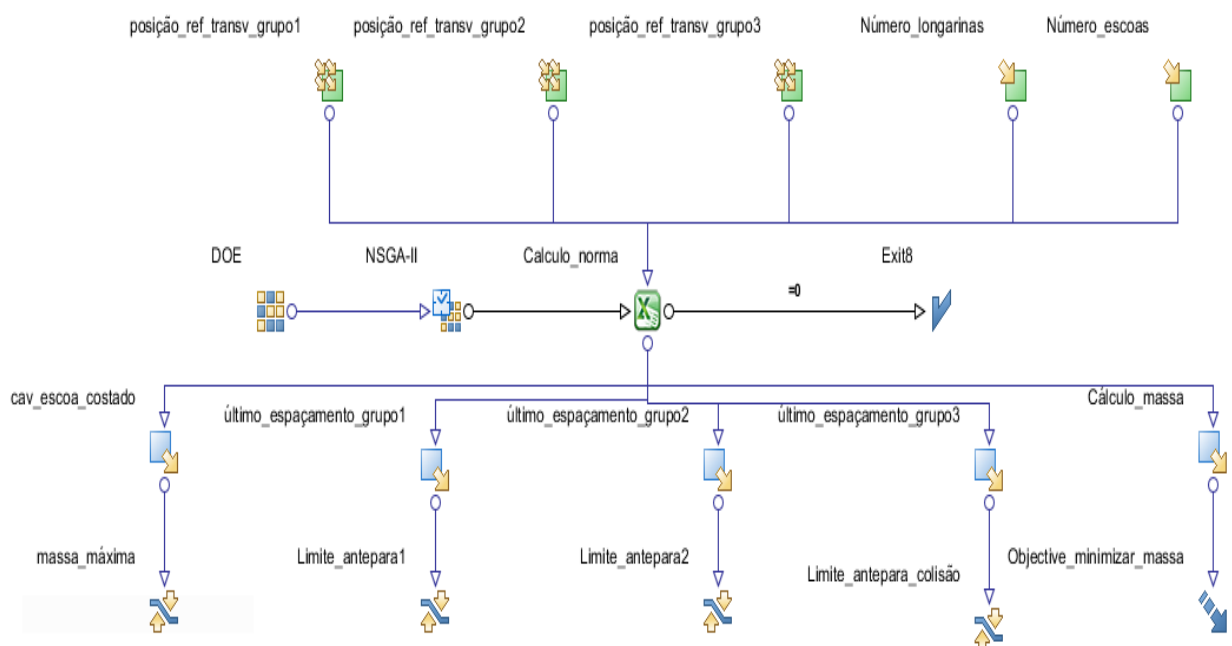
Ainda como restrição, foi determinado que deveriam haver pelo menos uma escoa ou pelo menos uma caverna em cada grupo de modo que fosse respeitada a norma, pois, segundo o item E101 da Pt.3 Ch.4 Sec.1 da DNV (2012), o costado das embarcações deve possuir reforçadores longitudinais ou verticais. Ambas as restrições foram representadas por células com fundo amarelo na Figura 11.

Como objetivo do processo, foi determinado que o resultado da massa estrutural fosse minimizado. Tal objetivo é representado pela célula na cor rosa na Figura 11.

Vale comentar que, de acordo com a planilha, posicionar duas cavernas na mesma posição, ou seja, zerar o tamanho de um painel representou a redução do número de cavernas uma vez que se considerava apenas uma no cálculo da massa.

A Figura 12 apresenta, esquematicamente, o processo de otimização implementado no *ModeFRONTIER*.

Figura 12 – Esquema da otimização desenvolvida.



Fonte: O Autor (2016).

Nessa figura, pode-se observar a conexão entre a planilha Excel e os dados de entrada, a função objetivo e as restrições. Além disso, o esquema apresenta a base de dados (DOE), que utiliza o algoritmo Sobol⁴ para gerar a população inicial. No presente trabalho, o algoritmo de otimização iniciou com 30 indivíduos e formou 100 gerações para cada, resultando em cerca de 3000 possíveis arranjos estruturais analisados. Tais números foram obtidos respeitando-se recomendações empíricas (RAYES; TANCREDI, 2013).

3.3 ANÁLISE PARAMÉTRICA DO ARRANJO ESTRUTURAL, DAS CARACTERÍSTICAS DO MATERIAL E DO PROCESSO DE PRODUÇÃO

Diversos são os parâmetros que influenciam no peso do arranjo estrutural de uma embarcação. De modo a quantificar essa influência, realizaram-se estudos variando: os parâmetros estruturais, o tipo de resina, o tipo de fibra e a fração volumétrica do material compósito.

3.3.1 Variação de parâmetros estruturais

Para verificar a influência do número de reforçadores longitudinais e de reforçadores transversais no peso da embarcação, aproveitou-se a lógica criada no programa de otimização para criar arranjos estruturais randômicos sem utilizar , contudo, a técnica de otimização, para gerar uma matriz de correlação utilizando o coeficiente de correlação de Pearson. Essa matriz confronta as variáveis entre si apresentando como resultado o coeficiente de correlação que varia de -1 a 1 (LIRA, 2004), sendo que -1 significa forte correlação negativa entre o par de variáveis, 1 significa forte correlação positiva e 0 representa ausência de correlação.

Vale comentar que para essa análise não foi considerada uma espessura mínima de laminação para o costado.

⁴ Algoritmo Sobol: algoritmo similar ao randômico, porém consegue varrer o universo de amostras de forma mais homogênea (MODEFRONTIER, 2013).

3.3.2 Variação de tipo de conjunto fibra/resina e fração volumétrica do material compósito

A fim de se analisar a influência das características do material compósito e do processo de produção no projeto, variou-se o conjunto fibra/resina e a fração volumétrica utilizando a planilha elaborada no Excel para gerar novos arranjos estruturais. Para isso, foi necessário considerar que a tensão de ruptura variava à medida que se variava o tipo de material e a fração volumétrica da seguinte forma:

$$\sigma_{nu} = \sigma_{fb} \left(v + (1-v) \cdot \frac{E_m}{E_f} \right) \text{ [MPa]} \quad (15)$$

onde σ_{fb} é a tensão de ruptura da fibra em MPA, v é a fração volumétrica da fibra e E_m e E_f são os módulos de elasticidade da matriz e da fibra respectivamente em MPA.

Em seguida, foi criado um gráfico representando a variação de peso estrutural para cada conjunto fibra/resina ao se variar a fração volumétrica.

Os conjuntos estudados foram: fibra de vidro com resina de poliéster e fibra de vidro com resina epóxi.

3.4 ESTUDO DE CASO

Nesta etapa, foi selecionada uma embarcação em material compósito cujas dimensões e características são apresentadas nas Tabela 2 e Tabela 3. As informações utilizadas no estudo de caso combinam informações disponibilizadas por estaleiros por meio de questionário e pesquisadas na literatura.

Tabela 2 – Dimensões e características da embarcação estudada.

Características da embarcação	Símbolo	Valor
Comprimento entre perpendiculares [m]	L_{pp}	12,40
Boca [m]	B	3,40
Calado de projeto [m]	T	0,85
Deslocamento [t]	Δ	15,50
Coefficiente de bloco	C_B	0,48
Velocidade máxima [nós]	V	31,00
Ângulo de <i>deadrise</i> no LCG [graus]	β	19,30

Fonte: O Autor (2016).

Tabela 3 – Variação geométrica ao longo do comprimento.

Posição longitudinal		Ângulo de <i>deadrise</i>	Altura do <i>chine</i> *	Boca
[%]	[m]	[graus]	[m]	[m]
0,00L	0,00	11,54	0,39	3,40
0,10L	1,24	12,60	0,38	3,40
0,20L	2,48	13,67	0,37	3,40
0,30L	3,72	14,73	0,35	3,40
0,40L	4,96	15,85	0,32	3,40
0,50L	6,20	18,47	0,28	3,40
0,60L	7,44	22,92	0,21	3,00
0,70L	8,68	28,80	0,13	2,50
0,80L	9,92	30,00	0,02	2,50
0,90L	11,16	30,00	-0,10	2,50
1,00L	12,40	30,00	-0,27	2,40

* Altura do chine à linha d'água (fora d'água - negativo)

Fonte: O Autor (2016).

Tal embarcação é construída em material compósito de fibra de vidro e resina poliéster, sendo que o costado e as anteparas possuem núcleo leve de espuma de PVC, o fundo e os reforçadores são feitos em laminação sólida (exceto nos reforçadores na região da praça de máquinas onde considerou-se que há núcleo de madeira balsa para fixação dos motores). A laminação do casco será feita por infusão o que garantirá fração volumétrica da fibra em torno de 50%. As

propriedades dos materiais que são utilizados na construção do casco são apresentadas na Tabela 4.

Tabela 4 – Propriedades dos materiais que serão utilizados na construção do casco.

Material	Massa específica [kg/m ³]	Módulo de elasticidade [MPa]	Módulo de cisalhamento [MPa]	Coefficiente de poisson	Tensão de ruptura [MPa]
Fibra de vidro	2540,00	73000,00	30000,00	0,18	2500
Resina de poliéster	1200,00	3000,00	1140,00	0,32	80
Espuma de PVC (cross linked)	80,00	80,00**	23,00	0,32	1,15**
Madeira balsa	155,00	4098,93**	165,96	0,30	13,50

Fonte: DNV (2012); Divinycell (2016); Nasseh (2007); Pereira (2005).

Notas: *Com relação à tração. **Com relação à compressão.

Para realizar os cálculos do projeto estrutural de acordo com a norma também foi necessário especificar a tensão máxima de projeto (σ_{nu}). A DNV (2012) determina que essa tensão deve ser igual a 30% da tensão de ruptura (Equação 17) ou 30% da tensão crítica de flambagem do laminado (em caso de painel sanduíche), como apresentado na Equação 18.

$$\sigma_n = 0,3\sigma_{nu} \quad [\text{MPa}] \quad (17)$$

$$\sigma_n = 0,3\sigma_{cr} \quad [\text{MPa}] \quad (18)$$

A tensão de ruptura para a laminação sólida foi determinada de acordo com a DNV (2016), a qual apresenta valores de resistência experimentais para quatro tipos tecidos com 50% de fibra de vidro. Escolheu-se o menor valor apresentado na norma (300 MPa), pois não se conhece o plano de laminação. 30% desse valor resulta em uma tensão de projeto de 90 MPa.

A tensão crítica de flambagem foi calculada segundo o item B300 na Pt.3 Ch. 4 Sec. 5 apresentada em (19), onde E é o módulo de elasticidade do laminado, E_C é o módulo de elasticidade do núcleo (espuma de PVC utilizada no costado) e G_C é o módulo de cisalhamento do núcleo em MPa. O valor resultante foi de 206 MPa. Portanto, a tensão máxima de projeto em painéis sanduíche foi considerada 30% desse valor, que resultou em 61,8 MPa.

$$\sigma_{cr} = 0,5(E \cdot E_C \cdot G_C)^{1/3} \text{ [MPa]} \quad (19)$$

Além disso, era necessário conhecer o posicionamento das anteparas estanques transversais. As mesmas foram determinadas de acordo com o item 3.1.5, que resultou em uma anteparas estanque a 1,5 e 7,1 m da popa para garantir estanqueidade para a praça de máquinas e uma anteparas de colisão a 11,78 m da popa.

Para o cálculo da massa total do casco, foi calculada a massa específica do laminado sólido:

$$\rho_{\text{laminado}} = \rho_{\text{fibra}} \cdot v + \rho_{\text{resina}} \cdot (1 - v) \text{ [kg/m}^3\text{]} \quad (20)$$

onde ρ_{fibra} e ρ_{resina} são a massa específica da fibra e da resina em kg/m^3 e v é a fração volumétrica da fibra. O resultado obtido foi de 1870 kg/m^3 .

Com as informações da embarcação, dos materiais e do método de construção, foi possível definir o arranjo estrutural com menor massa utilizando a planilha de cálculo com as normas da DNV (2012) à qual foi incorporado o algoritmo de otimização NSGA-II, conforme descrito neste capítulo.

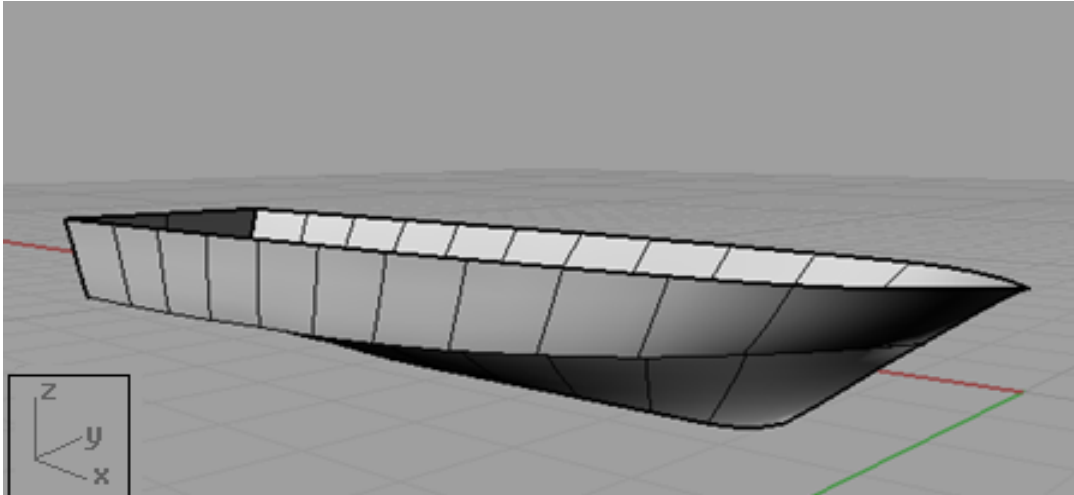
3.4.1 Simulação computacional do projeto estrutural

Para analisar o arranjo estrutural proposto, realizou-se uma análise estrutural por meio de simulação computacional usando o Método dos Elementos Finitos. A simulação foi realizada utilizando o programa de elementos finitos Abaqus, de modo a realizar uma análise estática do projeto estrutural otimizado. Nessa análise, verificaram-se as máximas tensões principais a fim de se elaborar recomendações sobre a orientação das fibras nos painéis estruturais de forma que estejam orientadas preferencialmente na direção dos esforços. Além disso, o estudo numérico também permitiu a verificação dos pontos críticos da embarcação.

Para tal, foi necessário modelar o casco de acordo com suas dimensões e características utilizando o programa Rhinoceros, como pode ser visto na Figura 13. Utilizando os dados resultantes da otimização, o arranjo estrutural mais leve que será apresentado na seção dos resultados foi acrescentado ao casco com auxílio do

programa Solidworks e em seguida gerou-se um arquivo “STEP”. Esse arquivo CAD contém informações sobre o casco em termos de superfície (sem volume).

Figura 13 – Casco modelado no Rhinoceros.



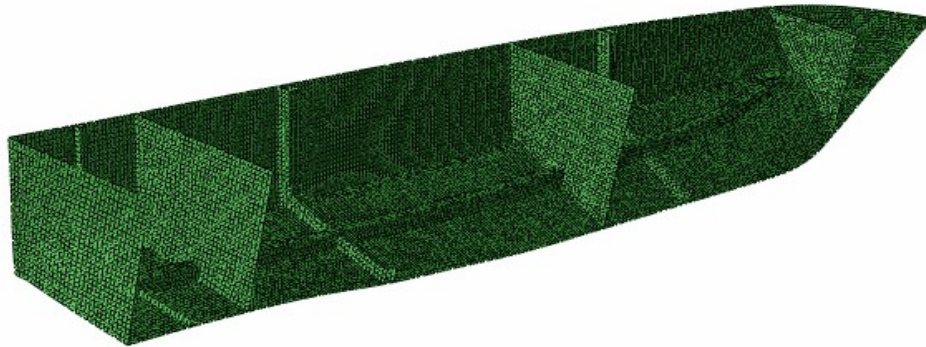
Fonte: O Autor (2016).

A malha do casco é então gerada a partir da geometria mostrada na Figura 13 e pode ser vista na Figura 14. Tal malha apresenta elementos quadriláteros do tipo casca com tamanho médio de 50 mm. O elemento casca consegue representar bem as geometrias que compõem o casco, pois os componentes possuem uma dimensão muito menor que as demais e ainda, apresentam menor custo computacional se comparado à utilização de elementos do tipo sólido. Além disso, a utilização de elementos do tipo casca em detrimento de elementos do tipo viga para representar os reforçadores (utilizado por Alaimo; Milazzo e Tumino (2012)), facilita a visualização da deflexão na alma do mesmo.

Com relação ao sistema de coordenadas, considerou-se o eixo x na direção do comprimento da embarcação, o eixo y na direção da boca e o eixo z na direção do calado, como ilustrado na Figura 13.

Visando reduzir o custo computacional da simulação, a geração da malha foi realizada considerando apenas um bordo da embarcação por haver simetria na geometria e no carregamento.

Figura 14 – Malha do casco.



Fonte: O Autor (2016).

O próximo passo foi realizado no Abaqus, onde o casco já com a malha foi importado. Durante o pré-processamento, definiu-se que a malha era formada por elementos *shell-composite* de segunda ordem para representar bem a curvatura gerada pela atuação da pressão, bem como a definição das camadas de laminação indicando suas respectivas espessuras e material como apresentado no APÊNDICE B.

Para caracterizar as lâminas do material compósito foi necessário calcular o módulo de elasticidade, módulo de cisalhamento e coeficiente de Poisson de cada uma. De acordo com a DNV (2012) tais propriedades para tecidos unidirecionais podem ser obtidas com as seguintes equações:

$$E_{11} = E_f \cdot \nu + E_m \cdot (1 - \nu) \text{ [MPa]} \quad (21)$$

$$E_{22} = \frac{E_m}{1 - \nu_m^2} \cdot \frac{1 + 0,85\nu^2}{\left[(1 - \nu)^{1,25} + \nu \frac{E_m}{E_f(1 - \nu^2)} \right]} \text{ [MPa]} \quad (22)$$

$$G_{12} = G_m \cdot \frac{1 - \nu^{0,8}}{(1 - \nu)^{1,25} + \frac{G_m}{G_{f12}} \nu} \text{ [MPa]} \quad (23)$$

$$\nu_{12} = \nu_{f12} \cdot \nu + \nu_m \cdot (1 - \nu) \quad (24)$$

$$G_{13} = G_{12} [\text{MPa}] \quad (25)$$

$$G_{23} = \frac{E_{22}}{2(1+\nu_m)} [\text{MPa}] \quad (26)$$

onde E_{11} e E_{22} são os módulos de elasticidade longitudinal e transversal em MPa, E_f e E_m são os módulos de elasticidade da fibra e da matriz e ν é a fração volumétrica da lâmina. G_{12} , G_{13} e G_{23} são os módulos de cisalhamento em MPa associados aos planos 12, 13 e 23 respectivamente, G_m e G_{f12} são os módulos de cisalhamento da matriz e da fibra (no plano 12), ν_{f12} e ν_m são os coeficientes de Poisson da fibra (no plano 12) e da matriz e ν_{12} é o coeficiente de Poisson da lâmina no plano 12. O resultado encontra-se na Tabela 5.

Tabela 5 – Propriedades elásticas do tecido unidirecional.

Propriedade	Unidade	Valor
E_{11}	[MPa]	38000,00
E_{22}	[MPa]	9110,21
G_{12}	[MPa]	1402,20
G_{13}	[MPa]	1402,20
G_{23}	[MPa]	3463,96
ν_{12}		0,25

Fonte: O Autor (2016).

Para mantas utilizam-se as equações a seguir:

$$E = \frac{3}{8}E_{11} + \frac{5}{8}E_{22} [\text{MPa}] \quad (27)$$

$$G = \frac{1}{8}E_{11} + \frac{1}{4}E_{22} [\text{MPa}] \quad (28)$$

$$\nu = \frac{E}{2G} - 1 \quad (29)$$

onde E é o módulo de elasticidade da lâmina em MPa, G é o módulo de cisalhamento da lâmina em MPa e ν é o coeficiente de Poisson. E_{11} e E_{22} são obtidos por meio das equações (21) e (22). O resultado do cálculo das propriedades da manta pode ser observado na Tabela 6.

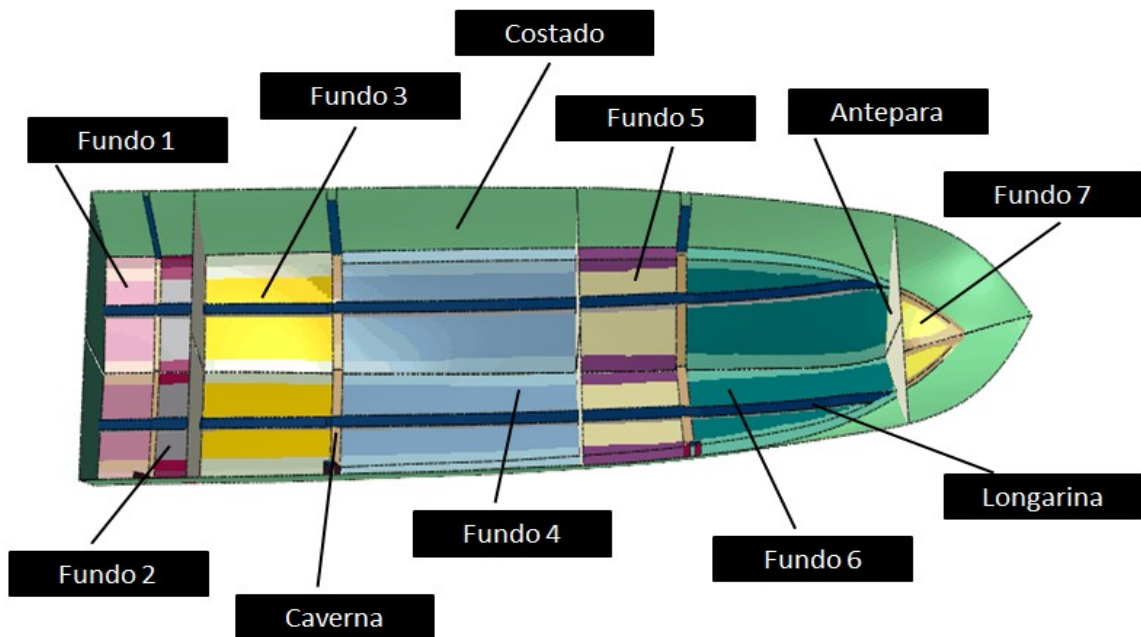
Tabela 6 - Propriedades elásticas da manta.

Propriedade	Unidade	Valor
E	[MPa]	19943,89
G	[MPa]	7027,55
ν		0,42

Fonte: O Autor (2016).

Na Figura 15, podem-se observar os diferentes conjuntos de laminados que foram inseridos no casco (especificados no APÊNDICE B), considerando que na região da quilha e do chine, em cada painel, a laminação foi dobrada por serem regiões sujeitas a grandes esforços.

Figura 15 – Diferentes conjuntos de laminados aplicados ao casco.



Fonte: O Autor (2016).

Além disso, como a simulação seria realizada somente com um bordo do casco, determinou-se condição de simetria nos nós do plano diametral. Tal condição restringe os seguintes graus de liberdade: deslocamento no eixo y, rotação em torno do eixo x e em torno do eixo z.

Ainda no pré-processamento, foi necessário determinar o carregamento que atua sobre a embarcação. Alaimo; Milazzo e Tumino (2012) e Ojeda; Prusty e Salas (2004) aplicaram ao casco condições de alquebramento e tosamento. No entanto, de acordo com a DNV (2012), em embarcações com comprimento menor que 50 m, o dimensionamento estrutural pode ser realizado somente considerando a análise local. Portanto, como a pressão de *slamming* (item 3.1.2) é maior que a pressão hidrostática, foram utilizados os valores da pressão de *slamming* como carregamento. Contudo, de acordo com a DNV, a pressão é calculada no meio de cada painel, desta forma pode-se considerar dois diferentes modelos de carregamentos: pressão constante no painel ou pressão variando ao longo do comprimento de acordo com uma função.

O primeiro modelo de carregamento, considerando valores de pressão constantes em cada um dos painéis resulta em degraus entre cada dois painéis que não representam bem a realidade.

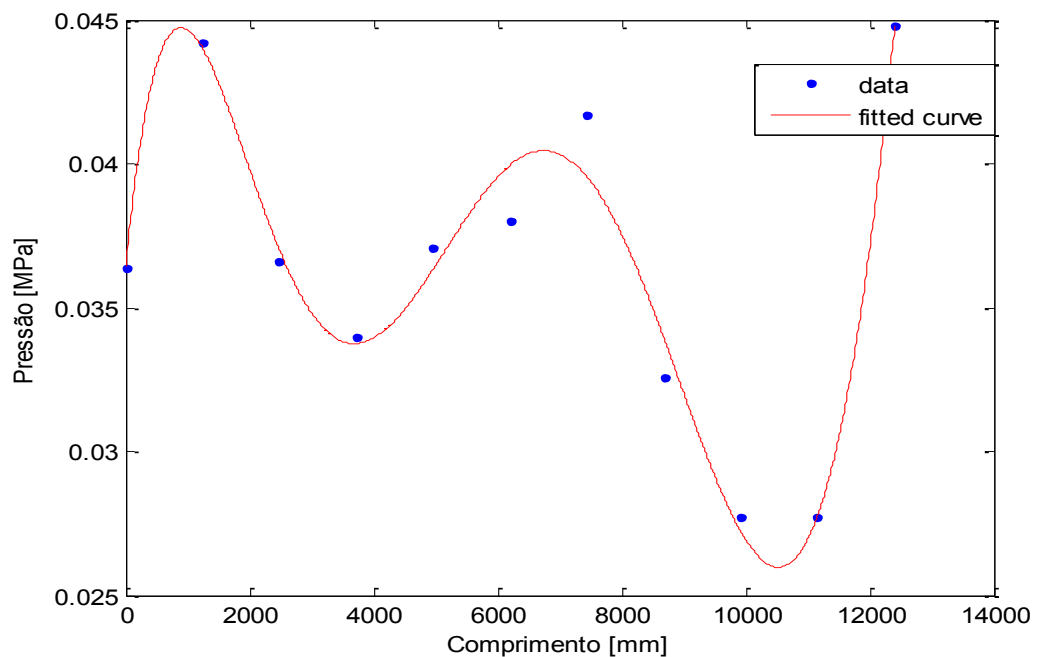
Então, buscou-se uma função que representasse a variação da pressão ao longo do comprimento. A Figura 16 ilustra os pontos calculados de acordo com a norma (*data*) e a curva polinomial do 7º (mostrada na Equação 31) que representa a variação de pressão (*fitted curve* na Figura 16), cujos coeficientes são apresentados na Tabela 7.

$$f(x) = p1x^7 + p2x^6 + p3x^5 + p4x^4 + p5x^3 + p6x^2 + p7x + p8 \text{ [MPa]} \quad (31)$$

Tabela 7 – Coeficientes da função interpoladora da pressão de *slamming*.

Coeficiente	Valor
p1	2,330e-30
p2	-1,082e-24
p3	4,620e-20
p4	-7,526e-16
p5	5,611e-12
p6	-1,876e-8
p7	2,209e-5
p8	0,03643

Fonte: O Autor (2016).

Figura 16 – Pressão de *slamming* ao longo do comprimento do casco [MPa].

Fonte: O Autor (2016).

Para as duas condições de carregamento, a pressão de *slamming* foi aplicada apenas no fundo do casco e resultou em duas simulações diferentes.

Em seguida, determinou-se como condição de contorno que os graus de liberdade dos nós da malha dos reforçadores longitudinais e das cavernas (nós escravos) estariam ligados aos graus de liberdade de um ponto de referência (nó mestre) posicionado acima da embarcação por meio da função *distributing coupling*

constraint presente no Abaqus, como apresentado na Figura 17. Esse nó foi engastado, portanto, a força de reação resultante nele é igual ao somatório do campo de pressão no casco. Segundo Imaoka (2002), essa função de acoplamento faz com que a força resultante no nó mestre seja distribuída aos nós escravos.

Figura 17 – Condição de contorno aplicada ao casco.



Fonte: O Autor (2016).

Adotou-se tal condição de contorno a fim de se evitar o movimento de corpo rígido do casco, uma vez que se fossem consideradas as condições reais não haveria restrições ao seu movimento e o programa não conseguiria solucionar as equações de equilíbrio. Porém, foi necessário realizar um estudo para verificar se tal aproximação é válida (APÊNDICE C), pois, alguns autores engastam a quilha e desta forma o campo de deslocamento não é corretamente representado. Outros autores utilizam molas com baixa rigidez, as quais têm um nó engastado e outro conectado ao casco para que as equações de equilíbrio possam ser resolvidas, o que no entanto, requer maior tempo de pré-processamento.

O mesmo procedimento também foi realizado considerando como material o aço ($E = 200000$ MPa e $\nu = 0,3$) e pressão variando conforme a curva representada por (31), para facilitar a visualização da direção das tensões máximas principais.

É importante ressaltar que a análise estrutural deveria estar associada à otimização de forma que todos os modelos criados fossem analisados. Porém, por questão de custo computacional, foi investigado somente o modelo viável com o menor peso. Além disso, foi realizada uma simplificação ao realizar a análise de modo estático, uma vez que a pressão de *slamming* é de natureza dinâmica.

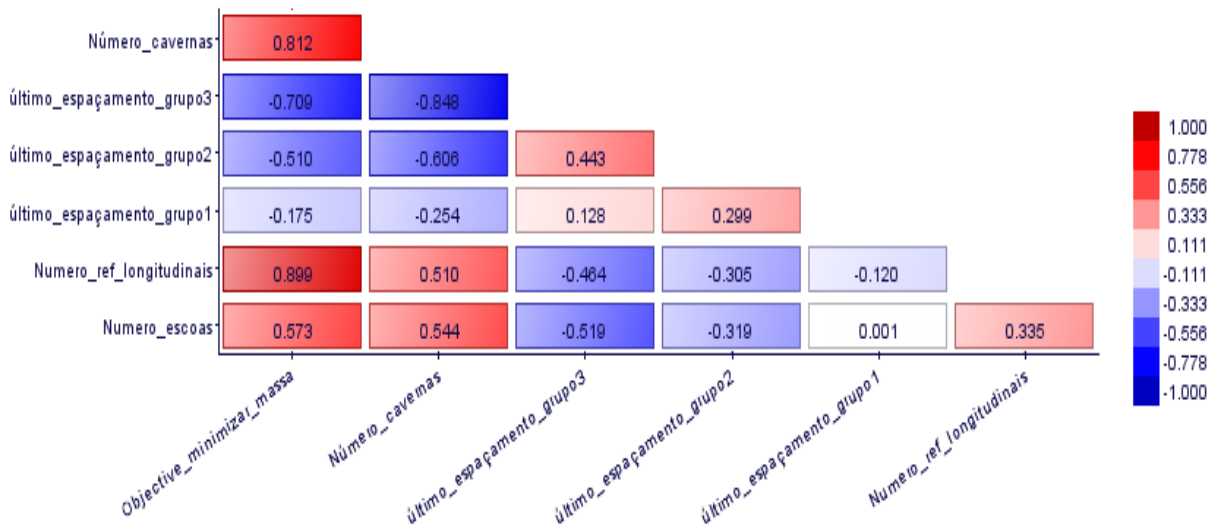
4 RESULTADOS

Nesta seção serão apresentados os resultados da análise da influência dos parâmetros estruturais, das características do material compósito e do processo de produção, assim como o estudo de caso. O resultado do estudo de caso engloba o resultado dos esforços sobre o casco estudado, do arranjo estrutural otimizado e da análise estrutural realizada computacionalmente.

4.1 ANÁLISE PARAMÉTRICA DO ARRANJO ESTRUTURAL, DAS CARACTERÍSTICAS DO MATERIAL COMPÓSITO E DO PROCESSO DE PRODUÇÃO

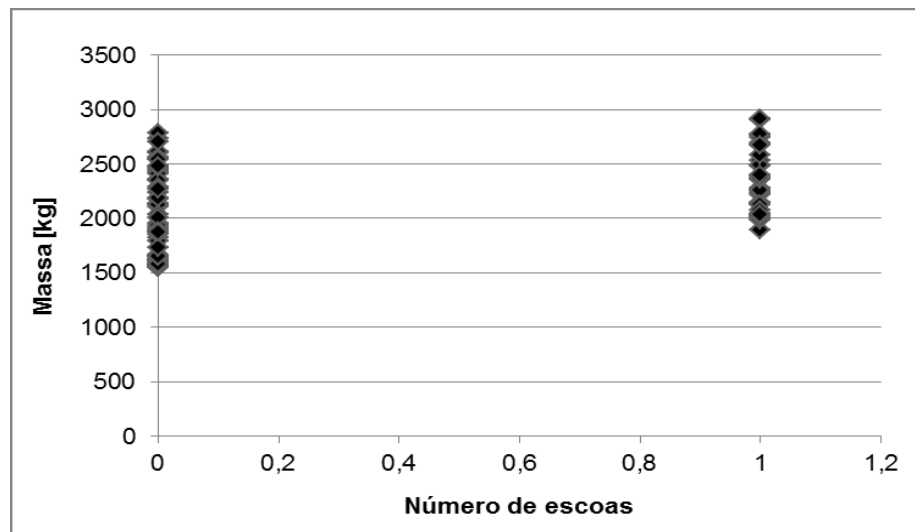
Por meio da matriz de correlação entre os parâmetros estruturais (Figura 18), percebeu-se que há forte correlação positiva entre o número de cavernas e a massa da embarcação (0,812), forte correlação positiva também entre o número de longarinas (reforçadores longitudinais do fundo) e a massa (0,899) e correlação moderada positiva entre o número de escoas e a massa (0,573). A influência do número desses reforçadores também pode ser visualizada nas Figura 19, Figura 20, Figura 21.

Figura 18 – Matriz de correlação entre os parâmetros estruturais.



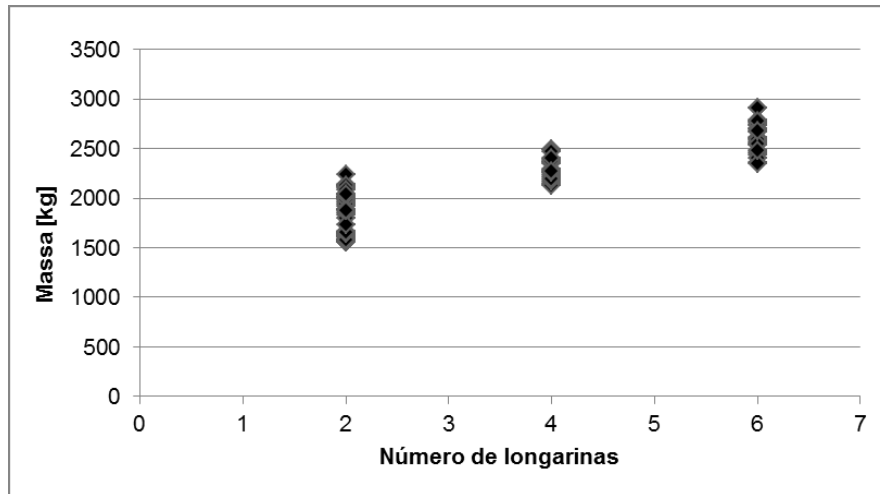
Fonte: O Autor (2016).

Figura 19 – Variação da massa com relação ao número de escoas



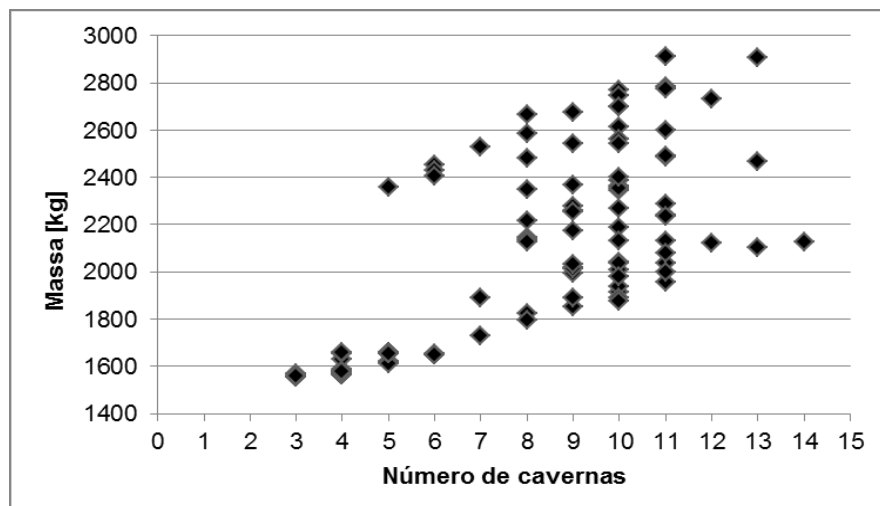
Fonte: O Autor (2016).

Figura 20 – Variação da massa com relação ao número de longarinas.



Fonte: O Autor (2016).

Figura 21 – Variação da massa com relação ao número de cavernas.



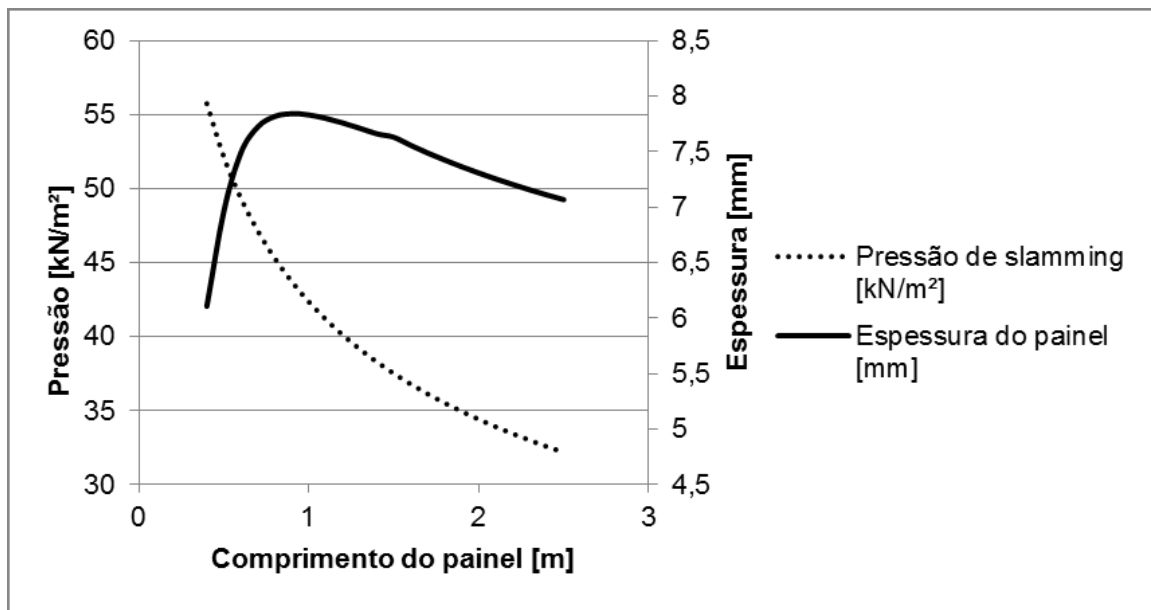
Fonte: O Autor (2016).

Voltando à análise da Figura 18, percebe-se que há correlação moderada negativa entre a massa e o espaçamento do último painel do grupo 2 (-0,510) e forte correlação negativa entre a massa e o espaçamento do último painel do grupo 3 (-0,709).

Todos esses resultados apontam que o aumento no tamanho do painel pode contribuir para redução de massa estrutural, pois quando a razão de aspecto do painel (relação entre seu comprimento e largura) ultrapassa um determinado limite, a espessura do painel é reduzida com o aumento da área.

Utilizando as equações (5) e (11), é possível demonstrar a variação da pressão de *slamming* e da espessura de um painel fabricado com laminação sólida localizado no fundo da embarcação em função da variação do seu comprimento considerando que a largura permanece constante (Figura 22).

Figura 22 – Variação da pressão de *slamming* e da espessura de um painel do fundo de laminação sólida com o comprimento do painel.



Fonte: O Autor (2016).

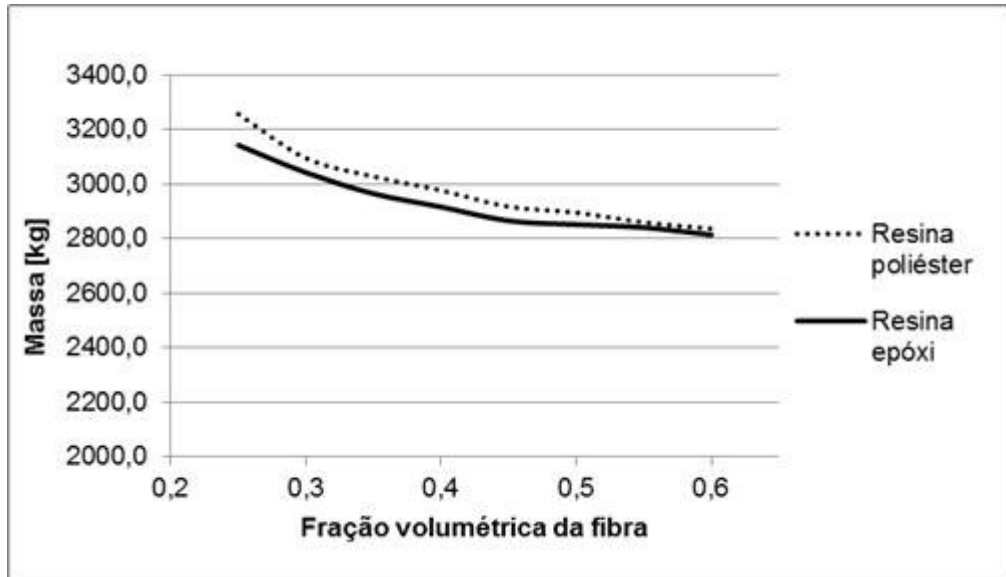
A redução da espessura com o aumento do tamanho do painel é explicado da seguinte forma: painéis maiores geralmente apresentam menor resposta dinâmica à pressão de *slamming* devido ao seu maior período natural (MANGANELLI; HOBBS, 2006), então, sua espessura deve ser menor para que consiga se defletir mais, de modo que dissipe a mesma quantidade de energia que um painel menor.

- Variação de tipo de conjunto fibra/resina e fração volumétrica do material compósito

Com relação ao tipo de resina e ao processo de construção, de acordo com a Figura 23, observa-se que ao se utilizar processos de produção mais sofisticados que garantem maior fração volumétrica da fibra, reduz-se a massa da embarcação.

A redução de massa é explicada pela maior resistência do laminado, que permite a utilização de menores espessuras.

Figura 23 – Influência da variação da porcentagem de fibra e do tipo de resina na massa do casco.



Fonte: O Autor (2016).

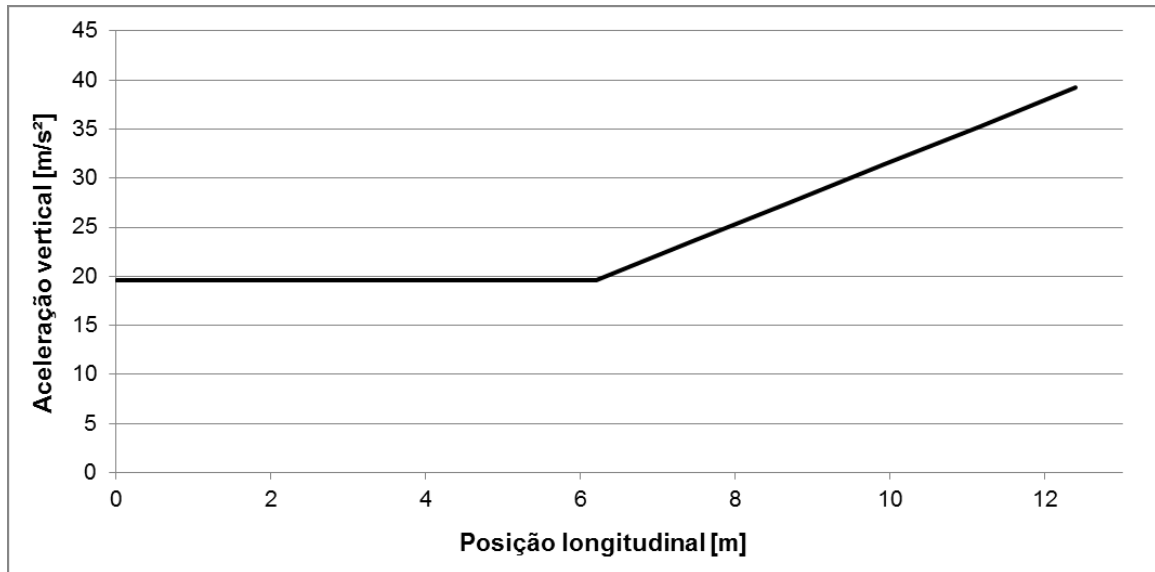
No entanto, no que diz respeito à resina, segundo as formulações de DNV (2012), não há diferença significativa na massa de embarcações produzidas com resina poliéster ou epóxi.

A Tabela que gerou o gráfico da Figura 23 encontra-se no APÊNDICE D.

4.2 ESTUDO DE CASO

De modo a iniciar o projeto estrutural da embarcação em estudo obteve-se a variação da aceleração vertical ao longo do comprimento como apresentado na Figura 24. Da popa à meia nau a aceleração é igual a $19,62 \text{ m/s}^2$ (igual a $2g_0$ - limite discutido em 3.1.1) e na proa a aceleração máxima é igual a $39,24 \text{ m/s}^2$.

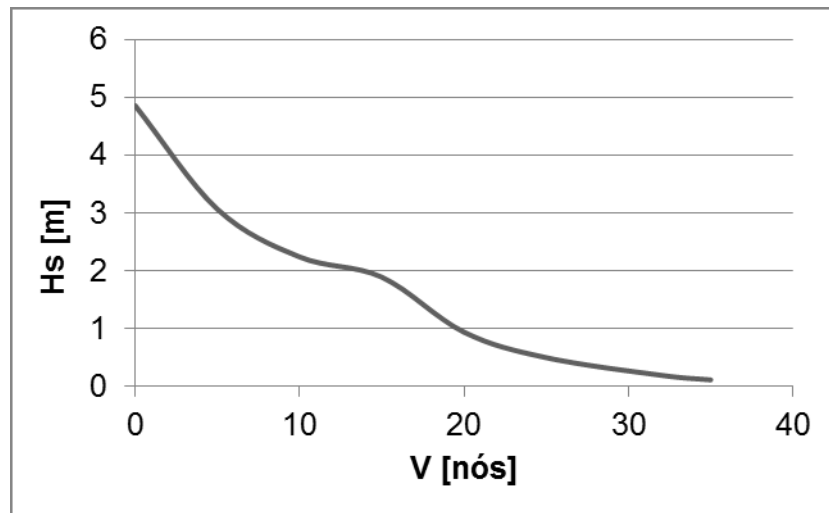
Figura 24 – Aceleração vertical ao longo do comprimento do casco.



Fonte: O Autor (2016).

No centro de gravidade a aceleração é igual a $19,62 \text{ m/s}^2$, que resulta em uma altura de onda significativa máxima de $0,224 \text{ m}$ na velocidade máxima de serviço como se pode observar na Figura 25.

Figura 25 – Variação de H_s com a velocidade da embarcação.



Fonte: O Autor (2016).

A partir do valor da aceleração no centro de gravidade, foi possível iniciar a busca do arranjo estrutural mais leve por meio do algoritmo de otimização.

4.2.1 Otimização

Os arranjos estruturais mais leves encontrados por meio do método de otimização são apresenta na Tabela 8 e mais resultados são mostrados no APÊNDICE E.

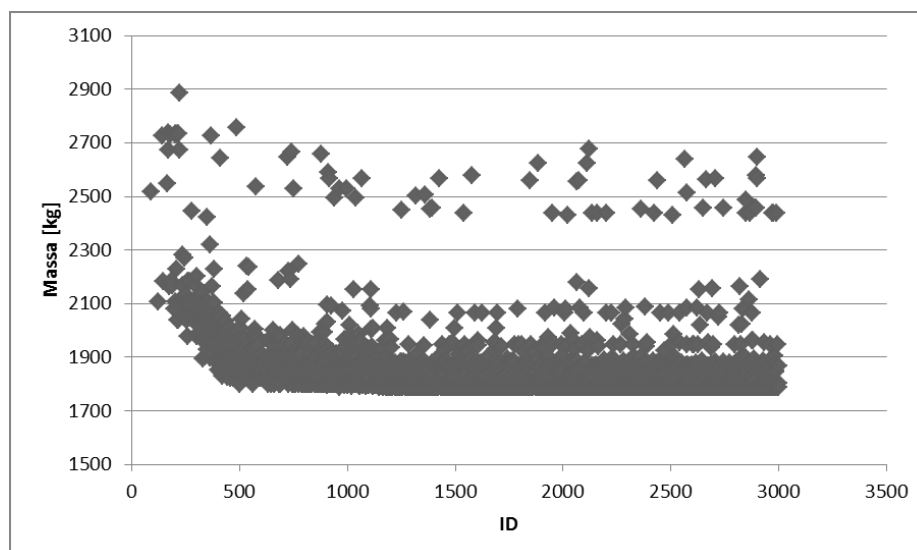
Tabela 8 – Arranjos mais leves de acordo com a otimização.

Número de escoas	Número de longarinas	Grupo 1 - Tamanho painéis [m]		Grupo 2 - Tamanho painéis [m]		Grupo 3 - Tamanho painéis [m]			Massa [kg]
0,00	2,00	0,80	0,70	2,00	3,60	1,60	3,10	0,00	1786,30
0,00	2,00	0,80	0,70	1,60	4,00	1,60	3,10	0,00	1793,42
0,00	2,00	0,80	0,70	2,00	3,60	1,60	0,40	2,68	1795,35
0,00	2,00	0,80	0,70	1,20	4,40	0,00	1,60	3,10	1803,04
0,00	2,00	0,80	0,70	2,00	3,60	1,60	0,80	2,28	1803,50
0,00	2,00	0,80	0,70	1,60	4,00	1,60	0,80	2,28	1810,63
0,00	2,00	0,80	0,70	2,00	3,60	0,80	0,80	3,10	1811,33
0,00	2,00	0,80	0,70	1,20	4,40	1,60	0,40	2,68	1812,10
0,00	2,00	0,80	0,70	2,00	3,60	0,40	1,60	2,68	1813,47

Fonte: O Autor (2016).

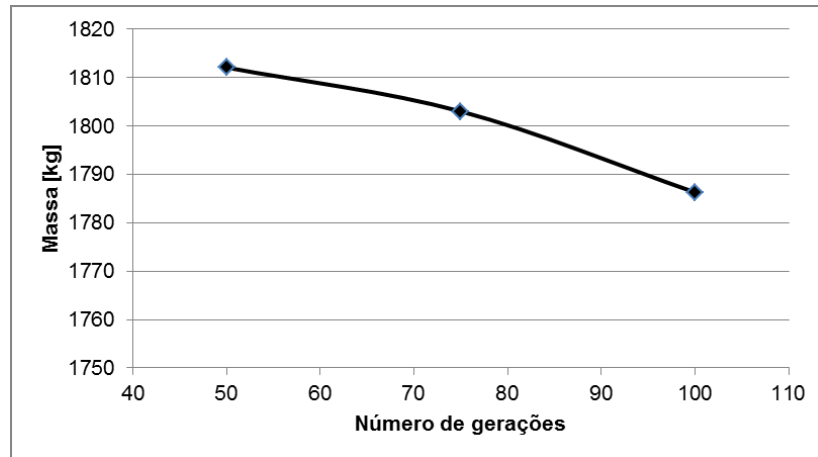
Na Figura 26, pode-se observar a convergência da massa para o valor de 1786,3 kg por meio da redução da massa ótima ao longo da otimização. E na Figura 27, é possível ver a redução da massa ótima com o aumento do número de gerações, sendo que o número utilizado nesse estudo de caso foi 100 gerações.

Figura 26 – Redução da massa ao longo da otimização.



Fonte: O Autor (2016).

Figura 27 – Variação da massa ótima com o número de gerações.



Fonte: O Autor (2016).

As informações do arranjo mais leve, como: as espessuras dos painéis do fundo e do costado e também as dimensões dos reforçadores longitudinais e cavernas são apresentados nas Tabela 9, Tabela 10 e Tabela 11.

Tabela 9 – Espessura dos painéis do fundo e do costado.

Painel	Espessura fundo [mm]	Espessura costado [mm]
1	9,35	3,00
2	9,23	3,00
3	11,32	3,00
4	12,82	3,00
5	12,60	3,00
6	8,30	3,00
7	7,61	3,00

Fonte: O Autor (2016).

Tabela 10 – Dimensões das longarinas.

Painel	Altura [m]	Largura interna [m]	Espessura [mm]	Módulo de seção requerido [m ³]	Módulo de seção do reforçador [m ³]
1	0,130	0,078	0,020	0,000901	0,000906
2	0,130	0,091	0,020	0,000914	0,000927
3	0,140	0,084	0,020	0,000932	0,001007
4	0,160	0,096	0,020	0,001175	0,001214
5	0,160	0,096	0,020	0,001198	0,001214
6	0,110	0,077	0,020	0,000654	0,000728
7	0,120	0,096	0,020	0,000807	0,000844

Fonte: O Autor (2016).

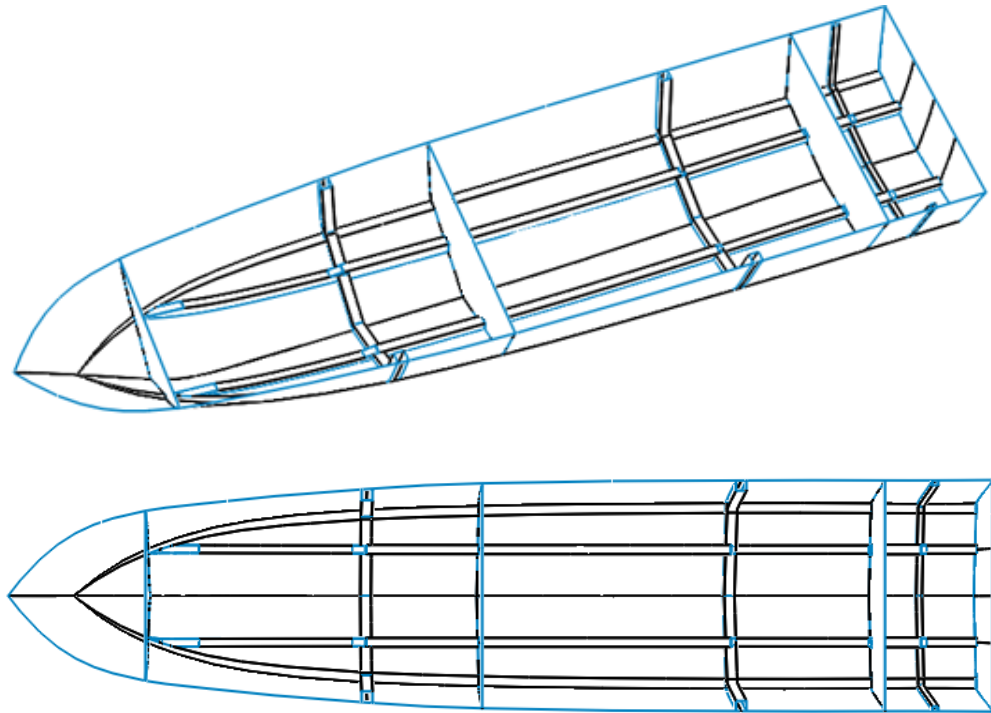
Tabela 11 – Dimensões das cavernas.

Caverna	Altura [m]	Largura interna [m]	Espessura [mm]	Módulo de seção requerido [m ³]	Módulo de seção do reforçador [m ³]
1	0,070	0,042	0,020	0,000311	0,000349
2	0,150	0,105	0,020	0,001132	0,001135
3	0,160	0,112	0,020	0,001215	0,001242

Fonte: O Autor (2016).

A geometria do arranjo de menor massa resultado do processo de otimização é mostrada na Figura 28.

Figura 28 – Arranjo estrutural mais leve.



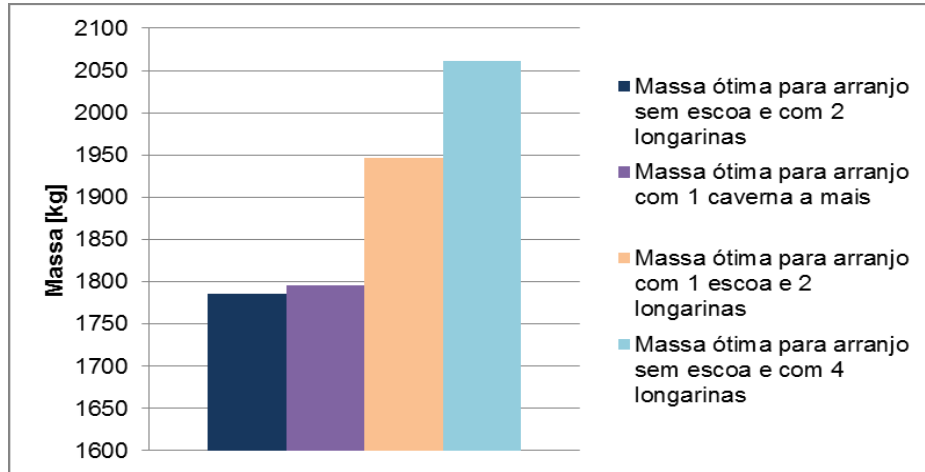
Fonte: O Autor (2016).

- Comparação entre arranjos estruturais

Comparando a massa do arranjo estrutural escolhido (mais leve de acordo com os resultados da otimização) com o arranjo mais leve que possui 4 longarinas, foi encontrada uma diferença de 15,4%. Comparando o escolhido com o mais leve que possui uma caverna a mais (terceiro arranjo da Tabela 8), encontrou-se uma diferença de 0,51%. Já comparando com o mais leve que possui escoas, observou-se

que a diferença é de 8%. Essa comparação com o arranjo escolhido pode ser observada também na Figura 29.

Figura 29 – Comparação de massa ótima entre arranjos.



Fonte: O Autor (2016).

O mesmo estudo foi feito variando a espessura dos reforçadores de 20 mm para 10 mm e notou-se que o arranjo mais leve para esse último caso possui uma caverna a mais do que no primeiro caso (Tabela 12).

Tabela 12 – Arranjo mais leve para caso com reforçadores de 10 mm de espessura.

Número de escoas	Número de longarinas	Grupo 1 - Tamanho painéis [m]		Grupo 2 - Tamanho painéis [m]		Grupo 3 - Tamanho painéis [m]			Massa [kg]
		0,80	0,70	2,00	3,60	0,40	1,20	3,08	
0,00	2,00	0,80	0,70	2,00	3,60	0,40	1,20	3,08	1631,41

Fonte: O Autor (2016).

A diferença de massa entre os dois casos é de 8,67%. Por meio desse novo estudo, percebeu-se um novo parâmetro que deve ser estudado para identificar sua influência na massa estrutural.

Ainda que o algoritmo proposto consiga abranger diversas variáveis, ele não consegue acompanhar todas as variáveis de resposta da estrutura devido à complexidade do modelo físico. Portanto, realizou-se um estudo complementar utilizando Método dos Elementos Finitos para observação do estado de tensão na estrutura proposta. Além da identificação da direção das tensões principais da

estrutura para o estabelecimento de recomendações acerca de variáveis relacionadas ao processo de produção do material compósito.

4.2.2 Simulação computacional do projeto estrutural

Na análise estrutural, foram avaliados os maiores valores de tensão máxima principal em todas as regiões do casco: cavernas, anteparas, reforçadores longitudinais, espelho de popa e painéis do costado e do fundo, para as duas condições de carregamento (pressão constante no painel e pressão variando ao longo do comprimento de acordo com uma função interpoladora). O resultado é apresentado na Tabela 13.

Para facilitar a análise, as regiões do fundo foram divididas em 7 grupos delimitados pelos reforçadores transversais, sendo o grupo fundo 1 composto pelos painéis do fundo à ré da caverna mais próxima da popa e o grupo fundo 7 composto pelos painéis a vante da antepara de colisão (Figura 15). Para obterem-se os valores máximos de tensão máxima principal, desconsideraram-se as tensões de regiões onde haviam cantos vivos, pois no momento da construção, os cantos vivos serão eliminados por meio de laminação extra e nas regiões de fixação de reforçadores também haverá laminação extra que foram desconsideradas por conta do custo computacional.

Tabela 13 – Tensão máxima principal para as duas condições de carregamento.

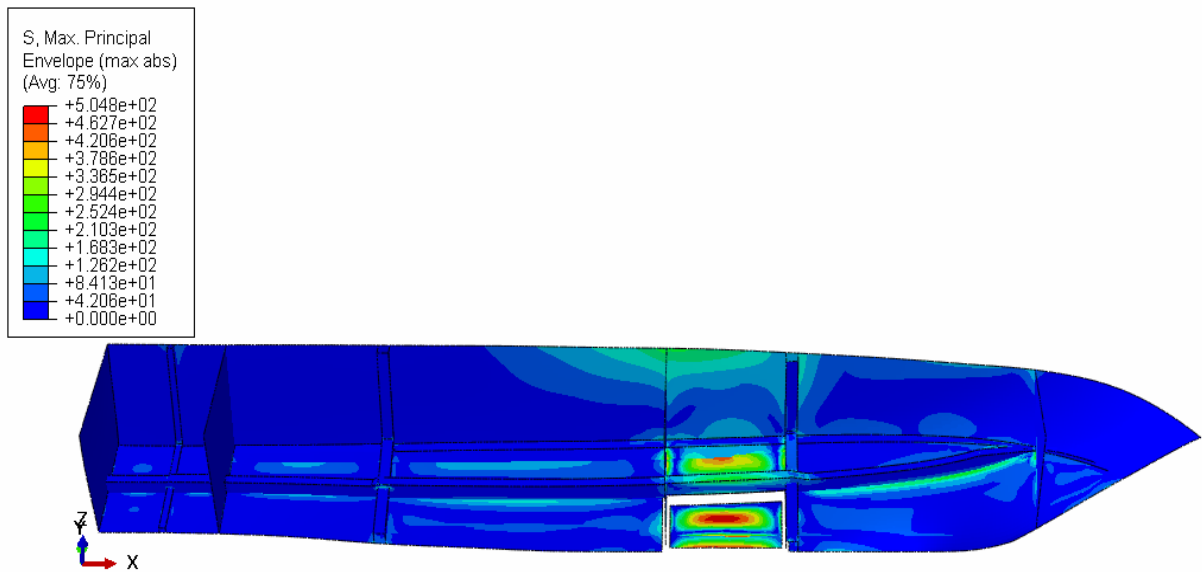
Região	Tensão máxima principal [MPa]	
	Pressão constante no painel	Pressão variando de acordo com função
Fundo 1	59,08	53,95
Fundo 2	65,18	38,00
Fundo 3	87,60	89,54
Fundo 4	113,90	78,03
Fundo 5	504,80	53,36
Fundo 6	90,92	90,62
Fundo 7	75,11	45,29
Costado	231,70	40,46
Cavernas	87,90	40,19
Longarinas	193,20	37,83
Anteparas	98,93	27,83
Espelho de popa	29,76	15,48

Fonte: O Autor (2016).

Como se pode notar, as tensões máximas principais nos grupos fundo 4, fundo 5, fundo 6, costado, longarinas e anteparas superou a tensão de projeto (90 MPa) para a simulação realizada com pressão constante no painel. Por meio da Figura 30, observa-se que a região do fundo 5 apresenta tensões muito maiores que as demais. De fato, nas regiões do costado e dos reforçadores longitudinais afastados do fundo 5, a máxima tensão é de 99,05 MPa e 82,48 MPa respectivamente.

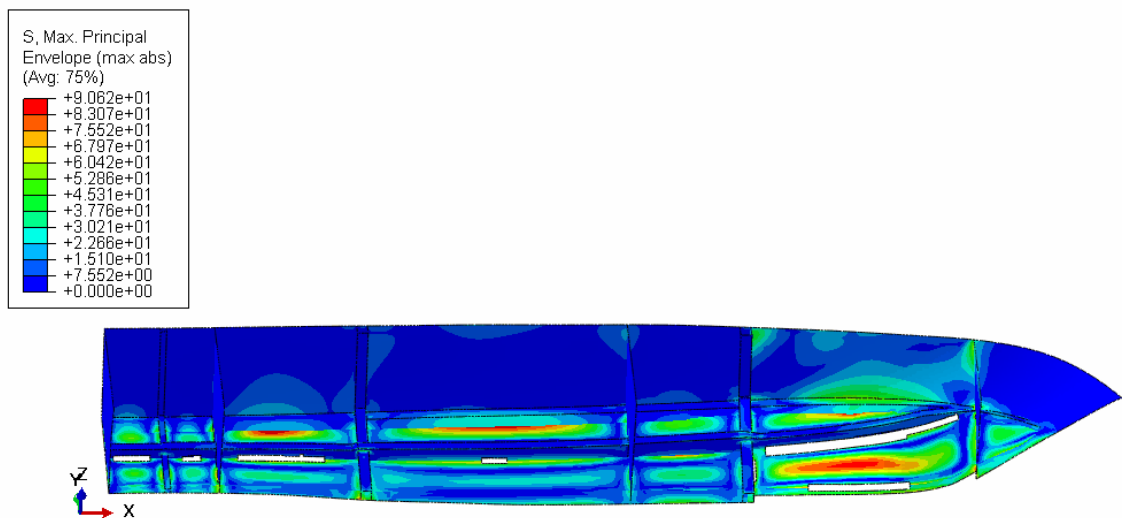
Para a simulação realizada com a pressão variando ao longo do comprimento de acordo com a função polinomial, a região do fundo 6 apresenta-se como a mais crítica e somente nessa região a tensão de projeto é ultrapassada. Na Figura 31, pode ser vista a distribuição das tensões máximas principais desse caso.

Figura 30 – Tensão máxima principal – simulação com pressão constante no painel.



Fonte: O Autor (2016).

Figura 31 – Tensão máxima principal – simulação com pressão variando ao longo do comprimento de acordo com função polinomial.



Fonte: O Autor (2016).

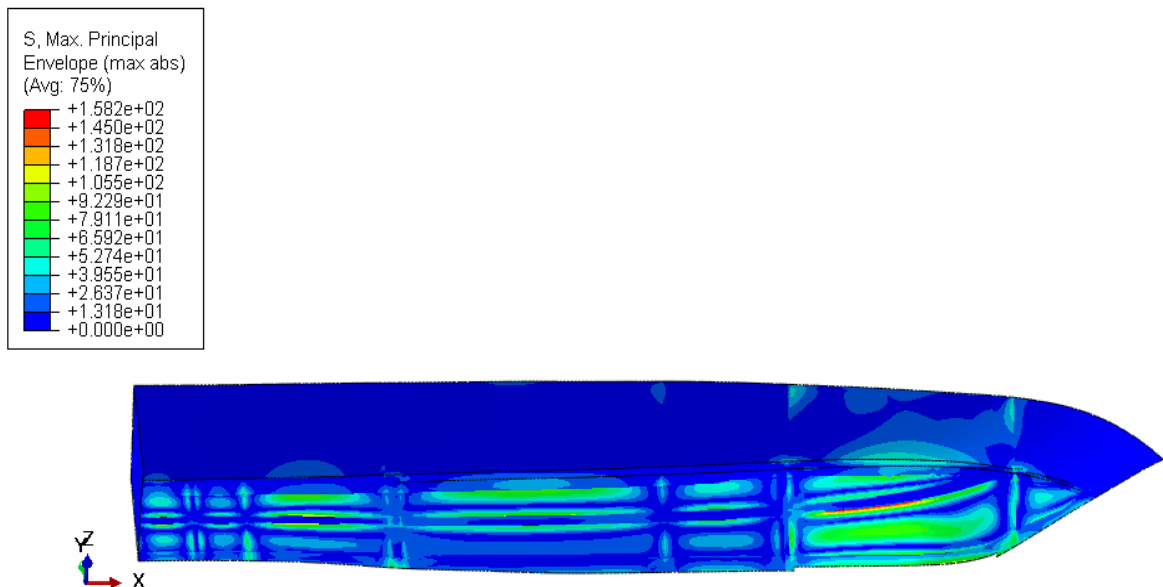
Observando o campo de tensões do último caso, nota-se que esse se apresenta mais realista, visto que os maiores valores de tensão máxima principal estão localizados mais próximos da proa (local mais solicitado pela pressão de slamming).

Por meio dos resultados apresentados na Tabela 13, não é possível dizer que não haverá falha nas regiões nas quais a tensão não ultrapassou a tensão de

projeto, ainda que o caso real apresente tensões menores que as das simulações devido à condição de contorno adotada (Discussão no APÊNDICE C). Outros tipos de carregamento devem ser estudados, como por exemplo, esforços torcionais ou o caso em que uma onda atinge o casco. Contudo, esses resultados facilitam a visualização das regiões em que o plano de laminação deve ser feito com mais atenção podendo até utilizar camadas de laminação extra.

Na Figura 32 pode-se observar o campo de tensões ao longo do casco cujos reforçadores foram ocultados para facilitar a visualização.

Figura 32 - Tensão máxima principal – casco sem reforçadores.

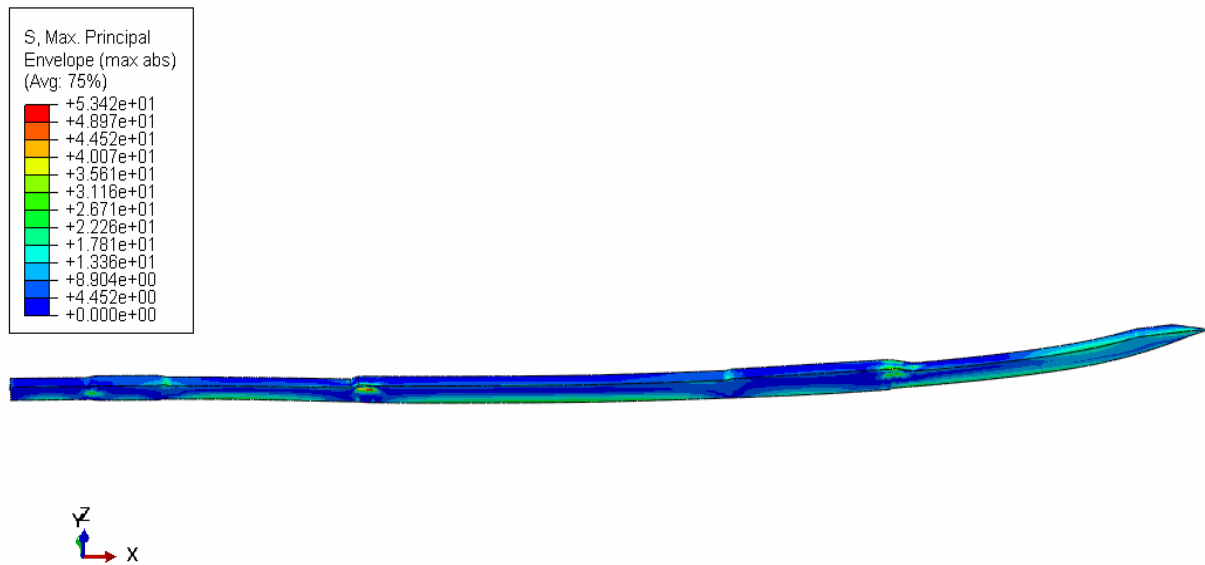


Fonte: O Autor (2016).

Nota-se que as maiores tensões máximas principais estão localizadas no meio dos painéis e na região onde estão localizados os reforçadores. Percebe-se também que a região do costado mais solicitada é a próxima ao fundo 6.

Na Figura 33 é mostrada a distribuição das tensões máximas ao longo das longarinas, que por simetria apresentam o mesmo campo de tensões. Observa-se que a região da proa, a região de mudança de seção transversal e a de contato com a chapa são as mais solicitadas no reforçador longitudinal.

Figura 33 - Tensão máxima principal – Longarina.

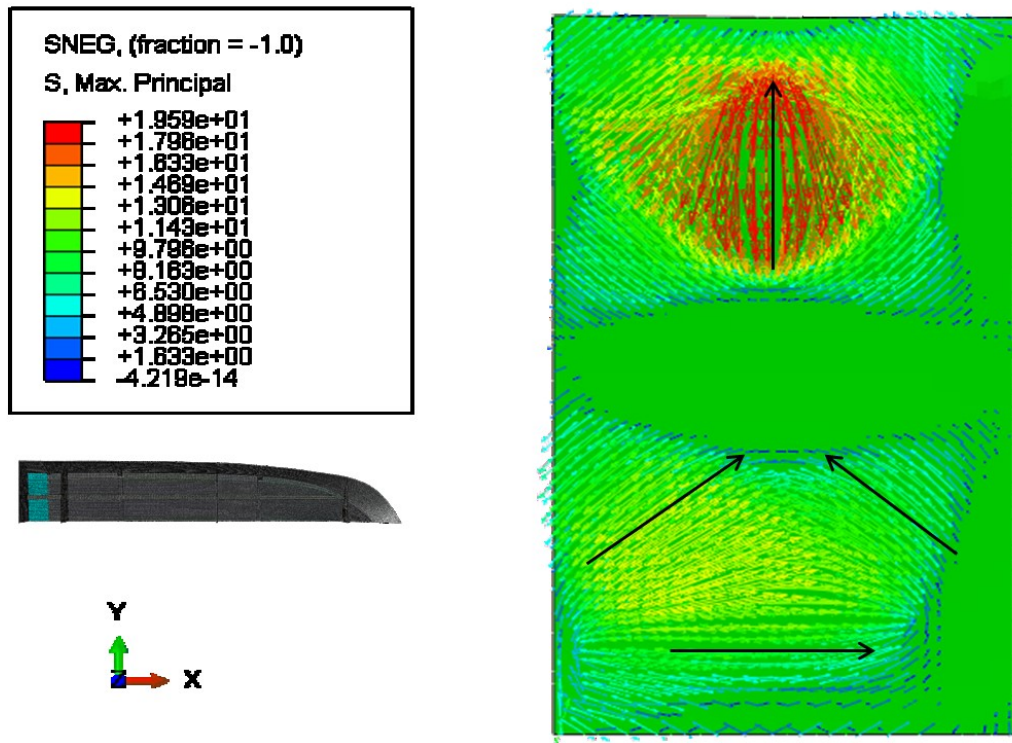


Fonte: O Autor (2016).

4.2.2.1 *Recomendações para o plano de laminação*

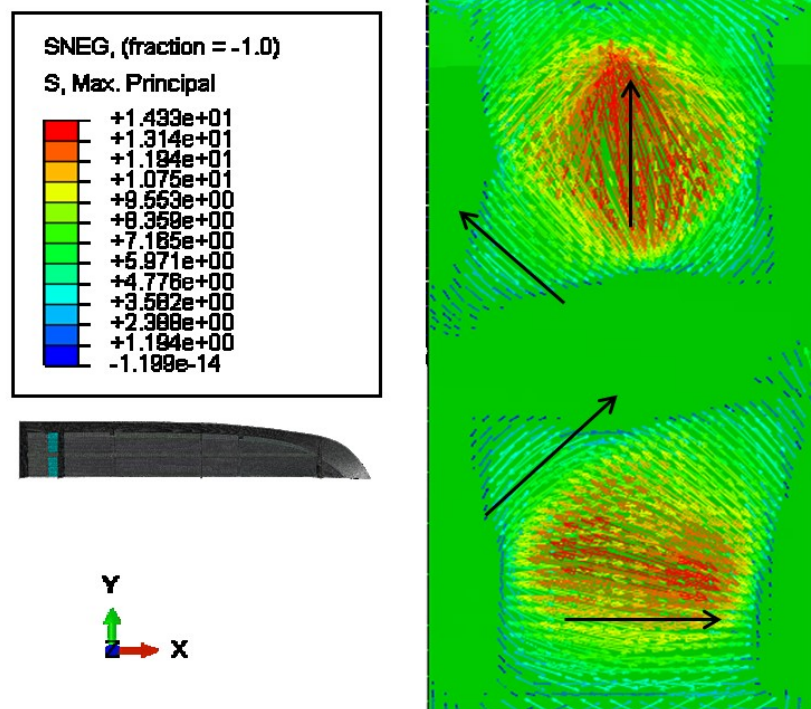
De acordo com a DNV (2012), as fibras devem ser orientadas preferencialmente na direção dos esforços. Portanto, por meio da simulação computacional utilizando o aço como material, foi identificada a direção das tensões máximas principais nas faces com maior valor de tensão para embasar o plano de laminação. Os resultados são apresentados a seguir.

Figura 34 – Direção das tensões máximas principais no fundo 1.



Fonte: O Autor (2016).

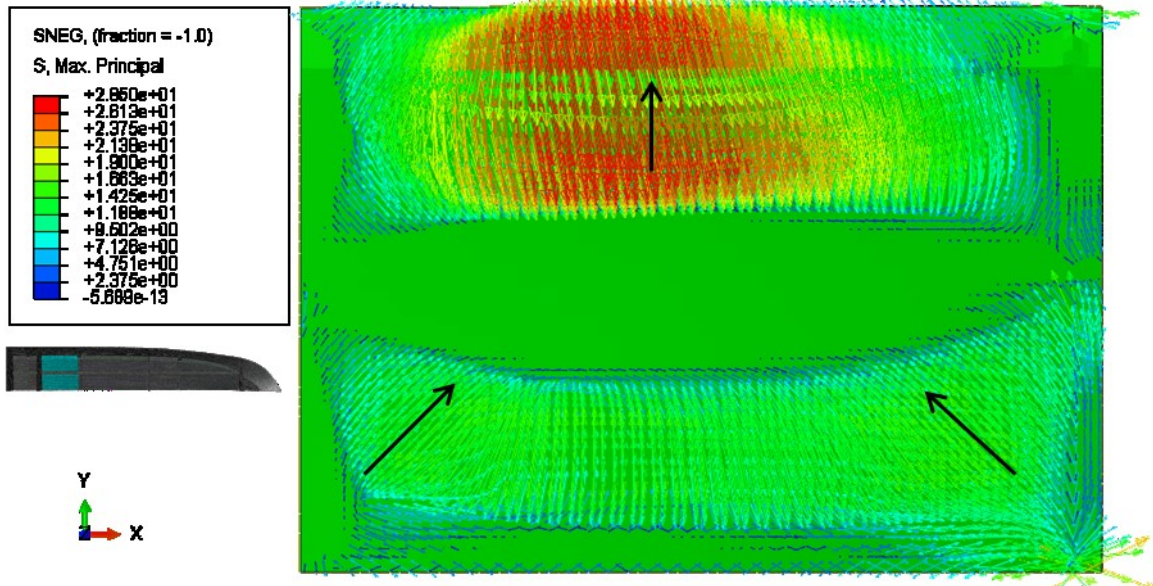
Figura 35 – Direção das tensões máximas principais no fundo 2.



Fonte: O Autor (2016).

Na região do fundo 1 e do fundo 2, aconselha-se orientar as fibras em 0° , 90° e $\pm 45^\circ$ em relação a x.

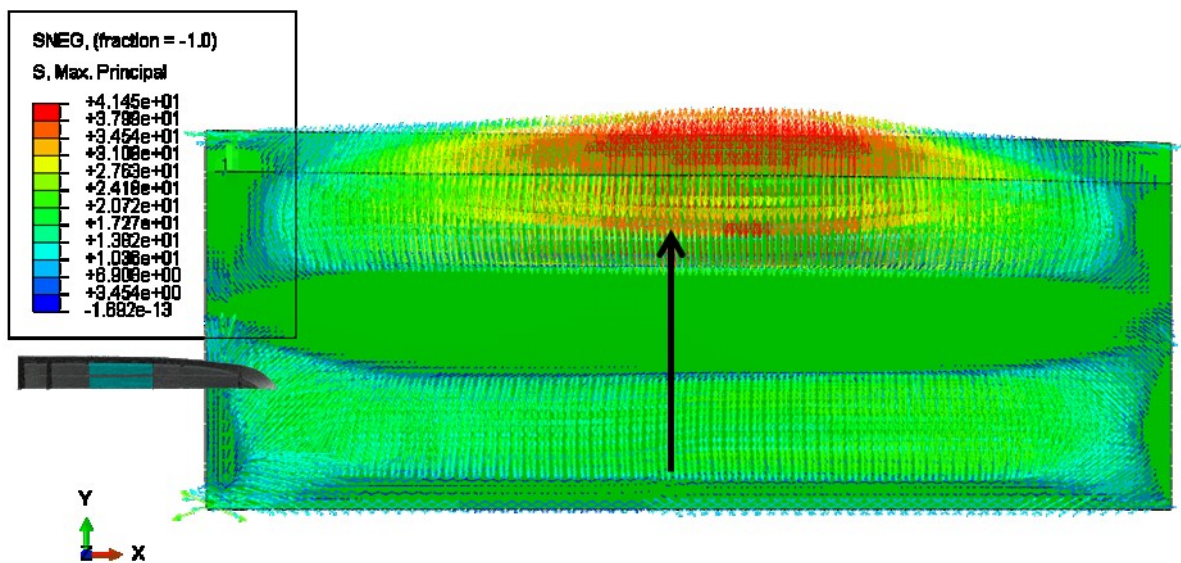
Figura 36 – Direção das tensões máximas principais no fundo 3.



Fonte: O Autor (2016).

No fundo 3, recomenda-se orientar as fibras preferencialmente a 90° e $\pm 45^\circ$ em relação a x.

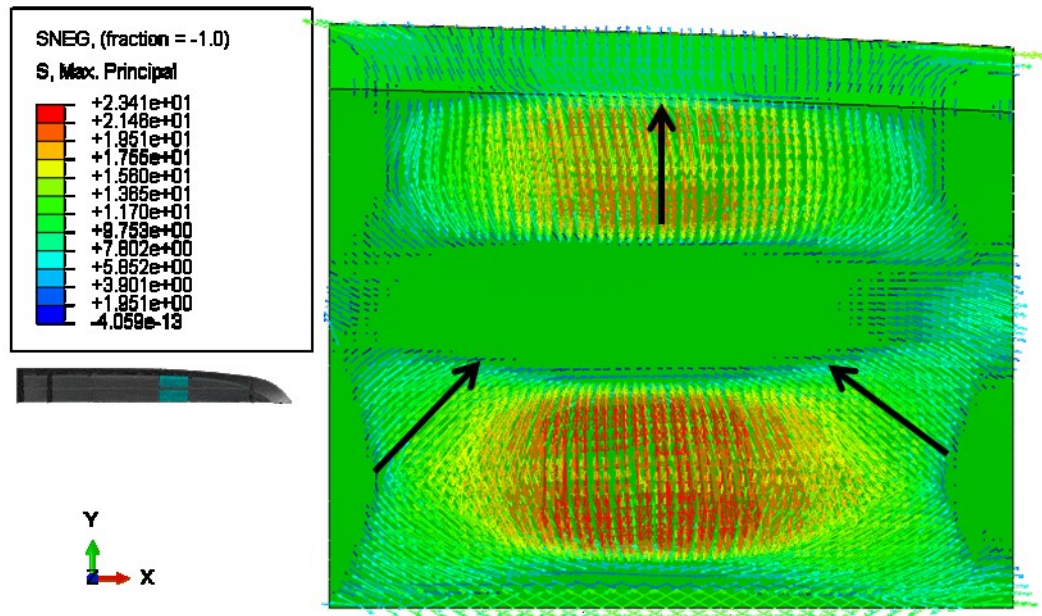
Figura 37 – Direção das tensões máximas principais no fundo 4.



Fonte: O Autor (2016).

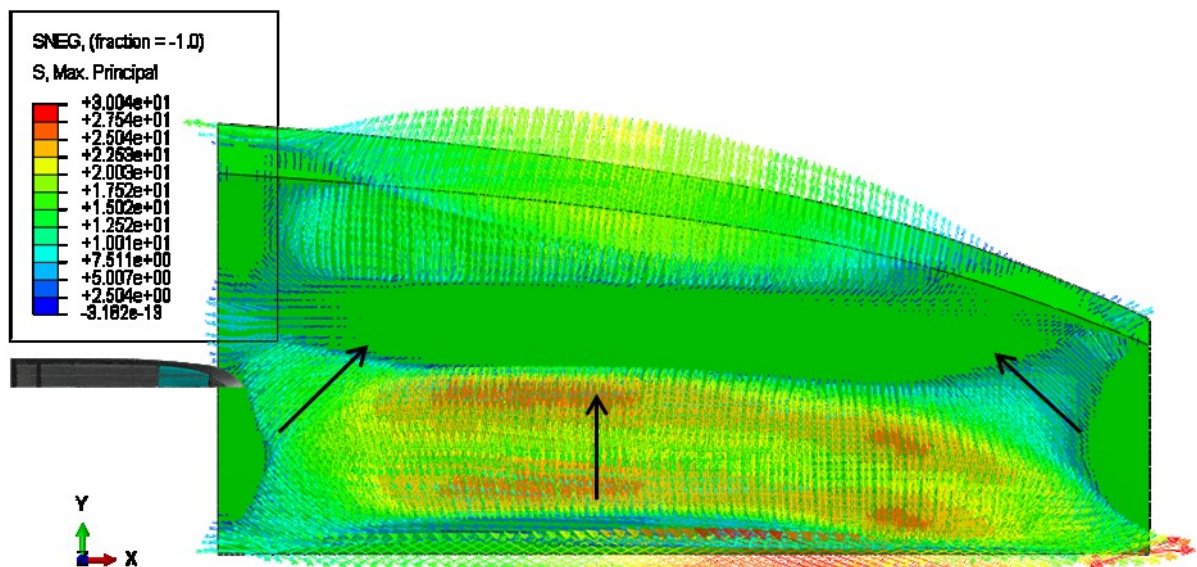
No Fundo 4, aconselha-se utilizar tecidos com orientações de 90° em relação a x.

Figura 38 – Direção das tensões máximas principais no fundo 5.



Fonte: O Autor (2016).

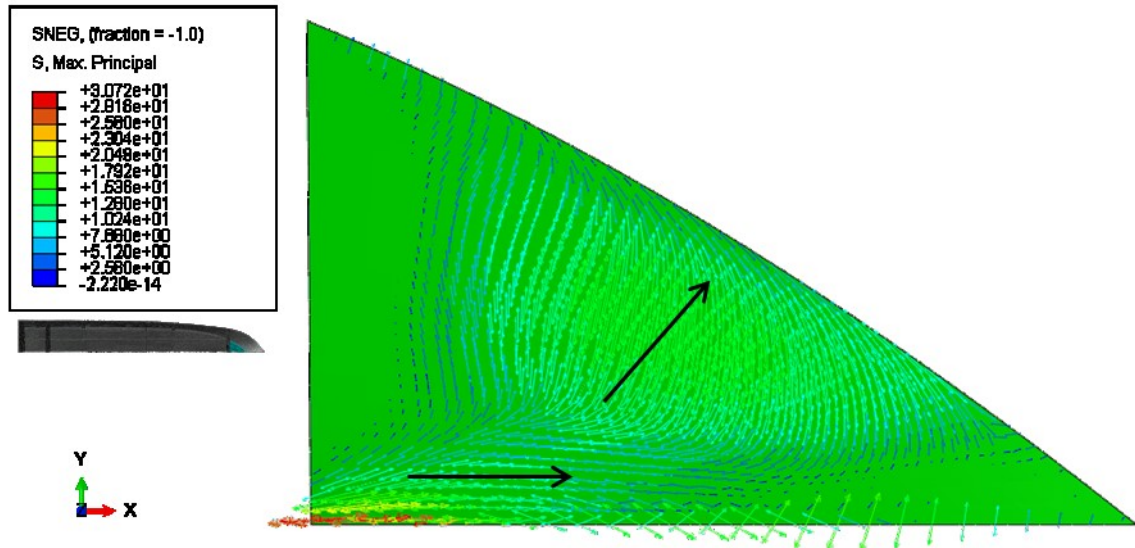
Figura 39 – Direção das tensões máximas principais no fundo 6.



Fonte: O Autor (2016).

Para o fundo 5 e o fundo 6, recomenda-se o uso de tecidos com orientação das fibras em 90° e $\pm 45^\circ$.

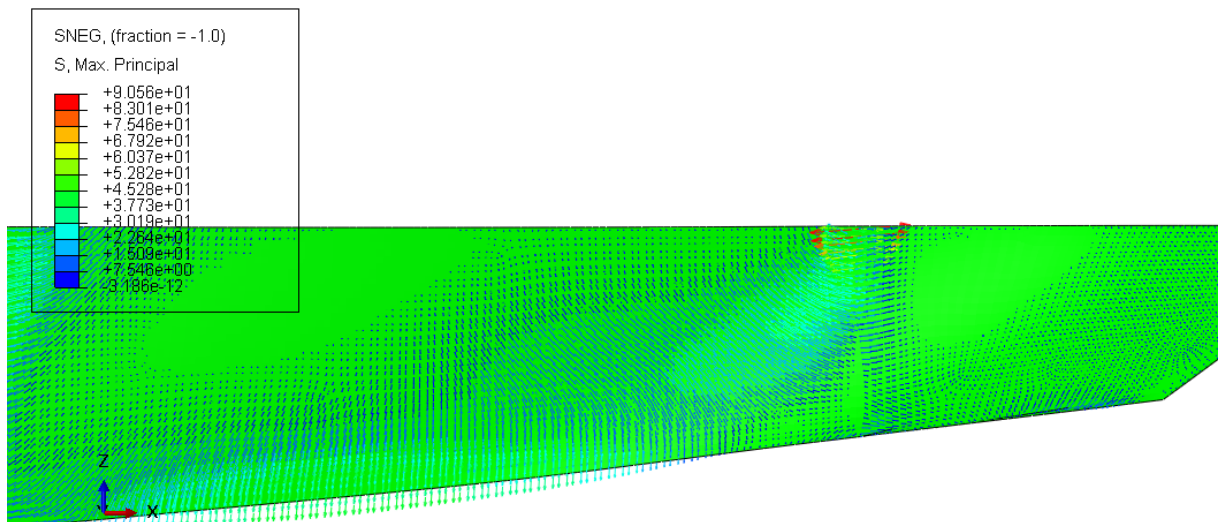
Figura 40 – Direção das tensões máximas principais no fundo 7.



Fonte: O Autor (2016).

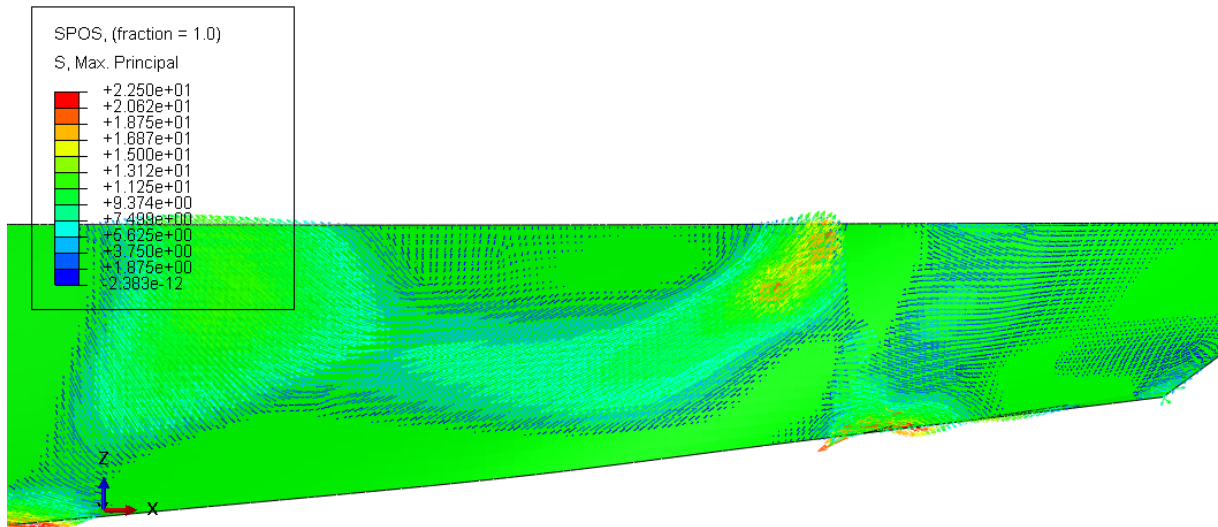
Aconselha-se orientar as fibras nas direções 0° e 45° no fundo 7.

Figura 41 – Direção das tensões máximas principais no costado - bottom.



Fonte: O Autor (2016).

Figura 42 – Direção das tensões máximas principais no costado - top.



Fonte: O Autor (2016).

O costado deve apresentar tecidos biaxiais com orientação das fibras em 0° e 90° e $\pm 45^\circ$.

Já nos caso dos reforçadores longitudinais, a fibra deve estar orientada preferencialmente em 0° com relação ao eixo x e no caso das cavernas em 90° .

4.2.2.2 Comparação cálculo da massa pela planilha e pelo programa

Foi ainda realizada uma comparação entre o valor da massa do casco obtida pela planilha desenvolvida nesse trabalho e pelo programa de simulação computacional. Para tal comparação, desconsiderou-se o espelho de popa, as anteparas, o núcleo dos reforçadores da praça de máquinas e a laminação extra na quilha e no chine, que resultou em 1775,67 kg pela planilha e 1790,00 kg pelo programa. A diferença entre eles foi de 0,8%, indicando que o cálculo pela planilha representa bem a realidade e pode ser utilizado na ausência do modelo computacional.

5 CONCLUSÃO

Nesse trabalho foi apresentado um procedimento para a otimização do projeto estrutural de uma embarcação de alta velocidade de acordo com as normas da DNV (2012), utilizando o algoritmo genético NSGA-II. Também, analisou-se a influência dos parâmetros estruturais, do material compósito e do tipo de produção na redução da massa do casco.

Além disso, uma análise estrutural utilizando Método dos Elementos Finitos foi realizada para que se verificasse o campo de tensões da estrutura e fossem apresentadas recomendações para o plano de laminação.

Contribui-se com o trabalho motivador (RAYES; TANCREDI, 2013) ao propor a variação no número de cavernas do arranjo estrutural e alcançar significativas reduções de massa ao se reduzir o número de cavernas e reforçadores longitudinais. A redução desses reforçadores indica que o aumento no tamanho do painel pode contribuir para a redução do peso estrutural.

Verificou-se também que a utilização de processos de produção mais sofisticados, como a infusão, contribuem para a redução de massa em embarcações de alta velocidade.

O NSGA-II se mostrou adequado para o caso estudado, pois permitiu que a otimização tivesse baixo custo computacional e ao mesmo tempo apresentasse respostas coerentes com o problema apresentado.

A condição de carregamento utilizada na simulação numérica que se mostrou mais realista foi a que utilizava uma função para variar a pressão ao longo do casco, pois os maiores valores de tensão foram observados mais próximos da proa.

O cálculo da massa realizado pela planilha Excel representou bem a realidade do casco, uma vez que apresentou apenas 0,8% de diferença com relação ao cálculo realizado pelo programa Abaqus.

A análise do campo de tensões possibilitou a verificação dos pontos críticos da embarcação, sobre os quais será necessário colocar laminação extra e orientar

as fibras corretamente. Ademais, a análise da direção das tensões máximas principais possibilitou criar recomendações sobre a orientação das fibras para que o laminado fique mais resistente e para que uma porcentagem maior da massa que o compõe esteja efetivamente colaborando na resistência aos esforços.

Como sugestão para trabalhos futuros, a simulação de um arranjo estrutural com maior número de reforçadores pode ser realizada, ou com um novo plano de laminação que leve em conta as recomendações citadas nesse trabalho, bem como a análise dos critérios de falha para materiais compósitos, análise de vibrações e estudo dinâmico acoplado fluido e estrutura a fim de se analisar o campo de pressão variando ao longo do tempo.

Também pode ser realizada uma otimização multi-objetivo visando reduzir massa estrutural e tensões no casco associando a análise de tensões com o programa de simulação numérica.

REFERÊNCIAS

- ALAIMO, A.; MILAZZO, A.; TUMINO, D. Modal and Structural FEM Analysis of a 50 ft Pleasure Yacht. **Amm**, [s.l.], v. 215-216, p.692-697, nov. 2012. Trans Tech Publications. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.4028/www.scientific.net/amm.215-216.692>>.
- ARORA, J. S. **Introduction to Optimum Design**. 2. Ed. San Diego: Elsevier, 2004.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS – ABNT. **NBR 8035**: Arquitetura Naval. Rio de Janeiro: ABNT, 1990.
- AUGUSTO, O. B. **Projeto Racional Otimizado e Automatizado da Estrutura de Embarcações**. 1996. 149 p. Tese (Livre docência) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Naval, Universidade de São Paulo, São Paulo, 1996.
- BADINI, C. **Materiali Compositi per l'Ingegneria**. Torino: Celid, 2003.
- BUDYNAS, R.G.; NISBETT, J.K. **Elementos de Máquinas de Shigley**. 10. ed. New York: McGraw Hill, 2016.
- CARDOSO, Ademar Azevedo. **Síntese racional automatizada de Cavernas de Embarcações**. 1994. 168 p. Dissertação (Mestrado) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Naval, Universidade de São Paulo, São Paulo, 1994.
- CENTRAL FIBRAS. **Produtos**. Disponível em: <<http://centralfibra.com.br/produtos>>. Acesso em: 21.nov.2015.
- DEB, K. et al. A Fast and Elitist Multiobjective Genetic Algorithm: NSGA-II. Evolutionary Computation: **IEEE Transactions on evolutionary computation**, New York, v. 6, n. 2, p.182-197, abr. 2002. Disponível em: <http://www.iitk.ac.in/kangal/Deb_NSII.pdf>. Acesso em: 15.set.2015.
- DET NORSKE VERITAS (DNV). **Rules for Classification of High Speed, Light Craft and Naval Surface Craft**. 2012. Disponível em: <<https://rules.dnvgl.com/servicedocuments/dnv>>. Acesso em: 15.ago.2015.
- DET NORSKE VERITAS (DNV). **Uni- and multi-axial multi-ply fabrics made of glass fibres – non metallic materials**. 2016. Disponível em: <<https://rules.dnvgl.com/docs/pdf/DNVGL/CP/2015-12/DNVGL-CP-0467.pdf>>. Acesso em 29.abr.2016.
- DIVINYCELL. **Produtos** – Dvinycell H. Disponível em: <<http://192.241.205.157/divinycell/wp-content/uploads/2015/07/Data-Sheet-Divinycell-H-June-2015-rev15-SI.pdf>>. Acesso em: 05.maio.2016.
- EMGEPRON. **Aviso de Patrulha Classe Marlim**. Disponível em: <https://www.emgepron.mar.mil.br/index/construcao_naval.php>. Acesso em: 20.set.2015.

GALANTE, H. A. **Seleção de Materiais no Design e Indústria Náuticos**. 2003. 103 p. Dissertação (Mestrado) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Materiais, Universidade Federal de Ouro Preto. Escola de Minas. Rede Temática em Engenharia de Materiais, Ouro Preto, 2003.

GOLDBERG, D. E. **Genetic Algorithm** – in Search, Optimization and Machine Learning. Boston: Addison-Wesley Longman, 1989.

GRUBISIC, I. Reliability of Weight Prediction in the Small Craft Concept Design. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON HIGH-PERFORMANCE MARINE VEHICLES, 6., 2008, Naples. **Proceedings...** . Naples: Comitato Organizzatore Hiper 08, 2008. p. 215 - 226. Disponível em: <http://data.hiper-conf.info/Hiper2008_Naples.pdf>. Acesso em: 05.set.2015.

IERVOLINO, L. A. **Estudo de resistência ao avanço de embarcação de planeio: Comparação entre método Savitsky e CFD**. 2015. 45 p. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Naval, Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, 2015.

IMAOKA, S. **CERIG vs RBE3, RIGID184 [ZIP]**. 2002. Disponível em: <<http://ansys.net/collection/707>>. Acesso em: 23 abr. 2016.

IMO - HSC CODE. **International Code of Safety for High-Speed Craft**. The Maritime and Coastguard Agency, 2000.

INTERMARINE YACHTS. **Intermarine 42**. Disponível em: <<http://www.intermarine.com.br/embarcacoes/intermarine-42/>>. Acesso em: 09.nov.2015.

INTERNATIONAL ASSOCIATION OF CLASSIFICATION SOCIETIES (IACS). **Classification Societies** - What, Why and How?. 2011. Disponível em: <http://www.iacs.org.uk/document/public/explained/class_whatwhy&how.pdf >. Acesso em: 16.nov.2015.

JENSEN, M. T. Reducing the Run-Time Complexity of Multiobjective EAs: The NSGA-II and Other Algorithms. **IEEE Transactions On Evolutionary Computation**. v. 7, n. 5, p.503-515, out. 2003.

KALMAR. **Lancha Runabout IT22**. Disponível em: <<http://www.kalmar.com.br/kalmar-yachts/lancha-it22/>>. Acesso em: 09.nov.2015.

LI, H.; ZHANG, Q. Multiobjective Optimization Problems With Complicated Pareto Sets, MOEA/D and NSGA-II. **IEEE Transactions On Evolutionary Computation**. v. 13, n. 2, p.284-302, abr. 2009.

LIRA, S. A. **Análise de correlação: abordagem teórica e de construção dos coeficientes com aplicações**. 2004. 209 p. Dissertação (Mestrado) - Programa de Curso de Pós-graduação em Métodos Numéricos em Engenharia, Universidade Federal do Paraná, Curitiba, 2002. Disponível em:

<http://www.ipardes.gov.br/biblioteca/docs/dissertacao_sachiko.pdf>. Acesso em: 23 abr. 2016.

MANGANELLI, P. F.; HOBBS, M. A. An alternative approach to the design of structures exposed to slamming loads. In: 2 ND INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON DESIGN AND PRODUCTION OF MOTOR AND SAIL YACHTS., 2., 2006, Madrid. **Proceedings...** . Madrid: Madrid Diseño de Yates, 2006. Disponível em: <http://www.gurit.com/files/documents/An_alternative_approach_to_the_design_of_structures_exposed_to_slamming_loads.pdf>. Acesso em: 08 jun. 2016.

MODEFRONTIER. **User Manual** versão 4.5.4. ESTECO, Trieste, Italy, (2013).

MORQUÍMICA. **Gel Coat**. Disponível em: <<http://www.morquimica.com.br/produtos-aplicacoes.php?id=18>>. Acesso em: 09.nov.2015.

MOTTA, D. et al. Optimization of Hull Structures for a 60 meters MegaYacht. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON FAST SEA TRANSPORTATION, 11., 2011, Honolulu. **Proceedings...** . Honolulu: Asne, 2011. p. 239 - 245. Disponível em: <http://orbi.ulg.ac.be/bitstream/2268/101094/1/FAST11_CAPRACE_FINAL.pdf>. Acesso em: 15.set.2015.

MOURA, M. F. S. F.; MORAIS, A. B.; MAGALHÃES, A. G. **Materiais Compósitos: Materiais, Fabrico e Comportamento Mecânico**. 2. ed. Porto: Publindústria, 2005.

NASSEH, J. **Barcos: Métodos Avançados de Construção em Composites**. [s.n.] Rio de Janeiro: Divisão de Engenharia e Marketing da empresa Barracuda Advanced Composites, 2007.

NAZAROV, A. **Acceleration: a new problem for high-speed boats**. 2012. Disponível em: <<http://www.seayachtingmagazine.com/component/content/article/34-demo/123-acceleration-a-new-problem-for-high-speed-boats-.html>>. Acesso em: 25 nov. 2015.

NETO, F. L.; PARDINI, L. C. **Compósitos Estruturais: Ciência e Tecnologia**. São Paulo: Blucher, 2006.

OJEDA, R.; PRUSTY, B. G.; SALAS, M. Finite element investigation on the static response of a composite catamaran under slamming loads. **Ocean Engineering**, [s.l.], v. 31, n. 7, p.901-929, maio 2004. Elsevier BV. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.oceaneng.2003.08.008>>.

OKUMOTO, Y et al. **Design of Ship Hull Structures – A Practical Guide for Engineers**. 2. ed. Japão: Springer, 2009.

OWENS CORNING. **Mercado Naval**. Disponível em: <<http://www.owenscorning.com.br/pt-br/compositos-mercados-produto?id=29>>. Acesso em: 05.set.2015.

PARKINSON, A. R.; BALLING, R. J.; HEDENGREN, J. D. **Optimization Methods for Engineering Design: Applications and Theory**. Brigham: Brigham Young University, 2013.

PEREIRA, J. C. **Curso de Projeto Estrutural com Materiais Compostos**. Florianópolis: Departamento de Engenharia Mecânica – UFSC, 2005.

PODER NAVAL. **Produção de Lanchas Escolares na Base Naval de Natal**. Disponível em: <<http://www.naval.com.br/blog/2012/02/04/producao-de-lanchas-escolares-na-base-naval-de-natal/>>. Acesso em: 09.nov.2015.

RAYES, C. B.; TANCREDI, T. P. Parametric Model to Structural Design of High Speed Boats Built with Composite Materials. In: INTERNATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING, 22., 2013, Ribeirão Preto. **Anais...** Ribeirão Preto: ABCM, 2013. p. 7493 - 7505. Disponível em: <<http://www.abcm.org.br/anais/cobem/2013/PDF/1834.pdf>>. Acesso em: 20.ago.2015.

RIBEIRO, H. J. C. **Equilíbrio dinâmico de cascos planadores**. 2002. 188 p. Dissertação (Mestrado) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2002.

SANTA CATARINA SE FIRMA COMO POLO NAVAL E NÁUTICO. **Revista Portuária**. 18.nov.2014. Editora Bittencourt. Disponível em: <<http://www.revistaportuaria.com.br/blog/16206>>. Acesso em: 6.ago.2015.

SANTORO, N. et al. Experimental study of the water impact pressures on high speed planing craft. In: SYMPOSIUM ON HIGH SPEED MARINE VEHICLES (HSMV), 10., 2014, Nápoli. **Proceedings...** . Nápoli: HSMV, 2014. 10 p. Disponível em: <<http://www.hsmv.unina.it/conference-proceedings/index.htm>>. Acesso em: 29 jan. 2016.

SAVITSKY, D. Planing craft. **Naval Engineers Journal**. v. 97, n. 2, p. 113-141, 1985.

SIMÕES, F. A. C.; ANDRADE, B. L. R. Modelo de Síntese e Otimização para o Projeto Preliminar de Embarcações de Planeio. In: CONGRESSO NACIONAL DE TRANSPORTE AQUAVIÁRIO, CONSTRUÇÃO NAVAL E OFFSHORE, 23., 2010, Rio de Janeiro. **Anais...** . Rio de Janeiro: IPEN, 2010. Disponível em: <<http://www.ipen.org.br/Artigos-congresso23-Sobena/SOBENA2010-58.pdf>>. Acesso em: 15.ago.2015.

STONE, K. F. **Comparative Structural Requirements for High Speed Craft**. Washington: Ship Structure Committee, 2005. Disponível em: <<http://www.shipstructure.org/pdf/439.pdf>>. Acesso em: 20.ago.2015.

STUMP, T.; VATAVUK, J. A Construção Naval em Liga de Alumínio. **Revista Mackenzie de Engenharia e Computação**. Ano 1, n.1, p. 9-20, 2000. Disponível em: <<http://editorarevistas.mackenzie.br/index.php/rmec/issue/view/150>>.

TRANSPORTE AQUÁTICO. **Meios de Transporte**. KERDNA Produção Editorial Ltda. Disponível em: <<http://meios-de-transporte.info/transporte-aquatico.html>>. Acesso em: 29.set.2015.

UEBEL, K. et al. CFD-based multi-objective optimization of a quench reactor design. **Fuel Processing Technology**, [s.l.], v. 149, p.290-304, ago. 2016. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.fuproc.2016.04.008>.

WHITLEY, D. A Genetic Algorithm tutorial. **Statistics and Computing**. Fort Collins, p. 65-85. 1984. Disponível em: <<http://link.springer.com/article/10.1007/BF00175354>>. Acesso em: 21.nov.2015.

WU, J. et al. Robust topology optimization for structures under interval uncertainty. **Advances In Engineering Software**, [s.l.], v. 99, p.36-48, set. 2016. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.advengsoft.2016.05.002>.

APÊNDICE A - Cálculo simplificado da massa da embarcação

A massa total é dada pela soma da massa de todos os painéis, cavernas e reforçador longitudinal por painel. O cálculo simplificado para cada elemento estrutural é apresentado no Quadro A 1.

Quadro A 1 – Equacionamento para cálculo da massa dos elementos estruturais.

Elemento estrutural	Cálculo da massa
Painel do fundo	$(\text{Largura} \times \text{comprimento} \times \text{espessura})_{\text{painel}} \times \text{massa específica}_{\text{laminado}}$
Laminado do painel do costado	$(\text{espessura interna} + \text{espessura externa})_{\text{laminado}} \times (\text{altura} \times \text{comprimento})_{\text{painel}} \times \text{massa específica}_{\text{laminado}}$
Núcleo do painel do costado	$\text{espessura}_{\text{núcleo}} \times (\text{altura} \times \text{comprimento})_{\text{painel}} \times \text{massa específica}_{\text{núcleo}}$
Caverna	$(2 \times \text{altura} \times \text{espessura} + \text{largura} \times \text{espessura})_{\text{caverna}} \times (\text{altura}_{\text{costado}} + B/\cos\beta) \times \text{massa específica}_{\text{laminado}}$
Reforçador longitudinal por painel	$(2 \times \text{altura} \times \text{espessura} + \text{largura} \times \text{espessura})_{\text{ref. long}} \times \text{comprimento}_{\text{painel}} \times \text{massa específica}_{\text{laminado}}$
Núcleo reforçador por painel da praça de máquinas	$(\text{altura} \times \text{largura})_{\text{núcleo}} \times \text{comprimento}_{\text{painel}} \times \text{massa específica}_{\text{núcleo}}$

APÊNDICE B – Plano de Laminação

O plano de laminação do casco é apresentado a seguir:

Quadro B 1 – Plano de laminação do fundo.

Painel	Plano de laminação
1	Tecido 3208 / tecido unidirecional 90° / manta 300 g/m ² / tecido 3208 / manta 300 g/m ² / manta 300 g/m ² / tecido 3208 / manta 300 g/m ² / tecido unidirecional 90° / tecido 3208.
2	Tecido 3208 / tecido unidirecional 90° / manta 300 g/m ² / tecido 3208 / manta 300 g/m ² / manta 300 g/m ² / tecido 3208 / manta 300 g/m ² / tecido unidirecional 90° / tecido 3208.
3	Tecido 3208 / tecido unidirecional 90° / tecido 3208 / manta 300 g/m ² / tecido unidirecional 90° / tecido 3208 / tecido 3208 / tecido unidirecional 90° / manta 300 g/m ² / Tecido 3208 / tecido unidirecional 90° / tecido 3208.
4	Manta 300 g/m ² / tecido 3208 / tecido unidirecional 90° / tecido 3208 / manta 300 g/m ² / tecido unidirecional 90° / tecido 3208 / tecido 3208 / tecido unidirecional 90° / manta 300 g/m ² / tecido 3208 / tecido unidirecional 90° / tecido 3208 / manta 300 g/m ² .
5	Manta 300 g/m ² / tecido 3208 / tecido unidirecional 90° / tecido 3208 / manta 300 g/m ² / tecido unidirecional 90° / tecido 3208 / tecido 3208 / tecido unidirecional 90° / manta 300 g/m ² / tecido 3208 / tecido unidirecional 90° / tecido 3208 / manta 300 g/m ² .
6	Tecido 3208 / tecido unidirecional 90° / manta 300 g/m ² / tecido unidirecional 0° / manta 300 g/m ² / manta 300 g/m ² / unidirecional 0° / manta 300 g/m ² / tecido unidirecional 90° / tecido 3208.
7	Tecido 3208 / tecido unidirecional 90° / manta 300 g/m ² / tecido 3208 / tecido 3208 / manta 300 g/m ² / tecido unidirecional 90° / tecido 3208.

Fonte: O Autor (2016).

Na região do chine e da quilha considerou-se o dobro de laminação.

Quadro B 2 – Plano de laminação do costado e dos reforçadores.

Região	Plano de laminação
Costado	Manta 300 g/m ² / tecido 3208 / tecido 3208 / núcleo de espuma de PVC / tecido 3208/ tecido 3208 / manta 300 g/m ² .
Longarinas	Manta 300 g/m ² / tecido 3208 / tecido unidirecional 0° / tecido 3208 / manta 300 g/m ² / tecido unidirecional 0° / tecido 3208 / tecido 3208 / tecido 3208 / tecido 3208 / tecido 3208 / tecido unidirecional 0° / manta 300 g/m ² / tecido 3208 / tecido unidirecional 0° / tecido 3208 / manta 300 g/m ² .
Cavernas	Tecido 3208 / tecido unidirecional 90° / tecido 3208 / manta 300 g/m ² / tecido unidirecional 90° / tecido 3208 / tecido 3208 / tecido 3208 / tecido 3208 / tecido 3208 / tecido 3208 / tecido 3208 / tecido unidirecional 90° / manta 300 g/m ² / tecido 3208 / tecido unidirecional 90° / tecido 3208.
Anteparas	Manta 300 g/m ² / tecido 3208 / tecido 3208 / núcleo de espuma de PVC / tecido 3208 / tecido 3208 / manta 300 g/m ² .

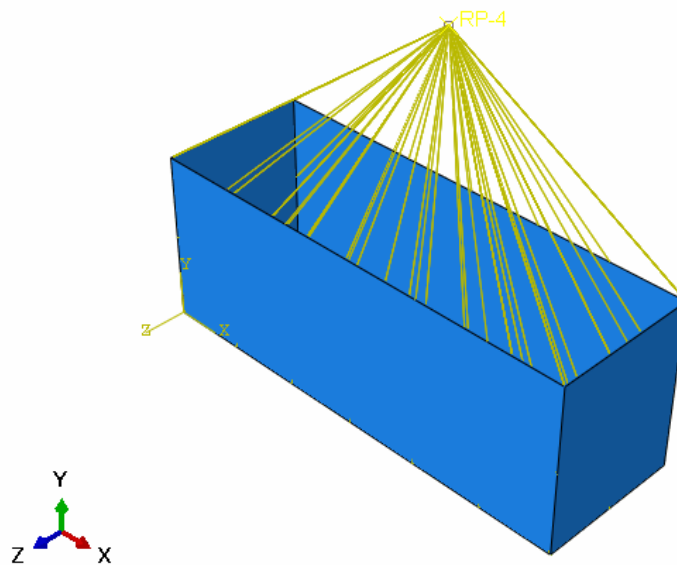
Fonte: O Autor (2016).

APÊNDICE C – Estudo da condição de contorno da simulação computacional

A fim de determinar a condição de contorno que permitiria representar o movimento de viga “livre-livre” da embarcação, mas evitando movimento de corpo rígido, estudou-se a utilização da função *distributing coupling constraint* presente no Abaqus.

Para que essa função possa ser utilizada, é necessário determinar um ponto de referência (nó mestre) e graus de liberdade da malha para serem ligados a ele (nós escravos) (Figura C 1). Esse ponto foi engastado, portanto, a força de reação resultante nele será igual ao somatório do campo de pressão no casco e, segundo Imaoka (2002), essa função de acoplamento faz com que a força resultante no nó mestre seja distribuída aos nós escravos.

Figura C 1 – Ilustração da função *distributing coupling constraint* - nó mestre e nós escravos.



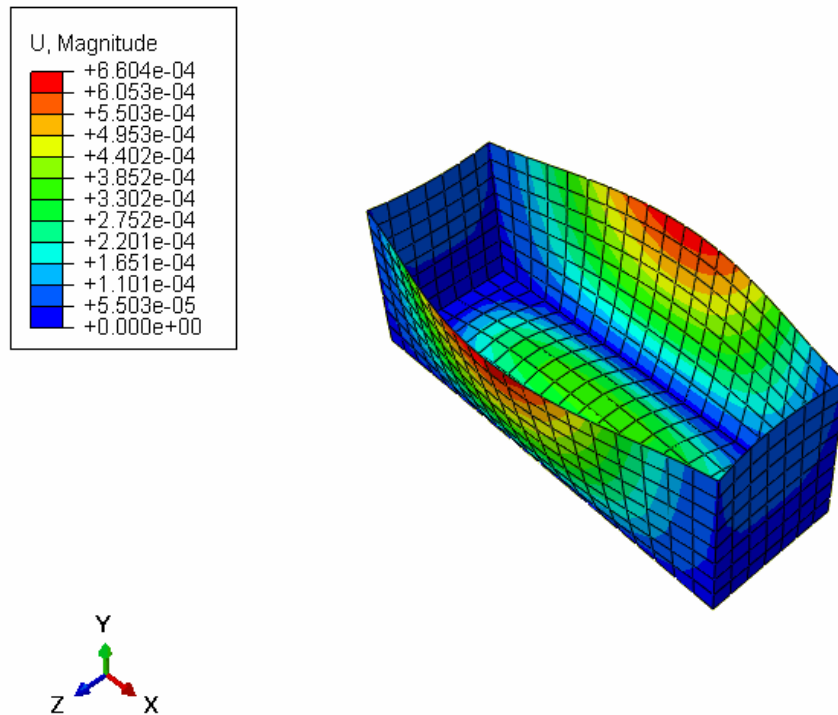
Fonte: O Autor (2016).

Tal função pode conter o movimento de corpo rígido sem ser necessário engastar nós da malha. No entanto, foi necessário avaliar se ele representaria o fenômeno de deformação do casco corretamente.

Desta forma, foi realizada uma simulação computacional de uma “caixa” aplicando-se pressão no seu fundo e utilizando a função *coupling*. Verificou-se que

para que a deformação do casco sem o convés fosse bem representada, todos os nós deveriam estar acoplados ao ponto de referência, tal caso é apresentado na Figura C 2.

Figura C 2 – Deslocamento em mm de caixa com pressão no fundo e todos os nós acoplados ao ponto de referência.



Fonte: O Autor (2016).

No entanto, quando a simulação com a embarcação foi feita, observou-se que o programa possui um limite de graus de liberdade que podem ser acoplados ao nó de referência. Sendo assim, foi necessário estudar qual seriam os nós escravos.

Com esse intuito, foi feito um estudo utilizando um painel estrutural, com as seguintes condições de contorno: acoplando todos os nós da malha; acoplando somente os reforçadores longitudinais e as cavernas; acoplando os reforçadores longitudinais, as cavernas e alguns nós da chapa ao ponto de referência. Os resultados são apresentados na Tabela C 1.

Tabela C 1 – Resultado do estudo de variação da condição de contorno.

Condição	Deslocamento [mm]	Tensão de von Mises [MPa]
1. <i>Coupling</i> em todos os nós	2,94	50,75
2. <i>Coupling</i> nos reforçadores longitudinais e cavernas	9,65	165,3
3. <i>Coupling</i> nos reforçadores longitudinais, cavernas e em alguns nós da chapa	3,13	73,93

Fonte: O Autor (2016).

Observa-se que a condição 2 apresentou maiores valores de deslocamento e tensão, isso se dá pelo fato de que nos nós que não estão acoplados ao *coupling*, não há nenhuma força restringindo seu deslocamento.

Por meio desses resultados, pode-se concluir que mesmo não sabendo exatamente qual condição de contorno melhor representa o fenômeno, se a tensão de projeto não for ultrapassada na simulação em que o *coupling* for aplicado nos reforçadores e nas cavernas, não será excedida ao se realizar simulação com as outras condições de contorno.

APÊNDICE D – Dados para análise da influência do tipo de resina e da fração volumétrica na massa estrutural

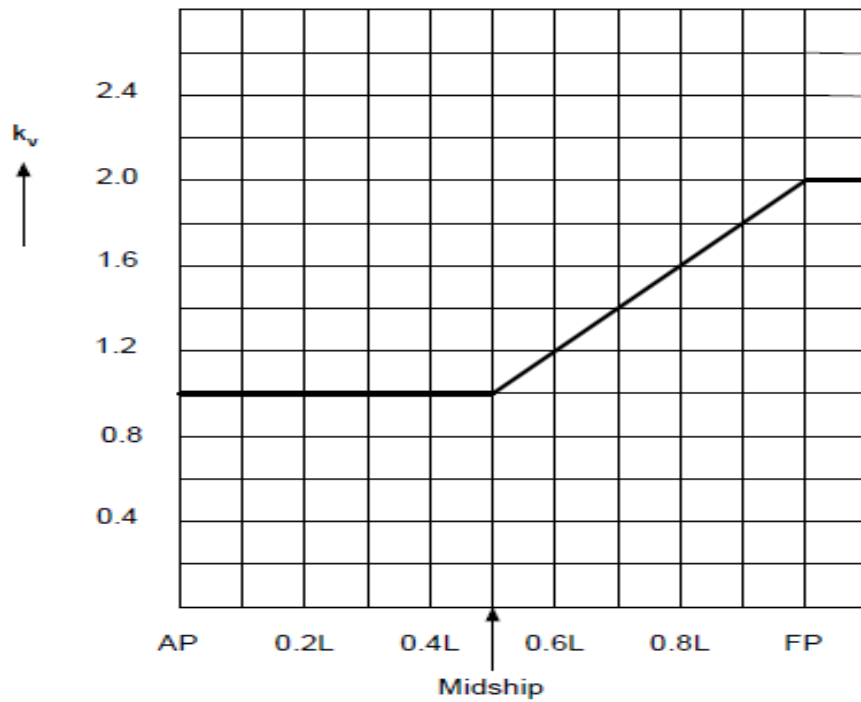
Tabela D 1 – Influência da variação da porcentagem de fibra e do tipo de resina na massa do casco.

V_f	Com resina poliéster	Com resina epóxi	Diferença %
	Massa [kg]	Massa [kg]	
0,25	3257,0	3143,4	-3,49%
0,3	3095,8	3042,7	-1,72%
0,35	3028,2	2965,5	-2,07%
0,4	2977,4	2916,8	-2,04%
0,45	2917,8	2866,2	-1,77%
0,5	2896,0	2852,2	-1,51%
0,55	2860,3	2841,3	-0,67%
0,6	2837,1	2814,7	-0,79%

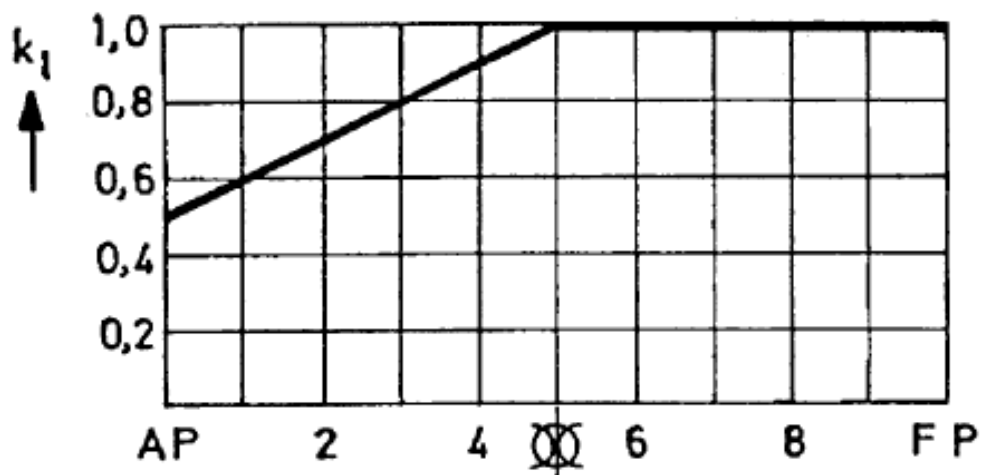
Fonte: O Autor (2016).

ANEXO A

Figura A.1 1 – Fator de distribuição longitudinal para aceleração vertical.

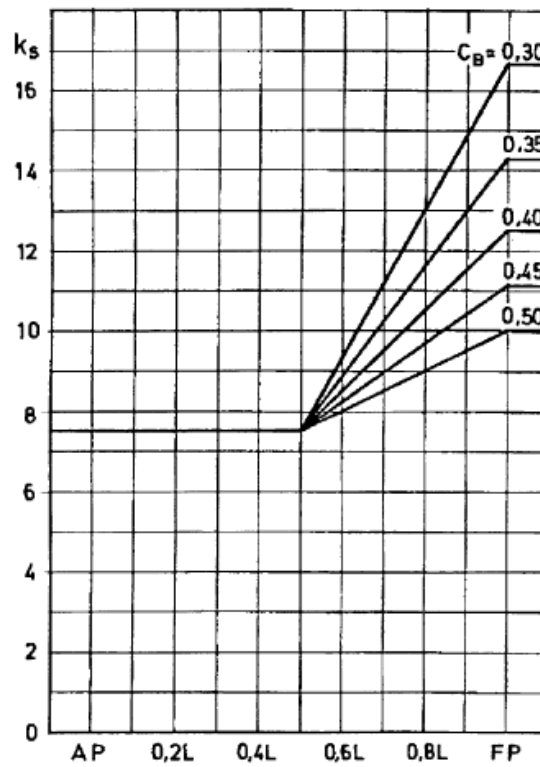


Fonte: DNV (2012, p. 13).

Figura A.1 2 – Fator de distribuição longitudinal para a pressão de *slamming*.

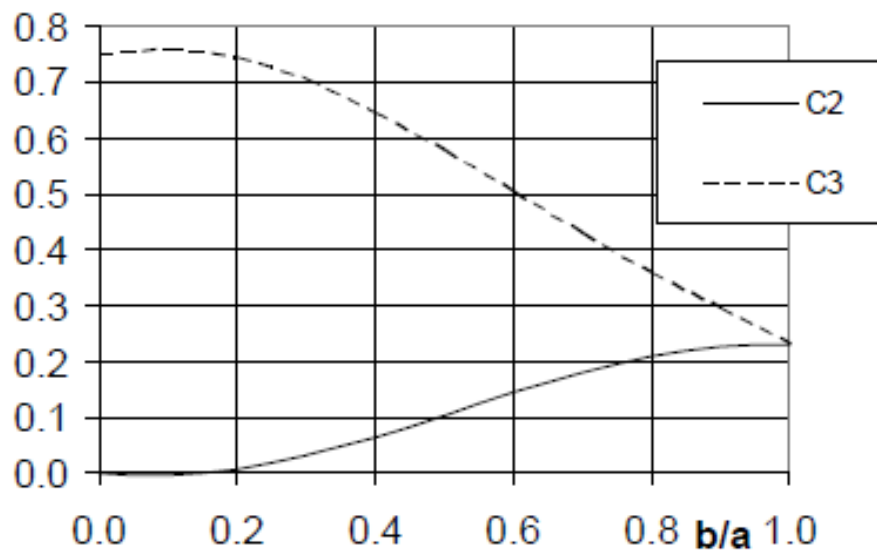
Fonte: DNV (2012, p. 15).

Figura A.1 3 – Fator de distribuição longitudinal para pressão hidrostática.



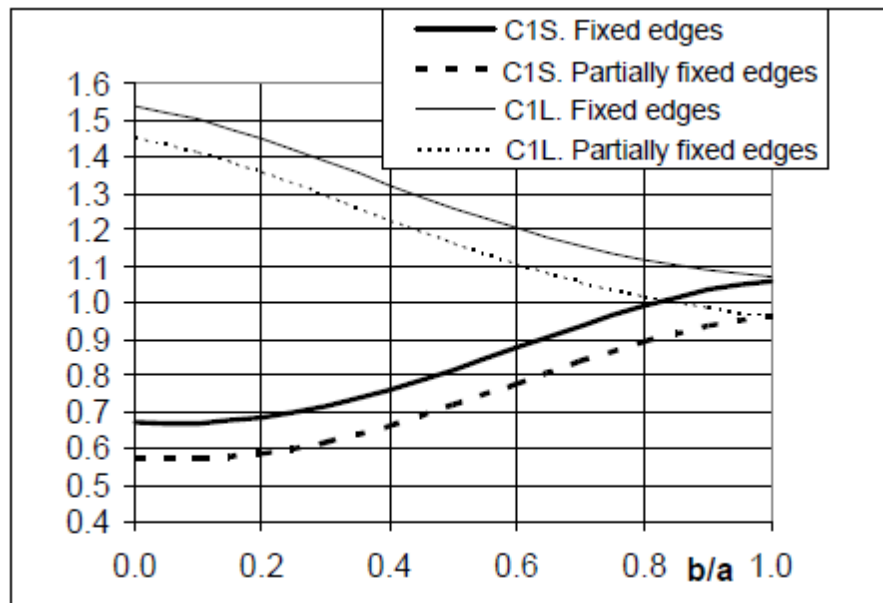
Fonte: DNV (2012, p. 19).

Figura A.1 4 – Fatores C2 e C3 para painéis sanduíche.



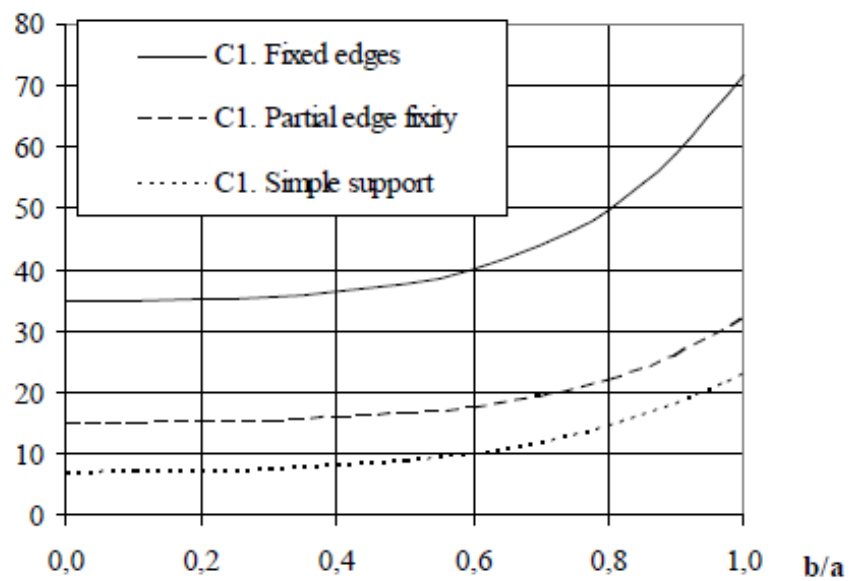
Fonte: DNV (2012, p. 28).

Figura A.1 5 – Fator C1 para painéis sanduíche.



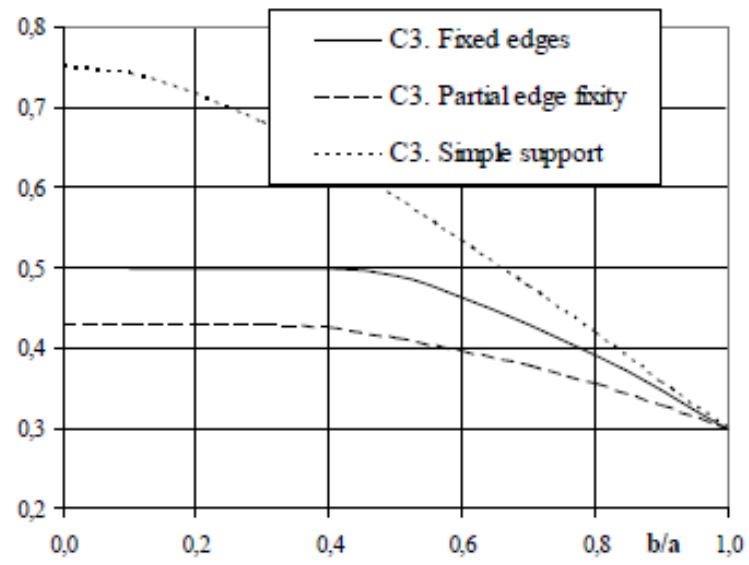
Fonte: DNV (2012, p. 28).

Figura A.1 6 – Fator C1 para laminação sólida.



Fonte: DNV (2012, p. 33).

Figura A.1 7 – Fator C3 para laminação sólida.



Fonte: DNV (2012, p. 34).