



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ**  
**INSTITUTO DE TECNOLOGIA**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA INDUSTRIAL**

**FRANCISCO MANOEL FERNANDES VAGO**

**ESTUDO DE VIDA À FADIGA DE LANCHAS ESCOLARES CONSTRUÍDAS EM  
LIGA DE ALUMÍNIO 5052H34**

**BELÉM – PA**

**2019**

**FRANCISCO MANOEL FERNANDES VAGO**

**ESTUDO DE VIDA À FADIGA DE LANCHAS ESCOLARES CONSTRUÍDAS EM  
LIGA DE ALUMÍNIO 5052H34**

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Industrial do Instituto de Tecnologia da Universidade Federal do Pará, como requisito para a obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Industrial na área de Materiais e Metalurgia.

Orientador: Prof. Dr. Leonardo Dantas Rodrigues

**BELÉM – PA**

**2019**

**FRANCISCO MANOEL FERNANDES VAGO**

**ESTUDO DE VIDA À FADIGA DE LANCHAS ESCOLARES CONSTRUÍDAS EM  
LIGA DE ALUMÍNIO 5052H34**

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Industrial do Instituto de Tecnologia da Universidade Federal do Pará, como requisito para a obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Industrial na área de Materiais e Metalurgia.

Orientador: Prof. Dr. Leonardo Dantas Rodrigues

Banca Examinadora

Prof. Dr. Leonardo Dantas Rodrigues  
Orientador e Presidente da Banca - UFPA

Prof. Dr. Jean da Silva Rodrigues  
Membro interno PPGEI/ IFPA

Prof. Dr. Erb Ferreira Lins  
Membro externo PRODERNA/UFPA

Prof. Dr. Americo Barbosa da Cunha Junior  
Membro externo PPGEM/UERJ

## RESUMO

Neste trabalho, é feita uma análise de fadiga para o projeto das Lanchas Escolares Média, construídas com liga Alumínio 5052H34, as quais fazem o transporte de crianças que necessitam se deslocar por vias fluviais até a escola. A motivação para o estudo foi verificar a possibilidade de aparecimento de trincas, no casco dessas embarcações, no decorrer de sua vida útil. Foram realizadas estimativas dos carregamentos aos quais as embarcações são submetidas navegando nos rios vizinhos à Belém, com base nas velocidades do barco e no histórico de ondas. Foram levantadas as curvas SN da liga para corpos de prova soldados e não soldados visando verificar a quantidade de ciclos que a liga suporta até seu rompimento para determinados valores de tensão. Também foi realizada uma avaliação analítica de carregamento e análise numérica de tensão pelo método dos elementos finitos. Com os dados de tensão e as curvas SN, foi possível fazer o cálculo de vida à fadiga e a análise de dano a fim de estimar a vida útil da embarcação. Os resultados obtidos nas análises mostram a real possibilidade de ocorrência de trincas para períodos curtos de operação. Isso aponta para a necessidade de um maior aprofundamento nos cálculos e considerações de projeto dessas embarcações.

**Palavras-chave:** Lancha escolar. *Slamming*. Alumínio 5052H34. Elementos Finitos. Curvas S-N. Trincas. Fadiga.

## ABSTRACT

This work was done in a fatigue analysis in the School Boat, built in the Val-de-Cães Naval Base with 5052H34 aluminum alloy, which are intended to transport children who need to be conducted by waterways to the school. The motivation for the study was the appearance of cracks in some of these issues, pointing to the need to avoid new structural problems. Were made some estimated loads based on boat speeds and wave history. The curves for the identification of welded and non-welded specimens and the number of cycles for the exercise of certain stress levels were raised. Analytical load analysis named slamming pressure and numerical stress analysis by the finite element method were also loaded. With the aid of stress and curve data, the useful life of the vessel can be calculated. This presented study was made using some estimated data in fatigue curves plotted using the same material of the boat and loads frequency during the cycle life of the boat, but we can concern that the structural project needs to be reviewed and the aluminum alloy scantling used were underestimated.

**Keywords:** School boat. Slamming. Aluminum 5052H34. Finite Elements. S-N Curves. Cracks. Fatigue.

## **AGRADECIMENTOS**

À Deus pela saúde física e mental durante o período de estudo para que este trabalho fosse realizado.

À minha esposa Carola e a minhas filhas Alice e Ana pela compreensão nos períodos de afastamento, durante o estudo, onde privei-as do convívio comigo.

Ao Professor Doutor Leonardo Dantas Rodrigues pela confiança em mim depositada para a realização deste trabalho, bem como pelo auxílio em sua conclusão.

Ao graduando Mateus Castro, que sua colaboração neste trabalho lhe renda bons frutos em sua promissora vida profissional que há de vir.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Estágios da vida à fadiga e fatores relevantes.....	16
Figura 2 - Iniciação e propagação de trinca por fadiga .....	16
Figura 3 - Aspecto físico da fratura por fadiga.....	17
Figura 4 - Curva de Woehler .....	18
Figura 5 - Efeito do acabamento superficial.....	20
Figura 6 - Fator tamanho no fator modificador de tensão .....	20
Figura 7 - Variação do campo de tensões em material soldado .....	21
Figura 8 - Comportamento tensão-deformação de juntas não-soldadas, soldadas e trincas reparadas.....	23
Figura 9 - Taxa de crescimento de trincas em juntas não-soldadas e soldadas.....	23
Figura 10 - Efeitos da soldagem no metal de base .....	24
Figura 11 - Tensões residuais em relação a distância ao cordão de solda.....	26
Figura 12 - Distribuição de tensão residual compressiva a esquerda do eixo vertical e trativa a direita no cordão de solda.....	27
Figura 13 - Navio Classe Liberty após fratura catastrófica por fadiga.....	32
Figura 14 - Navio Classe Liberty .....	32
Figura 15 - Trinca no convés de alumínio do Navio-Patrolha Graúna.....	33
Figura 16 - Trinca no convés de alumínio do Navio-Patrolha Graúna.....	33
Figura 17 - Trinca na antepara de alumínio do Navio-Patrolha Graúna .....	34
Figura 18 - Rachadura no convés de alumínio do Navio-Patrolha Grajáú.....	34
Figura 19 - Distribuição de pressão devido o <i>slamming</i> .....	35
Figura 20 - Distribuição de amplitude de onda de acordo com a profundidade.....	37
Figura 21 - Função densidade de probabilidade e sua soma .....	38
Figura 22 - Deformação na chapa antes e depois da pressão de <i>slamming</i> .....	39
Figura 23 - Trajeto realizado pela lancha escolar .....	40
Figura 24 - Lancha Escolar Média .....	41
Figura 25 - Corpo de prova soldado .....	42
Figura 26 - Máquina de fadiga LCAM UFPA.....	43
Figura 27 - Curva de funcionamento da bomba da máquina de fadiga.....	43
Figura 28 - Dados de entrada para realização do ensaio .....	44
Figura 29 - Dados de entrada para um ensaio de razão 0,1 .....	45

Figura 30 - Corpo de prova no posicionado durante o ensaio .....	45
Figura 31 - Corpo de prova rompido após o ensaio .....	46
Figura 32 - Curva SN para Corpos de Prova sem solda .....	47
Figura 33 - Curva SN para Corpos de Prova com solda.....	48
Figura 34 - Região de aparecimento das trincas.....	50
Figura: 35 - Região de aparecimento das trincas.....	50
Figura 36 - Modelo da lancha: (a) vista completa; (b) com corte no centro, possibilitando a visão das cavernas .....	53
Figura 37 - Análise de convergência da malha utilizada no modelo.....	54
Figura 38 - Modelo discretizado: (a) Vista isométrica; e (b) vista lateral da proa do modelo .	54
Figura 39 - (a) Região em que foi utilizado o recurso mesh connection; e (b) configurações referentes à malha.....	54
Figura 40 - Localização dos apoios na frente (a) e atrás (b) da embarcação.....	55
Figura 41 - Região do fundo d a embarcação de atuação do slamming .....	56
Figura 42 - Mapa de tensões no fundo e na lateral da embarcação, respectivamente. Referente a ondas de 0,5 m de altura e a 5 m/s .....	58
Figura 43 - Mapa de tensões no fundo e na lateral da embarcação, respectivamente. Referente a ondas de 0,5 m de altura e a 10 m/s .....	59
Figura 44 - Mapa de tensões no fundo e na lateral da embarcação, respectivamente. Referente a ondas de 1 m de altura e a 5 m/s .....	60
Figura 45 - Mapa de tensões no fundo e na lateral da embarcação, respectivamente. Referente a ondas de 1 m de altura e a 10 m/s .....	61
Figura 46 - Mapa de tensões no fundo e na lateral da embarcação, respectivamente. Referente a ondas de 1,5 m de altura e a 5 m/s .....	62
Figura 47 - Mapa de tensões no fundo e na lateral da embarcação, respectivamente. Referente a ondas de 1,5 m de altura e a 10 m/s .....	63
Figura 48 - Classificação dos cordões de solda de topo .....	64
Figura 49 - Curva S-N linearizada para juntas soldadas .....	65
Figura 50 - Curva SN log x log para o gráfico dos CP soldados.....	66

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Características da embarcação no estude de Neuberg e Drimer (2017).....	36
Tabela 2 - Resultados alcançados na análise de Neuber e Drimer .....	36
Tabela 3 - Distribuição de altura de ondas .....	38
Tabela 4 - Características da Lancha Escolar .....	40
Tabela 5 - Características químicas da liga Al 5052 .....	41
Tabela 6 - Características físicas da liga Al 5052 .....	41
Tabela 7 - Características mecânicas da liga Al 5052 .....	41
Tabela 8 - Resultados dos ensaio com Corpos de Prova sem solda .....	46
Tabela 9 - Resultados dos ensaios com Corpos de Prova soldados.....	47
Tabela 10 - Tabela de velocidades e altura de ondas .....	52
Tabela 11 - Dados referentes às tensões máximas equivalentes na zona de interesse para os carregamentos considerados .....	57
Tabela 12 - Correlação entre altura e período de ondas .....	67
Tabela 13 - Dados de vida para condições de carregamento.....	68
Tabela 14 - Dano para possíveis frequências de carregamento.....	69

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	12
<b>1.1</b>	<b>OBJETIVOS</b> .....	14
1.1.1	Objetivo Geral .....	14
1.1.2	Objetivos específicos.....	14
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	15
<b>2.1</b>	<b>FUNDAMENTOS DE FADIGA</b> .....	15
2.1.1	Análise de dano à fadiga no método SN .....	18
2.1.2	Fatores modificadores de resistência à fadiga.....	19
<b>2.2</b>	<b>FADIGA EM JUNTAS SOLDADAS</b> .....	21
2.2.1	Fadiga em juntas soldadas de alumínio.....	22
2.2.2	Defeitos em solda .....	28
<b>2.3</b>	<b>FADIGA EM LIGAS DE ALUMÍNIO</b> .....	29
<b>3</b>	<b>ESTUDO DE FADIGA EM EMBARCAÇÕES</b> .....	30
<b>3.1</b>	<b>CASOS DE FADIGA EM NAVIOS</b> .....	31
<b>3.2</b>	<b>PRINCIPAIS CARREGAMENTOS EM EMBARCAÇÕES DE PEQUENO E MÉDIO PORTE</b> .....	35
<b>3.3</b>	<b>AVALIAÇÃO DA LANCHA ESCOLAR</b> .....	40
3.3.1	Detalhes do projeto.....	40
3.3.2.	Caracterização do material da lancha.....	41
<b>3.4</b>	<b>CORPOS DE PROVA</b> .....	41
3.4.1	Metodologia de ensaios .....	43
<b>4</b>	<b>ANÁLISE DE FADIGA DA LANCHA ESCOLAR</b> .....	49
<b>4.1</b>	<b>METODOLOGIA ANALÍTICA PARA ESTIMATIVA DAS PRESSÕES DE SLAMMING</b> .....	49
<b>4.2</b>	<b>ANÁLISE DE TENSÕES POR ELEMENTOS FINITOS</b> .....	52
4.2.1	Detalhes geométricos e de malha .....	52

4.2.2	Carregamentos e condições de contorno .....	55
4.2.3	Tensões atuantes .....	56
<b>4.3</b>	<b>AVALIAÇÃO DE FADIGA PELO MÉTODO SN.....</b>	<b>63</b>
4.3.1	Curva SN experimental .....	64
4.3.2	Cálculo da vida à fadiga e análise de dano.....	66
<b>5</b>	<b>CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS ....</b>	<b>70</b>
	<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>72</b>
	<b>APÊNDICES .....</b>	<b>74</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Fazendo parte do projeto “Caminho da Escola” do Governo Federal, foram construídas lanchas escolares a partir de 2010. Essas lanchas servem para o transporte de estudantes residentes em aproximadamente 38 ilhas do Estado do Pará que necessitam do transporte hidroviário para chegarem às salas de aula.

Com a finalidade de verificar a possibilidade do aparecimento de trincas nessas embarcações optou-se por fazer um estudo de vida à fadiga do seu casco levando em consideração os possíveis carregamentos que elas estariam sujeitas. Fadiga é um fenômeno de falha mecânica causada pela aplicação repetida de cargas variáveis, cuja principal característica é gerar e/ou propagar paulatinamente uma trinca, até a eventual fratura da peça (CASTRO; MEGGIOLARO, 2009). Para uma análise de fadiga SN, como a que foi realizada, uma das informações necessárias é o histórico de tensões atuantes no componente analisado.

Devido ao grande interesse na utilização de alumínio em virtude de suas características, como maior resistência à corrosão, menor peso específico, abundância na natureza e alta capacidade de reciclagem, seu uso na indústria automobilística, naval e aeronáutica tem sido aplicado em larga escala nos últimos anos, tendo a soldagem como principal método de união dos componentes. Porém, há necessidade do aprimoramento do estudo de suas características mecânicas devido às juntas soldadas de alumínio apresentarem baixa resistência à fadiga, sendo este o principal critério de dimensionamento estrutural para tal material (MADDOX, 2003).

Em embarcações de pequeno e médio porte, caso do estudo em questão, o projeto estrutural é tipicamente realizado com base no carregamento de *slamming* quando se trata de projeto estrutural. O *slamming* é causado pelo impacto da embarcação contra a onda e ocorre quando a proa emerge sobre aquela e repentinamente atinge uma onda seguinte, afetando a pressão local e resultando em avaria estrutural (SANTORO, 2014). Considerando esses efeitos durante o projeto de uma embarcação, as dimensões dos escantilhões poderão ser melhor definidas tomando como referência regras de sociedades classificadoras, onde são avaliadas sua resistência mecânica a partir de um design de pressão quase estático e teoria simples de viga.

Segundo Jian (2014), o cálculo inicial do *slamming*, como mostrado na Figura 20, pode ser aproximado para uma viga bi-apoiada com o pico do carregamento na metade do seu vão, o que aproxima a análise dos esforços de forma a facilitar sua resolução. Altos carregamentos podem ocorrer no fundo da embarcação durante o impacto quando o seu ângulo e a superfície

da água são pequenos, causando consideráveis efeitos hidroelásticos locais (FALTINSEN, 2000).

A partir das pressões de *slamming*, foram feitas análises numéricas pelo método de elementos finitos para calcular as tensões atuantes nas regiões de interesse. Este é um dos métodos numéricos mais precisos em avaliações estruturais, sendo o software ANSYS.

Outro aspecto bastante relevante para a análise de fadiga é o conhecimento das curvas SN do material. Essas curvas podem ser obtidas por meio de ensaios de flexão rotativa, que são mais baratos e só podem ser realizados em corpos de prova cilíndricos. Como os corpos de prova foram retirados de chapas de pequena espessura, essa não era uma opção. Assim, os ensaios foram realizados com uma máquina servo-hidráulica aplicando cargas de tração e compressão em altas frequências para obtenção da vida útil dos corpos de prova, mediante diferentes gamas de carregamento. Ensaios deste tipo têm altos custos, portanto, não se encontram tantas informações sobre este tipo de resultado na literatura. Quando se trata de fadiga em soldagem, as particularidades do processo utilizado tornam ainda mais relevantes a obtenção de curvas SN próprias para as avaliações.

De posse de dados de tensões atuantes e das curvas SN experimentais, foi possível fazer uma análise preliminar de vida à fadiga para as embarcações de interesse. Ressalta-se ainda a necessidade do aprofundamento dos estudos aqui apresentados, até pela relevância deste tipo de transporte em nossa região e, principalmente, por se tratar do transporte de crianças.

## **1.1 OBJETIVOS**

### **1.1.1 Objetivo Geral**

Realizar uma análise de fadiga em lancha escolar de médio porte utilizada para transporte escolar na região amazônica.

### **1.1.2 Objetivos específicos**

- a) Fazer um levantamento bibliográfico sobre fadiga em embarcações e em ligas de alumínio para verificar seu comportamento durante vários ciclos de sua vida útil;
- b) Estimar numérica e analiticamente os esforços atuantes do modelo de embarcação estudado nas condições de navegação em que ela é submetida;
- c) Realizar ensaios em corpos de prova soldados e não soldados em máquina de fadiga do Laboratório de Caracterização de Materiais da Universidade Federal do Pará;
- d) Realizar análise estrutural numérica da embarcação pelo método dos elementos finitos com o software ANSYS;
- e) Aplicar a metodologia SN e de Miner para estimar a vida à fadiga da embarcação para as condições de carregamento consideradas.

## **2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

### **2.1 FUNDAMENTOS DE FADIGA**

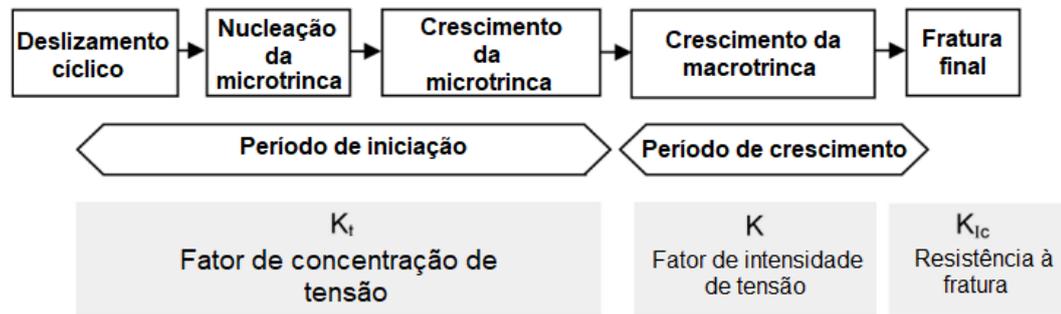
Fadiga é um tipo de falha muito comum nas diversas aplicações mecânicas. Segundo Liu (2005), sua definição de acordo com a norma ASTM E 1150 é “O processo localizado de danos estruturais permanentes ocorridos em um material submetido a condições que produzem tensões cíclicas e deformações em algum ponto ou pontos e isso pode culminar em rachaduras ou fratura completa depois de um número suficiente de ciclos”. Já Fine e Chung (1996) definem fadiga como “uma mudança estrutural progressiva, localizada e permanente, que ocorre em um material sujeito a deformações e tensões nominais cíclicas ou repetidas que tem seus valores de pico menores que a tensão de carregamento estático do material”.

Além disso, Castro e Meggiolaro (2009) afirmam que a modelagem do trincamento deve ser considerada um problema local, uma vez que não depende da peça como um todo. A iniciação da trinca dependerá de fatores como a geometria do material e o histórico de tensões e deformações que nela atuam. Já a propagação se dá de forma paulatina e estável e depende de fatores como a intensidade das tensões em serviço. A fratura é quase instantânea e se dá de maneira brusca, sem nenhum aviso prévio.

Os estudos acerca das características mecânicas de materiais relacionados à fadiga se iniciaram com Wöhler em 1871, sendo o primeiro a reconhecer a falha de fadiga em uma estrutura de engenharia. Em 1886, J. Bauschinger deu continuidade aos estudos realizando experimentos que indicaram que a força de elasticidade em tensão ou compressão de um material era reduzida após a aplicação de uma carga do sinal oposto a que causou a deformação inelástica (LIU, 2005). Como esse fenômeno era recente e pouco estudado na época, foi denominado de fadiga, pois considerava-se que o material “fadigava” quando essas falhas ocorriam.

As características gerais de uma fratura de fadiga típica consistem em dois estágios: primeiramente a ocorrência de um dano inicial à fadiga levando à nucleação e iniciação de uma trinca; depois crescimento cíclico progressivo dessa trinca até que a seção transversal se torne fraca demais para sustentar as cargas impostas até a fratura final e súbita quebra da seção transversal restante (LIU, 2005). Essas características estão mostradas na Figura 1.

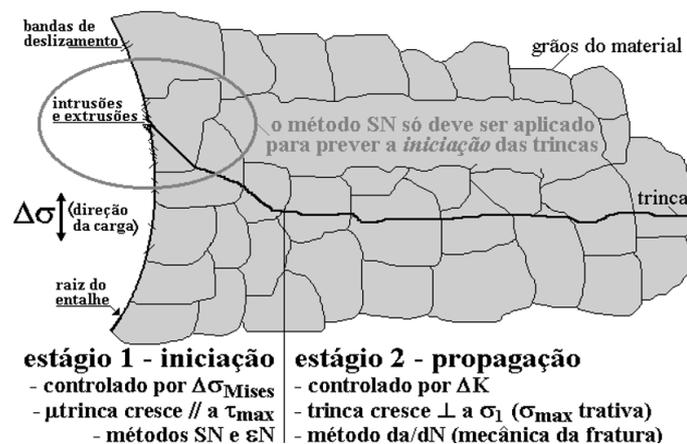
**Figura 1** - Estágios da vida à fadiga e fatores relevantes



Fonte: Adaptado de Schijve (2008).

Conforme Schijve (2008), é extremamente importante considerar os períodos de iniciação e propagação da trinca em separado, pois várias condições práticas têm uma grande influência no período de iniciação da trinca, mas uma influência limitada ou nenhuma influência no período de crescimento de trinca. Os dois períodos iniciais são mais bem explicados na Figura 2.

**Figura 2** - Iniciação e propagação de trinca por fadiga

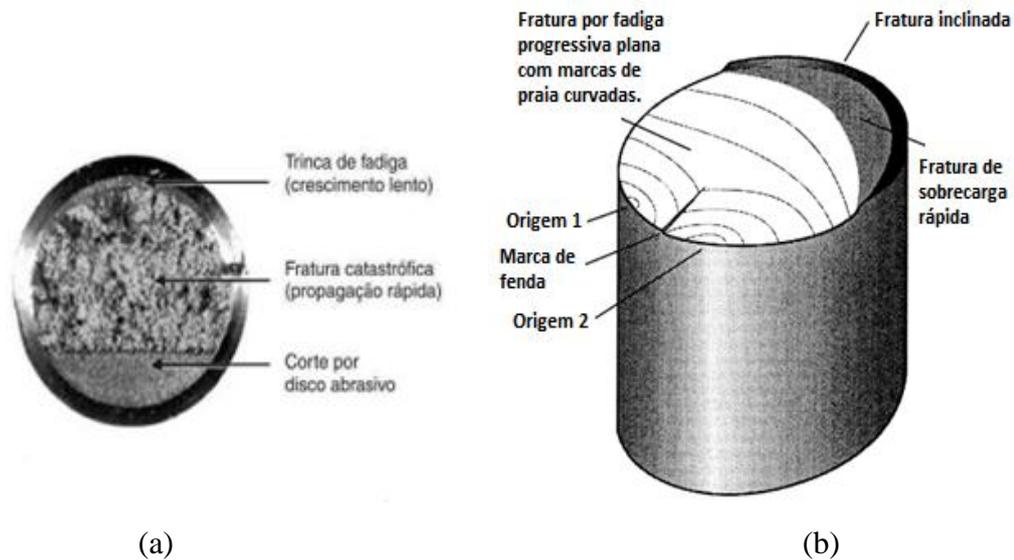


Fonte: Castro e Meggiolaro (2009).

Para Castro e Meggiolaro (2009), “o trincamento por fadiga ocorre pela quebra sucessiva de ligações atômicas e provoca o movimento cíclico das discordâncias que tende a agrupá-las paulatinamente em células e a formar bandas de deslizamento persistente na superfície da peça, as quais, à medida que vão crescendo, podem formar extrusões e intrusões superficiais e iniciar várias microtrincas no ponto crítico da estrutura”. Essa microtrinca se propaga por alguns grãos do material numa direção próxima à da máxima tensão cisalhante e vira uma trinca quando troca de direção e começa a se propagar num plano perpendicular à máxima tensão normal, para minimizar a dissipação de energia por atrito nas suas faces.

A falha por fadiga pode ser reconhecida ao analisar a superfície fraturada do material. Ela consiste de uma região lisa, onde ocorreu a propagação da trinca, e uma região áspera, onde se deu a ruptura repentina do material (LIU, 2005). Este aspecto físico é ilustrado na Figura 3.

**Figura 3** - Aspecto físico da fratura por fadiga



**Fonte:** (a) Adaptado de Garcia, Spim e Santos (2012) (b) Adaptado de Liu (2005).

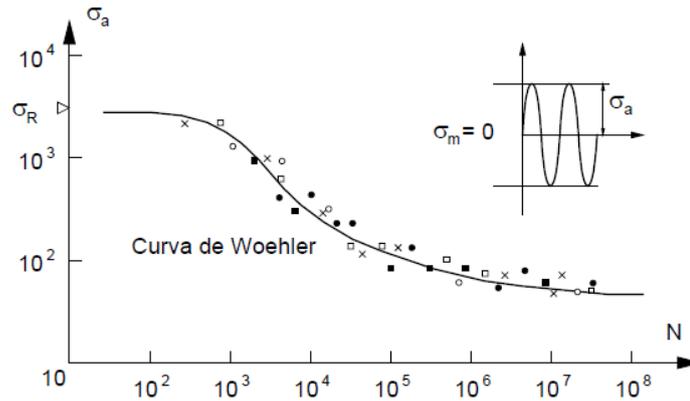
São três os principais métodos de análise da vida em fadiga: Método tensão-vida (SN), método deformação-vida ( $\epsilon$ -N) e o método através da mecânica da fratura ( $da/Dn$ ). Estes métodos tentam prever a vida em fadiga de determinado material em número de ciclos (N) até a ocorrência de falha. A vida entre  $1 \leq N \leq 10^3$  ciclos é considerada fadiga de baixo ciclo, enquanto a fadiga de alto ciclo ocorre quando há falha em vida maior que  $10^3$  ciclos (CASTRO; MEGGIOLARO, 2009).

O aparecimento de trincas sob gamas de tensão ( $\Delta\sigma$ ) macroscópicas são altamente influenciáveis por detalhes pontuais no corpo. Por outro lado, Castro e Meggiolaro (2009) também citam que é possível aumentar a resistência à iniciação de trincas com aumento da melhoria do acabamento superficial, aumento do gradiente de tensões, aumento da resistência local do material e módulo das tensões residuais compressivas. Para o caso de vida em fadiga curta, no caso do método ( $\epsilon$ -N), estes detalhes são menos importantes uma vez que as tensões aplicadas são altas e induzem escoamento macroscópico cíclico no ponto crítico sem precisar das contribuições locais.

Para análise de resistência à fadiga de determinado material, é levantada a sua curva SN para altos ciclos e  $\epsilon$ -N para baixos ciclos, onde os corpos de prova são submetidos a cargas cíclicas até seu rompimento. A Figura 4 mostra uma curva SN, também chamada de curva de

Woehler, para um determinado Corpo de Prova normalizado e ensaiado com amplitude de tensão constante. De curvas como estas poderão ser definidas equações e estimadas a que tensões um componente poderá ser submetido sem sofrer fadiga ou, ainda, admitindo-se que poderá haver fadiga, quantos ciclos o componente suportará sob determinados carregamentos.

**Figura 4 - Curva de Woehler**



**Fonte:** Rosa (2002).

Neste trabalho, será utilizado o método SN para a análise de fadiga em virtude do tempo que levou para o aparecimento das trincas na embarcação.

### 2.1.1 Análise de dano à fadiga no método SN

Segundo Rosa (2002), na maioria das vezes, o componente mecânico sofre cargas variáveis, não necessariamente constante, ao longo da vida, dificultando sobremaneira a análise de fadiga do componente, já que em muitos casos a magnitude de variação da carga é aleatória.

Na análise de dano à fadiga, é avaliada a perda parcial da funcionalidade do equipamento. O dano é descrito por uma variável numérica  $D$  e é cumulativo, visto que não retrocede quando o mecanismo de dano cessa. A maioria das regras para prever o acúmulo de dano à fadiga consideram os efeitos propostos por Palmgren-Miner, que é a regra de acúmulo de dano linear que prevê a falha quando a soma dos danos igualar o dano crítico definido por  $D=1$ . Neste método, o dano que a peça sofreu sob a ação de uma dada amplitude de tensão cíclica é diretamente proporcional ao número de ciclos em que atuou aquela amplitude de tensão.

$$\sum \frac{n_i}{N_i} = 1 \quad (1)$$

Onde:

$n_i$  é o número de ciclos a que o componente vai estar submetido a determinado carregamento  $\sigma_i$ ;

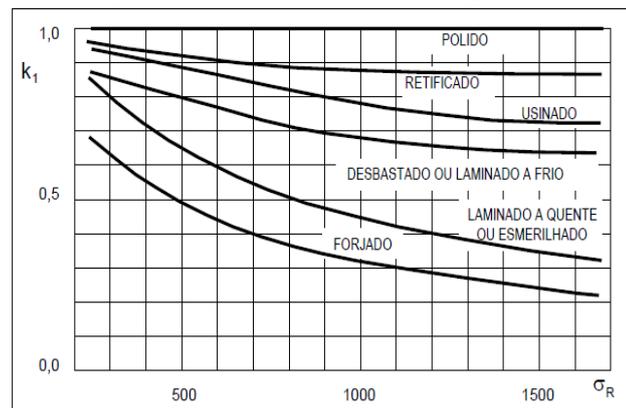
$N_i$  é o número de ciclos (vida) que o equipamento poderá suportar mediante ao carregamento  $\sigma_i$ .

### **2.1.2 Fatores modificadores de resistência à fadiga**

Alguns gráficos SN são válidos para corpos de prova normalizados, ou seja, com tamanho definido, polido, amplitude de carregamento constante, etc. Para utilizar as curvas obtidas nestes ensaios em componentes reais, há a necessidade de corrigir os dados através de fatores de modificação como demonstrado na Figura 5. Isso porque as condições do componente aplicado na prática vão ser, normalmente, mais propícias à fadiga do que o CP idealizado. Segundo Castro e Meggiolaro (2009), os principais fatores de modificação a serem considerados são:

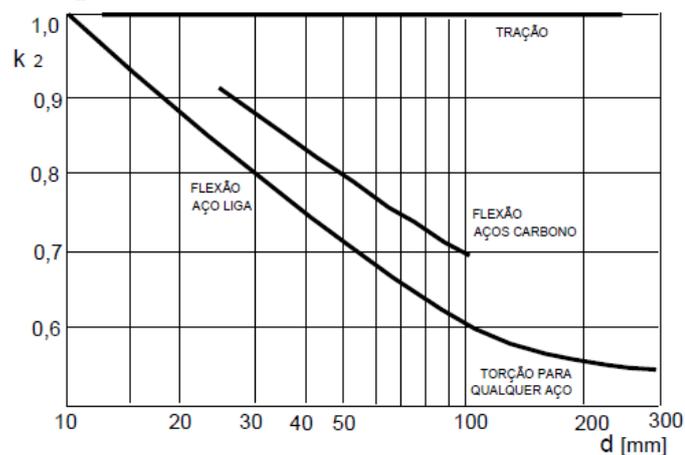
- a) Fator de acabamento superficial;
- b) Fator de tamanho;
- c) Fator do tipo de carregamento;
- d) Fator de temperatura;
- e) Fator de confiabilidade;
- f) Fator de fretagem.

O fator de acabamento superficial quantifica o acabamento da peça no limite de fadiga, sendo que tem o menor valor para o material forjado, passando por laminado a quente ou a frio até a melhor situação quando este é polido. A Figura 5 mostra um ábaco tradicionalmente utilizado para alguns dos acabamentos superficiais mais comuns.

**Figura 5 - Efeito do acabamento superficial**

Fonte: Rosa (2002).

Outro fator de relevância é o tamanho da peça, pois quantifica o gradiente de tensão em peças maiores como sendo menor do que nas menores sob a mesma tensão máxima, a exemplo das tensões de flexão em um eixo, porém o de maior raio possui maior tensão média. A Figura 6 mostra o comportamento de algumas ligas para determinados tipos de carregamento e a influência do fator tamanho da peça na resistência a fadiga.

**Figura 6 - Fator tamanho no fator modificador de tensão**

Fonte: Rosa (2009)

O fator tipo de carregamento visa quantificar a diferença entre os limites de fadiga medidos sob tração/compressão e sob flexão rotativa onde ele pode ser considerado  $k=1$  para cargas de flexão e torção alternada ou  $k=0,9$  para cargas axiais puras. Para os componentes mecânicos reais, normalmente existe uma superposição de vários tipos de solicitações, tornando necessária uma análise do efeito combinado.

O fator temperatura é uma correção que deve ser feita quando a temperatura de trabalho é diferente daquela de quando o ensaio foi realizado.

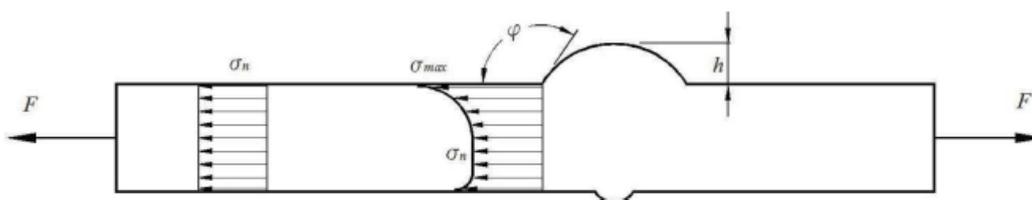
A fretagem é causada por pequenos movimentos cíclicos em pontos de contato entre as peças, o que gera dano devido à fricção entre as suas superfícies.

A influência da confiabilidade deve considerar a dispersão de resultados inerentes ao processo de falha, interpretando o nível de segurança com base na Teoria da Probabilidade.

## 2.2 FADIGA EM JUNTAS SOLDADAS

Branco (1999) resume os aspectos mais relevantes da área de fadiga de elementos soldados em: geometria da solda, forma de carregamento, presença de concentradores de tensão e de tensões residuais, bem como descontinuidades, defeitos e falhas. O efeito da concentração de tensão ocorre pela descontinuidade no fluxo de força atuante sobre a peça, devido à geometria própria do cordão de solda. Como resultado da alteração do fluxo de forças, há elevação dos valores de tensão em algumas regiões da peça, conforme expõe Figura 7.

**Figura 7** - Variação do campo de tensões em material soldado



Fonte: Branco (1999).

Segundo Shankar (2001), danos por fadiga em componentes que sofrem ocorrência de altas tensões iniciam-se nas intermediações de descontinuidades estruturais como aberturas e soldas. Trabalhos anteriores indicam que a geometria da solda e tensões residuais afetam significativamente o crescimento da trinca em juntas soldadas. Devido à diferença geométrica entre juntas soldadas e não-soldadas, as relações tradicionais de fator de concentração de tensão baseadas em modelos de placa plana não são válidas para elementos soldados e, se usados as equações de predição de fadiga, podem gerar resultados sobrestimados.

A influência da junta soldada no comportamento de fadiga se concentra nas fontes de tensão como largura da solda, porosidade, falta de fusão, falta de penetração e porosidade. Considera-se que o comportamento em fadiga é influenciado mais pelo design da junta, níveis de tensão localizada e integridade da solda do que a resistência estrutural do material padrão (CALCRAFT, 1999).

### 2.2.1 Fadiga em juntas soldadas de alumínio

As juntas soldadas de alumínio, como em todas as outras ligas, têm sua resistência mecânica enfraquecida devido ao processo de fusão entre o metal base e o metal de adição, pois ocorrem mudanças nas propriedades da liga devido ao calor empregado o que deixa a Zona Termicamente Afetada mais frágil. Além do mais, em virtude das falhas durante o processo podem ocorrer defeitos de fabricação como aparecimento de microtrincas na região soldada, bem como poros devido à contaminação da atmosfera. Tais defeitos diminuem sobremaneira a resistência estrutural da peça, acelerando o processo de falha.

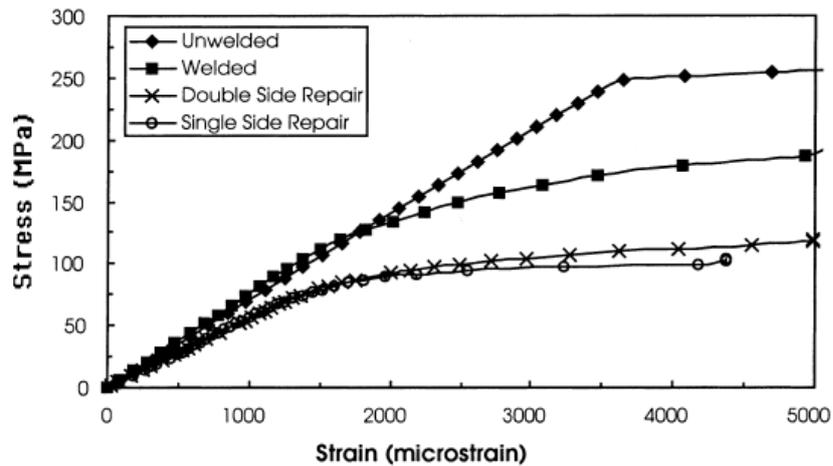
Conforme Person, (1989), após testes de resistência à fadiga por tensões axiais e aplicação de momentos repetidos em diversos tipos de juntas soldadas, os resultados demonstraram que a geometria da junta tem grande efeito sobre a resistência à fadiga do material. Os testes foram realizados utilizando diversos tipos de juntas soldadas como topo e juntas tipo T submetida a tensões axiais e testes de momento nas ligas 5052, 5083, 5086, 5456, 6061 e 7039 com os seguintes materiais de adição 5039, 5183, 5356 e 5556. Seu trabalho baseou-se em traçar curvas SN para ligas de alumínio soldadas em topo, sobreposta e em T e submetê-las a tensões axiais e momentos repetitivos, chegando à conclusão que sua resistência à fadiga foi alterada na maioria das vezes pelas características geométricas da junta. Soldas de topo são normalmente empregadas na união de chapeamento, dando característica do casco ou invólucro estrutural, as soldas em T reforçam a estrutura com perfis longitudinais e transversais, a fim de diminuir seu vão livre, e as soldas sobrepostas ocorrem quando é necessário fixar uma base de algum equipamento a determinada estrutura já existente. Suas conclusões demonstram que juntas de topo possuem a maior resistência à fadiga desde que a solda seja esmerilhada ao ponto que sua altura esteja na mesma cota das placas que foram unidas. Tal informação condiz com as regras de classificação para juntas soldadas normalizadas pela IIW (*International Institute of Welding*), onde uma junta de topo transversal esmerilhada (*bead off*) é classificada como Classe 125 enquanto a não esmerilhada pode ser classificada como Classe 100 ou 80.

Costa et al. (1996) avaliou o comportamento de uma trinca por fadiga, foram comparadas com trincas grandes pelo método da/Dn, concluindo que micro trincas < 300 µm propagam-se mais rápido que trincas grandes.

Neste trabalho, serão utilizados corpos de prova para traçar a curva de vida à fadiga do casco das embarcações em estudo. Estes corpos de prova foram escolhidos de acordo com a norma GB/T3075-2008. Possuem 5 mm de espessura e foram retirados de uma amostra de 850 x 850 mm de uma mesma placa de alumínio de liga 5052H34.

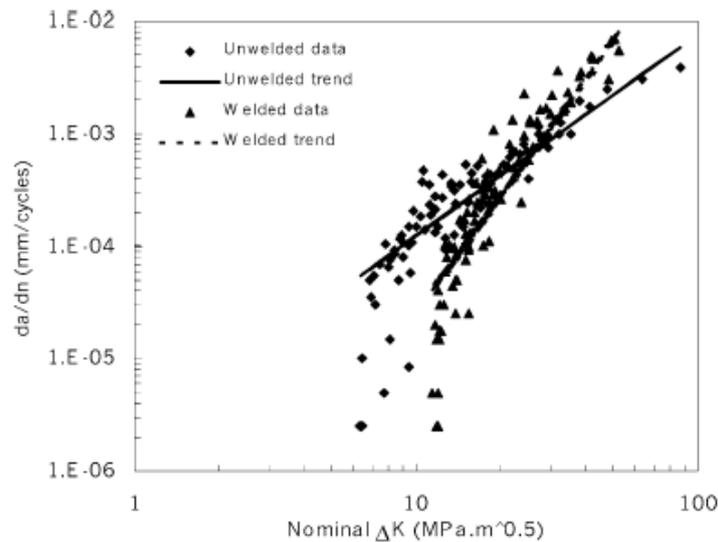
Shankar e Wu (2001) apresentam investigação de crescimento na zona termicamente afetada em corpos de prova com emprego de elementos finitos tridimensionais para determinar os fatores intensificadores de tensão num cordão de solda. O trabalho foi dividido em duas fases, uma com a taxa de crescimento das trincas de acordo com a Figura 9 quando comparadas uma chapa soldada e a outra não soldada. Fazendo as comparações devidas, foi examinado se o reparo de trincas por solda é viável, conforme a Figura 8.

**Figura 8** - Comportamento tensão-deformação de juntas não-soldadas, soldadas e trincas reparadas



Fonte: Krishnakumar (2001).

**Figura 9** - Taxa de crescimento de trincas em juntas não-soldadas e soldadas



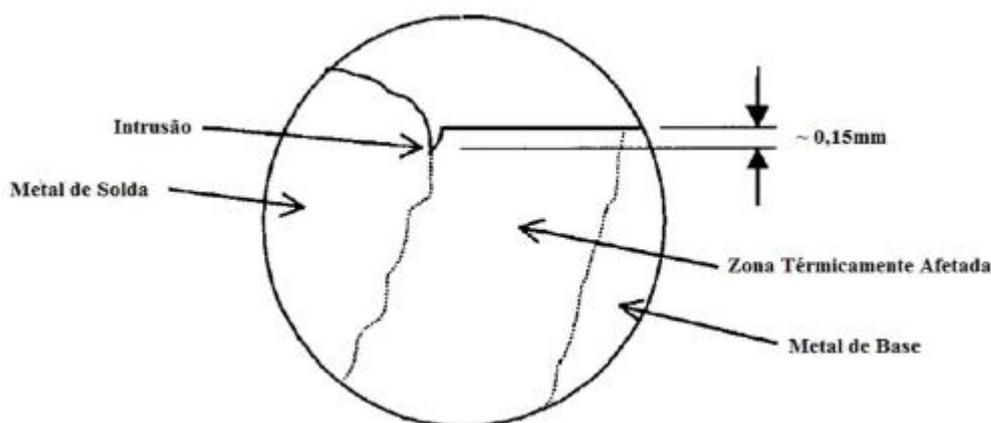
Fonte: Krishnakumar (2001).

A baixa vida à fadiga em juntas soldadas acontece principalmente devido à presença de porosidade e defeitos introduzidos no processo de soldagem. A vida à fadiga nas trincas reparadas por solda, quando este é realizado somente em um dos lados da chapa (bisel simples), é similar àqueles onde as chapas foram soldadas. Por outro lado, quando o cordão é reforçado

dos dois lados, a taxa de propagação de trincas é muito maior. Isso acontece haja vista o grande número de defeitos introduzidos pelo processo de soldagem secundário.

As tensões residuais decorrem do processo dinâmico de dilatação e contração do material durante o deslocamento da fonte de calor ao longo do processo de soldagem. Pode ocorrer após o resfriamento da solda, concentração de tensão próxima ao escoamento do material, ocasionando alteração da estrutura metalúrgica e surgimento de intrusões. As peças unidas por processo de soldagem apresentam comportamento em fadiga inferior ao encontrado em outros componentes, onde não existem limiares para vida infinita não existem ou com valores consideravelmente acima de  $10^6$  ciclos. A Figura 10 ilustra os efeitos da soldagem no metal de base em junta soldada.

**Figura 10** - Efeitos da soldagem no metal de base



**Fonte:** Hicks (1999).

Pamnami et al. (2015) afirma que a distribuição não uniforme de calor durante a soldagem resulta na deformação plástica do material, levando a tensões residuais variadas no cordão de solda.

A importância do estudo de tensões residuais neste trabalho se dá pelo fato de que estas podem aumentar a concentração de tensão próximos a região soldada que une o fundo com o costado da embarcação. Tal efeito é plenamente visível quando é realizada a solda de suas chapas e constata-se seu empenamento, o que nada mais é do que uma reestruturação do campo de tensões após a disseminação do calor no material.

De acordo com Masubuchi (1982), tensões residuais são aquelas que permanecem agindo quando um carregamento externo é removido e também podem ocorrer quando um corpo é sujeito a uma mudança de temperatura não-uniforme, como em um processo de soldagem.

Essas tensões podem ocorrer por muitas razões durante o processamento como:

- Durante laminação, fundição, forja etc;
- Durante processos como cortes, dobramentos, usinagem e esmerilhamento;
- Durante processos de soldagem.

Tensões térmicas são classificadas de acordo com o mecanismo que as produzem:

- Aquelas produzidas por incompatibilidade estrutural;
- Aquelas produzidas por uma distribuição desigual de deformação não-elástica.

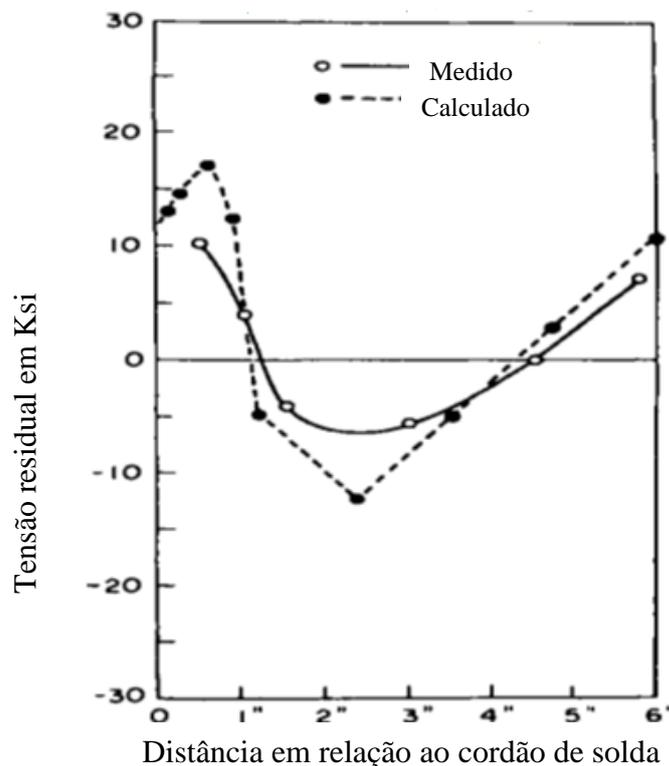
Existem diversos fatores que contribuem para o aparecimento de distorções em soldas e podem ser classificados como parâmetros estruturais, parâmetros de material e parâmetros de fabricação.

- Os parâmetros estruturais incluem a geometria da estrutura (se é um painel reforçado com perfis, ou se a estrutura é esférica ou cilíndrica etc.), espessura da placa, tipo de junta (topo, filete etc.)
- Os parâmetros de material incluem o tipo e a condição do material base e do material de adição.
- Dentre os parâmetros de fabricação estão os processos de soldagem, parâmetros de procedimento como corrente, tensão, velocidade da solda, pré-aquecimento etc., parâmetros de montagem como sequência de soldagem e graus de limitação dentre outros.

Para de determinar as tensões residuais e a distorção analiticamente, é necessário estabelecer relações analíticas entre os três parâmetros supracitados que podem ser feitos da seguinte forma:

- Determinando mudanças dimensionais produzidas por cada cordão de solda;
- Determinando distorções causadas por estas mudanças dimensionais;
- Combinando todas as mudanças dimensionais com as distorções.

**Figura 11** - Tensões residuais em relação a distância ao cordão de solda



Fonte: Maisubuchi (1982)

A Figura 11 mostra a distribuição de tensões residuais longitudinais ao longo do comprimento médio da seção, onde a distribuição de tensões pode ser interpretada pela combinação da contração da solda que causa altas tensões trativas residuais em suas proximidades e tensões compressivas moderadamente baixas nas regiões afastadas do cordão e seu comprimento ao longo do limite que causa momentos de distorções, resultando em tensões compressivas nas regiões entre a linha neutra e o cordão de solda e tensões trativas em regiões afastadas da linha neutra. Ele relacionou as tensões medidas de forma empírica e calculadas de forma analítica. Ainda segundo Maisubuchi (1982), as tensões residuais devido ao processo de fabricação de estruturas soldadas são de dois tipos:

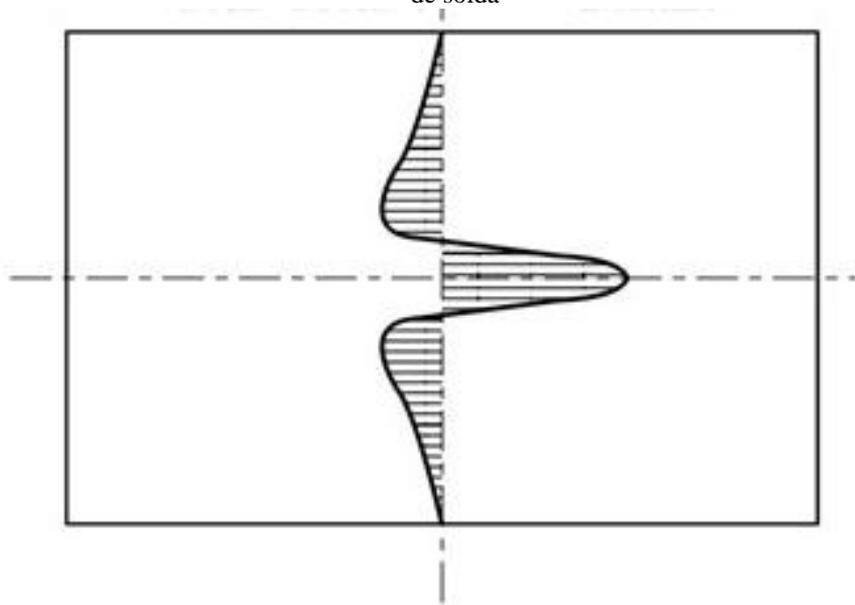
1. Tensões residuais de soldagem em componentes metálicos sem restrição;
2. Tensões reativas causadas por restrições externas.

As tensões relevantes são aquelas paralelas a direção da solda, designadas  $\sigma_x$ . Tensões trativas de magnitude alta aparecem na região próxima da solda e sua distribuição é caracterizada sob dois parâmetros: tensão máxima na região da solda,  $\sigma_m$  e largura da área tensionada por tensões residuais,  $b$ . As tensões  $\sigma_x$  podem ser calculadas pela seguinte equação:

$$\sigma_x(y) = \sigma_m \left\{ 1 - \left( \frac{y}{b} \right)^2 \right\} e^{-0,5 \left( \frac{y}{b} \right)^2} \quad (4)$$

A distribuição das tensões  $\sigma_y$  trativas de baixa magnitude aparecem na região média da solda e compressivas no fim do cordão conforme mostrado na Figura 12.

**Figura 12** - Distribuição de tensão residual compressiva a esquerda do eixo vertical e trativa a direita no cordão de solda



Fonte: Maisubuchi (1982).

James (2008) estuda o perfil de tensão residual em chapas com 8 mm de espessura na influência da vida a fadiga do material. Sua metodologia baseou-se em soldar chapa de 500 x 500 mm pelo processo MIG de 8 mm de espessura, chegando a valores de + 50MPa na ZTA até -150MPa na linha de centro da solda. Os valores encontrados para tensões longitudinais foram de +90MPa a 22mm do centro da solda e -120MPa na linha de centro da solda.

Paik et al. (2005) comparou treze painéis soldados de alumínio utilizados na indústria naval e aeroespacial das séries 5000, 6000 e 7000, pelo método dos elementos finitos com o método ULS (ultimate limite state) que combina fenômenos locais e globais de flambagem.

Zvikovic e Anzulovic (2004) analisaram os efeitos do shot-peening para amenizar os efeitos de tensões residuais em juntas soldadas de alumínio. Seu experimento baseou-se em aplicar o procedimento de shot-peening na liga de alumínio 5083 utilizada em embarcações, obtendo uma melhora na resistência à fadiga de 59% em ciclos de  $10^5$  e 93% em ciclos de  $10^6$  comparado com os CP que não passaram por esse processo.

### 2.2.2 Defeitos em solda

Os processos de soldagem são considerados complexos, pois além de requererem bastante habilidade do operário, estão sujeitos às intempéries que podem contaminar o cordão de solda com impurezas, facilitando o aparecimento de defeitos como trincas por exemplo.

Dentre os diversos defeitos decorrente do processo de soldagem, a intrusão no pé do cordão é um fator complicador na resistência à fadiga do material devido à dificuldade de encontrá-lo no processo de inspeção devido ao seu tamanho.

Os defeitos na solda estão diretamente ligados à quantidade máxima de ciclos que uma estrutura será capaz de suportar durante a sua vida útil. Por isso a necessidade de inspecionar todos os cordões de solda para detectar e solucionar tais problemas através dos diversos ensaios não destrutivos existentes atualmente fim impedir a falha por fadiga do material.

Segundo Gustafsson e Saarinen (2007), os principais defeitos de solda podem ser:

- Entalhes- são criados durante o processo de soldagem quando o metal base é fundido, formando um pequeno desnível no pé da solda;
- Penetração incompleta- ocorre quando a espessura da solda é inferior àquela calculada em projeto, diminuindo a resistência da junta;
- Porosidade- ocorre quando gases ficam presos na solda durante o processo onde esses gases são alterados à medida que a temperatura baixa e criam porosidades no cordão;
- Início e fim da solda- ocorre quando o início da solda é sobreposto ao final da solda, como esses pontos são de alta concentração de tensão seu valor final é amplificado ocasionando diminuição da vida à fadiga;
- Falha na fusão- ocorre quando o material da solda e o metal de base não são unidos o suficiente.

Zhang et al. (2017) quantificou o efeito na vida à fadiga do diâmetro e profundidade do poro na soldagem da liga Ti-6Al-2Zr-1Mo-1V, avaliando a concentração de tensão na solda com a curva SN da liga, concluindo que a profundidade do poro tem maior influência que seu diâmetro na redução da vida à fadiga.

### 2.3 FADIGA EM LIGAS DE ALUMÍNIO

Diante da grande busca pela utilização do alumínio como componente estrutural devido as suas características como baixa densidade e alta resistência à corrosão, faz-se necessário analisar sua resistência mecânica mais a fundo a fim de determinar seu comportamento após vários anos de uso. Com isso, diversos trabalhos têm sido feitos para analisar a resistência à fadiga deste material para altos ciclos de vida em diversos tipos de estruturas, sejam elas navais, aeronáuticas etc.

Na literatura atual, a maioria dos autores consideram o alumínio como um material que não possui uma tensão de limite de resistência à fadiga pré-definida. Ou seja, com o passar dos anos e das cargas impostas, sua resistência diminui levando ao descarte do material. Ao contrário do aço que possui um limite à fadiga pré-estabelecido, e o projetista pode se preocupar somente em manter as tensões atuantes abaixo deste limite e proteger devidamente contra a corrosão que a estrutura não apresentará problemas por falhas catastróficas.

Embora vários textos mencionem que as ligas de alumínio especificamente não têm limite de fadiga, porém esta afirmação é questionável por alguns autores, já que elas possuem limiar de propagação de trincas.

Gonçalves et al. (2014), ao verificar a resistência à fadiga de uma embarcação de patrulha fabricada em dois tipos de ligas de alumínio, 5083-111 e 6082-T6, através de experimentos com extensômetros em sua seção mestra, e analisá-los numericamente pelo Método dos Elementos Finitos, chegou a resultados equivalentes de tensões.

Hassanifard e Zehsaz (2010) analisaram tensões residuais na vida à fadiga em juntas soldadas da liga 5083-O. Os resultados mostraram que tensões residuais de soldagem reduzem com o aumento da força do eletrodo que serve para unir peças de trabalho, exercendo pressão antes, durante e depois do fornecimento da corrente.

### 3 ESTUDO DE FADIGA EM EMBARCAÇÕES

Este estudo não é muito comum em projetos navais em virtude de a maioria das embarcações serem construídas em aço, com as tensões abaixo da tensão limite da tensão de vida infinita. Porém, com o aumento da utilização do alumínio como elemento estrutural e a necessidade de reduzir a quantidade de material utilizado para reduzir peso e deixar a plataforma mais eficiente, têm sido realizados estudos implementando o cálculo de vida à fadiga em projetos navais.

Neuberg e Drimer (2017) determinaram uma faixa de vida à fadiga de um embarcação de planeio tendo por base seu planejamento operacional, integrando regras de projeto com situações reais de carga, analisando a interação fluido-estrutura e representação aleatória de estado de mar. Cada altura de onda, que depende do espectro de mar, foi relacionada a uma velocidade horizontal desenvolvida e calculada a tensão atuante e a partir dos dados de carregamento comparados com a vida operacional e a curva SN da liga. A partir de tais dados, chegou-se ao espectro de tensão e ao número total de ciclos que a estrutura suportará até uma possível falha por fadiga.

Este tipo de estudo é de grande importância, principalmente para embarcações construídas em alumínio, haja vista sua baixa resistência a fadiga. A parte mais complicada do estudo é estabelecer quais são as tensões atuantes na embarcação para determinadas alturas de onda em combinação com as velocidades horizontais e verticais já que sua análise numérica é complicada e sua modelagem numérica consome uma grande quantidade de horas de simulação em computadores. Contudo, com as aproximações necessárias, é possível chegar a valores aceitáveis de ciclo de vida máximo para o casco de embarcações de planeio.

Barros (2013) teve como objetivo realizar análise de sensibilidade a fadiga em três FPSO (Floating Production Storage and Offloading) convertidos. Trata-se de Navios antes usados para o transporte de petróleo que foram convertidos para funcionarem como plataforma de extração de óleo. Como metodologia, o trabalho baseou-se na vida pregressa da embarcação e também na sua vida remanescente com análise das curvas SN e do espectro de mar ao qual as embarcações estarão expostas e a análise do dano causado pela exposição às intempéries. A análise da vida pregressa tem por objetivo verificar o dano acumulado devido ao período que era utilizado no transporte de petróleo e a vida remanescente que terá após sua conversão. Para isso é necessário realizar o estudo de dano acumulado utilizando a regra de Palmgren-Miner. Para analisar o dano acumulado na vida pregressa em navios construídos em aço, calculando as tensões em que estava submetido em cada situação de carregamento. No caso da vida

remanescente, é analisado qual foi o dano daquela estrutura e aplicados os reforços necessários para sua nova utilidade. Tal estudo também levou em consideração os fatores de severidade ambiental, já que a embarcação era empregada no tempestuoso Mar do Norte. As informações são de suma importância para analisar a quantidade de ciclos de carregamento que o material deverá suportar durante sua vida útil. Seus dados baseiam-se na direção e na amplitude das ondas bem como no ângulo horizontal formado entre a proa do navio e a onda.

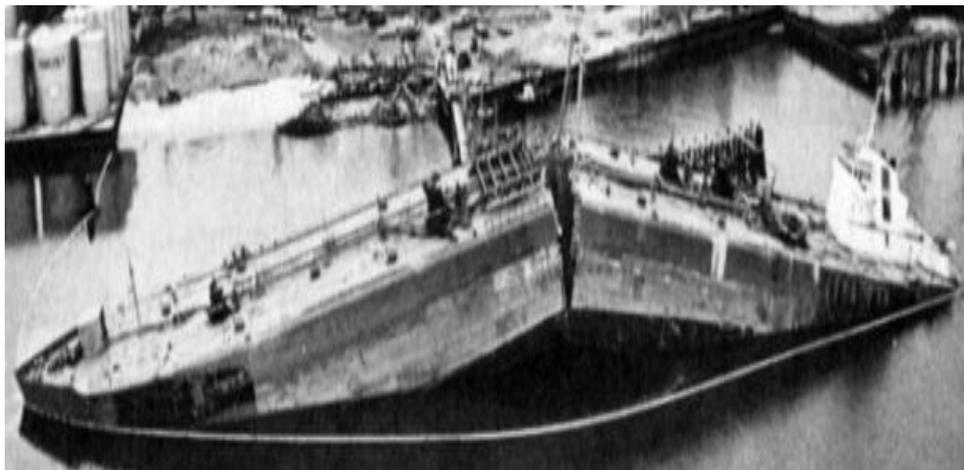
Santoro et al. (2014) deduziu que a interação entre a água e o casco durante o afundamento da proa em alturas variadas de onda causa vibrações internas que podem ocasionar fadiga estrutural. Em seu trabalho, o carregamento hidrodinâmico que age no casco tem sido estudado como efeito de parâmetros do ângulo de trim e da velocidade de avanço em ondas regulares.

No fundo do casco com um ângulo constante de *deadrise*, as pressões hidrodinâmicas foram medidas em nove posições para obter o campo de pressões e comparar com as pressões obtidas pelas regras de dimensionamento pelo método de Zhao e Faltinsen (1993).

### 3.1 CASOS DE FADIGA EM NAVIOS

A Classe Liberty consistiu em uma série de Navios Cargueiro construídos na Segunda Guerra Mundial nos Estados Unidos a fim de levarem suprimentos para a Europa, mostrados nas Figuras 13 e 14. Seu processo de fabricação consistia na soldagem de estruturas pré-fabricadas com o intuito de acelerar sua entrega, levando menos tempo de construção que seus antecessores unidos por rebites. Como naquele tempo não se tinha dimensão dos efeitos de temperatura, concentradores de tensão e tensões residuais provocando a fratura frágil de vários Navios da classe, seja durante a travessia no Oceano Atlântico devido a baixas temperaturas, pois o material perdia ductilidade, ou mesmo atracado no porto. Foram construídos 4694 Navios desse tipo, dos quais 1289 sofreram fratura frágil, destas 233 foram catastróficas com perda completa e em 19 casos os Navios partiram-se ao meio e segundo Baptista (2013) ficaram conhecidos como “Navios de 5 anos de vida útil”.

**Figura 13** - Navio Classe Liberty após fratura catastrófica por fadiga



**Fonte:** Baptista (2013).

**Figura 14** - Navio Classe Liberty



**Fonte:** Baptista (2013).

Segundo o relatório conduzido pelos professores Taniguchi e Brandi (1999) do Departamento de Engenharia Naval e Oceânica da Universidade de São Paulo, a ocorrência de rachaduras na superestrutura das Fragatas “Classe Niterói” e Navio-Patrolha “Classe Grajaú” ocorreu por fadiga do alumínio em virtude das severas condições ambientais e cordões de solda de qualidade duvidosa. Tais fatores diminuem a resistência estrutural à corrosão e aumentam fatores de concentração de tensão respectivamente, deixando as placas de alumínio mais suscetíveis à fadiga. As trincas apareciam na junta soldada, iam se propagando e, apesar das unidades danificadas serem substituídas, os defeitos continuavam a aparecer nas proximidades das novas chapas, conforme mostrado nas Figuras 15, 16, 17 e 18.

**Figura 15** - Trinca no convés de alumínio do Navio-Patrolha Graúna



**Fonte:** próprio autor (2019).

**Figura 16** - Trinca no convés de alumínio do Navio-Patrolha Graúna



**Fonte:** Próprio autor (2019).

**Figura 17** - Trinca na antepara de alumínio do Navio-Patrolha Graúna



**Fonte:** Próprio autor (2019).

**Figura 18** - Rachadura no convés de alumínio do Navio-Patrolha Grajáú



**Fonte:** Próprio autor (2019).

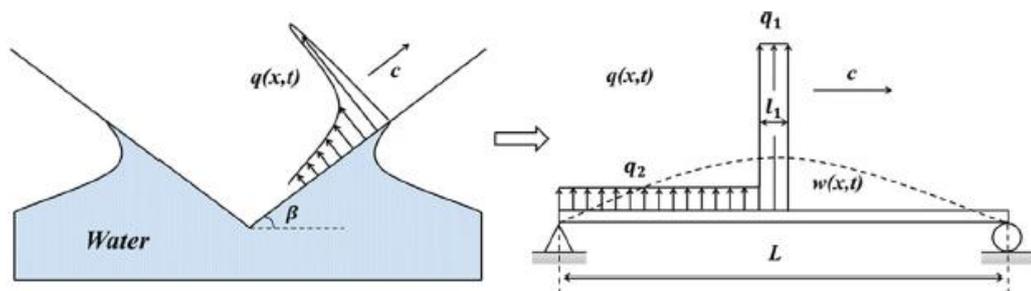
Os Navios-Patrolha “Classe Grajáú” tiveram sua união casco-superestrutura, em sua maioria, feita com uso de rebites com exceção dos Navios Guarujá e Guanabara, sediados em Belém-PA. Estes últimos tiveram sua junção realizada pelo processo de soldagem por explosão, bem conhecido na união de materiais dissimilares. Tal processo, aliado à utilização dos meios em um ambiente menos severo em uma menor degradação da superestrutura, constatou aparecimento de trincas somente em alguns perfis longitudinais do Navio-Patrolha “Guanabara” e nenhuma no “Guarujá”. Tais problemas também apareceram nas Fragatas

“Classe Niterói” e no Navio-Escola Brasil, também construídos em casco de aço com superestrutura de alumínio. Estes são Navios de maior porte, um total de 145m de comprimento, com chapas de espessura muito maior, porém sofrem do mesmo problema estrutural de aparecimento de trincas.

### 3.2 PRINCIPAIS CARREGAMENTOS EM EMBARCAÇÕES DE PEQUENO E MÉDIO PORTE

Para dimensionamento estrutural de embarcações com comprimento máximo de 22 metros, que é o caso do estudo desta dissertação, não é utilizado o método convencional de viga-navio, pois as cargas atuantes mais relevantes estão relacionadas ao impacto da proa da embarcação ao atingir uma onda, denominada *slamming*. Este carregamento é dimensionado como a pressão que a água exerce no casco e está diretamente associado à aceleração vertical no momento do impacto e ao ângulo que a curvatura do casco faz com o eixo horizontal (ângulo de deadrise). A Figura 19 mostra a seção de uma embarcação e o carregamento de pressão de slamming no momento do choque com a superfície da água.

**Figura 19** - Distribuição de pressão devido o *slamming*



**Fonte:** Faltinsen (1999).

Segundo Neuberg e Drimer (2017), o carregamento dominante de uma análise estrutural em um casco de planeio é o *slamming*. Este carregamento trata-se de uma abrupta interação fluido-estrutura, onde os efeitos dinâmicos, hidro-elasticidade e efeitos estruturais não lineares são de suma importância. Ao considerar esses efeitos em um projeto em espiral, é possível reduzir as dimensões dos escantilhões aplicando um design quase-estático de pressão junto com teoria simples de viga. Como exemplo, os autores utilizaram embarcações com parâmetros geométricos da Tabela 1, chegando à relação de que para cada altura de onda e uma velocidade horizontal desenvolvida obtém-se uma tensão atuante em determinada região da embarcação, como demonstrado na Tabela 2.

**Tabela 1** - Características da embarcação no estudo de Neuberg e Drimer (2017)

<b>Material</b>	<b>Alumínio Naval Liga 5083H321</b>
Comprimento Máximo	7,20 m
Boca Moldada	2,50 m
Ângulo de <i>deadrise</i> no CG	21°
Deslocamento Carregado	3,0 toneladas
Calado	0,45m

**Fonte:** Neuberg (2017).

**Tabela 2** - Resultados alcançados na análise de Neuber e Drimer

<b>Altura de onda (m)</b>	<b>Velocidade horizontal (nós)</b>	<b>Tensões atuantes (MPa)</b>
0,25	16	39
0,50	16	52
0,75	16	63
1,00	16	74
1,25	16	84
0,25	20	52
0,50	20	70
0,75	20	85
1,00	20	101
1,25	20	118
0,25	22	59
0,50	22	79
0,75	22	97
1,00	22	118
1,25	22	143

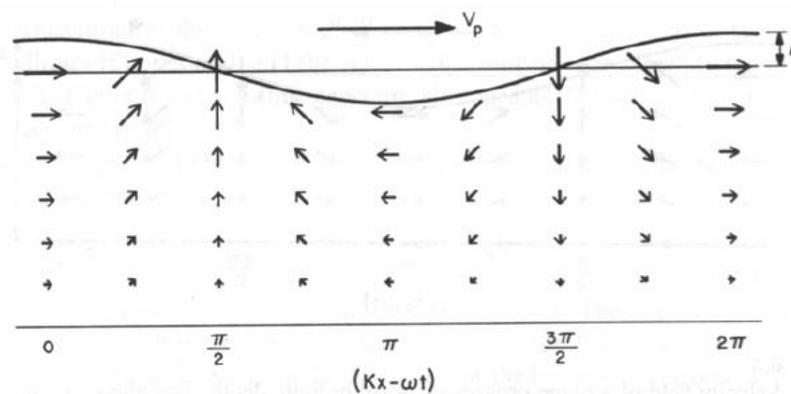
**Fonte:** Neuberg (2017).

Segundo Lv e Grenestedt (2014), o *slamming* tem início a partir de um pico de pressão seguido por uma redução e uma normalização de baixas pressões residuais. A magnitude do pico de pressão depende da velocidade de impacto e do ângulo de *deadrise*. Quando as cargas locais tornam-se muito altas, os efeitos hidroelásticos acabam sendo importantes também; a estrutura se deforma em resposta as cargas de *slamming*, e o fluxo do campo de pressões é alterado. O fenômeno do *slamming* é composto por vários efeitos e mecanismos, como fluxo não-estacionário, compressibilidade, vibração induzida por cavitação etc. Por outro lado, atualmente somente são usadas regras de projeto derivadas de métodos semi-empíricos fornecidos pelas sociedades classificadoras, nos quais é considerado equivalente a uma

distribuição de pressão uniformemente estática no fundo da embarcação. Em geral ele consiste em um carregamento inicial seguido por uma fase de vibração, sendo que este fenômeno é extremamente aleatório porque o ângulo entre o fundo e a superfície da água, assim como a velocidade de impacto, varia a cada segundo. Neste artigo, o fundo da embarcação foi modelado como uma viga Euler-Bernoulli linear elástica unidimensional. A pressão de *slamming* é simulada durante sua fase inicial como um pico de grande intensidade seguido por uma diminuição, deslocando-se a uma velocidade constante pela viga e, quando o carregamento atinge o fim da viga, toda a carga é retirada.

Uma referência que deve estar presente no estudo do *slamming* é o comportamento no mar da embarcação, pois este delimita seus movimentos e acelerações em ondas. Na modelagem matemática, é considerada uma onda elementar como plana, progressiva e regular e o que lhe caracteriza é o fato de ter um período de oscilação ( $T$ ) bem definido, o qual pode ser medido pelo intervalo entre duas cristas ou duas cavas. O período caracteriza a variação da onda no tempo e o comprimento ( $\lambda$ ) no espaço. Para a descrição da onda elementar, também é usado sua amplitude ( $A$ ) e a altura da onda ( $H$ ), que é o dobro da amplitude ( $H=2A$ ). Dados como período, frequência e altura de onda serão de suma importância para associar os blocos de carregamento, a altura de onda e o regime de serviço da embarcação que será analisada. A Figura 20 mostra a distribuição da amplitude de onda de acordo com a profundidade.

**Figura 20** - Distribuição de amplitude de onda de acordo com a profundidade

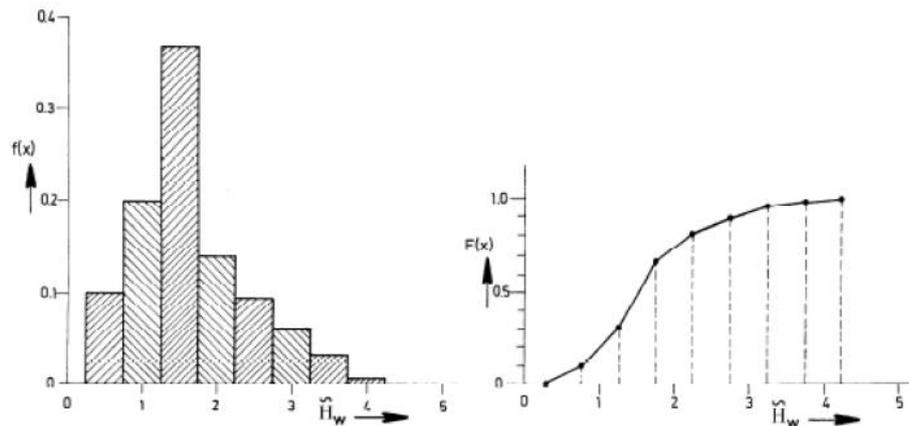


**Fonte:** Simos A.N (2012).

Porém, o mar é caracterizado pela formação de ondas irregulares devido à ação do vento sobre sua superfície, que frequentemente apresenta um padrão bastante aleatório com períodos e alturas, variando continuamente com o tempo. Tal fato leva à necessidade de uma abordagem estatística das ondas do mar. O período médio de ondas  $T^*$  é obtido a partir de um registro como a média dos períodos entre zeros ascendentes ou dos períodos entre cristas ou

cavas sucessivamente. A altura média de ondas pode ser obtida com base em um histograma contendo as informações do número de ocorrências em determinadas faixas de altura de onda. A razão entre o número de ocorrências em cada faixa e o número total de ciclos contido no registro fornece quocientes de frequência que caracterizam a função densidade de probabilidade e a sua soma cumulativa, conforme mostrado na Figura 21, fornece a função de distribuição.

**Figura 21** - Função densidade de probabilidade e sua soma



Fonte: Simos A.N (2012).

**Tabela 3** - Distribuição de altura de ondas

Intervalo de ondas	Média das alturas de onda	Número de ondas	Quociente de frequência	Quociente de frequência cumulativa
0,25-0,75	0,5	15	0,1	0,1
0,75-1,25	1	30	0,2	0,3
1,25-1,75	1,5	55	0,367	0,667
1,75-2,25	2	21	0,14	0,807
2,25-2,75	2,5	14	0,093	0,9
2,75-3,25	3	9	0,06	0,96
3,25-3,75	3,5	5	0,033	0,993
3,75-4,25	4	1	0,007	1
Total		150	1	

Fonte: Simos A.N (2012).

Informações estatísticas importantes podem ser extraídas a partir da função densidade de probabilidade, como a altura média de ondas que é dada por:

$$\int_0^{\infty} x \cdot f(x) dx \quad (5)$$

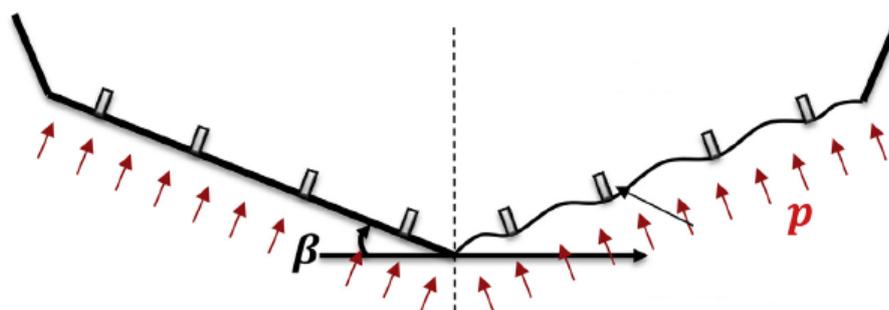
Um parâmetro importante normalmente empregado para a descrição de um determinado estado de maré, a chamada altura significativa de ondas  $H_{1/3}$ , é definida como a

média das ondas 1/3 maiores. No exemplo da Tabela 3, a altura significativa é dada pela média das 50 maiores ondas no registro onde  $H_{1/3} = 2,51$  m.

Segundo Fatilsen (2011), o uso da distribuição de Rayleigh em sua função de distribuição de probabilidade é universalmente utilizada na discriminação de altura de onda em determinado estado estacionário de mar. Com isso ele combinou o envelope operacional de velocidade de mar e os estados de mar, com a distribuição da altura de onda em cada estado de mar.

Tais definições são de extrema relevância para se entender as formulações das sociedades classificadoras para determinados padrões de onda que podem ser utilizados para definir as alturas médias de onda atuantes nas regiões onde a Lancha Escolar, objeto de tal estudo, trafega. Este dado é de extrema importância, pois a altura de onda está diretamente ligada à pressão atuante no casco da embarcação devido ao *slamming*.

**Figura 22** - Deformação na chapa antes e depois da pressão de *slamming*



Fonte: Neuberg (2017).

Como pode-se observar na Figura 22, o chapeamento da embarcação sofre uma deformação após a atuação da pressão de *slamming*, que com o passar do tempo pode levar à fadiga dos elementos estruturais. Esta deformação é objeto de estudo há alguns anos, pois especialistas tentam analisar experimental e numericamente a tensão resultante da interação entre o fluido e a estrutura para poder facilitar o dimensionamento dos reforços e do chapeamento da embarcação.

Além de ser necessário para dimensionamento estrutural, tem sido observada a preocupação com a vida à fadiga das embarcações construídas em alumínio já que sua resistência é menor que o aço, porém apresentam melhor comportamento quando expostas à ambientes corrosivos.

### 3.3 AVALIAÇÃO DA LANCHAS ESCOLAR

#### 3.3.1 Detalhes do projeto

A lancha escolar faz parte do programa “Caminhos da Escola” do governo federal com a finalidade de transportar crianças que moram em localidades remotas e necessitam de apoio fluvial para o seu deslocamento, com características descritas na Tabela 4.

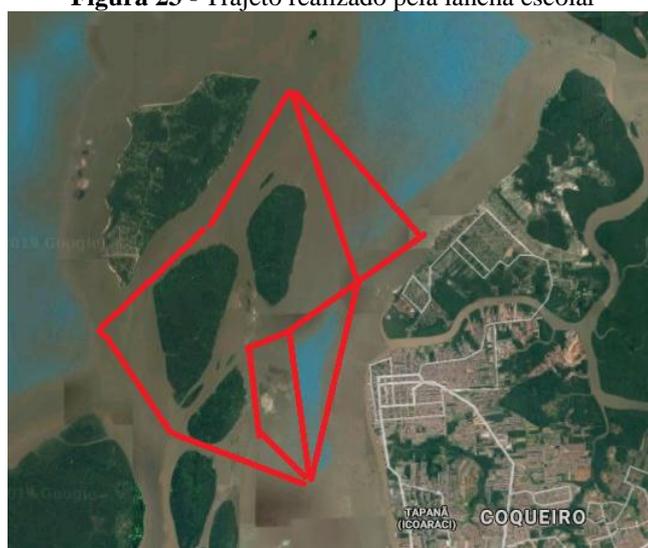
**Tabela 4 - Características da Lancha Escolar**

<b>Material</b>	Alumínio Naval Liga 5052H34
<b>Comprimento Máximo</b>	7,30 m
<b>Boca Moldada</b>	2,20 m
<b>Pontal</b>	1,00 m
<b>Deslocamento Carregado</b>	2,6 toneladas
<b>Calado</b>	0,35m
<b>Capacidade</b>	20 alunos

**Fonte:** Próprio autor (2019).

A Lancha Escolar tomada por inspiração do referido estudo tem como trajeto a região próxima à cidade de Belém-PA abrangida por cinco ilhas: Jotuba, Viçosa, Cotijuba, Anapiranga e Paquetá num período de navegação de aproximadamente quatro horas diárias, cinco vezes por semana. A lancha escolhida para tal projeto possui as características listadas na Tabela 1 e é classificada como Lancha Escolar Média. Na Figura 23 tem especificado o trajeto realizado pela embarcação e na Figura 24 seu desenho de perfil.

**Figura 23 - Trajeto realizado pela lancha escolar**



**Fonte:** Google Maps

**Figura 24 - Lancha Escolar Média**

Fonte: Folder com características da lancha (2010).

### Caracterização do material da lancha

Nesta parte do trabalho, o objetivo foi traçar a curva SN do material utilizado para construir as lanchas escolares. As demais principais características já são bem conhecidas. Nas Tabelas 5, 6 e 7 estão as características químicas, físicas e mecânicas, respectivamente, da liga Al 5052 utilizada.

**Tabela 5 - Características químicas da liga Al 5052**

<b>Mg</b>	<b>2,2-2,8%</b>
<b>Fe</b>	0,4%
<b>Cu</b>	0,1%
<b>Mn</b>	0,1%
<b>Al</b>	96-99%
<b>Cr</b>	0,05-0,15%
<b>Zn</b>	0,1%
<b>Outros</b>	0,05-0,15%

**Tabela 6 - Características físicas da liga Al 5052**

<b>Condutibilidade Elétrica</b>	34% I.A.C.S
<b>Condutibilidade Térmica</b>	0,33 cal/cms °C
<b>Densidade</b>	2,68 g/cm <sup>3</sup>
<b>Expansão Térmica</b>	23x10 <sup>-6</sup> °C
<b>Módulo de Elasticidade</b>	71000-74000 MPa
<b>Ponto de Fusão</b>	600-640 °C

**Tabela 7 - Características mecânicas da liga Al 5052**

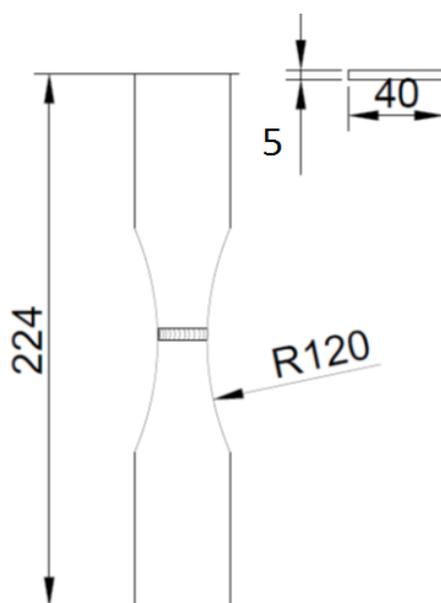
<b>Limite de Resistência</b>	255 MPa
<b>Limite de Escoamento</b>	200 MPa
<b>Alongamento</b>	14 %
<b>Dureza</b>	67 Brinell
<b>Têmpera</b>	H 34

### 3.4 CORPOS DE PROVA

O corpo de prova foi usinado de acordo com as características das Figuras 25, tendo como referência a norma GB/T3075-2008 que utiliza CP de seção reta. Suas características geométricas servem para determinar o aparecimento das trincas na região mais afastada do engaste das garras da máquina de fadiga, a fim de não levar a um resultado errôneo que favoreceria o surgimento dos defeitos junto ao engaste. Eles foram usinados a partir de uma placa de alumínio 5052H34 de 850 mm de comprimento por 850 mm de largura e 5mm de espessura, cortados em uma máquina CNC.

Os corpos de provas soldados foram fabricados a partir de uma chapa unida por um cordão de solda de aproximadamente 5 mm, do mesmo pedaço de chapa onde foram usinados os corpos não soldados. Foram realizados dois passes de solda, um de cada lado da chapa com chanfro no processo MIG e argônio como gás de proteção com um arame de 1 mm de espessura, a abertura de raiz da solda para penetração do chanfro foi de 0,8 mm, velocidade de avanço de 8 mm/segundo, tensão de 19 V e corrente de aproximadamente 200 A, por soldador especializado com vasta experiência em construção de lanchas de alumínio na região amazônica. Após a realização de Ensaio Não Destrutivo por líquido penetrante não foi constatada presença de poros ou trinca na solda dos corpos de prova, que comprometessem a qualidade da solda.

**Figura 25** - Corpo de prova soldado



**Fonte:** Próprio autor (2019).

### 3.4.1 Metodologia de ensaios

A máquina utilizada nos ensaios de fadiga é de fabricação chinesa, do grupo SHIMADZU, conforme ilustrado na Figura 26, e utiliza o software GLUON para aplicação de parâmetros e aquisição e interpretação de resultados. A configuração geral da servo-hidráulica se baseia na ligação da estrutura de aplicação de carga com uma bomba hidráulica e um sistema de resfriamento.

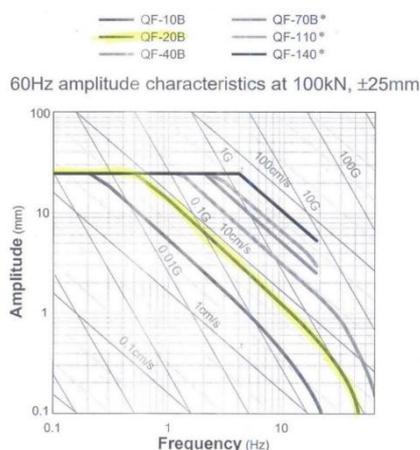
**Figura 26** - Máquina de fadiga LCAM UFPA



Fonte: Próprio autor (2019).

A Figura 27 mostra a curva de funcionamento do conjunto com realce em amarelo para a bomba utilizada na máquina, de tipo QF-20B. Para configurar os parâmetros de ensaio, primeiro é feita uma análise prévia do deslocamento necessário para submeter o CP às gamas de tensão desejadas. Com a amplitude definida, tem-se a frequência máxima de carregamento por meio da curva da bomba. Quanto maior a carga, menores a frequências de carregamento possíveis. Com frequência e amplitude máxima definidas, é possível definir diretamente no software o tipo de carregamento e as tensões (forças correspondentes) máximas e mínimas aplicadas.

**Figura 27** - Curva de funcionamento da bomba da máquina de fadiga



Tipo da Bomba: **QF-20B**

Fonte: Manual do equipamento.

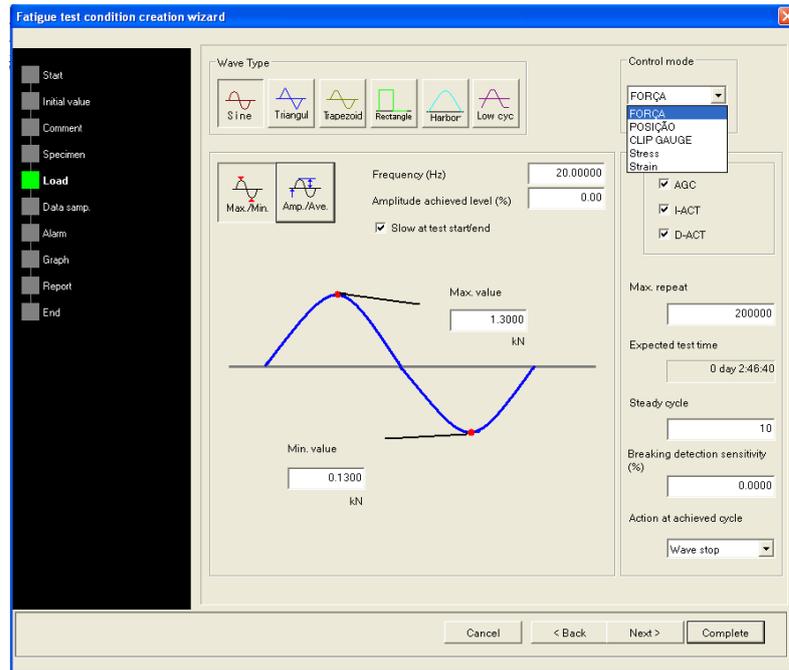
Os primeiros ensaios foram precedidos de teste de tração em um CP de mesmo material da lancha, instrumentado com um extensômetro de resistência elétrica para atestar o correto funcionamento da máquina. Foram realizados três ciclos de carregamento no regime elástico para determinação do módulo de elasticidade e, nos três ensaios, como esperado, chegou-se a uma média de 70 GPa com desvios desprezíveis. Isso serviu para confirmar a acurácia da célula de carga da máquina.

O passo seguinte foi avaliar a máquina atuando com cargas cíclicas definido com um carregamento alternado do tipo senoidal. Com os picos máximo e mínimo de deformações medidas no extensômetro e módulo de elasticidade medido de 70 GPa, as tensões atuantes no CP puderam ser comparadas com as definidas nos parâmetros de entrada no software da máquina. Os resultados também foram bastante satisfatórios e trouxeram segurança para a realização dos ensaios desta dissertação.

Embora as Figuras 28 e 29 demonstrem um carregamento  $R=0,1$ , os ensaios foram realizados em carregamento senoidal alternado para cada tensão, com uma razão  $R= -1$  para verificar a resistência do material de  $-\sigma$  até  $+\sigma$  numa frequência de 30 Hz e amplitude de 0,23, as quais estão demonstradas nas Tabelas 8 e 9 e nas Figuras 32 e 33. As Figuras 30 e 31 mostram a colocação dos CP na máquina para serem ensaiados.

**Figura 28** - Dados de entrada para realização do ensaio

Fonte: Próprio autor (2019).

**Figura 29 - Dados de entrada para um ensaio de razão 0,1**

Fonte: Próprio autor (2019).

**Figura 30 - Corpo de prova no posicionado durante o ensaio**

Fonte: Próprio autor (2019).

**Figura 31** - Corpo de prova rompido após o ensaio

**Fonte:** Próprio autor (2019).

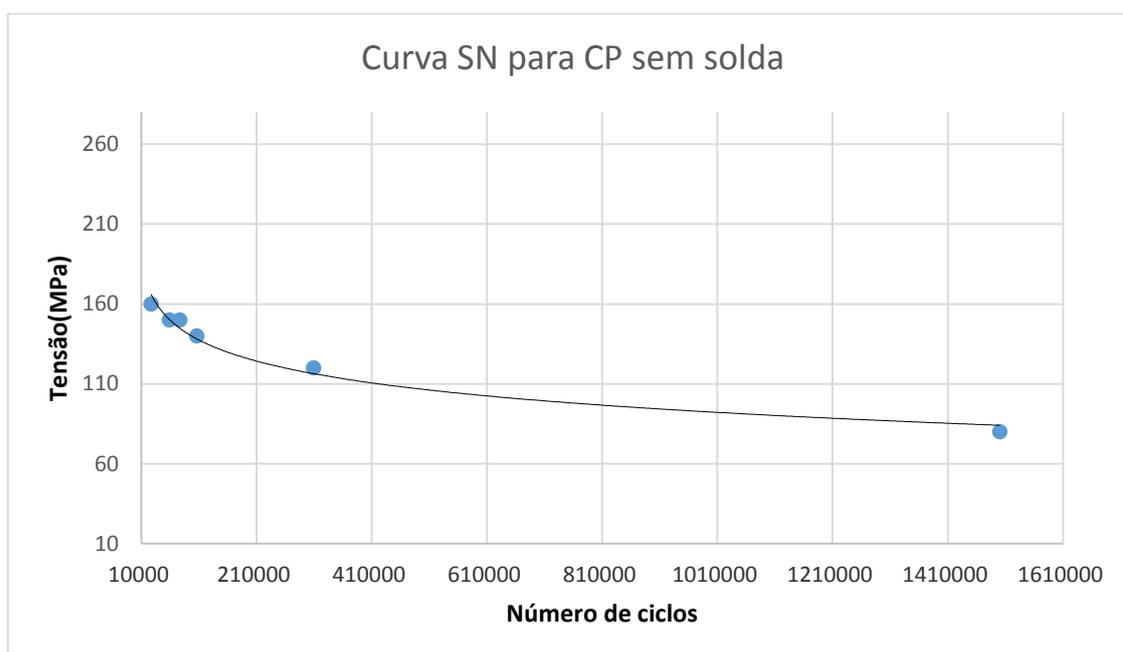
Os corpos de prova foram usinados e ensaiados no Laboratório de Caracterização de Materiais da UFPA. Os ensaios foram realizados nas tensões de 160, 150, 140, 120 e 80 MPa, conforme a Tabela 8. A partir destes ensaios, foi traçada a curva S-N do material conforme Figura 32.

Os corpos de prova 2,3,8 e 9 foram descartados porque estavam muito fora dos valores de vida esperados para a liga na curva normalizada em comparação a norma EUROCODE 2007, provavelmente em virtude de alguma intrusão devido a defeitos de fabricação.

**Tabela 8** - Resultados dos ensaios com Corpos de Prova sem solda

CP	$\sigma$ (MPa)	N (ciclos)	DIA	Frequência (Hz)
1	150	76.837	17/jan	30
4	140	106.270	01/mar	30
5	160	27.030	01/mar	30
6	80	1.500.000	01/mar	30
7	160	36.208	16/mar	30
10	120	147.683	16/mar	30

**Fonte:** Próprio autor (2019).

**Figura 32** - Curva SN para Corpos de Prova sem solda

**Fonte:** Próprio autor (2019).

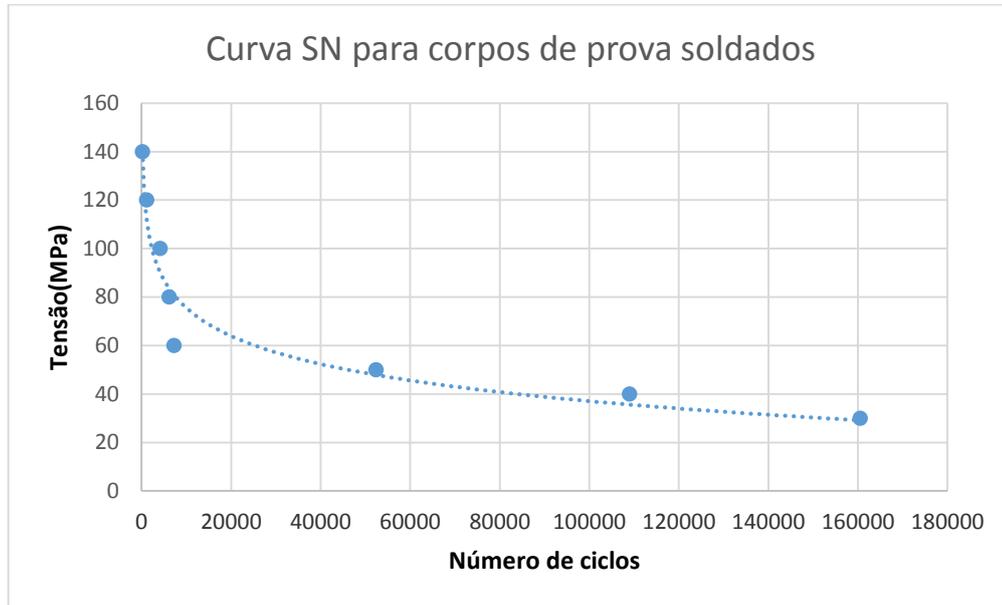
Diante dos resultados alcançados, percebe-se um grande aumento na vida útil do material para o CP ensaiado a 80 MPa.

Também foram realizados ensaios com corpos de prova soldados a fim de serem levantadas suas curvas de vida em virtude de uma das embarcações ter fraturado na região soldada de emenda do fundo com o costado da embarcação. Os resultados e a curva foram levantados na Tabela 9 e na Figura 33, demonstrando que a concentração de tensões devido ao cordão de solda diminui significativamente a resistência à fadiga do material.

**Tabela 9** - Resultados dos ensaios com Corpos de Prova soldados

CP	$\sigma$ (MPa)	N	DIA	Frequência (Hz)
1	140	208	13/abr	30
2	120	1095	13/abr	30
3	100	4115	13/abr	30
4	80	6137	13/abr	30
5	60	7244	13/abr	30
6	40	108977	13/abr	30
7	50	52378	13/abr	30
8	30	160485	13/abr	30

**Fonte:** Próprio autor (2019).

**Figura 33** - Curva SN para Corpos de Prova com solda

Fonte: Próprio autor (2019).

Na curva SN para corpos de prova soldados não é possível estabelecer uma margem para vida infinita no material em virtude do baixo número de ciclos alcançados e da curva sempre decrescente, apesar das baixas tensões aplicadas.

Comparando os resultados para os Corpos de Prova com e sem solda, percebe-se uma grande diminuição da vida útil do material quando é inserido o processo de soldagem na fabricação, podendo sua causa estar no aparecimento de tensões residuais durante o processo de fabricação.

## 4 ANÁLISE DE FADIGA DA LANCHA ESCOLAR

### 4.1 METODOLOGIA ANALÍTICA PARA ESTIMATIVA DAS PRESSÕES DE SLAMMING

Como comentado na revisão bibliográfica, o esforço mais crítico a ser considerado para embarcações de pequeno e médio porte é o *slamming*. Assim, foi feita uma análise das tensões atuantes no casco com o objetivo de levantar os esforços atuantes na embarcação, que neste caso é a pressão da água no fundo devido ao impacto gerado no momento do choque com a onda.

A pressão hidrostática no casco é o método mais básico em Engenharia Naval para calcular a pressão estática no casco é calculada pela Equação 6.

$$P_s = gz \sum_{q=1}^n \alpha \rho \quad (6)$$

Onde:

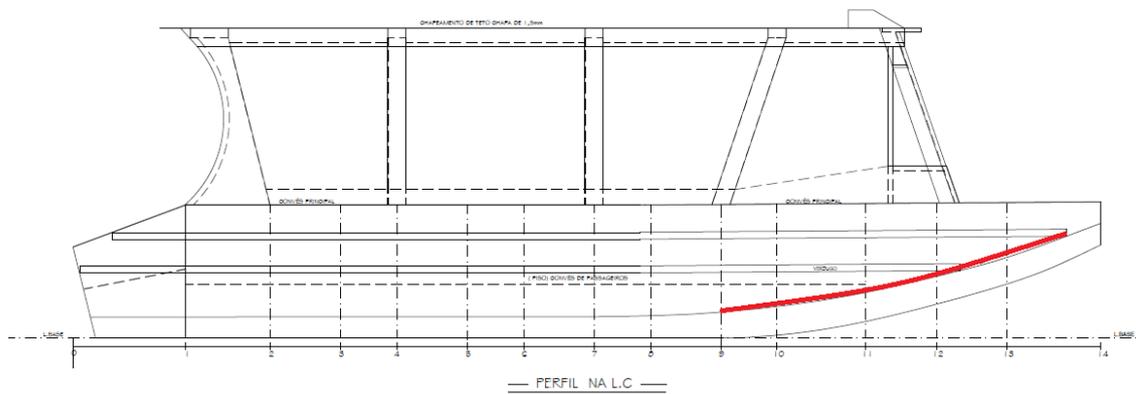
$\rho$  é a massa específica da fase;

$\alpha$  é respectiva fração do volume do fluido na célula; e

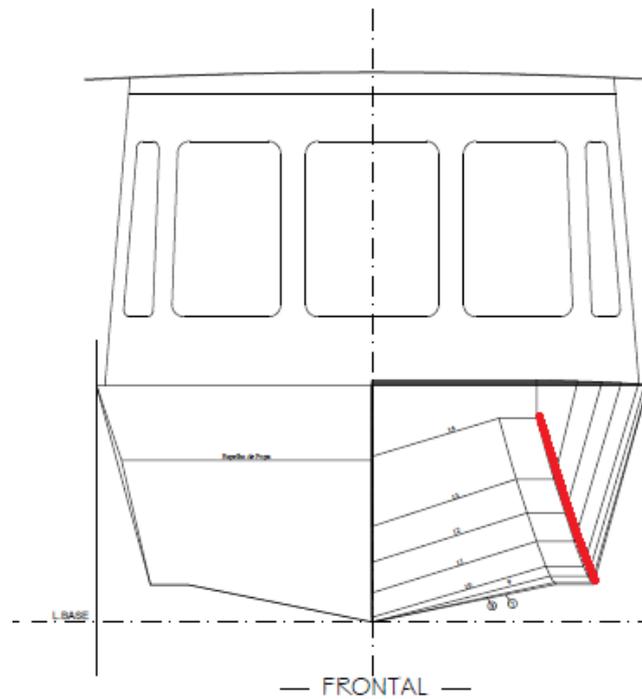
$z$  é a distância até a superfície livre.

A pressão da água no casco depende da localização ao longo do comprimento e da boca (largura) da embarcação. Para isso existe o conceito do ângulo de *deadrise*  $\beta$  que é o ângulo que a lateral do casco forma com o eixo horizontal devido ao seu formato e que geralmente tem seu valor aumentado a partir do meio da embarcação até a proa.

Na região crítica, apareceram as trincas e provavelmente é onde ocorrem as maiores tensões, conforme indicado nas Figura 34 e 35. Esta região marcada de vermelho é onde está o cordão de solda que une o fundo com o costado da embarcação, onde o fundo possui 4 mm e a lateral 3mm de espessura, feita pelo processo MIG de soldagem em galpão fechado. As trincas não necessariamente podem aparecer na solda, mas sim no próprio metal de base, ou seja, a chapa de alumínio, indicando grande concentração de tensões residuais na região.

**Figura 34 - Região de aparecimento das trincas**

Fonte: Desenho estrutural (2010).

**Figura: 35 - Região de aparecimento das trincas**

Fonte: Desenho estrutural (2010).

As regras para encontrar o carregamento durante o impacto utilizadas são as formulações descritas nas regras da Sociedade Classificadora RINA (2009). Esta regra apresenta uma fórmula empírica para o cálculo da aceleração vertical cuja pressão de *slamming* é proporcional. Para obter a distribuição das pressões para avaliar a fadiga, é necessário obter os valores da aceleração vertical para cada altura de onda, conseguindo assim a carga no fundo da embarcação. Baseado nas formulações da classificadora, encontra-se o valor da aceleração de impacto de acordo com a Equação 7, que, multiplicada pelo deslocamento e dividida pela área de interesse, conforme a Equação 10, chega-se ao valor da pressão.

$$a_{CG}^i = \frac{(50 - \beta_{CG}) \left( \frac{\tau}{16} + 0,75 \right)}{3555 C_B} \left( \frac{H_S}{T} \cdot \frac{H^i}{H \frac{1}{100}} + 0,084 \frac{B_w}{T} \right) K_{FR} K_{HS} \quad (7)$$

$$K_{FR} = \left( \frac{V_X}{\sqrt{L}} \right)^2 : K_{HS} = 1, \text{ se } \frac{\Delta}{(0,01L)^3} \geq 3500 \quad (8)$$

$$K_{FR} = 0,8 + 1,6 \left( \frac{V_X}{\sqrt{L}} \right); K_{HS} = \frac{H_S}{T} \cdot \frac{H^i}{H \frac{1}{100}}, \text{ se } \frac{\Delta}{(0,01L)^3} \leq 3500 \quad (9)$$

Onde:

$\beta_{CG}$ : ângulo de *deadrise* no centro de gravidade

$\tau$ : ângulo de trim

**T**: calado

**B<sub>w</sub>**: boca moldada

Pela RINA (2009), a máxima pressão de impacto, no fundo do casco, é proporcional à aceleração vertical em kPa, que será de extrema importância para o cálculo das tensões atuantes.

$$p_{sl}^i = 70 \frac{\Delta}{S_r} K_1 K_2 K_3 a_{CG}^i \quad (10)$$

$$S_r = 0,7 \frac{\Delta}{T} \quad (11)$$

$$K_1 = 0,5 + \frac{x}{L}, \text{ se } \frac{x}{L} < 0,5 \quad (12)$$

$$K_1 = 1, \text{ se } 0,5 \leq \frac{x}{L} \leq 0,8 \quad (13)$$

$$K_1 = 3 - 2,5 \frac{x}{L}, \text{ se } 0,8 < \frac{x}{L} \quad (14)$$

$$K_2 = 0,455 - 0,35 \frac{u^{0,75} - 1,7}{u^{0,75} + 1,7} \quad (15)$$

$$u = 100 \frac{s}{S_r} \quad (16)$$

$$K_3 = \frac{70 - \beta}{70 - \beta_{CG}} \quad (17)$$

Após a aplicação das formulações supracitadas, foram analisadas a quais pressões de *slamming* a embarcação estaria susceptível em alturas de onda que variam entre 0,25 e 1,5 m, conforme mostrado na Tabela 10.

**Tabela 10** -Tabela de velocidades e altura de ondas

Altura de onda (m)	Velocidade horizontal (m/s)	Aceleração do centro de gravidade (m/s <sup>2</sup> )	Pressão de <i>slamming</i> (kPa)
<b>0.25</b>	2,5	0.12	2,3
	5	0.48	9,2
	7,5	1.08	20,7
	10	1.92	36,9
<b>0.5</b>	2,5	0.19	3,7
	5	0.78	14,9
	7,5	1.74	33,6
	10	3.1	59,7
<b>1</b>	2,5	0.34	6,6
	5	1.37	26,3
	7,5	3.08	59,3
	10	5.47	105,3
<b>1.25</b>	2,5	0.42	8,0
	5	1.66	32,0
	7,5	3.74	72,1
	10	6.66	128,15
<b>1.5</b>	2,5	0.49	9,4
	5	1.96	37,7
	7,5	4.41	84,9
	10	7.84	151,0

Fonte: Próprio autor (2019).

## 4.2 ANÁLISE DE TENSÕES POR ELEMENTOS FINITOS

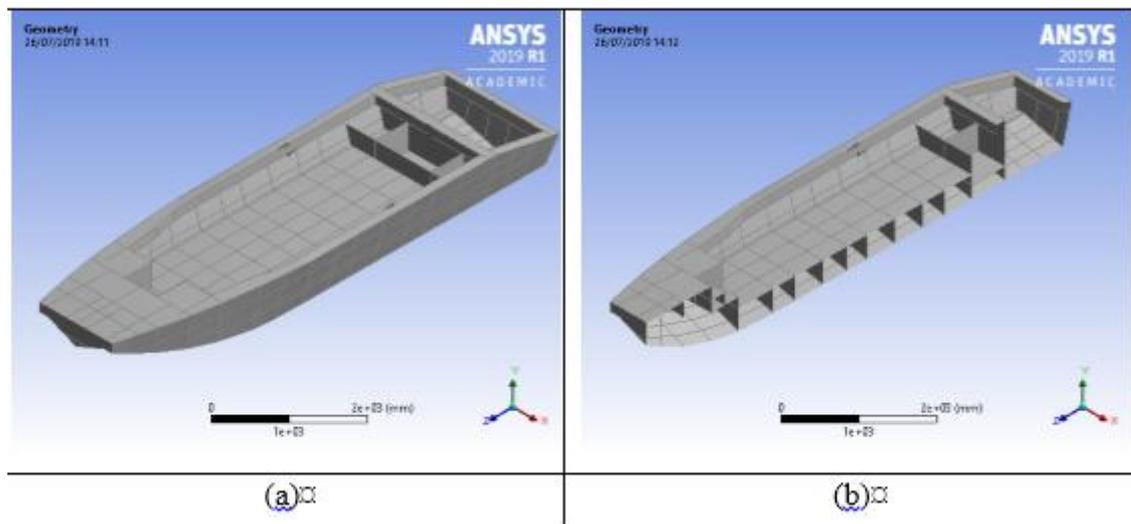
Já de posse das propriedades mecânicas e das pressões atuantes para cada altura de onda, das curvas SN do material com e sem solda, precisa-se das tensões atuantes nas regiões de interesse para a realização das análises de fadiga. A estimativa das tensões foi realizada pelo método numérico de elementos finitos, um dos mais utilizados e mais eficazes para análises estruturais. Como carregamento, além das cargas inerciais, foram aplicadas as pressões obtidas a partir da análise do efeito de *slamming* descrita na seção 4.1, para um conjunto de alturas de onda e velocidades de cruzeiro da lancha. Nas análises foi utilizada a versão acadêmica do software ANSYS-2019R2 Static Structural, utilizando sua ferramenta de desenho e de modelagem estrutural.

### 4.2.1 Detalhes geométricos e de malha

O modelo tridimensional utilizado foi feito com base em um modelo real de lanchas utilizadas para o transporte escolar na região amazônica. Para a construção do modelo, foram utilizados diversos recursos de construção disponíveis no software de desenho *Design modeler*, tais como os recursos *skin*, *extrude*, *slice*, *merge*, *projection*, *joint* e determinados perfis de *cross sections*. A princípio, foi feito o casco como uma chapa, gerando a superfície lateral da embarcação, em seguida foram desenhadas as cavernas e os reforços estruturais, sendo que as linhas longitudinais e transversais foram modeladas com elementos de viga.

Conforme dados da embarcação visitada, a lancha foi desenhada com chapas de 3 mm, exceto a parte do fundo, feita com espessura de 4 mm, dimensão essa que foi atribuída aos elementos de superfícies. A Figura 36 mostra o desenho da parte estrutural da lancha feito na ferramenta *Design Modeler* do ANSYS. Por simplificação, optou-se por não inserir a casaria da embarcação no modelo conforme a Figura 39, por entender que a mesma não faria diferença significativa nas tensões atuantes nas regiões críticas.

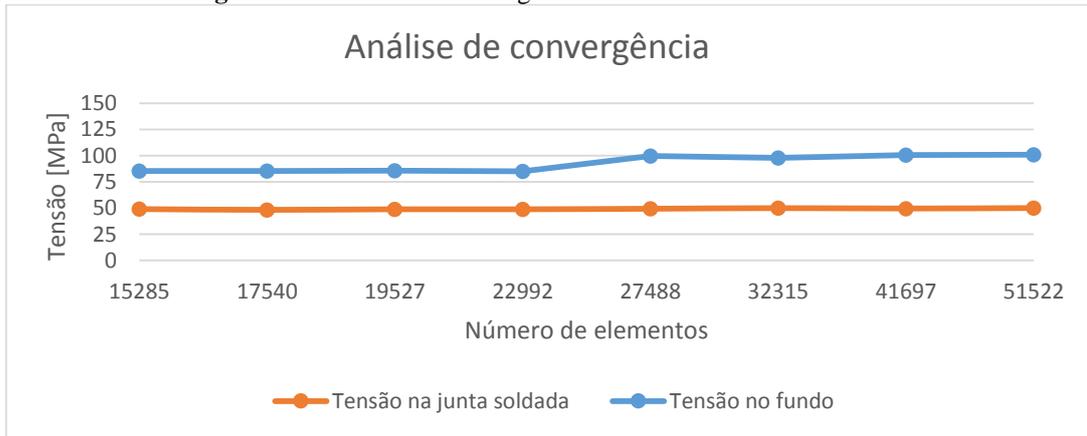
**Figura 36** - Modelo da lancha: (a) vista completa; (b) com corte no centro, possibilitando a visão das cavernas



**Fonte:** Próprio autor (2019).

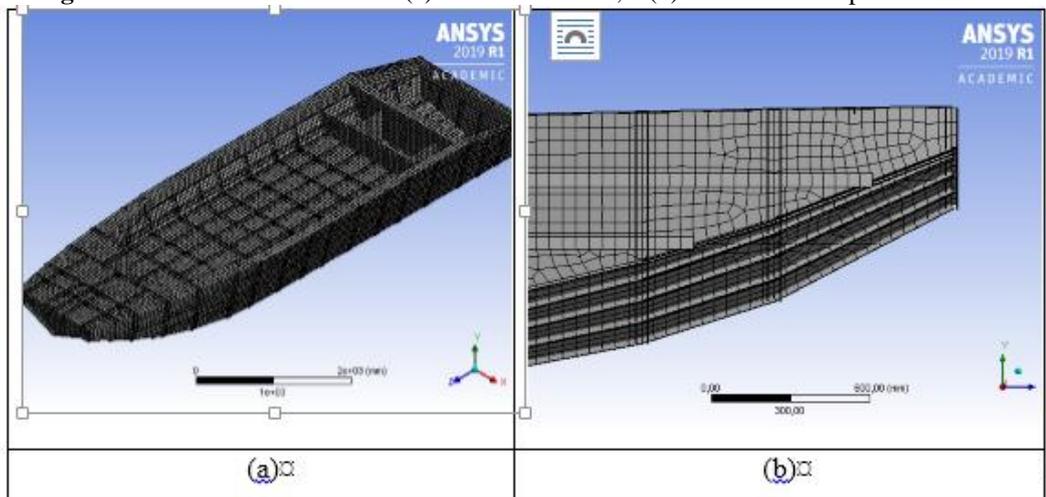
Para a definição da malha para o modelo foi realizada uma análise de convergência como mostra as Figuras 37 e 38, para se estabelecer o refinamento necessário para obtenção de resultados confiáveis. O BEAM188 foi utilizado para modelagem de vigas, baseado na teoria de Timoshenko. Como parâmetros de entrada, são necessárias as propriedades do material e a geometria da seção transversal. O SHELL181 foi utilizado para modelagem de placas, isto é, de chapas de fina espessura. Como parâmetro de entrada é necessário especificar a espessura da chapa.

**Figura 37** - Análise de convergência da malha utilizada no modelo



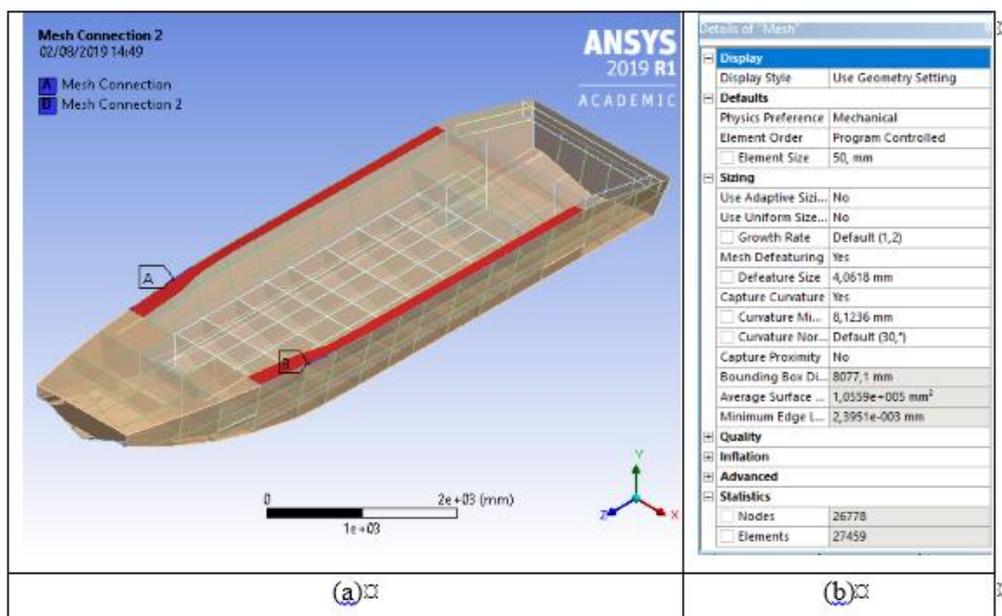
Fonte: Próprio autor (2019).

**Figura 38** - Modelo discretizado: (a) Vista isométrica; e (b) vista lateral da proa do modelo



Fonte: Próprio autor (2019).

**Figura 39** - (a) Região em que foi utilizado o recurso mesh connection; e (b) configurações referentes à malha

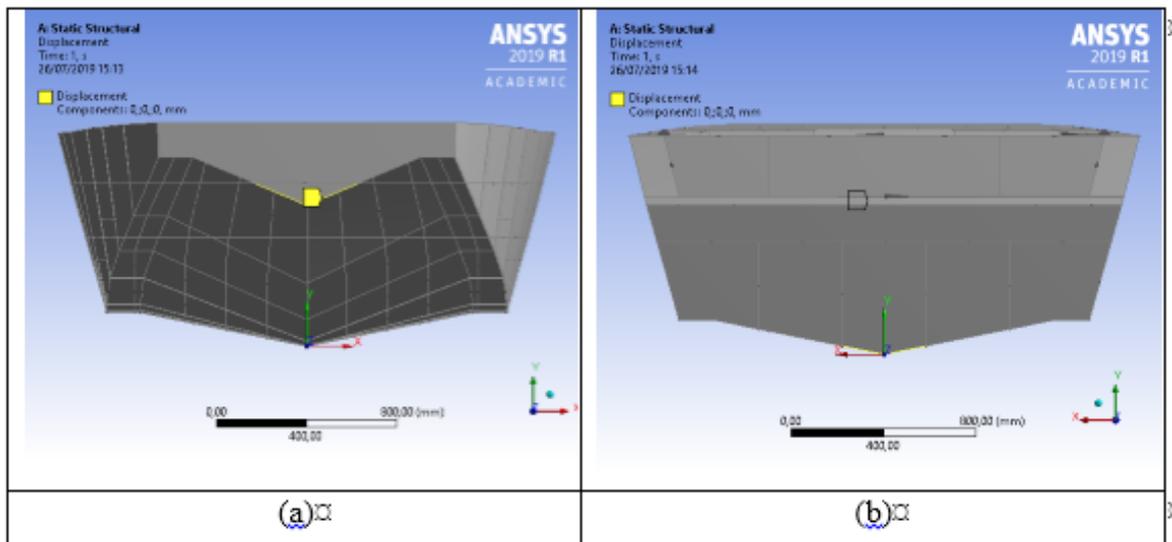


Fonte: Próprio autor (2019).

#### 4.2.2 Carregamentos e condições de contorno

Quanto às condições de contorno, foi utilizado o recurso *displacement* em algumas arestas nas extremidades do modelo, restringindo sua translação em qualquer eixo, porém, ainda permitindo que possa rotacionar livremente, foi testado também o uso de outros tipos de apoios, como *fixed support* e *frictionless support*. Verificou-se que os resultados eram praticamente os mesmos. Os apoios utilizados podem ser vistos na Figura 40.

**Figura 40** - Localização dos apoios na frente (a) e atrás (b) da embarcação



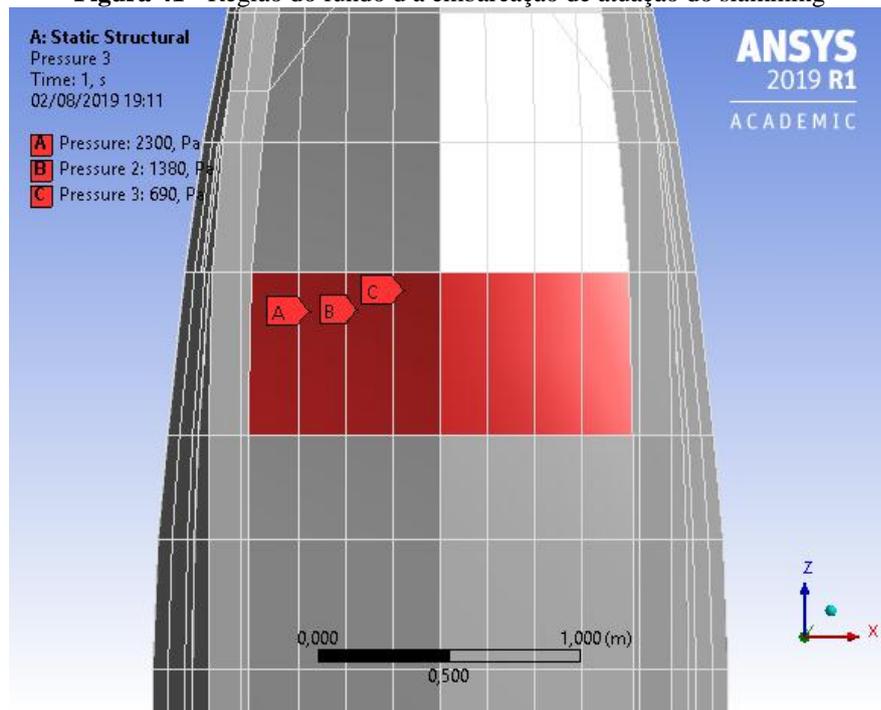
**Fonte:** Próprio autor (2019).

Para simular a distribuição de pressão decorrente do fenômeno de slamming, a princípio foram consideradas cinco alturas de onda, cada uma com quatro velocidades horizontais distintas, de modo que fosse possível obter vinte valores máximos de pressão mostrados na Tabela 10.

Após a determinação desses valores, foi determinada que a seção de interesse era a região localizada na décima terceira caverna, em virtude de ser a região que recebe as maiores cargas de slamming. Nessa seção, para cada valor de pressão máxima, foram selecionadas oito faces para inserir os carregamentos, de modo que, na terceira face, tendo como referência a quilha da embarcação, foi inserido 100% da pressão máxima; nas faces imediatamente ao lado, segunda e quarta, foi inserida uma pressão referente a 60% do valor máximo; e por fim, na face imediatamente ao lado da quilha, foi inserida uma pressão referente a 30% do valor máximo.

Tais faces e carregamentos foram escolhidos de forma aproximada com base na distribuição de pressão determinada por Neuberg e Drimer (2017). As faces de aplicação das pressões de slamming estão mostradas na Figura 41.

**Figura 41** - Região do fundo da embarcação de atuação do slamming



Fonte: Próprio autor (2019).

Esse procedimento foi repetido para todos os valores de pressão de *slamming*, totalizando sessenta carregamentos divididos em cinco grupos, cada grupo com quatro subgrupos e cada subgrupo com três carregamentos, referentes ao número de alturas de onda, ao número de velocidades e ao número de pressões, respectivamente, totalizando vinte simulações.

#### 4.2.3 Tensões atuantes

Definidos os carregamentos a serem considerados foram obtidos os valores das tensões equivalentes máxima de von Mises para a região de interesse, ou seja, onde houve o aparecimento de trincas, mostrados na Tabela 11.

**Tabela 11** - Dados referentes às tensões máximas equivalentes na zona de interesse para os carregamentos considerados

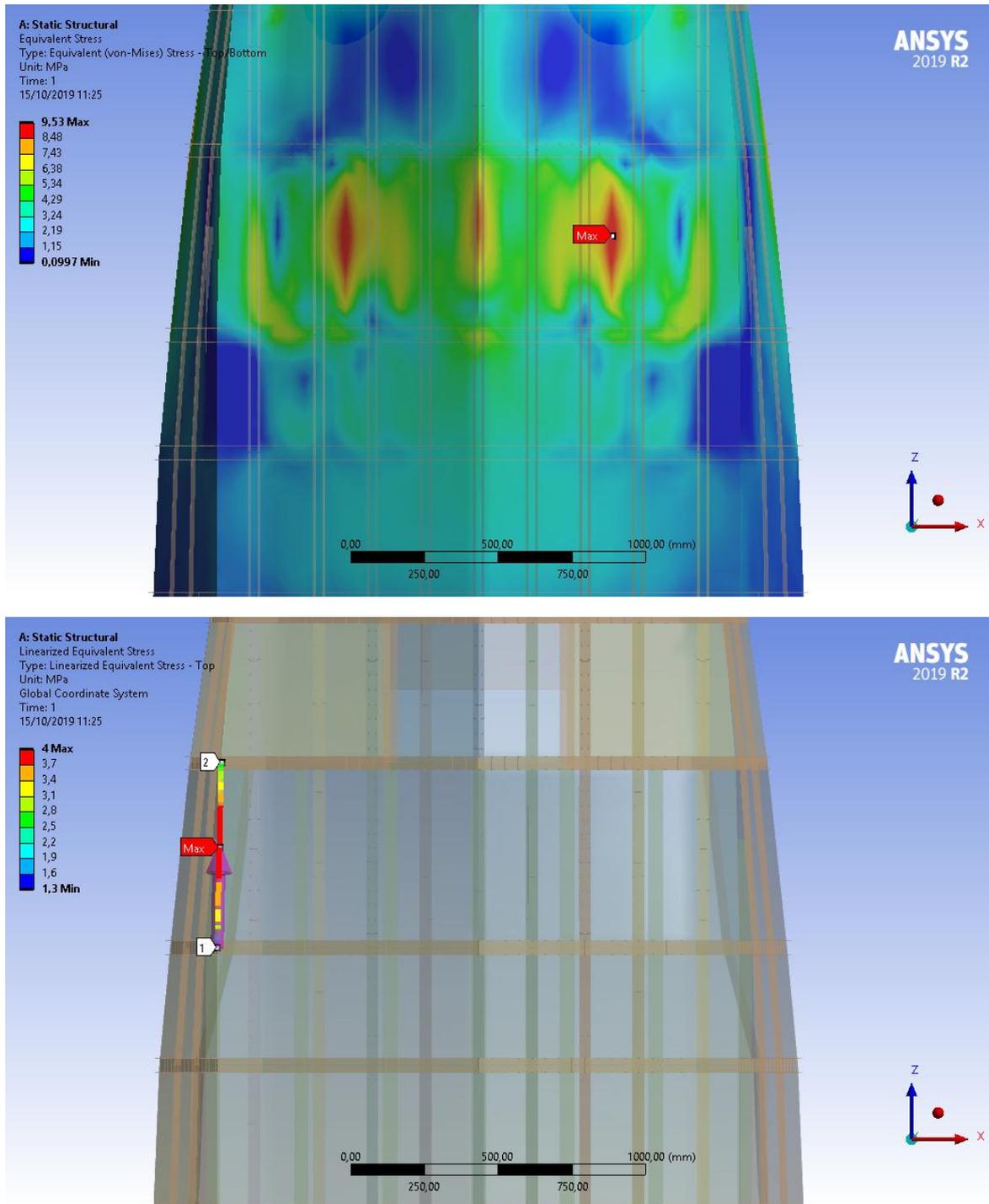
Altura de onda (m)	Velocidade horizontal (m/s)	Pressão de slamming (KPa)	Tensão máxima equivalente (MPa)	Tensão máxima equivalente na região de interesse (MPa)
<b>0,5</b>	2,5	3,7	2.3	0.8
	5	14,9	9.5	4
	7,5	33,6	22	10
	10	59,7	40	19
<b>1</b>	2,5	6,6	4.1	1.3
	5	26,3	17	7.8
	7,5	59,3	39	19
	10	105,3	71	34
<b>1,5</b>	2,5	9,4	5.9	2.2
	5	37,7	25	12
	7,5	84,9	57	27
	10	151,0	102	49

Fonte: Próprio autor (2019).

As máximas tensões obtidas estão localizadas no fundo do barco, entretanto, as áreas de interesse são nas laterais próximas ao fundo, onde está localizado o cordão de solda. Por isso, foi criado um recurso *path* nessa região.

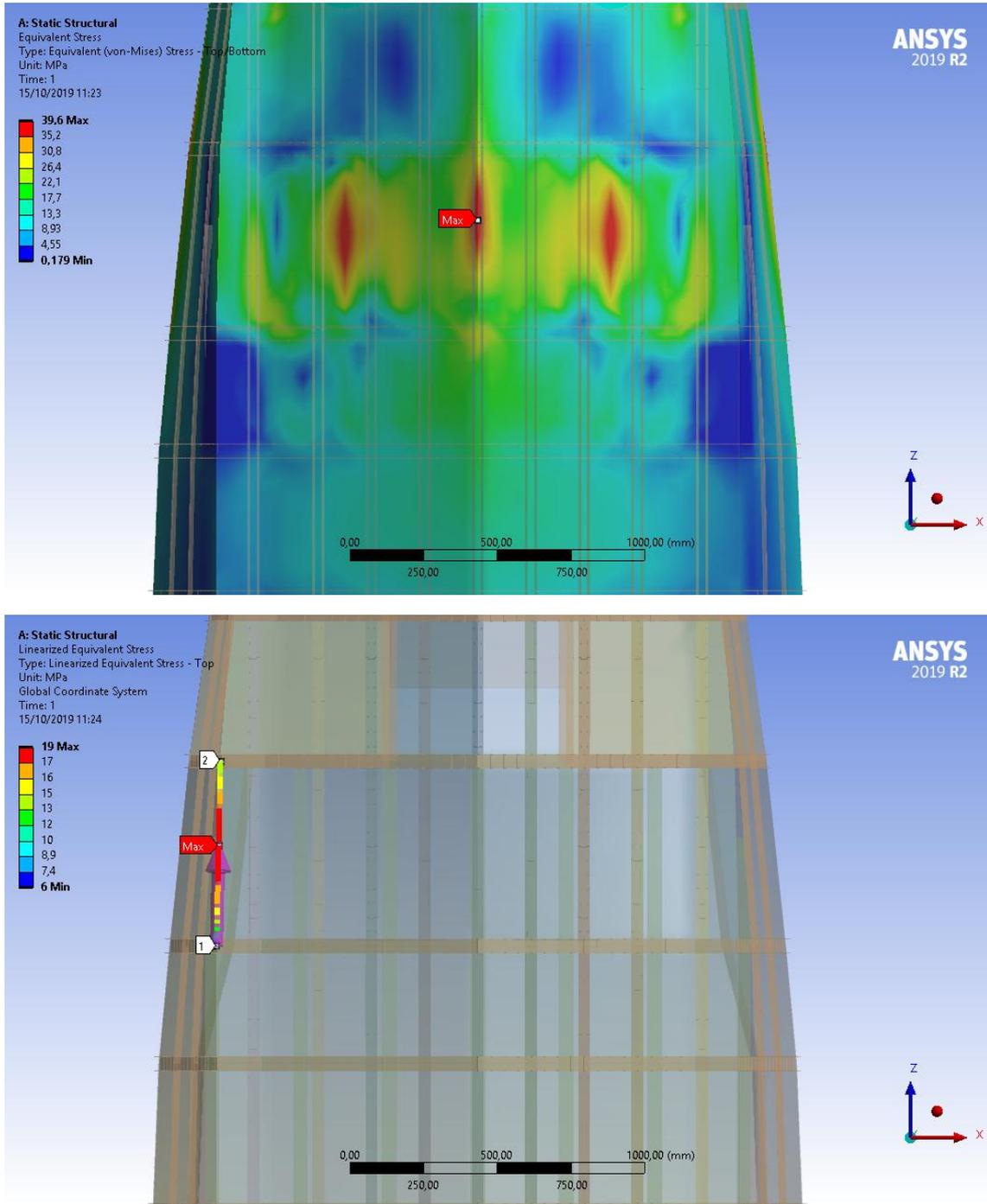
As Figuras 42 a 47 mostram os resultados das análises realizadas na área do fundo do casco com influência na região de interesse.

**Figura 42** - Mapa de tensões no fundo e na lateral da embarcação, respectivamente. Referente a ondas de 0,5 m de altura e a 5 m/s



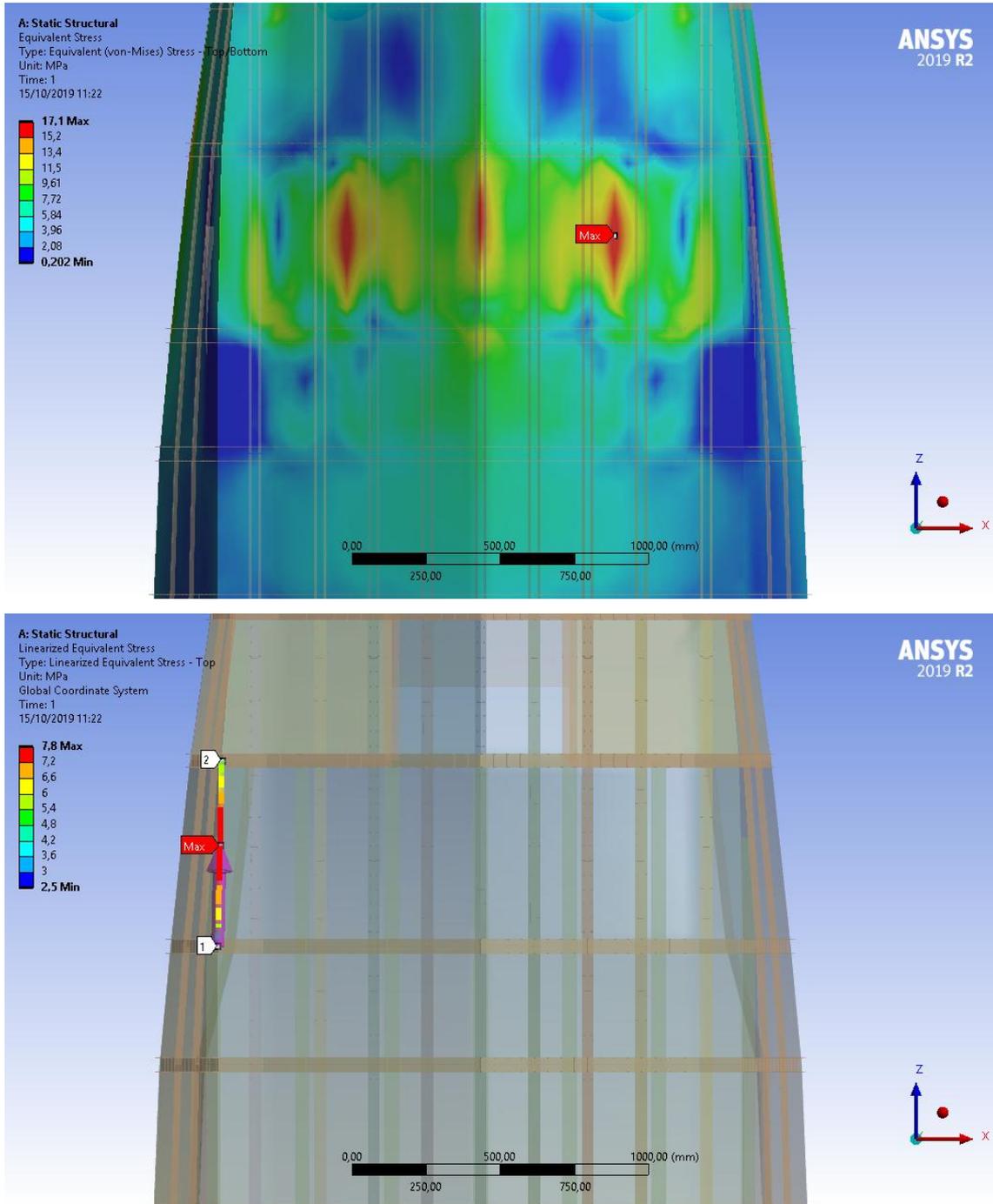
Fonte: Próprio autor (2019).

**Figura 43** - Mapa de tensões no fundo e na lateral da embarcação, respectivamente. Referente a ondas de 0,5 m de altura e a 10 m/s



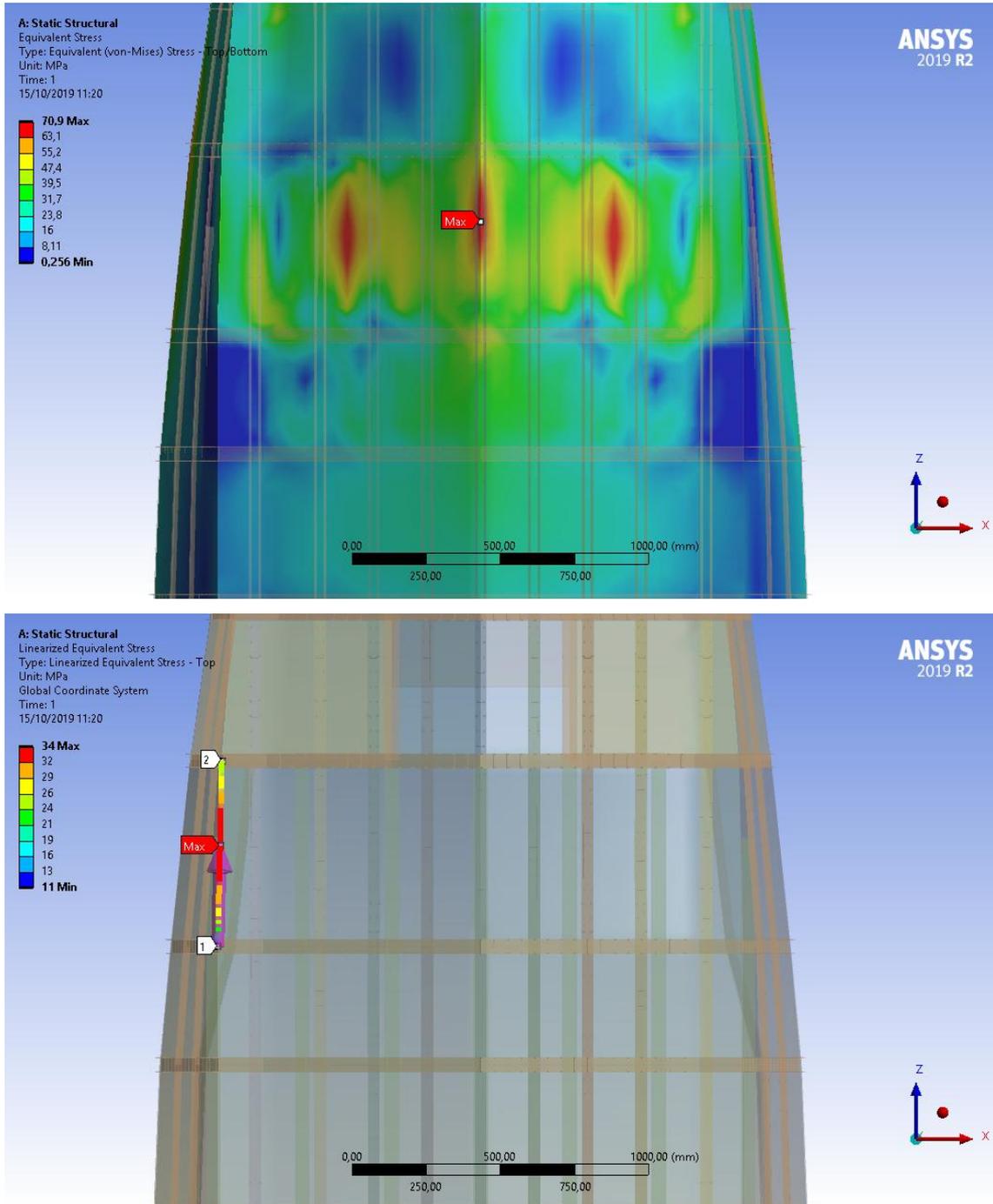
Fonte: Próprio autor (2019).

**Figura 44** - Mapa de tensões no fundo e na lateral da embarcação, respectivamente. Referente a ondas de 1 m de altura e a 5 m/s



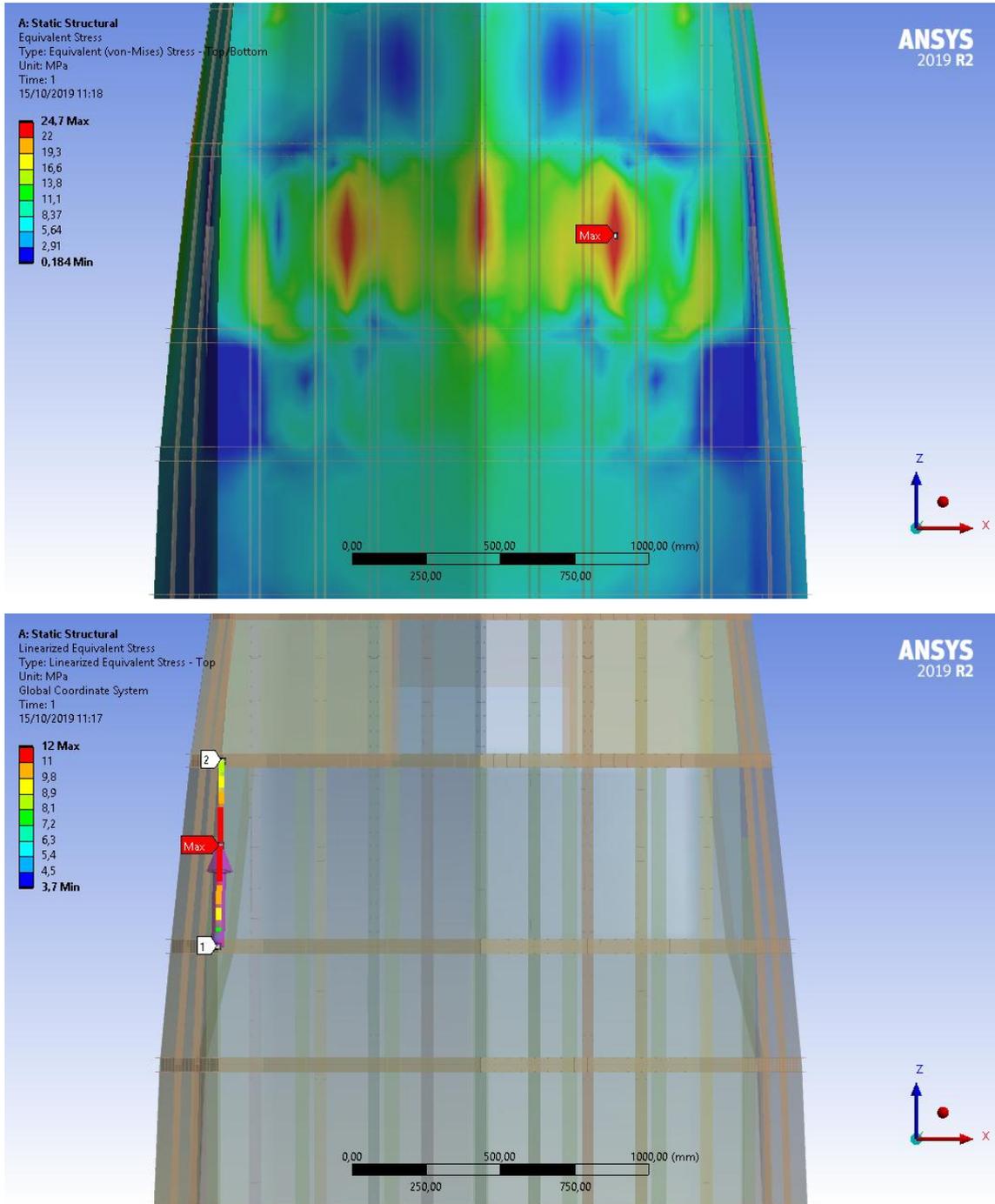
Fonte: Próprio autor (2019).

**Figura 45** - Mapa de tensões no fundo e na lateral da embarcação, respectivamente. Referente a ondas de 1 m de altura e a 10 m/s



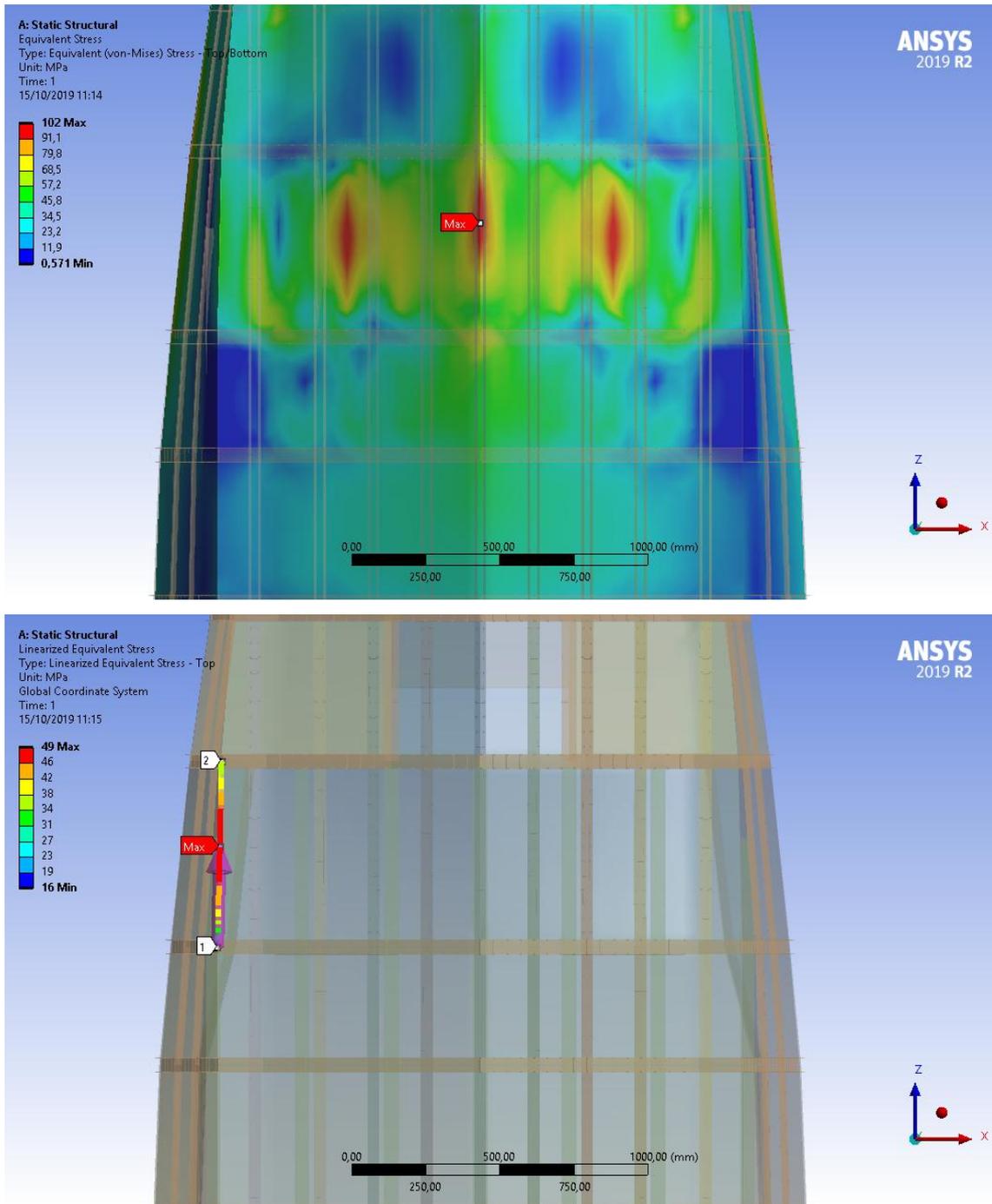
Fonte: Próprio autor (2019).

**Figura 46** - Mapa de tensões no fundo e na lateral da embarcação, respectivamente. Referente a ondas de 1,5 m de altura e a 5 m/s



**Fonte:** Próprio autor (2019).

**Figura 47** - Mapa de tensões no fundo e na lateral da embarcação, respectivamente. Referente a ondas de 1,5 m de altura e a 10 m/s



Fonte: Próprio autor (2019).

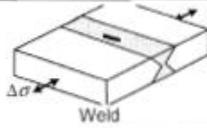
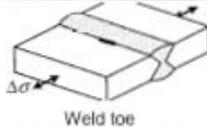
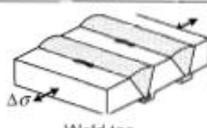
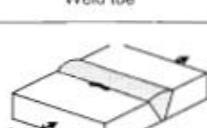
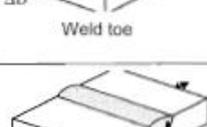
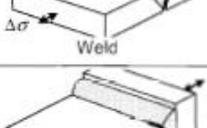
### 4.3 AVALIAÇÃO DE FADIGA PELO MÉTODO SN

Na seção 2.1, foram dados os fundamentos básicos de uma análise de fadiga SN. Serão utilizados aqui os gráficos levantados por meio de ensaios de fadiga já comentados na seção 3 e os resultados de tensão resultantes das análises numéricas detalhadas na seção 4.

### 4.3.1 Curva SN experimental

Uma etapa importante desta análise é fazer uma checagem da coerência dos resultados experimentais encontrados, já que as dispersões podem ser muito grandes e alguns resultados podem não ter validade para aplicação, seja pela qualidade dos CPs ou da metodologia de ensaio. Uma forma encontrada de checar os resultados, foi a comparação com as curvas encontradas no EUROCODE EN 1999-1-3 (2007). Neste código, são encontradas as características dos corpos de prova onde eles são classificados de acordo com o detalhe e qualidade da solda e a partir desta classificação o gráfico SN é gerado. A Figura 48 mostra uma tabela da referida norma que estabelece propriedade da curva SN linearizada para diferentes condições de soldagem e carregamento.

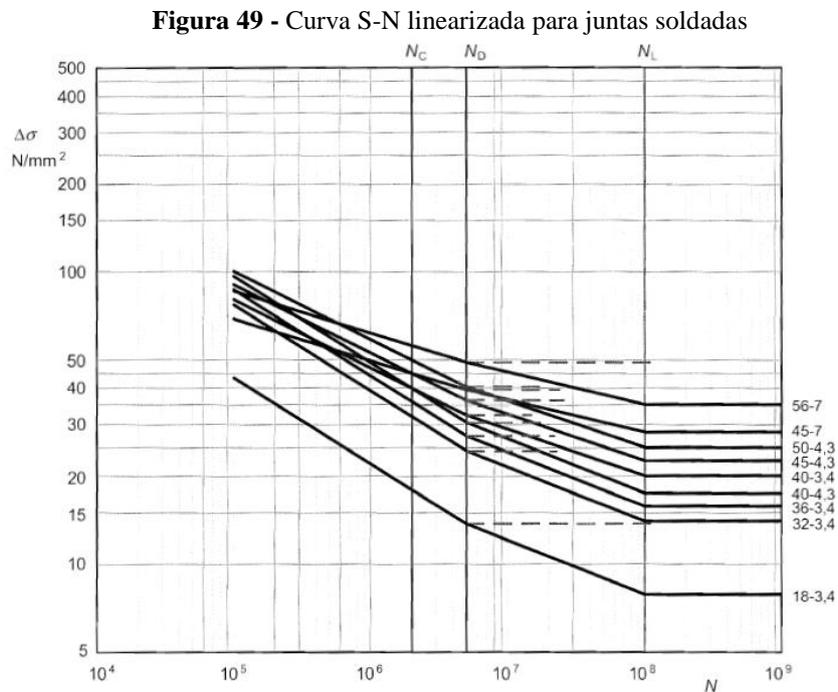
Figura 48 - Classificação dos cordões de solda de topo

Detail type	Detail category $\Delta\sigma - m_1$ <sup>1)</sup>	Constructional detail Initiation site	Type of weld	Joint Part	Stress analysis	Execution requirements					
						Welding requirements	Quality level <sup>3)</sup>				
							internal	surface and geometric	additional		
7.1.1	56-7		Full penetration, caps ground flush both sides	Flats, solids	Stress analysis	Root ground off	B	B	6)		
7.1.2	45-7						Open shapes	C		C	
7.2.1	50-4,3		Welded from both sides, full penetration	Flats, solids	Stress analysis	Root ground off	B	B	4) 6)		
7.2.2	40-3,4						Open shapes	B		C	6)
7.2.3	36-3,4							Weld toe		C	
7.3.1	40-4,3		Welded one side only, full penetration with permanent backing	Flats, solids	Net section	Extension plates used on ends, cut off and ground flush in direction of stress	C	C	6)		
7.3.2	32-3,4						Weld toe	Open shapes, hollow, tubular		C	C
7.4.1	45-4,3		Welded one side only, full penetration without backing	Flats, solids	Net section	Extension plates used on ends, cut off and ground flush in direction of stress	B	B	5) 6)		
7.4.2	40-4,3						Open shapes, hollow, tubular	C		C	6)
7.4.3	32-3,4							Weld toe		C	
7.5	18-3,4		Partial penetration		Net throat		D	D			
7.6	36-3,4		Full penetration		Net section <sup>2)</sup>		B	B			

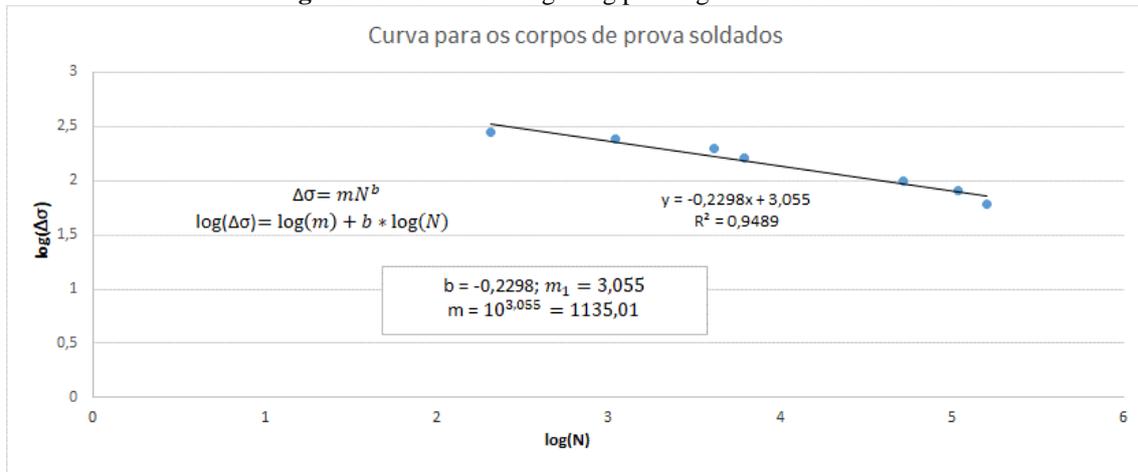
Fonte: EUROCODE (2007).

Os corpos de prova e as chapas da embarcação analisadas nesta dissertação se enquadram na classe 7.2 da tabela da Figura 48 por ser um bisel duplo, que também leva em consideração onde as trincas surgiram, se no cordão ou se em sua vizinhança. Em todos os CPs as trincas ocorreram na vizinhança dos cordões, o que também pode denotar a ausência de defeitos de solda significativos, o que levaria a falha a ocorrer. Os CPs ensaiados são mostrados no apêndice A. O coeficiente  $m_1$  da tabela da norma diz respeito ao coeficiente linear da curva e  $\Delta\sigma$  é a gama de tensão que levaria o CP à falha em 2 milhões de ciclos.

A Figura 49 mostra o gráfico SN da norma EUROCODE linearizado para os diferentes pares  $\Delta\sigma$ - $m_1$  estabelecidos na norma.



Para comparar os dados apresentados pela Norma EUROCODE com os obtidos experimentalmente nesta dissertação, primeiro foi necessário plotar, a partir dos resultados mostrados no capítulo 3, a curva SN linearizada para os CPs soldados. Isto é feito plotando um gráfico log-log dos dados experimentais, como mostra a Figura 50.

**Figura 50** - Curva SN log x log para o gráfico dos CP soldados

Fonte: Próprio autor (2019).

Nota-se no gráfico um coeficiente  $m_1$  de 3,055, o que já elimina o item 7.2.1 (da figura 53) como possível classe para os CPs, restando verificar os itens 7.2.2 e 3. Para esta verificação, checka-se a extrapolação da vida para 2 milhões de ciclos, usando a equação 18.

$$\Delta\sigma = m. (N^b) = 10^{m_1}. (N^b) \quad (18)$$

Sendo  $m_1 = 3,055$ ,  $b = -0,2298$  e  $N = 2000000$  ciclos, chega-se a:

$$\Delta\sigma = 10^{3,055}. (2000000^{-0,2298}) = 40,46MPa$$

Assim, define-se que a classe que melhor enquadra os CPs ensaiados nesta dissertação é a 7.2.2, cujo  $\Delta\sigma$  para uma vida de 2 milhões de ciclos é de 40MPa, dando uma diferença de 1,4% em relação ao 40,46MPa encontrados pela extrapolação da curva experimental. Este pequeno erro também ajuda a atestar a qualidade dos ensaios realizados, dos critérios de exclusão adotados e dos próprios CPs.

#### 4.3.2 Cálculo da vida à fadiga e análise de dano

Neste tópico, serão realizados os cálculos para previsão da vida à fadiga do modelo de embarcação alvo desta análise. Para isso, serão utilizados os dados de tensões determinados numericamente, mediante todas as considerações detalhadas na seção 4 e as propriedades da curva SN determinadas experimentalmente para os CPs soldados

Outro aspecto muito relevante para a vida à fadiga e análise de danos é a definição do tempo a ser considerado para os ciclos de carregamento. Por exemplo, no caso de eixos rotativos, basta que seja conhecida a frequência de rotação em que cada bloco de carregamentos

ocorre. No caso de embarcações, essa tarefa já se torna mais complicada, pois demanda informações que combinariam as velocidades da embarcação e do vento, altura de ondas, entre outras, para definir com precisão a frequência que a embarcação estaria sujeita a cada condição de carregamento num dado intervalo de tempo.

Como não existem levantamentos oceanográficos de incidência de ondas para rios da região amazônica, foi feita uma aproximação de acordo com dados de regiões de características de profundidade e vento semelhantes, já que tais fatores são essenciais para a formação de ondas. Para isso foi utilizado um material didático sobre ondas da UNISANTA e um artigo de Oleinik et al. (2016) chegando aos dados da Tabela 12. Com a definição dos períodos e frequências de incidência de ondas, foram criados blocos de carregamentos distribuídos no seu tempo de navegação diária. Para não tornar as análises tão extensas, foram escolhidas apenas três alturas de ondas. Combinando as três alturas com três velocidades de 2,5, 5 e 10 m/s, tem-se nove condições de carregamento, que podem ter seus percentuais de ocorrência variando ao longo do tempo de operação considerado. O regime de operação definido foi de 4 horas por dia, durante 5 dias na semana. Isso resulta em um tempo de operação anual de 800 h.

**Tabela 12** - Correlação entre altura e período de ondas

Altura de onda (m)	Período (s)
0,5	2,9
1,0	4,8
1,5	5,7

**Fonte:** Adaptado de Oleinik e curso de Oceanografia UNISANTA.

As equações utilizadas para o cálculo da vida à fadiga (em ciclos) e para o dano em dois anos de operação serão, respectivamente:

$$N = 10^{\left(\frac{\log(\Delta\sigma/m)}{b}\right)} \quad (19)$$

$$D = 2(t^*/T^*)/N \quad (20)$$

Onde:

$\Delta\sigma$ : são as gamas tensões máximas equivalentes na região da solda determinadas numericamente (admitisse a embarcação trabalhando com cargas pulsadas);

$t^*$ : tempo de operação anual em segundos;

$T^*$ : períodos para cada altura de onda, estabelecidos na Tabela 12.

A Tabela 13 mostra os resultados de vida à fadiga e danos em dois anos de operação, considerando que só haverá um dos nove carregamentos considerados atuando. Sabe-se que esta não é uma hipótese razoável, porém, já serve como um primeiro parâmetro.

**Tabela 13** - Dados de vida para condições de carregamento

Altura de onda(m)	Período da onda (s)	Velocidade do barco (m/s)	Tensão máxima na solda (MPa)	Número de Ciclos possíveis (vida)	Tempo de operação anual (h)	Previsão de vida em anos	Dano em dois anos
0,5	2,9	2,5	0.8	5.20E+13	800	5.23E+07	0
		5	4	4.72E+10		4.76E+04	0
		10	19	5.36E+07		5.40E+01	3.70E-02
1	4,8	2,5	1.3	6.29E+12		1.05E+07	0
		5	7.8	2.58E+09		4.30E+03	0
		10	34	4.26E+06		7.11E+00	2.81E-01
1,5	5,7	2,5	2.2	6.37E+11		1.26E+06	0
		5	12	3.96E+08		7.84E+02	2.55E-03
		10	49	8.69E+05		1.72E+00	1.16E+00

Fonte: Próprio autor (2019).

Pode-se observar na Tabela 13 que, para a condição mais severa de carregamento, o dano em dois anos é superior a um, o que equivale dizer que dentro desse período, nesta condição, pode-se ter uma falha por fadiga do material. Porém, a previsão de vida em anos para duas condições de carregamento destacadas na Tabela 13 foi inferior a vinte anos, o que é considerado baixo, levando em consideração a atual durabilidade das estruturas navais.

O ideal é que houvesse um histórico de condições de operação confiável para aplicar nas análises. Neste caso, poder-se-ia trabalhar com blocos de carregamentos diferentes ao longo do tempo de operação considerado e analisar o dano acumulado. Será feito aqui um exemplo deste tipo de análise, cujas frequências apontam para a ocorrência de cada condição de navegação. Os resultados de tal análise, que têm o intuito apenas de exemplificação, são mostrados na Tabela 14.

**Tabela 14** - Dano para possíveis frequências de carregamento

Altura de onda (m)	Período da onda (s)	Velocidade do barco (m/s)	Fator de frequência	Tensão máxima na solda (MPa)	Número de Ciclos possíveis (vida)	Tempo de operação anual (h)	Dano em dois anos
<b>0,5</b>	2,9 s	2,5	0,05	0.8	5.20E+13	40	0
		5	0,05	4	4.72E+10	40	0
		10	0,2	19	5.36E+07	160	5.73E-03
<b>1</b>	4,8	2,5	0,05	1.3	6.29E+12	40	0
		5	0,1	7.8	2.58E+09	80	0
		10	0,35	34	4.26E+06	280	1.26E-01
<b>1,5</b>	5,7	2,5	0,05	2.2	6.37E+11	40	0
		5	0,05	12	3.96E+08	40	0
		10	0,1	49	8.69E+05	80	1.77E-01
Dano acumulado em dois anos: 0,31							
Vida prevista a partir do dano acumulado: 6,5 anos							

**Fonte:** Próprio autor (2019).

O dano acumulado é o somatório de todos os danos calculados para dois anos, o qual seria de 0,31. A previsão de vida baseada neste dano seria de aproximadamente seis anos.

Considerando que a vida útil de uma embarcação normalmente é em torno de vinte anos, segundo Augusto (2007), esse período de falha está muito abaixo do esperado. Isto, aliado às trincas já encontradas, aponta para a necessidade clara de um aprofundamento dos cálculos realizados para essas embarcações.

É importante salientar que a maior tensão encontrada nesta análise para a região de surgimento de trincas foi de 49 MPa, cerca de um quinto do limite de resistência do material. Ou seja, em uma análise estática, ter-se-ia um bom fator de segurança. Porém, em uma análise de fadiga, tanto pela curva SN do material fornecida pela Norma Euro 2007, quanto pela curva experimental levantada neste estudo, tem-se uma vida estimada inferior a um milhão de ciclos ou a dois anos de operação, a partir das hipóteses assumidas.

## 5 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Neste trabalho foi estabelecido e aplicado um procedimento para análise a vida à fadiga das Lanchas Escolares construídas com Al 5052H34 em função dos possíveis carregamentos a que ela é submetida em serviço. Para isso foi feito o levantamento experimental de curvas SN do material, o cálculo de tensões na região onde apareceram trincas na embarcação e cálculo de vida à fadiga com análise de dano na embarcação.

Os modelos numéricos em elementos finitos feitos com o software ANSYS para estimar as tensões atuantes nas regiões de interesse seguiram os desenhos de projetos e tiveram como principal carregamento as pressões de *slamming*. Para estes cálculos, devido à falta de informações mais consistentes, foram usados dados obtidos na literatura. A magnitude e o comportamento das tensões encontrados foram considerados consistentes. Mas, para uma maior confiabilidade das análises, podem ser refeitos com dados mais realísticos das condições reais de navegação e utilizando integração direta fluido-estrutura. Outra hipótese, ainda mais aconselhável, seria a realização da medição de deformações nas regiões críticas com diferentes condições de navegação.

Outra contribuição importante deste trabalho foi o levantamento experimental de curvas SN para o material das chapas utilizadas no projeto. Foram ensaiados dez corpos de prova não soldados e oito soldados. São ensaios não tão simples e demorados, que podem apresentar resultados muito dispersos e incoerentes, invalidando sua utilização. Porém, avaliações comparativas com curvas da mesma liga da Norma EUROCODE, mostraram que os resultados obtidos foram consistentes, validando sua utilização na avaliação de vida à fadiga.

O presente estudo se valeu de aproximações, hipóteses e considerações que podem não traduzir condições reais de operação da embarcação. Porém, os resultados obtidos para diferentes condições de navegação apontam que os cálculos estruturais do projeto destas embarcações precisam ser avaliados levando em consideração a resistência à fadiga do material. Somente considerações estáticas, como normalmente é feito em projetos desta natureza, podem ser insuficientes para garantir a segurança das embarcações, haja vista que, neste estudo, as maiores tensões na região de surgimento das trincas foi de 49 MPa, sendo que o limite de resistência do material é cerca de cinco vezes este valor (255 MPa). Ainda assim, foi mostrado que para este nível de tensões, do ponto de vista estático, a vida à fadiga da embarcação seria curta. Portanto, análises de vida à fadiga são importantes para projetos desta natureza.

Para prosseguimento de estudos seguindo a área apresentada neste trabalho, são sugeridas as seguintes linhas de pesquisa:

- a) Realizar análise numérica dos carregamentos com interação fluido-estrutura;
- b) Análise experimental dos carregamentos de serviço utilizando extensometria;
- c) Realizar levantamento de dados oceanográficos para alturas de onda na região;
- d) Estudo de tensões residuais em juntas soldadas de alumínio utilizadas na construção naval;
- e) Avaliação dos reforços estruturais que estão sendo realizados em embarcações já trincadas.

## REFERÊNCIAS

- AUGUSTO, O. B. **Análise Estrutural de Navios. Notas de Aula.** São Paulo: USP, 2007.
- BAPTISTA, C. **Fatiga Frágil dos Navios Classe Liberty.** São Paulo: Notas de Aula do Curso de Materiais, 2013.
- BARROS, M. R. **Análise de Fadiga em Estruturas Offshore.** Monografia apresentada ao Curso de Engenharia Civil. Rio de Janeiro: UFRJ, 2013.
- BRANCO, C. **Fadiga de Estruturas Soldadas.** Lisboa: Fundação Calouste Gulbenkian, 1999.
- CALCRAFT, R. The development of the welding procedures and fatigue of but-welded structures of aluminium-AA5583. **Journal of Materials Processing Technology**, p. 60-65, 1999.
- CASTRO, J. T.; MEGGIOLARO, M. A. **Fadiga - Técnicas e Práticas de Dimensionamento Estrutural Sob Cargas Reais de Serviço** (Vols. I - Iniciação de Trincas). Estados Unidos: CreateSpace, 2009.
- COSTA, J. Short Fatigue Crack Growth Behaviour in Al 5083 Alloy. **Journal of Fatigue**, p. 161-168, 1996.
- EUROCODE. **Design of Aluminium Structures.** (p. 105). Inglaterra, 2011.
- FALTINSEN, O. M. Hydroelastic slamming. **Marine Science and Technology**, p. 49-65, 2000.
- FINE, M. E.; CHUNG, Y. W. Fatigue Failure in Metals, ASM Handbook. **Fatigue and Failure**, 19, 63, 1996.
- GARCIA, A.; SPIM, J. A.; SANTOS, C. A. **Ensaaios dos Materiais.** 2. ed. Rio de Janeiro: LTC - Livros Técnicos e Científicos Editora Ltda, 2012.
- GONÇALVES, C. Static and Fatigue Behaviour of the Main Section of a Fast Patrol Boat. **XVII International Colloquium on Mechanical Fatigue of Metals.** Milão: ELSEVIER, 2014, p. 161-164.
- GUSTAFSSON, J. J. S. Multi-axial fatigue and weld design. **Defects in weld**, p. 10, 2007.
- HASSANIFARD, S. Z. The Effects of Residual Stresses on the Fatigue Life of 5083-O Aluminum Alloy Spot Welded Joints. **Procedia**, p. 1077-1085, 2010.
- JAMES, M. N. Residual stress and strain in MIG butt welds in 5083-H321 aluminium. **As-welded and fatigue cycled**, p. 13, 2008.
- JIAN, L. G. Analytical study of the responses of bottom panels to slamming loads. **Ocean Engineering**, p. 116-125, 2014.

- LIU, A. F. **Mechanics and mechanisms of fracture: an introduction**. Materials Park, Ohio, Estados Unidos: ASM International. 2005.
- LV, J. G. Analytical study of the Responses of Bottom Panels to Slamming Loads. **Journal of Ocean Engineering**, p. 116-125, 2015.
- MADDOX, S. J. Review of fatigue assessment procedures for welded. **International Journal of Fatigue**, p. 1359-1378, 2003.
- MAISUBUCHI, K. **Analysis of Welded Structures, Residual Stresses, Distortion and their Consequences**. Estados Unidos: Pergamon, 1982.
- NAESS, A. **Fatigue Handbook**. Noruega: Tapir, 1985.
- NEUBERG, O.; DRIMER, N. Fatigue. **Fatigue limit state design of fast boats**, p. 20, 2017.
- OLEINIK, P. H. Simulação de Ondas Oceânicas na Costa Sul-Sudeste Brasileira para Análise do Potencial Energético. **Vetor**, p. 34-50, 2016.
- PAIK, J. K. Ultimate Compressive Strength Design Methods of Aluminum Welded Stiffened Panel Structures for Aerospace, Marine and Land-Based Applications: A Benchmark Study. **Thin-Walled Structures**, p. 1550-1566, 2005.
- PANNANI, R. Residual Stress Studies on Arc Welding Joint of Naval Vessels. **Journal of Manufacturing Processes**, 104-111, 2015.
- PERSON, N. L. Fatigue of Aluminum Alloy Welded Joints. **He results of axial-stress and repeated-bending loading tests on welded thin-gage alloys indicate joint geometry has the greatest effect on fatigue strength**, p. 13, 1989.
- RINA. **Rules for the classification of high-speed craft**. Itália, p. 356, 2009.
- ROSA, E. **Análise de Resistência Mecânica**. Santa Catarina: Grante, 2002.
- SANTORO N. B. E. Experimental study of the hydrodynamic loads on high speed. **Procedia Engineering**, p. 186-193, 2014.
- SCHJIVE, J. **Fatigue of structures and materials**. 2. ed. Delft: Springer, 2008.
- SHANKAR, K.; WU, W. Effect of welding and weld repair on crack propagation. **Behaviour in aluminium alloy 5083 plates**, p. 8, 2001.
- TANIGUCHI, C.; BRANDI, S. D. Rachaduras em superestruturas. **Análise das rachaduras nas superestruturas dos navios Classe Grajaú e fragatas Classe Niterói**, p. 22, 1999.
- ZHANG, W. Quantitative Analysis of Weld Pore Size and Depth and Effect on Fatigue Life of Ti-6Al-2Zr-1Mo-1V Alloy Weldments. **MDPI**, 2017.
- ZVICOVIC, D. A. The Fatigue of 5083 Aluminium Alloy Welds with the Shot-peened Crater Hot-crack. **Materials & Design**, pp. 247-250, 2004.

## APÊNDICES

### Apêndice A 1

Corpos de prova sem solda numerados de 1 a 10 da esquerda para direita, de cima para baixo, ao CP 8 foi aplicada uma tensão de 80 MPa e o mesmo não rompeu após 1,5 milhão de ciclos.



Fonte: Próprio autor (2019).

## Apêndice A 2

Corpos de prova soldados numerados de 1 a 8 da esquerda para direita, de cima para baixo



Fonte: Próprio autor (2019).

## Apêndice B

Tabela com os dados de projeto nos cálculos de pressão de slamming, os símbolos sem unidade são adimensionais

$\beta$ (graus)	18	Ângulo de deadrise na décima terceira caverna
$\tau$ (graus)	4	Ângulo de trim (inclinação em relação ao eixo horizontal)
$H_S/H_{\frac{1}{100}}$	0,613	Dado estatístico de altura de onda
$H_{MAX}$ (m)	$2H_S$	Dado estatístico de altura de onda
$T$ (m)	0,35	Dado de projeto
$B_w$ (m)	2,2	Dado de projeto
$K_{fr}$	3,42 13,7 30,82 54,79	Constante de acordo com as velocidades horizontais de 5, 10, 15 e 20 nós da embarcação de acordo com formulações da RINA
$K_{hs}$	1	Constante de acordo com a altura de onda de acordo com formulações da RINA
$L$ (m)	7,3	Dado de projeto
$\Delta$ (ton)	2,6	Dado de projeto
$C_b$	0,45	Dado de projeto
$K_1$	1	Distribuição da pressão em relação a posição longitudinal da região de interesse
$K_2$	0,50	Fator em relação a área de impacto
$K_3$	1,10	Fator de variação do ângulo de deadrise em relação ao comprimento longitudinal da embarcação
$S_r$ (m <sup>2</sup> )	5,2	Área de interesse de aplicação da pressão
$\beta_{cg}$ (graus)	12	Ângulo de deadrise do centro de gravidade
$u$ (m <sup>2</sup> )	9,62	Área suportada por reforço estrutural
$s$ (m <sup>2</sup> )	0,5	Área formada pelos engastes dos reforços

Fonte: Próprio autor (2019).