

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO DE ENGENHARIAS DA MOBILIDADE
CURSO DE ENGENHARIA NAVAL**

Keith Dillian Schneider

**METODOLOGIA PARA PREVISÃO DE PROPAGAÇÃO DE TRINCAS APLICADA A
UM NAVIO TANQUE**

Joinville

2015

Keith Dillian Schneider

**METODOLOGIA PARA PREVISÃO DE PROPAGAÇÃO DE TRINCAS APLICADA A
UM NAVIO TANQUE**

Trabalho submetido à Universidade Federal de Santa Catarina
como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Grau
de Bacharel no curso de Engenharia Naval.

Orientador: PhD. Hazim Ali Al-Qureshi

Joinville
2015

KEITH DILLIAN SCHNEIDER

**METODOLOGIA PARA PREVISÃO DE PROPAGAÇÃO DE TRINCAS APLICADA A
UM NAVIO TANQUE**

Esse Trabalho de Graduação foi julgado adequado para a obtenção do título de “Engenheiro Naval”, e aprovado em sua forma final pela comissão examinadora e pelo Curso de Graduação em Engenharia Naval da Universidade Federal de Santa Catarina.

Joinville (SC), 30 de junho de 2015

Prof. Thiago Pontin Tancredi, Dr.
Coordenador do Curso

COMISSÃO EXAMINADORA:

Prof. Hazim Ali Al-Qureshi, PhD.
Orientador

Prof. Gabriel Benedet Dutra, PhD.
Membro

Prof. Alexandre Mikowski, Dr.
Membro

*Aos meus pais,
meus maiores educadores*

AGRADECIMENTOS

A Deus por se fazer presente e me proporcionar tantas oportunidades.

Aos meus pais, que foram os maiores motivadores dos meus feitos, sempre me incentivando a sonhar alto, assim como meu irmão, que sempre me apoiou.

Agradeço ao meu orientador Hazim Al-Qureshi, por ter acreditado e confiado a mim seus conhecimentos, conselhos e amizade durante não apenas esta orientação, mas todo meu período de graduação.

Aos professores Cristiano Ferreira e Luiz Minioli, com os quais tive a oportunidade de desenvolver meu aprendizado ao trabalharmos juntos em projetos do PET e de monitoria.

Aos queridos amigos Ana Tomé, Bibiana Espeiorin e João Francisco, que sempre se fizeram presentes independente da distância.

À Ana Buono, Jalila Machado, Kalianne de Bastiani, Luana Anderloni e Marina Haag pelo companheirismo e amizade durante toda esta jornada.

Aos professores Luis Calil e Thiago Pontin, que também contribuíram para este trabalho.

A todos que direta e indiretamente contribuíram para a minha formação, obrigada.

“A vida vem lá de longe, é como se fosse um rio:
pra rio pequeno canoa, pros grandes rios navios.
E bem lá no fim de tudo, começo de outro lugar,
será como Deus quiser, como o destino mandar ”

No rastro da lua cheia – Almir Sater

Resumo

Este trabalho apresenta uma proposta de metodologia baseada nos conceitos da mecânica da fratura linear elástica, a qual prevê a propagação de trincas sob a ação de fadiga em materiais dúcteis, como o aço ASTM A36 utilizado no casco de navios. A metodologia apresentada é resultado de um levantamento bibliográfico das teorias de mecânica geral para que seja aplicado à área naval. A sequência matemática resultante é baseada nas teorias de energia associadas à uma trinca pré-existente sugerida por Griffith (1921) aplicada à Lei de Paris (1961) que relaciona a taxa de propagação do tamanho da trinca decorrente da variação de tensão com o número de ciclos até chegar a um determinado tamanho crítico. É aplicado na tensão do navio um fator de correção devido ao encruamento decorrente no material que torna a região plástica. Além da possibilidade da previsão da vida residual em fadiga para componentes que contenham defeitos já no estágio de propagação, também há a possibilidade de estimar a amplitude máxima da tensão aplicada para que o componente apresente uma durabilidade mínima desejada em fadiga. Para a demonstração da aplicação da metodologia proposta na área naval utilizou-se como modelo um navio de carga. As sociedades classificadoras disponibilizam equações empíricas baseadas em convenções e normas para o cálculo dos momentos de flexão que as ondas geram nos navios, e desta forma pode-se prever as tensões às quais o navio estará submetido quando em navegação. Em suma, com o desenvolvimento deste trabalho, espera-se contribuir com um modelo matemático que permita prever o desempenho de trincas sob a ação de fadiga.

Palavras-Chave: Mecânica da fratura, Fadiga, Propagação, Trincas, Naval.

Abstract

This thesis presents a methodology proposal based on linear elastic fracture mechanics concepts for the prediction of crack propagation under fatigue action in ductile materials, such as the steel used in ship ASTM A36. The methodology presented is the result of a literature review from the general mechanical theory to be applied in the naval area. The resulting mathematical sequence is based on energy theory associated to the preexisting crack suggested by Griffith (1921) applied to Paris's Law (1961) that relates the propagation rate of the crack size due to the stress variation with a number of cycles until it reaches a critical size. It is applied in the ship stress a correction factor due to hardening that happens on material that provides plasticity in the region of crack. Besides the possibility of prediction of residual fatigue life for components that present defects in the propagation stage, it is also possible to estimate the maximum stress amplitude applied to the component, presenting a minimum desired durability in fatigue. For the demonstration of the proposed methodology application in naval area a model for a tank ship was used. The classification societies standard provide empirical equations based on conventions and rules for the bending moment calculation generated by waves. As a result it is possible to predict the stress that the ship will be submitted when in navigation. In summary, the development of this thesis is expected to contribute with a mathematical model that permits to predict crack propagation under fatigue action.

Key-words: Fracture mechanics, Fatigue, Propagation, Cracks, Naval.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Modos de carregamento em trincas	21
Figura 2 - Vista bidimensional dos modos de carregamento em trincas	21
Figura 3 - Constante Y de acordo com a localização da trinca na chapa	23
Figura 4 - Alquebramento.....	30
Figura 5 - Tosamento.....	31
Figura 6 - Dimensões principais do navio	32
Figura 7 - Navio Eser K.....	38
Figura 8 - Distribuição e pesos no navio	40
Figura 9 - Seção mestra do navio	44
Figura 10 - Rota marítima de Boston a Roterdã.....	45

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 – Tamanho da trinca em função do tempo	16
Gráfico 2 - Lei de Paris.....	25
Gráfico 3 - Tensão repetida	27
Gráfico 4 - Tensão reversa e compressão	27
Gráfico 5 - Tensão flutuante.....	27
Gráfico 6 - Curvas S-N típicas	28
Gráfico 7 - Curvas de peso e flutuação na condição de lastro.....	41
Gráfico 8 - Curva de carga na condição de lastro.....	42
Gráfico 9 - Curvas de peso e flutuação na condição de carregamento.....	42
Gráfico 10 - Curva de carga na condição de carregamento.....	43
Gráfico 11 - Probabilidade de alturas de ondas em rotas de serviço irrestritas.....	46
Gráfico 12 - Comparação de resultados Lei de Paris x Curva S-N	47

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Valores das constantes de material C e m	26
Tabela 2 - Coeficiente de onda CW	32
Tabela 3 - Constante de material f1	34
Tabela 4 - Dimensões principais do navio Eser K.....	38
Tabela 5 - Pesos do navio	39
Tabela 6 - Pesos específicos	39
Tabela 7 - Pesos do navio	40
Tabela 8 - Resultados dos cálculos de Momento	43
Tabela 9 - Resultados de tensão	44

LISTA DE ABREVIATURAS

VIV – Vibrações induzidas por vórtices

SSC – Ship Structure Committe

DNV – Det Norske Veritas

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	14
1.1 Objetivos	16
1.1.1 Objetivo geral	16
1.1.2 Objetivos específicos.....	16
1.2 Organização do texto	17
2. METODOLOGIA.....	18
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	20
3.2 Lei de Paris	24
3.3 Curva S-N Tradicional	26
3.4 Deformação Plástica de materiais metálicos	28
3.5 Tensões aplicadas ao navio	30
4. CORREÇÃO DO COEFICIENTE DE ENCRUAMENTO.....	36
5. APLICAÇÃO DA METODOLOGIA	38
6. DISCUSSÃO DE RESULTADOS.....	47
7. CONCLUSÃO E SUGESTÃO DE TRABALHOS FUTUROS.....	50
REFERÊNCIAS	52
Anexo 1 – Parâmetros da Curva S-N	54
Anexo 2 – Informações navio Eser K.....	55
Anexo 3 – Arranjo geral navio Eser K	56
Anexo 4 – Propriedades de materiais para tensões e deformações verdadeiras.....	57

1. INTRODUÇÃO

As estruturas navais, embarcações e plataformas, são recursos de grande importância para a globalização, sendo os maiores segmentos os de transporte marítimo e extração de petróleo. As embarcações destes segmentos são de grande valor agregado, portanto, devem estar em constante utilização. Isto significa que, qualquer avaria nas embarcações pode resultar em consequências catastróficas para toda a cadeia envolvida, como perda de carga e do próprio navio/plataforma, perda de vidas e poluição ambiental.

Os projetos de embarcações dependem de fatores técnicos, econômicos e ambientais, que quando não são devidamente considerados, contribuem para a ocorrência de falhas extremamente severas que, no caso de uma embarcação, podem resultar na ruptura do casco da mesma por efeito de fadiga e, uma das principais causas destas falhas são as trincas. A fadiga, segundo Pastoukhov e Voorwald (1995), representa o enfraquecimento progressivo e localizado como resultado da aplicação de cargas dinâmicas, que após um número de ciclos pode resultar na ruptura do material.

O casco de um navio está exposto a diversos tipos de carregamentos que causam fadiga, sejam eles a tensão alternada associada ao carregamento induzido por ondas, vibrações induzidas por vórtices (VIV), carregamentos flutuantes devido ao vento e outros fatores ambientais (BAI, 2003). As trincas de fadiga podem ocorrer tanto na superfície do material quanto logo abaixo, e podem ser resultantes dos processos de produção da chapa: laminação e tratamento térmico, conformação mecânica e soldagem (PASTOUKHOV; VOORWALD, 1995), processos estes que são todos utilizados na construção naval e *offshore*.

Segundo o Ship Structure Committee (SSC, 1977), a previsão do crescimento das trincas que ocorrem em embarcações requerem os seguintes passos:

- Análise da estrutura e detalhes estruturais para definição dos pontos críticos;
- Análise de tensão dos detalhes estruturais para determinar o fator de intensidade de tensão para a trinca no ponto crítico;
- Estabelecimento de um histórico de tensão de serviço na localidade da trinca;

- Determinação das propriedades de propagação de trinca do material, levando em consideração as taxas de propagação em materiais de solda e zonas termicamente afetadas, se for relevante para a trinca que está sendo analisada;
- Integração do crescimento de trinca, tanto ciclo por ciclo ou em blocos de ciclos para pequenos incrementos de propagação.

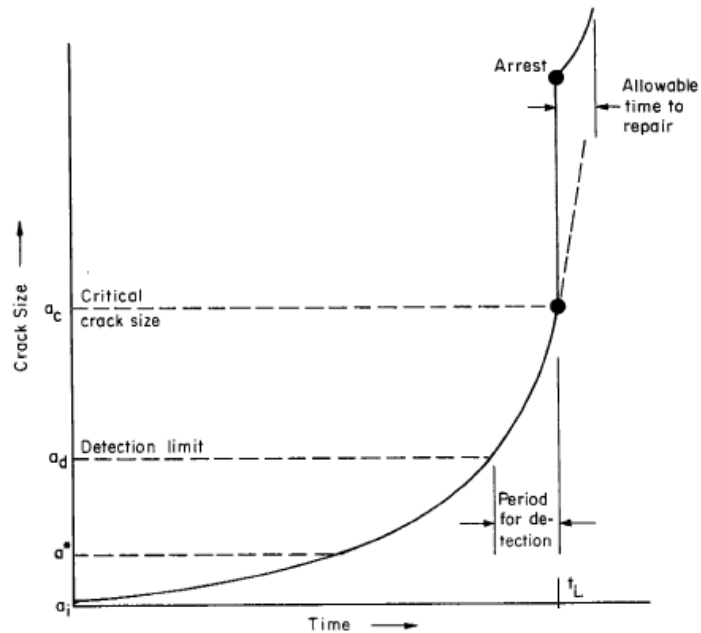
Na propagação das trincas existe um tamanho caracterizado como crítico, em que a partir deste não ocorre mais a propagação da trinca e sim a fratura do material. Para os casos em que o tamanho crítico da trinca é pequeno, é importante que seja modelado um detalhamento estrutural apropriado para o acompanhamento da trinca. Neste caso a maior parte do tempo de crescimento é gasto enquanto a trinca ainda é influenciada pela concentração de tensão no ponto em que se iniciou. Desta forma, o projeto detalhado deve ser destinado à redução de concentração de tensão no material. A redução das tensões concentradas no material implica na desaceleração da propagação da trinca, e o seu tamanho crítico será menor (SSC, 1977).

No Gráfico 1 é possível observar a curva de crescimento de uma trinca. Assume-se o tamanho inicial desta trinca a_i , o tamanho crítico a_c , e um tempo de vida t_L até que haja a fratura. Com um tamanho crítico maior e um taxa de propagação baixa, por exemplo, o tempo para detecção da trinca pode ser maior, o que implica em não ser necessário inspeções periódicas em curto espaço de tempo, além de permitir que o navio tenha tempo suficiente para terminar sua viagem e levar o navio para docagem e reparação.

Neste contexto, o presente trabalho aborda a mecânica da fratura em metais dúcteis. Mais precisamente, a análise do comportamento de trincas já existentes em estruturas navais.

O método a ser utilizado para a pesquisa se baseia no levantamento bibliográfico de teorias de mecânica geral, aplicando-as à área naval. As considerações referentes aos esforços estruturais gerados no navio devido à presença de ondas são obtidas por normas que devem ser seguidas na construção naval, estabelecidos por sociedades classificadoras. Como resultados, pretende-se apresentar uma metodologia para o cálculo e análise de propagações de trincas.

Gráfico 1 – Tamanho da trinca em função do tempo



Fonte: SSC (1977)

1.1 Objetivos

1.1.1 Objetivo geral

Propor a aplicação de um método para quantificar o tempo que uma trinca pode permanecer no casco sem que cause danos à estrutura de embarcações.

1.1.2 Objetivos específicos

Visando atingir o objetivo principal, alguns objetivos são requeridos:

- Análise dos conceitos de Mecânica da Fratura elaborados por Griffith (1921) e Inglis (1913) para denominação das constantes de Tenacidade à Fratura (K_I) e Tenacidade à Fratura crítica (K_{IC});

- Modelamento das formulações da Lei de Paris a fim de demonstrar a relação entre a Tenacidade à Fratura Crítica e o número de ciclos de tensão que a estrutura pode suportar até que ocorra a fratura;
- Comparação do método tradicional da curva S-N com o proposto.

1.2 Organização do texto

O trabalho está organizado em sete capítulos. No primeiro capítulo apresenta-se a contextualização do problema na área naval, buscando justificar a necessidade do estudo sobre o tema, e os objetivos gerais e específicos.

O segundo capítulo refere-se à metodologia na qual este trabalho segue.

No terceiro capítulo faz-se uma fundamentação teórica sobre a Mecânica da Fratura, a fim de demonstrar a origem dos conceitos que serão utilizados adiante. Também é apresentado a Lei de Paris, com o objetivo de demonstrar a relação entre a Tenacidade à Fratura com o número de ciclos até que se chegue ao tamanho crítico da trinca para um dado material. A seguir é apresentado um modelo de correção para a consideração de deformação plástica no material por encruamento. Por fim, é demonstrado o procedimento para os cálculos de tensão de um navio de acordo com a Sociedade Classificadora *Det Norske Veritas* (DNV).

No quarto capítulo apresenta-se uma correção para o fator de encruamento, em que essa correção se baseia em fatores como o envelhecimento do material utilizado, vibração à qual o navio é submetido e efeitos da soldagem.

No quinto capítulo aplicam-se os dados de um navio tanque aos conceitos estudados até o momento no presente trabalho, com a previsão de propagação de trincas pelo método apresentado e pelas curvas S-N, a fim de comparar o modelamento matemático apresentado.

No sexto capítulo são apresentados e discutidos os resultados encontrados, comparando-os com o método de análise clássica.

Por fim, no sétimo capítulo apresentam-se as considerações finais e sugestões de trabalhos futuros.

2. METODOLOGIA

A metodologia a ser seguida no presente trabalho é a de pesquisa bibliográfica, em que, segundo Severino (2007),

[...] é aquela que se realiza a partir do registro disponível, decorrente de pesquisas anteriores, em documentos impressos com livros, artigos, teses etc. Utiliza-se de dados ou de categorias teóricas já trabalhados por outros pesquisadores e devidamente registrados. O pesquisador trabalha a partir da contribuição dos autores dos estudos analíticos constantes dos textos.

Seguindo a definição acima, a pesquisa se baseará nos critérios de Griffith (1921) relacionados à mecânica da fratura, onde são definidas propriedades como a tenacidade à fratura crítica do material. Esta propriedade caracteriza o material quanto à sua facilidade em se propagar, de acordo com uma tensão aplicada e o tamanho da trinca.

Uma maneira de aplicar o critério de Griffith (1921) alterando as variáveis de tensão e tamanho da trinca é pela Lei de Paris (PARIS, 1961), que, a partir de dados empíricos, descreve a equação de uma reta da diferenciação do tamanho da trinca sobre o número de ciclos de tensão em função da variação da tenacidade à fratura do material. A integração desta equação de reta resulta em uma fórmula que descreve o número de ciclos de tensão que o material pode sofrer até que ocorra a fratura.

A metodologia apresentada pelo critério de Griffith (1921) em associação à Lei de Paris (PARIS, 1961) será aplicada em cascos de navios. Para aplicação do método será escolhido um navio já construído, com uma rota definida para que seja analisado o espectro de ondas ao qual o navio sofrerá carregamentos.

Para aplicar o método a um navio é necessário saber as tensões às quais o navio estará sendo submetido. Estas tensões são encontradas indiretamente em equações empíricas disponibilizadas por manuais de Sociedades Classificadoras.

No manual para projeto estrutural de cascos para navios acima de 100 metros, desenvolvido pela DNV (2015), são disponibilizadas equações referentes às tensões as quais o navio estará sujeito.

A tensão pode ser relacionada, segundo normas, como uma combinação entre os momentos causados por águas calmas, ondas de toçamento e alquebramento. A relação entre tensão e momento fletor é definida pelo módulo de seção, que depende das características geométricas da seção do navio à qual está sendo analisada.

As tensões encontradas pelo manual da DNV (2015) são as tensões decorrentes de uma onda crítica. Esta onda crítica tem como característica uma amplitude definida por equação empírica do manual.

Tendo encontrado os valores da variação de tensão à qual o navio estará submetido, é aplicada a correção do fator de encruamento. A aplicação na equação de Paris (1961), ainda depende das propriedades do aço utilizado na construção naval, que será estudado, e da definição de um tamanho crítico para a trinca do material, que é tabelado. O resultado desta equação fornece o número de ciclos de tensão que o navio ainda pode se submeter.

Para quantificar temporalmente este número de ciclos, é necessário que se faça uma análise do espectro de ondas, que depende da rota que o navio irá seguir; ou seja, é necessário avaliar quantas vezes o navio vai passar pela onda crítica durante a sua viagem, e quantas viagens ele realiza por ano. Assim, é possível definir quantas viagens o navio ainda pode realizar sem que haja necessidade de reparação da estrutura.

Com os resultados encontrados, a validação dos resultados será feita comparando-os com os valores que serão obtidos pelo método tradicional da curva S-N.

Assim sendo, demonstra-se a aplicabilidade da metodologia apresentada neste trabalho, a fim de acompanhar a propagação de uma trinca em uma estrutura naval, evitando que ocorra a fratura do corpo em análise.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 Mecânica da Fratura

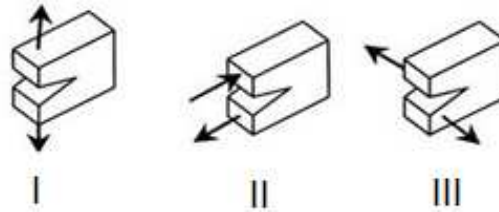
As sociedades classificadoras são empresas, entidades ou organismos, que segundo a Associação Internacional de Sociedades Classificadoras (2011), têm como propósito fornecer classificação e serviços legais e de assistência para a indústria marítima e órgãos reguladores para garantir a segurança marítima e prevenção de poluição, classificam os aços que podem ser utilizados na construção naval com o objetivo de garantir determinadas propriedades físicas e mecânicas.

Os aços utilizados na fabricação do casco e reforços internos têm como característica principal serem dúcteis. Callister (2008), afirma que um material dúctil é caracterizado pela capacidade de absorver energia antes de fraturar, deformando-se plasticamente. O processo de fratura envolve as etapas de nucleação das trincas, propagação e finalmente a fratura, sob a imposição de tensões.

A fratura pode ser definida como a separação de um corpo em duas ou mais partes, e o estudo da mecânica da fratura se baseia na hipótese do estudo de um modelo de meio contínuo, onde não se considera a microestrutura física real, segundo Pastoukhov e Voorwald (1995).

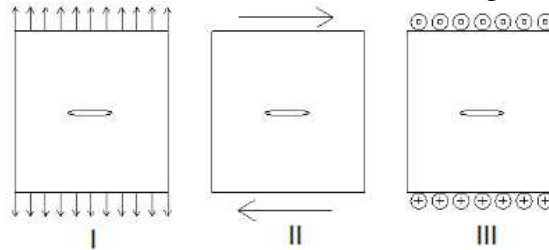
Para realizar a análise utilizando as condições de contorno, existem três problemas básicos de engenharia que se diferenciam pela maneira que a carga externa é aplicada na região da trinca, os modos de carregamento às quais as trincas estão sujeitas: Na Figura 1 são demonstrado os 3 modos, e na Figura 2 apresentam-se os modos em uma vista bidimensional.

Figura 1 - Modos de carregamento em trincas



Fonte: Al-Qureshi (2010)

Figura 2 - Vista bidimensional dos modos de carregamento em trincas



Fonte: Elaborado pelo autor

Na Figura 2, o modo I é chamado de trinca de tração normal, em que as trincas ocorrem por forças normais ao plano da trinca. O segundo modo (II), a trinca ocorre por cisalhamento plano, onde ocorre um deslizamento das superfícies sob forças normais à frente da trinca. O modo III é a trinca de cisalhamento antiplano, em que ocorre o deslizamento das superfícies das trincas sob forças paralelas à frente da trinca.

Os modos II e III requerem análises mais complexas e seus estudos ainda não foram muito desenvolvidos, portanto, sendo o estudo do modo I o mais aprofundado e mais ocorrente em estruturas, é o modo de estudo do presente trabalho.

Inglis (1913) determinou uma equação para o cálculo da tensão máxima que pode ser aplicada em uma superfície que possua uma trinca:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 2\sigma_c \sqrt{\frac{a}{\rho}} \quad (1)$$

Onde $\sigma_{m\acute{a}x}$ é a tensão máxima que pode ser aplicada ao material, σ_c é a tensão crítica característica do material, a é a metade do comprimento da trinca e ρ é o raio de curvatura da extremidade da trinca.

Fazendo o rearranjo da equação (1), observa-se, em (2), que em um lado da equação ficam os termos que são constantes, levando, então a uma nova constante.

$$\sigma_c \sqrt{a} = \frac{1}{2} \sigma_{m\acute{a}x} \sqrt{\rho} = \text{constante} \quad (2)$$

A constante à qual a equação (2) se refere é denominada tenacidade à fratura do material, K .

Griffith (1921) encontrou outra constante similar à (2), mas sua dedução foi baseada em critérios de energia. Ele constatou que a mínima energia potencial pode ser capaz de prever a ruptura sob carregamentos em materiais dúcteis se for levado em consideração o acréscimo de energia que ocorre durante a formação das trincas. Este acréscimo de energia pode ser expresso por:

$$U - U_o = \frac{\pi \sigma^2 a^2}{E} + 4a\gamma_s \quad (3)$$

Onde U é a energia potencial da placa já com a trinca, U_o é a energia potencial da placa sem trinca, σ é a tensão aplicada, a é a metade do comprimento da trinca, E é o módulo de elasticidade do material, e γ_s é a energia superficial específica do material.

Desta forma, para obter a equação de equilíbrio faz-se a diferenciação da energia potencial acima descrita em função do tamanho da trinca $\partial U / \partial a$, e iguala-a a zero, pois a energia $U(0)$ é a energia potencial da placa quando não há trincas, portanto, não varia com a . Assim, a condição de equilíbrio apresenta-se na forma:

$$2\gamma_s = \frac{\pi \sigma^2 a}{E} \quad (4)$$

A derivada de segunda ordem, equação (5) abaixo, define a natureza do equilíbrio, e neste caso, por ela ser negativa, implica em uma condição instável. Ou seja, a trinca avançará até que ocorra a fratura completa.

$$\frac{\partial^2 U}{\partial a^2} = -\frac{2\pi \sigma^2}{E} \quad (5)$$

Pode-se rearranjar a equação (4) de modo a deixar a tensão necessária para que a trinca se propague em função das características da trinca e do material no caso de tensão plana e condição biaxial $\sigma_z = \tau_{zx} = \tau_{zy} = 0$.

$$\sigma\sqrt{\pi a} = \sqrt{2E\gamma_s} = \text{constante} \quad (6)$$

$$Kc = \sigma\sqrt{\pi a} \quad (7)$$

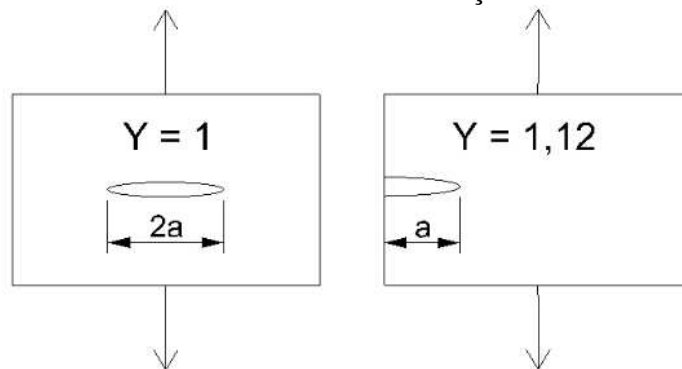
Onde Kc foi denominada como a tenacidade à fratura crítica do material.

A tenacidade à fratura crítica pode ser utilizada como referência na seleção de materiais, e para trincas com modo de carregamento I é indicada por K_{IC} :

$$K_{IC} = Y\sigma\sqrt{\pi a} \quad (8)$$

Onde Y é uma constante que indica o local em que a trinca se encontra na placa. Sendo $Y=1$ quando a trinca estiver posicionada no centro de uma chapa infinita, e $Y=1,12$ quando localizada na superfície de uma chapa semi-infinita, como pode ser visualizado na Figura 3.

Figura 3 - Constante Y de acordo com a localização da trinca na chapa



Fonte: Elaborado pelo autor

3.2 Lei de Paris

A formulação da teoria de fadiga é elaborada pela hipótese que permite calcular a vida estrutural de geometrias complicadas a partir de testes utilizando dois parâmetros de carregamento: a natureza de campos de tensões próxima à ponta da trinca e a variação do seu campo. Estes parâmetros são utilizados para controlar a taxa de crescimento da extensão da trinca em um determinado material.

Os corpos analisados possuem trincas onde a geometria e o carregamento do corpo são simétricos em relação ao plano da trinca.

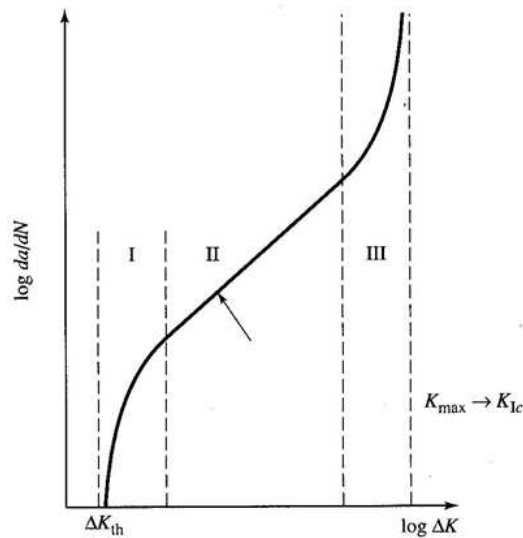
O fator de tenacidade à fratura, apresentado anteriormente, deve ser considerado como a medida do efeito do carregamento e da geometria de um corpo em uma intensidade de tensão próximo à raiz da trinca. Portanto, à medida que o carregamento no corpo varia e a geometria da trinca muda sua extensão, o valor instantâneo de K reflete os efeitos dessa mudança na raiz da trinca, sendo a sua variação o parâmetro mais relevante para descrever o crescimento da trinca por fadiga (BAI, 2003). A variação do fator de tenacidade de tensão pode ser escrita da seguinte forma:

$$\Delta K = Y \Delta \sigma \sqrt{\pi a} \quad (9)$$

Onde ΔK é a variação do fator de tenacidade à fratura e $\Delta \sigma$ é a variação da tensão aplicada em cada ciclo.

Paris (1961) realizou experimentos com diversos materiais com trincas e demonstrou que a taxa de propagação de uma trinca é determinada pela variação do fator de intensidade de tensão, como pode ser visualizado no gráfico:

Gráfico 2 - Lei de Paris



Fonte: Paris, Gomez e Anderson (1961)

A região I representa o estágio de nucleação das trincas, que é um comportamento microscópico do material. Até determinado ponto estes defeitos sempre existem como consequência da soldagem, e ocorrem tanto internamente quanto na superfície do cordão de solda.

Na região III é onde ocorre a falha por fratura, quando o tamanho da trinca já se propagou a um tamanho crítico. A fratura deriva de alguns parâmetros como nível de tensão, tamanho da trinca e tenacidade do material.

A região II é o estágio da propagação da trinca, e é mais bem compreendida pela mecânica da fratura. O principal fator é a variação de tensão à qual a estrutura está sendo submetida, mas a geometria da solda e o tamanho inicial da trinca também impactam na vida em fadiga. Em estruturas soldadas as trincas por fadiga geralmente possuem propagação equivalente a 90% da vida em fadiga. Esta região pode ser expressa pela equação descrita abaixo:

$$\frac{\partial a}{\partial N} = C(\Delta K)^m \quad (10)$$

Onde $\frac{\partial a}{\partial N}$ é a taxa de crescimento da trinca, C é uma constante característica do material e m é outra constante do material, que podem ser encontradas na Tabela 1.

Tabela 1 - Valores das constantes de material C e m

Aço	C	m
Ferrítico-perlítico	$6,9 \times 10^{-12}$	3
Martensítico	$61,35 \times 10^{-10}$	2,25
Austenítico	$5,6 \times 10^{-12}$	3,25

Fonte: Paris e Erdogn (1963)

Ao substituir a equação (9) na equação (10) e integrá-la, encontra-se o número de ciclos que ainda faltam até que ocorra a fratura, N_f :

$$N_f = \frac{2 \left(a_c^{\frac{2-m}{2}} - a_i^{\frac{2-m}{2}} \right)}{(2-m)C(\Delta\sigma\sqrt{\pi})^m} \quad (11)$$

Onde a_c é o comprimento da trinca em que ocorrerá a fratura, a_i é o comprimento inicial no qual a trinca começa a se propagar devido à variação de tensão $\Delta\sigma$.

3.3 Curva S-N Tradicional

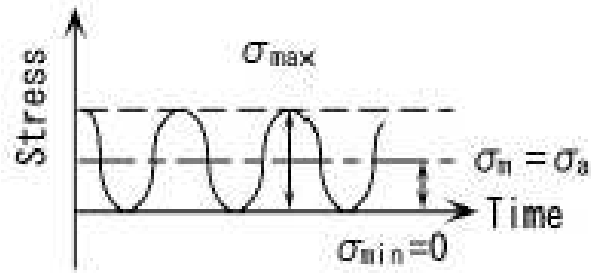
Como mencionado anteriormente, navios e quaisquer outras estruturas mecânicas podem fraturar devido a um largo número de ciclos de carregamento, mesmo a magnitude deste carregamento sendo menor que a força máxima de carregamento estático. A este fenômeno se chama falha por fadiga, e o número de ciclos que causa a fratura é chamado de vida em fadiga. (OKUMOTO et al., 2009).

Existe padrão simplificado para representar os ciclos de carregamentos repetitivos, como nos Gráficos 3, 4 e 5, sendo de tensão repetida, tensão reversa e compressão, e tensão flutuante, respectivamente. Nas imagens, $\sigma_{m\acute{a}x}$ significa a tensão máxima, $\sigma_{m\acute{i}n}$ a tensão mínima, σ_m a tensão média representada pela equação (12) e σ_a a tensão de amplitude representada pela equação (13).

$$\sigma_m = \frac{(\sigma_{\max} + \sigma_{\min})}{2} \quad (12)$$

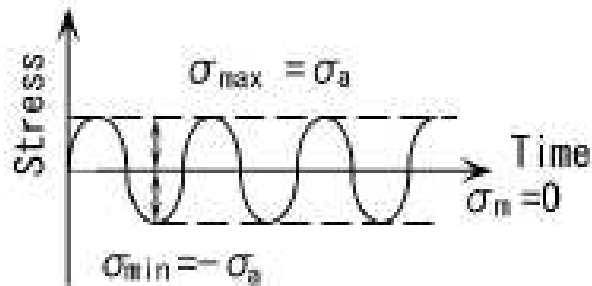
$$\sigma_a = \frac{(\sigma_{\max} - \sigma_{\min})}{2} \quad (13)$$

Gráfico 3 - Tensão repetida



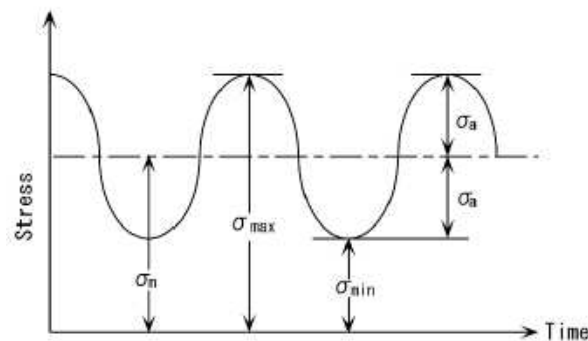
Fonte: (OKUMOTO et al., 2009).

Gráfico 4 - Tensão reversa e compressão



Fonte: (OKUMOTO et al., 2009).

Gráfico 5 - Tensão flutuante

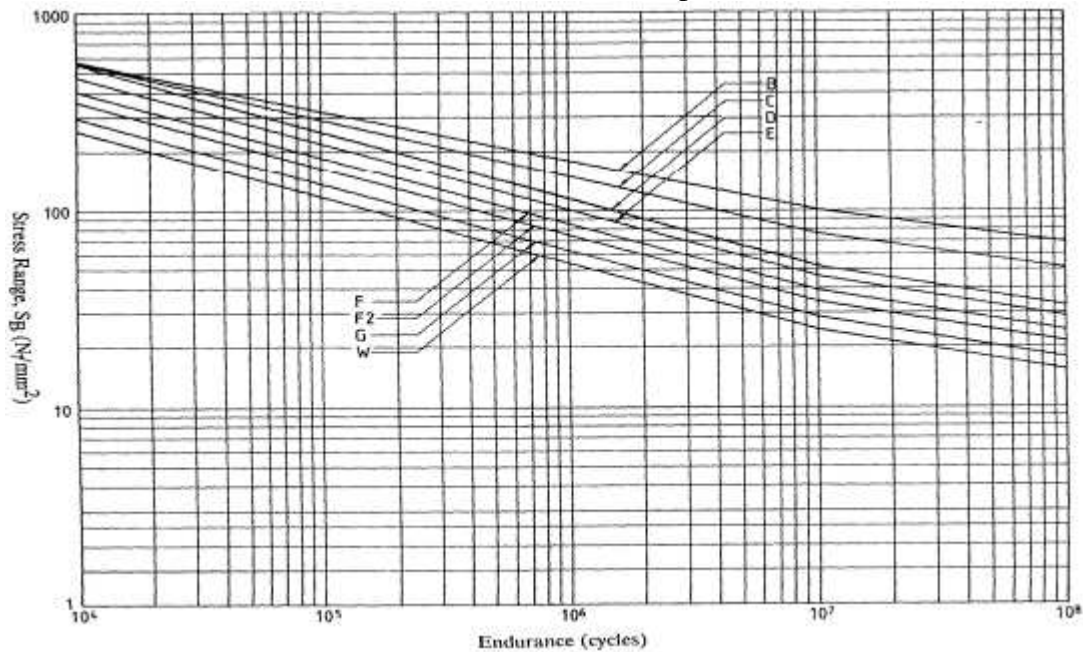


Fonte: (OKUMOTO et al., 2009).

A curva S-N é obtida a partir de testes de fadiga, e relaciona a amplitude de tensão, S , com a vida em fadiga, N , e pode ser visualizado no Gráfico 6. Na curva mostrada no Gráfico 6 o

eixo das abcissas está representado em escala logarítmica e o eixo das ordenadas está em escala normal.

Gráfico 6 - Curvas S-N típicas



Fonte: ABS (2010)

As curvas do Gráfico 6 são representadas pela equação (14), onde S é a amplitude de tensão, N o número de ciclos até a falha, A e m são parâmetros característicos do material. Para $N = 10^7$ ciclos estes valores mudam para C e r , respectivamente. Estes valores podem ser encontrados no Anexo I (ABS, 2010).

$$N = AS^{-m} \quad (14)$$

3.4 Deformação Plástica de Materiais Metálicos

Os materiais sofrem deformação plástica até um determinado ponto, dependendo de suas propriedades. A partir de certas deformações não é mais válido o comportamento da Lei de Hooke, que rege a proporcionalidade entre tensão e deformação, e o material não tem mais a

capacidade de retornar à forma inicial quando a tensão deixa de ser aplicada. Isto ocorre pela quebra de ligações atômicas originais, acompanhada pela formação de novas ligações.

A partir do momento em que o material passa a se deformar plasticamente, uma correção pode ser feita nos valores de tensão e deformação para que seja considerada a ocorrência de encruamento no material. Estes valores são chamados de tensão e deformação verdadeiras.

$$\bar{\sigma} = A\bar{\varepsilon}^n \quad (15)$$

Onde $\bar{\sigma}$ é a tensão verdadeira, A é uma constante do material, $\bar{\varepsilon}$ é a deformação verdadeira, e n é o expoente de encruamento.

O expoente de encruamento determina a habilidade de o material ser estirado, controla o aumento da tensão de escoamento ou resistência do material durante a deformação. Quanto maior este valor, maior será a separação entre o limite de resistência e o limite de escoamento, conseqüentemente o valor da deformação na carga é maior (Al-Qureshi, 2010).

Os valores de A e n são obtidos por testes de tração e podem ser encontrados no Anexo 2 (Al-Qureshi, 2010).

O valor da deformação verdadeira depende da deformação calculada pela lei de Hooke, equação (16), e segue a equação (17) (Callister, 2008).

$$\sigma = E\varepsilon \quad (16)$$

$$\bar{\varepsilon} = \ln(1 + \varepsilon) \quad (17)$$

Onde E é o módulo de elasticidade do material. Com manipulação matemáticas da equação (16) aplicada e substituindo na equação (17), a deformação verdadeira do material pode ser encontrado pela equação (18).

$$\bar{\varepsilon} = \ln\left(1 + \frac{\sigma}{E}\right) \quad (18)$$

Substituindo, por sua vez a equação (18) na equação (15), a tensão verdadeira que é aplicada ao material é resultante da expressão:

$$\bar{\sigma} = A \left[\ln \left(1 + \frac{\sigma}{E} \right) \right]^n \quad (19)$$

3.5 Tensões Aplicadas ao Navio

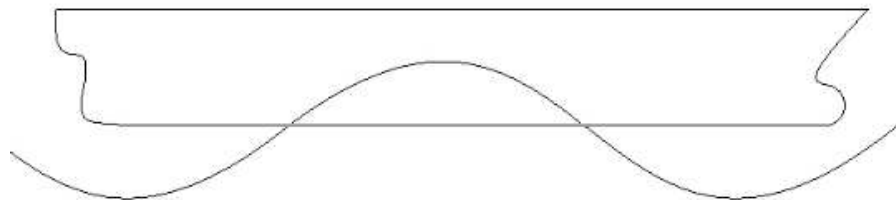
Tanto navios quanto plataformas estão expostos a diversos tipos de carregamentos. A estrutura sofre esforços provenientes do seu próprio peso, da carga, sejam mercadorias ou consumíveis como combustíveis e mantimentos, carregamentos ambientais, ondas e acidentes. Para os navios as ondas e correntes são as mais importantes fontes de carga na estrutura.

A análise em fadiga em estruturas marítimas no presente trabalho será representada pelas tensões geradas por carregamentos estáticos e dinâmicos. Os carregamentos estáticos são os que ocorrem em mar calmo, e os carregamentos dinâmicos são originados pela ação das ondas (OKUMOTO et al., 2009).

Para o cálculo das tensões aplicadas ao navio, com base no Manual da Sociedade Classificadora DNV (2015), foram obtidas as equações que definem o momento fletor causado no navio nas situações em que a onda gera alquebramento e tosamento.

Alquebramento, como pode ser visto na Figura 4, é a situação em que a crista da onda se encontra no meio do navio, realizando esforços de compressão ao fundo e de tração no convés da seção mestra.

Figura 4 - Alquebramento

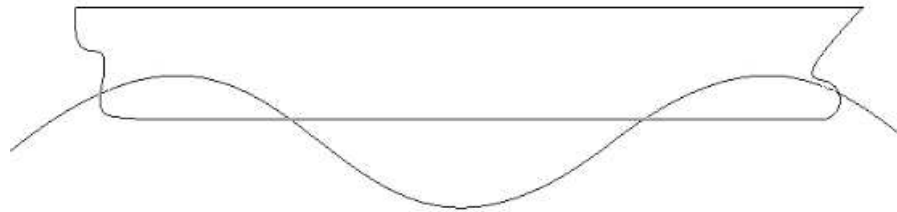


Fonte: Elaborado pelo autor

Na condição de tosamento, entretanto, ao meio do navio se encontra o vale da onda, as cristas estão na proa e na popa, como ilustrado na Figura 5. Desta maneira, na seção mestra o fundo sofre um carregamento de tração e o convés de compressão.

Supondo que a onda que passe pelo navio e gera os momentos calculados tem o seu comprimento igual ao comprimento do mesmo, a passagem desta onda ocasionará as situações de tosamento e alquebramento. Cada passagem da onda, portanto, será considerada como um ciclo de tensões, onde as tensões máximas e mínimas são as tensões de alquebramento e tosamento, respectivamente.

Figura 5 - Tosamento



Fonte: Elaborado pelo autor

A seção transversal em análise é a seção mestra do navio, normalmente localizada à meia nau, pois é nesta região onde ocorrem as maiores tensões. Portanto, são estas as calculadas para base de projetos.

Para a aplicação das equações da norma da DNV (2015) aqui descritas, três relações devem ser satisfeitas:

- $L/B \geq 5$;
- $B/D \leq 2,5$ e
- $C_B > 0,7$

Onde L é o comprimento, B é a boca, D é o pontal do navio e C_B é o coeficiente de bloco. Essas dimensões são ilustradas na Figura 6 abaixo, e o C_B pode ser encontrado pela equação (20).

$$C_B = \frac{\nabla}{1,025LBT} \quad (20)$$

Onde ∇ é o volume da carena do navio a um determinado calado T .

Os momentos em mar calmo são encontrados pelas equações (21) e (22), sendo que M_{ST} e M_{SA} referem-se ao momento fletor em mar calmo para tosamento e alquebramento, respectivamente. A unidade de medida é [kNm].

$$M_{ST} = -0,065C_W L^2 B (C_B + 0,7) \quad (21)$$

$$M_{SA} = C_W L^2 B (0,1225 - 0,015C_B) \quad (22)$$

Onde C_W é o coeficiente de onda, que depende do comprimento L e pode ser encontrado na Tabela 2.

Figura 6 - Dimensões principais do navio



Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 2 - Coeficiente de onda C_W

L	C_W
$L \leq 100$	$0,0792L$
$100 < L < 300$	$10,75 - [(300 - L)/100]^{3/2}$
$300 \leq L \leq 350$	$10,75$
$L > 350$	$10,75 - [(L - 350)/150]^{3/2}$

Fonte: DNV(2015)

Os momentos para carregamentos de ondas são obtidos pelas equações (23) e (24) abaixo, sendo M_{WT} e M_{WA} referindo-se ao momento fletor em mar com ondas para tosamento e alquebramento, respectivamente.

$$M_{WT} = -0,11\alpha C_W L^2 B (C_B + 0,7) \quad (23)$$

$$M_{WA} = 0,19\alpha C_W L^2 B C_B \quad (24)$$

Onde α é um coeficiente relacionado às condições de navegação, sendo 1 para mar aberto e 0,5 para regiões portuárias e abrigos.

Os valores de tensão são relacionados ao momento pelo módulo de seção transversal, que é uma propriedade geométrica da seção a ser analisada, a ser encontrada pela equação (25), sendo a razão entre o momento de inércia I em relação ao eixo y e a coordenada y do centroide da seção em análise. Segundo a norma, o módulo de seção Z mínimo deve ser dado pela equação (26) em [cm³]:

$$Z = \frac{I_y}{Y} \quad (25)$$

$$Z \geq \frac{C_W}{f_1} L^2 B (C_B + 0,7) \quad (26)$$

Onde f_1 é uma constante dependente da tensão de escoamento, σ_Y do material a ser utilizado. Seus valores são encontrados na Tabela 3.

A relação entre os momentos fletores e a tensão é dada pela equação (27).

$$\sigma_{T,A} = \frac{|M_S + M_W|}{Z} 10^3 \quad (27)$$

Segundo a norma, os cálculos do momento fletor devem ser realizados para duas condições de carregamento: de lastro e completamente carregado. Isto porque em cada condição de carregamento o navio está sob um calado diferente e os esforços estruturais variam, que influenciará no C_B .

Tabela 3 - Constante de material f_1

σ_Y [MPa]	f_1
235	1,00
265	1,08
315	1,28
355	1,39
390	1,47

Fonte: DNV (2015)

Dado um carregamento do navio, é necessário, entretanto, analisar a curva de carga específica obtida pela diferença entre o peso e a flutuação, a fim de satisfazer a primeira condição de equilíbrio do navio: o somatório dos pesos do navio deve ser igual ao somatório da flutuação. Portanto, o somatório das áreas da curva de carga deve ser igual a zero. Esta condição depende do calado ao qual o navio está navegando.

A curva de peso deve ser originada com todos os pesos a bordo do navio distribuídos em suas devidas posições: casco, máquinas e equipamentos (*lightshipweight*), combustível, lastro, carga, consumíveis (*deadweight*). O somatório P , representado pela integral na equação (28), desses pesos resulta no deslocamento do navio. A curva de flutuação, que origina a flutuação total na equação (29), está relacionada com a geometria submersa do casco, sendo representada pela área submersa de cada seção transversal ao longo do comprimento do navio.

$$P = \int_0^L p(x)dx \quad (28)$$

$$B = \int_0^L b(x)dx \quad (29)$$

A segunda condição de equilíbrio é satisfeita se o centro de gravidade longitudinal do navio (*LCG – longitudinal center of gravity*), equação (30), estiver na mesma posição longitudinal que o centro de flutuação (*LCB – longitudinal center of buoyancy*), equação (31), da geometria abaixo d'água. Esta condição está relacionada com o trim dos navios.

$$LCG = \frac{\text{Momento do Peso}}{\text{Peso}} \quad (30)$$

$$LCB = \frac{\text{Momento da Flutuação}}{\text{Flutuação}} \quad (31)$$

Os momentos de peso e flutuação são obtidos pelas equações (32) e (33), respectivamente.

$$\text{Momento do Peso} = \int_0^L x \cdot p(x) dx \quad (32)$$

$$\text{Momento da Flutuação} = \int_0^L x \cdot b(x) dx \quad (33)$$

A curva de carga, $q(x)$, pode então ser obtida pela subtração mostrada na equação (34). A análise desta curva permite identificar qual a onda crítica que está agindo sobre o navio, de tosamento ou alquebramento.

$$q(x) = p(x) - b(x) \quad (34)$$

Identificada a onda crítica, deve-se realizar uma análise a fim de verificar se os momentos encontrados pelas equações sugeridas pelas sociedades classificadoras somarão ou subtrairão na composição de tensões do navio. A altura da onda crítica é fornecida pela equação (35), para navios com $220 < L_{PP} \leq 305$.

$$H = [4,5L_{PP} - 0,0071L_{PP}^2 + 103] \times 10^{-2} \quad (35)$$

4. CORREÇÃO DO COEFICIENTE DE ENCRUAMENTO

Miner (1945) sugere em seus trabalhos que os danos existentes na estrutura são acumulativos, de acordo com os diferentes níveis de tensão aplicados sob suas respectivas médias de ciclos até que ocorra a falha. Ele criou um coeficiente, equação (36), no qual quando alcançado ocorre a falha por fadiga, onde a_i é o número de ciclos acumulados em uma tensão S_i , e N_i é a vida em fadiga para S_i .

$$\sum_{i=1}^k \frac{a_i}{N_i} = C \quad (36)$$

O coeficiente de encruamento apresentado na equação (19), como já mencionado, controla o aumento da tensão de escoamento e a resistência do material durante a deformação.

Ao utilizar a teoria de encruamento nos cálculos da variação de tensão que o navio estará exposto sugere-se que o comportamento do material deixou de ser elástico e passou a agir plasticamente, com deformações irreversíveis, que é o caso da propagação da trinca. O que sugere-se neste trabalho é que este expoente não seja influenciado apenas pelo encruamento, mas por outros fatores acumulativos que causem a deterioração do material e que atuam de forma a amplificar a tensão à qual o navio está sendo submetido.

Este novo coeficiente será representado por n^* , e será chamado de fator de deterioração, seu modelo matemático é apresentado pela equação (37):

$$n^* = K_E \times K_V \times K_S \times n \quad (37)$$

Onde os fatores K_E , K_V e K_S são relacionados ao envelhecimento do material, à vibração causada por equipamentos do navio, e à soldagem no material, respectivamente.

O envelhecimento dos materiais acontece independente do ambiente em que se encontrem e é decorrente do tempo. Isto ocorre devido à difusão dos átomos de carbono e/ou nitrogênio nas

discordâncias que são geradas por deformação plástica. O resultado é um aumento na tensão de escoamento, e na tração, porém a ductilidade é afetada, perdendo a capacidade de alongamento. (Key to Metals, 2013).

Em relação à vibração, sabe-se que a ocorrência de fadiga em navios é decorrente de outros fatores além da excitação exercida pelas ondas do mar. Propulsores, motores e demais equipamentos presentes nas embarcações geram vibrações e são fontes de ciclos de tensão no casco do navio.

As regiões soldadas influenciam diretamente na plasticidade do material, uma vez que o processo de soldagem tende a fragilizar as regiões termicamente afetadas. Por mais que o material passe por tratamentos térmicos para minimizar este efeito, ocorrem perdas de propriedades.

O produto destes fatores multiplicado pelo coeficiente de encruamento vai corrigir o valor da variação de tensão, ampliando-a ou minimizando-a, de forma que o cálculo da propagação da trinca seja aplicável.

5. APLICAÇÃO DA METODOLOGIA

Para aplicação da metodologia apresentada foi escolhido o navio petroleiro Eser K (Figura 6) cujas informações estão publicadas no livro ‘*Significant Ships of 2010*’ (THE ROYAL INSTITUTION OF NAVAL ARCHITECTS, 2011). As dimensões principais podem ser encontradas na Tabela 4, e demais informações estão disponibilizadas no Anexo 2, e o arranjo geral no Anexo 3.

Figura 7 - Navio Eser K



Fonte: (Shipspotting) Disponível em:

<http://www.shipspotting.com/gallery/photo.php?lid=1363329>, acesso 04/02/2015.

Tabela 4 - Dimensões principais do navio Eser K

L_{OA}	250,00 m
L_{PP}	239,00 m
B	44,00 m
D	21,35 m
T	13,60 m
C_B	0,835

Onde L_{OA} é o comprimento total, L_{PP} é o comprimento entre perpendiculares, B é a boca, D o pontal, T o calado e C_B o coeficiente de bloco do navio.

Considera-se aqui a hipótese que a viagem do navio tenha uma rota irrestrita, ou seja, ele não tem restrições relacionadas à distância da costa, podendo estar sujeito à qualquer tipo de mar. Outra consideração é que saia do porto de origem completamente carregado, e no porto de destino descarregue e volte somente em lastro.

Os cálculos de momento fletor foram feitos para as condições de lastro e carregado, como sugerem as normas da DNV. Essas condições foram selecionadas pelas considerações da missão do navio citadas no parágrafo anterior, e os resultados da variação de tensão para cada condição podem ou não ser iguais.

A análise dos pesos requer que se considerem as capacidades de carga do navio. Essas informações podem ser encontradas na Tabela 5. Para transformar os volumes abaixo em pesos, foram utilizados os pesos específicos disponibilizados na Tabela 6.

Tabela 5 - Pesos do navio

Deslocamento	134800 ton
Lightshipweight	32700 ton
Lastro	42323 m ³
Combustível: Óleo pesado	3515 m ³
Diesel	200 m ³
Carga	130617 m ³

Fonte: (The Royal Institution of Naval Architects, 2011)

Tabela 6 - Pesos específicos

Lastro: Água salgada	1,025 ton/m ³
Carga: Óleo cru	0,790 ton/m ³
Combustível: Óleo pesado	0,922 ton/m ³
Diesel	0,832 ton/m ³

Porém, por mais que se utilizem os pesos específicos, é necessário utilizar um fator multiplicativo de permeabilidade para os compartimentos fechados do navio. Por definição, o fator de permeabilidade é a razão entre o volume no interior do compartimento que será ocupado

por água/carga e o seu volume total. Para qualquer compartimento que não seja a casa de máquinas, deve-se assumir este fator como 0,95 (WATSON, 1998).

Utilizando o fator de permeabilidade e os pesos específicos da Tabela 6, encontram-se os pesos em toneladas na Tabela 7.

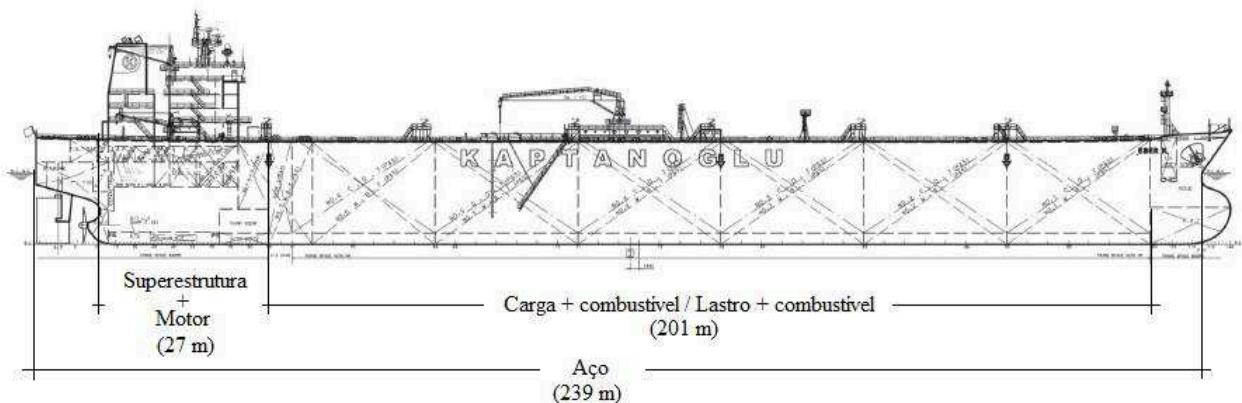
Tabela 7 - Pesos do navio

Lastro	41212,020 ton
Carga	98028,000 ton
Combustível	3236,869 ton

Fonte: Elaborado pelo autor

Para os cálculos os pesos foram distribuídos por metro ao longo do navio, como pode ser observado na Figura 7. O peso da superestrutura e motor foi considerado como 20% do valor de *Lightshipweight* e foi distribuído por 27 metros. O peso do aço foi obtido como sendo 80% do valor do *Lightshipweight* e está distribuído por todo o comprimento do L_{PP} , 239 metros. Já os valores das combinações de carga + combustível ou lastro + combustível foram obtidos na Tabela 7 e são distribuídos por um comprimento de 201 metros.

Figura 8 - Distribuição e pesos no navio

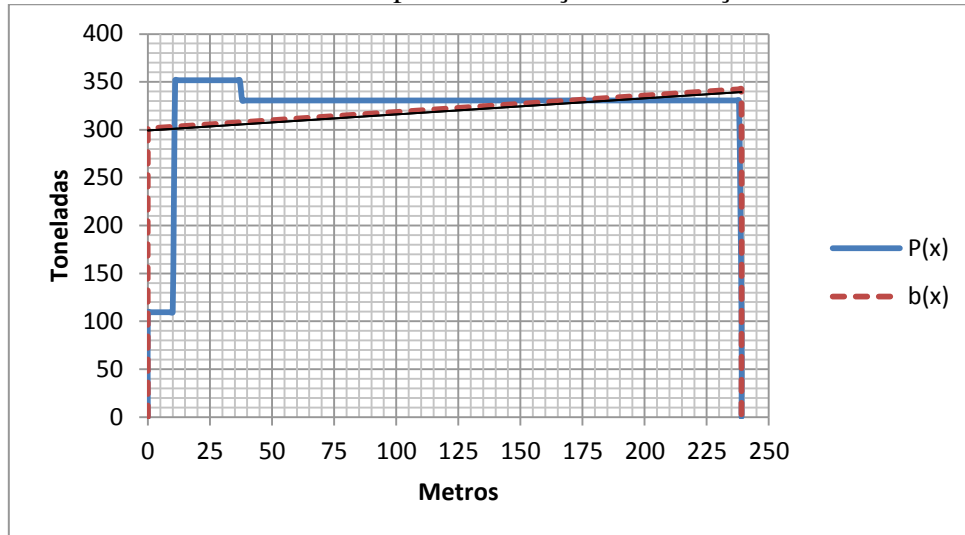


Fonte: Elaborado pelo autor

Para a realização dos cálculos foi utilizada a ferramenta Solver do Excel para que os resultados convergissem de forma a satisfazer as condições de equilíbrio citadas na seção 3.5.

Para a condição de lastro, satisfazendo as condições de equilíbrio, o calado ficou 7,32 metros e o $LCG = LCB = 122,06$ metros, com um trim de $-0,22^\circ$. O Gráfico 7 traz as curvas de peso e flutuação.

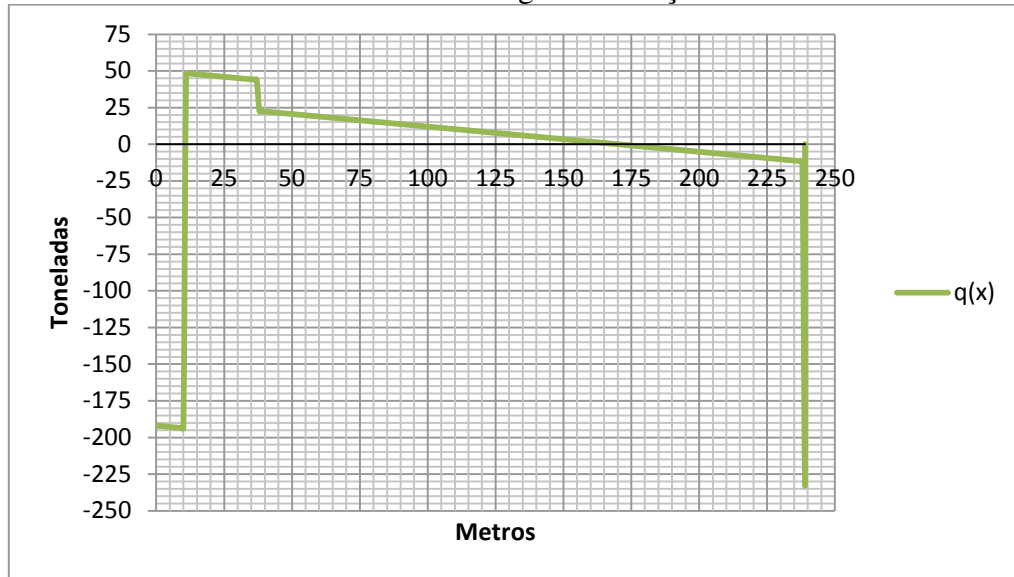
Gráfico 7 - Curvas de peso e flutuação na condição de lastro



Fonte: Elaborado pelo autor

No gráfico 8 está a curva de carga. Analisando esta curva percebe-se que nas extremidades do navio, proa e popa, a resultante da carga se encontra na flutuação, o que significa que os esforços apontam para cima. Já no meio do navio a resultante é o peso, e, portanto, os esforços apontam para baixo. Verifica-se que a onda crítica para esta condição é a de tosamento.

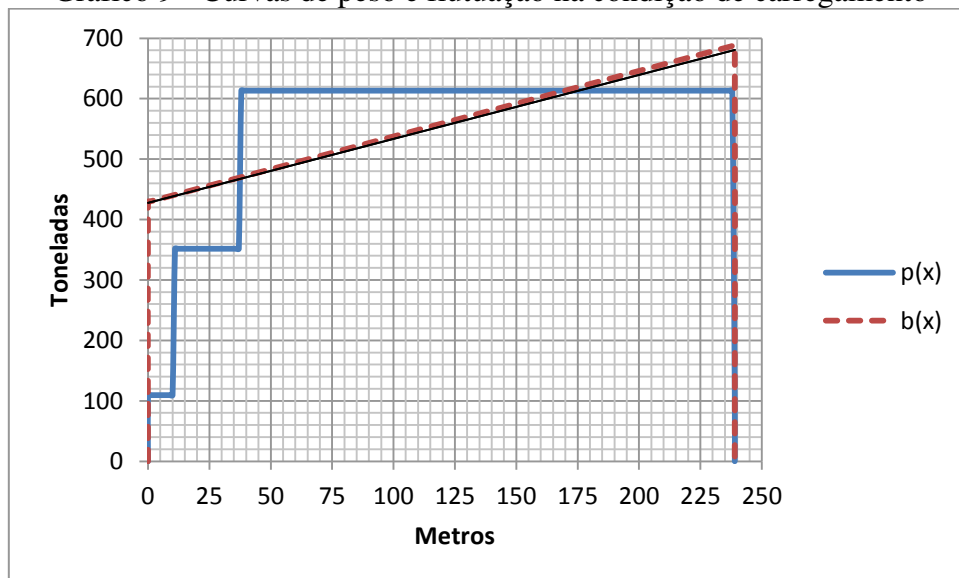
Gráfico 8 - Curva de carga na condição de lastro



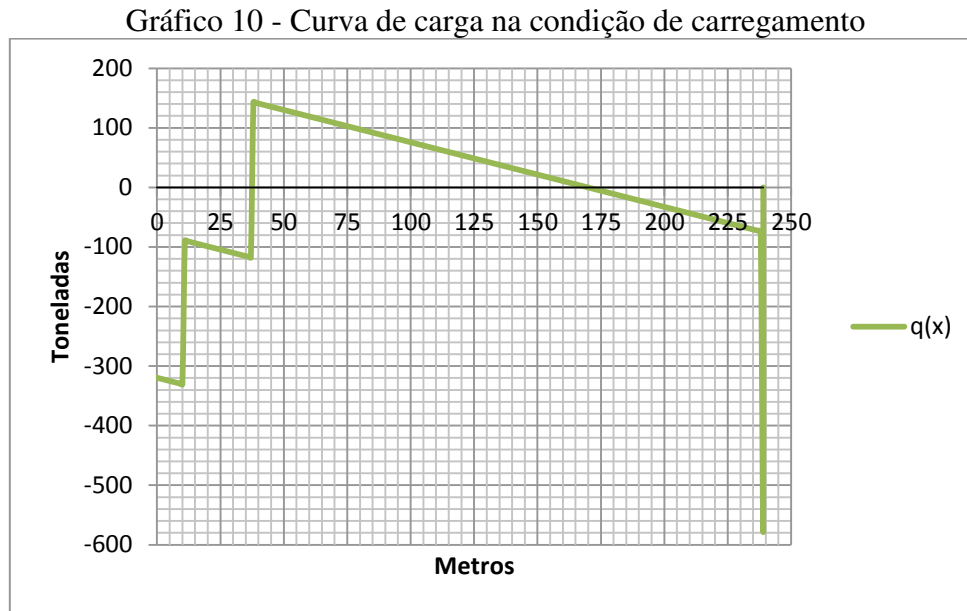
Fonte: Elaborado pelo autor

Já para a condição de carregamento, encontrou-se um calado de 12,70 metros, e a posição de $LCG = LCB = 128,82$ metros com um trim de $-1,41^\circ$. Abaixo os Gráficos 9 e 10.

Gráfico 9 - Curvas de peso e flutuação na condição de carregamento



Fonte: Elaborado pelo autor



Fonte: Elaborado pelo autor

Por análise similar à condição de lastro, conclui-se que a onda crítica para carregamento também é de tosamento.

Para ambas as situações, em lastro ou em carregamento, o C_B foi igual a 0,94. Portanto, os esforços de tensão que serão os mesmos, seguindo as fórmulas da DNV (2015). Seguindo as equações (23) a (26), o resultado para os momentos se encontram na Tabela abaixo:

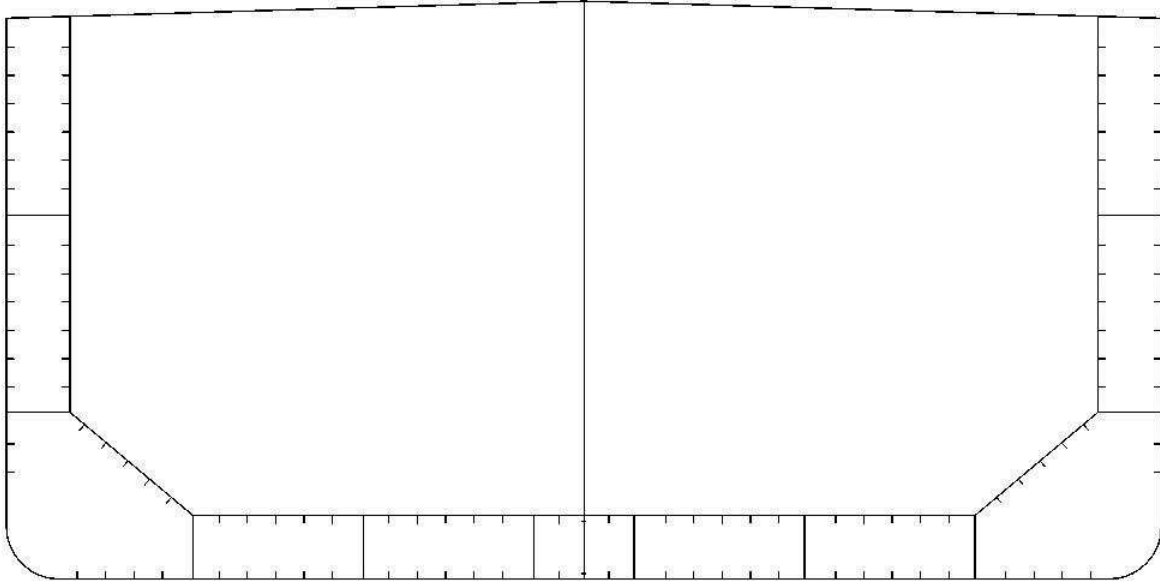
Tabela 8 - Resultados dos cálculos de Momento

	Mso [kNm]	Mw [kNm]
Tosamento	-281911,51	-4770812,55
Alquebramento	-2783603,98	4806325,07

Fonte: Elaborado pelo autor

Para o cálculo de tensão é necessário que se saiba o valor do módulo de seção da seção transversal que está sendo analisada. Para tanto, foi elaborado no *software* Rhinoceros uma seção mestra típica de navios tanques com as medidas do navio em questão, que pode ser visualizada na Figura 8.

Figura 9 - Seção mestra do navio



Fonte: Elaborado pelo autor

Para esta seção o momento de inércia encontrado foi de $1239,36 \text{ m}^4$ e o centroide em 9 m. Pela equação (25) o módulo de seção encontrado foi de $137248615,7 \text{ cm}^3$, que obedece ao módulo de seção mínimo de $30085019,79 \text{ cm}^3$, conforme equação (26).

As tensões encontradas pela equação (19), bem como a correção para encontrar as tensões verdadeiras pela equação (18) estão dispostas na Tabela 9. Considera-se neste caso que o material sofre influência de encruamento, e a constante A de material utiliza está disposta no Anexo I para o aço 1020.

O coeficiente de encruamento foi corrigido com os fatores de correção. Aqui, por falta de dados e pesquisas sobre o tema na área naval, assume-se a hipótese de que cada fator corretivo tem uma influência de 20% na plasticidade do aço. O coeficiente corrigido passou de 0,22 (valor de n para a tabela no Anexo I para o aço 1020) para 0,11, e os resultados encontram-se na Tabela 9.

Tabela 9 - Resultados de tensão

	Tensão [N/mm ²] [MPa]	$\Delta\sigma$ [MPa]	$\Delta\sigma$ corrigido
Tosamento	55,30	40,56	627,32
Alquebramento	14,74		

Fonte: Elaborado pelo autor

Para a aplicação da Lei de Paris, utiliza-se a equação (11), com os valores de C e m da Tabela 1 para aço ferrítico-perlítico. O número de ciclos encontrados foi de 2039.

Aplicando a teoria da curva S-N, pela equação (14), utilizando-se os dados do Anexo I fornecido pela ABS (2010) para classe D, para estruturas com soldagem com penetração completam o número de ciclos encontrado foi de 43701.

Para transformar estes números de ciclos em tempo, considerou-se que o navio tem como porto de partida o porto de Boston, e destino o porto de Roterdã. A rota, que pode ser visualizada na Figura 9, pode ser completada em 10 dias à velocidade de projeto do navio de 15 nós. Portanto, a viagem de ida e volta se completa em 20 dias. O mar ao qual o navio estará exposto é o mar atlântico norte, e seu espectro de onda pode ser de considerado rota irrestrita de serviço (Bai, 2003). Para este espectro, as curva de probabilidade de alturas de ondas se encontra no Gráfico 11, elaborado com os dados fornecidos pela ABS (2010).

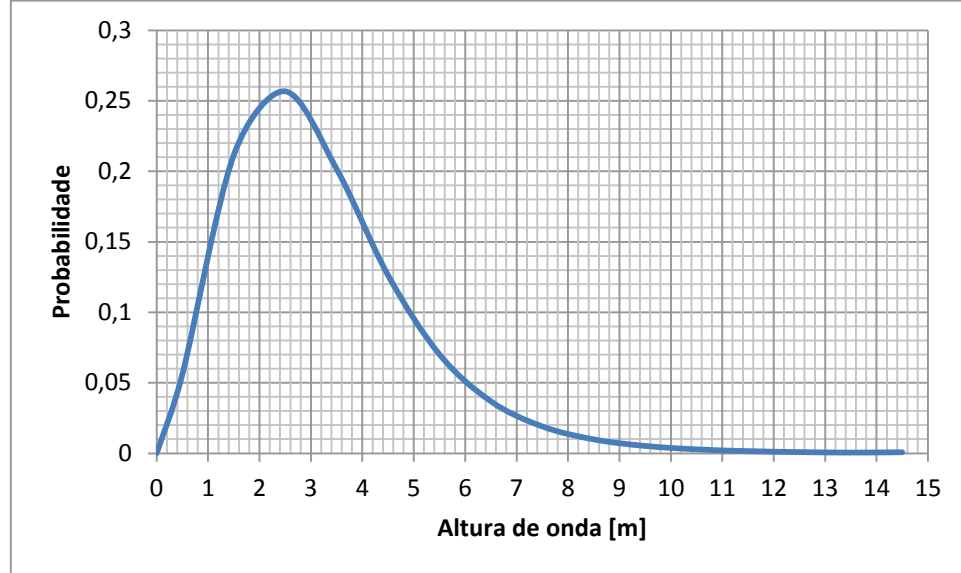
Como a altura da onda crítica, fornecido pela equação (27) é de 7,75 metros, observando Gráfico 11 e escolhendo a faixa entre 7,5 e 8,5 metros, a probabilidade de ocorrência da onda é de 1,45%.

Figura 10 - Rota marítima de Boston a Roterdã



Fonte: http://www.vesseldistance.com/?page_id=2 Acesso em 04/03/2015

Gráfico 11 - Probabilidade de alturas de ondas em rotas de serviço irrestritas



Fonte: Elaborado pelo autor com os dados da ABS (2010)

Multiplicando a probabilidade de ocorrência da onda pelo tempo de viagem, chegou-se ao resultado de que o navio estaria exposto a 5,29 ciclos de tensão durante um ano.

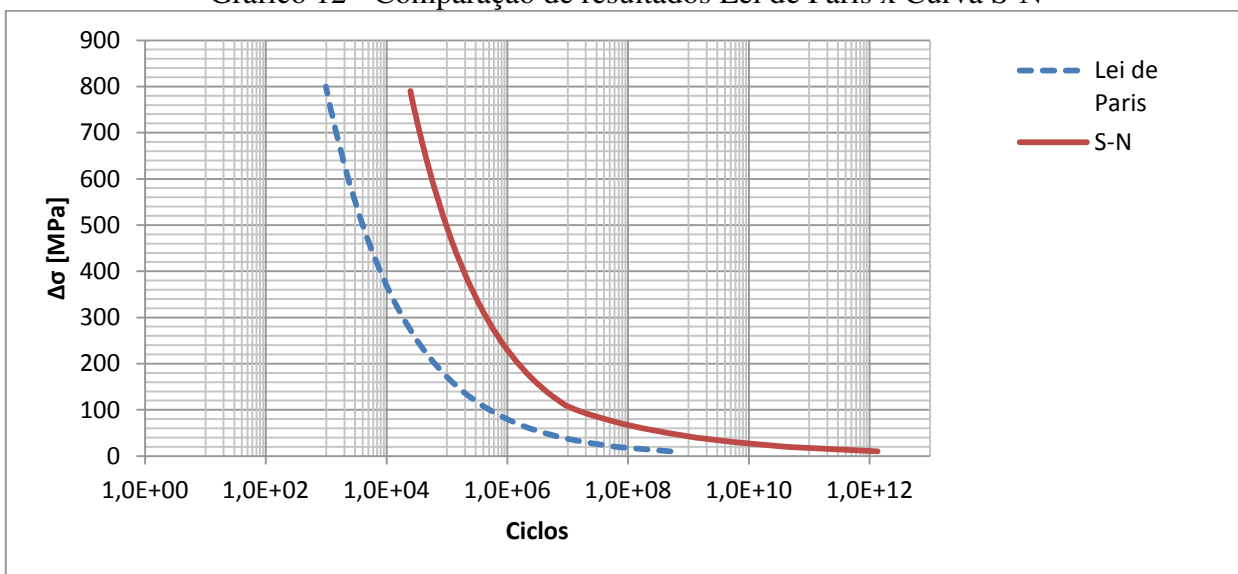
Por estar em ambiente corrosivo, Bai (2003) demonstra que os materiais de aço que não possuem tratamento anti-corrosivo expostos à salinidade tinham uma vida em fadiga de 1/3 dos materiais sem proteção não expostos ao ambiente corrosivo. Portanto, o número de ciclos foi multiplicado por um fator corrosivo de 0,33.

O resultado, portanto, da Lei de Paris foi de 127 anos e da curva S-N foi de 2729 anos.

6. DISCUSSÃO DE RESULTADOS

De acordo com os resultados apresentados, e como pode ser visualizado no Gráfico 12, é possível identificar que a teoria de Paris é mais conservadora que a tradicional curva S-N. A teoria de Paris, que divide a vida em fadiga em três estágios, considera o primeiro estágio como se não houvesse propagação de trinca, é a fase onde a trinca se inicia. No segundo estágio é onde ocorre o crescimento da trinca e onde se aplica a equação de Paris, e no terceiro estágio, se encontra o ponto de escoamento, em que ocorre a fratura final.

Gráfico 12 - Comparação de resultados Lei de Paris x Curva S-N



Fonte: Elaborado pelo autor

Já a curva S-N provém de uma análise simplificada da vida em fadiga, e interpreta o estágio inicial como vida infinita, o estágio de propagação como alto ciclo de fadiga, onde se aplica a equação da curva S-N, e o último estágio como a região de falha, de baixo ciclo em fadiga com tensões mais altas. Os resultados são obtidos através de testes, e não é levada em consideração a taxa de crescimento da trinca.

A teoria de Griffith, utilizada na Lei de Paris, aborda o conceito de fator de tenacidade à fratura, que indica o quanto o material suporta receber energia até que a trinca cresça. O fator de

tenacidade à fratura, não é por si uma propriedade do material, mas uma característica que se modifica a medida que o material/estrutura sofre uma variação de tensão. Este fator passa a ser crítico, ou seja, a trinca passa a se propagar quando a variação de tensão assume um valor crítico. Isto equivale dizer que se a variação de tensão for nula ou muito baixa, não há contribuição na variação do fator de tenacidade, e a trinca permanece estável.

Ao considerar o efeito de encruamento nas chapas de aço, a tensão verdadeira encontrada é muito maior do que considerando apenas a deformação plástica. A variação de tensão chega a aumentar 15 vezes. A suposição de encruamento é válida devido ao fato de que a deformação que o material sofre na região da trinca resulta na abertura da mesma e não é um efeito elástico, ou seja, uma vez que a trinca se propagou não há mais retorno para o estágio anterior. O encruamento do material o torna cada vez mais frágil e este efeito amplifica a tensão aplicada à estrutura.

O modelo matemático apresentado sugere que sejam acrescentados ao coeficiente de encruamento fatores de correção devido ao envelhecimento natural do material, aos esforços gerados no casco decorrentes da vibração de propulsores e maquinários, e à soldagem que acaba fragilizando as regiões termicamente afetadas do material.

A análise realizada neste trabalho não considerou em nenhuma das abordagens alguns pontos, como a espessura da chapa que está sendo analisada, bem como o comprimento e profundidade da região soldada. Esta hipótese é normalmente admitida quando a espessura da chapa é inferior à espessura de referência utilizada nos testes para a curva S-N, existem equações que realizam as correções necessárias.

A abordagem em relação ao espectro de ondas foi feita considerando apenas uma faixa de alturas de ondas críticas (7,5 – 8,5 m), analisando o espectro de ondas de uma determinada região e utilizando a probabilidade de ocorrência dessa faixa de alturas para todos os períodos. Em uma análise mais aprofundada o espectro de ondas deve ser utilizado de forma a estimar o valor de tensão para cada onda, prevendo o acúmulo de danos que seria imposto por todas as ondas, e não somente pela onda crítica.

Os cálculos aqui apresentados foram realizados para uma única trinca. O que, em situações reais é claramente esperado que hajam mais trincas presentes no casco do navio e em suas regiões soldadas. E que, portanto, não agirão isoladamente e sim em conjunto.

Por fim, o estudo estrutural aplicado a este caso foi feito de maneira global, fazendo uma análise primária da viga navio. Quando se trata de análise estrutural em navios, devem-se fazer análises locais em determinados pontos da seção mestra, onde, dependendo dos esforços ao qual o navio esteja sofrendo as tensões podem aumentar ou diminuir consideravelmente.

7. CONCLUSÃO E SUGESTÃO DE TRABALHOS FUTUROS

O trabalho apresentado propõe uma metodologia para previsão de fratura de cascos de navios na presença de uma trinca. Esta metodologia aplica os conceitos de Griffith e a Lei de Paris para previsão de fratura, considerando o encruamento do material à medida que sofre fadiga pelos ciclos de tensão gerados por ondas.

Os cálculos foram realizados para um navio sob as hipóteses de que no casco só existe uma trinca. Além disso, a análise realizada no navio foi feita por uma representação global de viga-navio, sem considerar determinados pontos em que podem aumentar ou diminuir o valor de tensão, dependendo do elemento estrutural estudado.

Também foi considerado que apenas uma faixa de altura de ondas gera danos à estrutura do navio, quando certamente ondas menores causam danos que acumulados podem influenciar na vida em fadiga.

Os valores obtidos de tensão receberam uma alteração do fator de encruamento, que foi corrigido por outros fatores que levam em consideração o envelhecimento natural do material, vibrações geradas por outros elementos e equipamentos do navio e fragilidade nas juntas soldadas. Estas correções, em uma primeira análise no presente trabalho foram estimadas com a hipótese de que influenciam cada um em 20% no fator de encruamento encontrado via testes em aços SAE1020.

Ao comparar os resultados do modelo sugerido com os da curva S-N, o primeiro se mostrou mais conservador, ao prover um valor 23 vezes menor que o segundo. Este fato ocorre pela curva S-N ser baseada em testes laboratoriais, enquanto que o modelo proposto levou em consideração fatores ambientais aos quais o navio estaria supostamente exposto. Estes fatores ampliam a variação de tensão e reduzem o tempo de vida em fadiga do navio.

Com o conhecimento adquirido através das pesquisas bibliográficas e estudos com professores das áreas de engenharia, sugere-se para trabalhos futuros:

- Análise de mais de uma trinca no casco do navio;
- Influência da soldagem na nucleação de trincas;
- Influência da espessura da chapa metálica;
- Estudo da influência do espectro de ondas de diversas alturas nos ciclos de tensão;

- Validação dos coeficientes de correção do fator de deterioração a partir de testes laboratoriais simulando as condições reais;
- Análise detalhada de uma seção transversal com estudo local das tensões geradas em reforçados e demais elementos estruturais.

REFERÊNCIAS

AMERICAN BUREAU OF SHIPPING – ABS. *Guide for spectral based fatigue analysis for floating production, storage and offloading (FPSO) installations*. Houston, 2010.

AL-QURESHI, H. A. *Processos e mecanismos da conformação dos metais*. Joinville: CEM/UFSC. 2010.

BAI, Y. *Marine structural design*. Kidlington: Elsevier. 2003.

CALLISTER, W. D. *Ciência e engenharia de materiais: uma introdução*. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC. 2008.

DET NORSKE VERITAS – DNV. *Hull structural design – Ships with length 100 meters and above*. Det Norske Veritas. 2015.

GRIFFITH, A. A. *The phenomena of rupture and flow in solids*. The Royal Society, p. 36. 1921.

INGLIS, C. E. Stresses in a plate due to the presence of cracks and sharp corners. *Spring meetings of the fifty-fourth session of the Institution of Naval Architects*, p. 55. 1913.

INTERNATIONAL ASSOCIATION OF CLASSIFICATION SOCIETIES – IACS. *Classification societies: what, why and how?* Disponível em: <<http://www.iacs.org.uk/explained/default.aspx>>. Acesso em: 17.set.2014.’

KEY TO METALS. *Strain ageing of steel: part one*. Disponível em: <<http://keytometals.com/page.aspx?ID=CheckArticle&site=kts&LN=PT&NM=392>>. Acesso em: 24.mar.2015.

LOPES, L. V. *Influência das propriedades plásticas da resistência da propagação de trinca sobre estado plano de tensão*. Dissertação (Mestrado), São José dos Campos: Instituto Tecnológico de Aeronáutica. 1988.

MINER, M. *Cumulative damage in fatigue*. p. 67. 1945.

OKUMOTO, Y. et al. *Design of ship hull structures – A practical guide for engineers*. Japan: Springer. 2009.

PARIS, P. C.; ERDOGN, F. Critical analysis of crack propagation laws. *Journal of basic engineering*. p. 528-534. 1963.

PARIS, P. C.; GOMEZ, M. P.; ANDERSON, W. E. A rational analytic theory of fatigue. *Trends Engineering*. 1961.

PASTOUKHOV, V. A.; VOORWALDM, H. J. *Introdução à mecânica da integridade estrutural*. São Paulo: UNESP. 1995.

SCHNEIDER, K. D.; AL-QURESHI, H. A.; FERREIRA, C. V. Metodologia para previsão de desempenho de trincas baseada nos conceitos de mecânica da fratura linear elástica. 25 *Congresso Aquaviário, Construção Naval e Offshore*. Rio de Janeiro, SOBENA. 2014.

SCHNEIDER, S. *Análise de estabilidade de estruturas trincadas na integral-J aplicada a materiais anisotrópicos encruados*. Dissertação (Doutorado), São José dos Campos: Instituto Tecnológico de Aerináutica. 2001.

SEVERINO, A. J. *Metodologia do trabalho científico*. (Sétima ed.). São Paulo: Cortez. 2007.

SHIPSPOTTING. (s.d.). Disponível em: <http://www.shipspotting.com/gallery/photo/photo.php?lid=1363329>>. Acesso em: 04.fev.2014.

THE ROYAL INSTITUTION OF NAVAL ARCHITECTS. *Significant Ships of 2010*. Londres: The Royal Institution of Naval Architects. 2011.

WATSON, D. *Practical ship design*. Escócia: Elsevier. 1998. Vol. 1.

Anexo 1 – Parâmetros da Curva S-N

Class	$N \leq 10^7$		$N > 10^7$	
	<i>A</i> (For MPa units)	<i>m</i>	<i>C</i> (For MPa units)	<i>r</i>
B	1.013×10^{15}	4	1.020×10^{19}	6
C	4.227×10^{13}	3.5	2.584×10^{17}	5.5
D	1.519×10^{12}	3	4.239×10^{15}	5
E	1.035×10^{12}	3	2.300×10^{15}	5
F	6.315×10^{11}	3	9.975×10^{14}	5
F2	4.307×10^{11}	3	5.278×10^{14}	5
G	2.477×10^{11}	3	2.138×10^{14}	5
W	1.574×10^{11}	3	1.016×10^{14}	5

Fonte: (ABS, 2010)

Anexo 2 – Informações navio Eser K



Eser K: First aframax design from Hanjin Heavy Industries

Shipbuilder: **Hanjin Heavy Industry, Subic Shipyard**
 Vessel name: **Eser K**
 Owner/operator: **Kaptanoglu**
 Country: **Turkey**
 Designer: **HHIC**
 Country: **Korea**
 Flag: **Marshall Islands**
 IMO number: **9431381**
 Total number of sister ships already completed (excluding ships presented): **1**
 Total number of sister ships still on order: **0**

ON 10 March Hanjin Heavy Industries delivered the second of its latest design for an Aframax crude oil tanker, *Eser K*, to its owner Kaptanoglu in Turkey.

Eser K is the first Aframax tanker that has been designed by Hanjin Heavy Industries, Korea and constructed at Hanjin Subic Shipyard in the Philippines. It is an ocean going 116,000dwt crude oil tanker with three longitudinal bulkheads, a double bottom and double-hull form of cargo tanks that consists of six pairs of cargo tanks, two slop tanks and seven pairs of water ballast tanks surrounding the side and the bottom of the cargo holds. The fuel oil tanks are also protected by the double-hulled structure according to the International Maritime Organization (IMO) fuel oil protection requirement.

The hull form of *Eser K* has been optimised to achieve a higher propulsive efficiency, along with higher reliability of the structure in general. The structural systems have been designed in accordance with the latest International Association of Classification Societies (IACS) common structural rules (CSR), giving the vessel a fatigue life of over 25 years.

Eser K has been designed to load three types of cargo simultaneously for flexible cargo handling. She has three cargo pumps driven by steam turbine which provide it with efficient cargo handling. The cargo and the ballast controls of *Eser K* are electro-hydraulically operated. Radar beam type level gauges are fitted to the cargo tanks with electro pneumatic type level gauges used in the ballast tanks.

Eser K is also equipped with an advanced navigation system from Furuno, which in turn also supports the integrated bridge system onboard, for operations such as manoeuvring for collision and grounding avoidance, along with navigation monitoring.

Accommodation has been designed to the Lloyds Register (LR) crew accommodation comfort (CAC) notation, ensuring that noise and vibration is kept to a minimum. The vessel has also been certified with a Green Passport from LR as a safe and environmentally sound ship.

Eser K is powered by MAN B&W 6S60MC-C main engine which produces 13,560kW at MCR with 105rpm to

give the vessel a service speed of 15knots at NCR with a 15% sea margin.

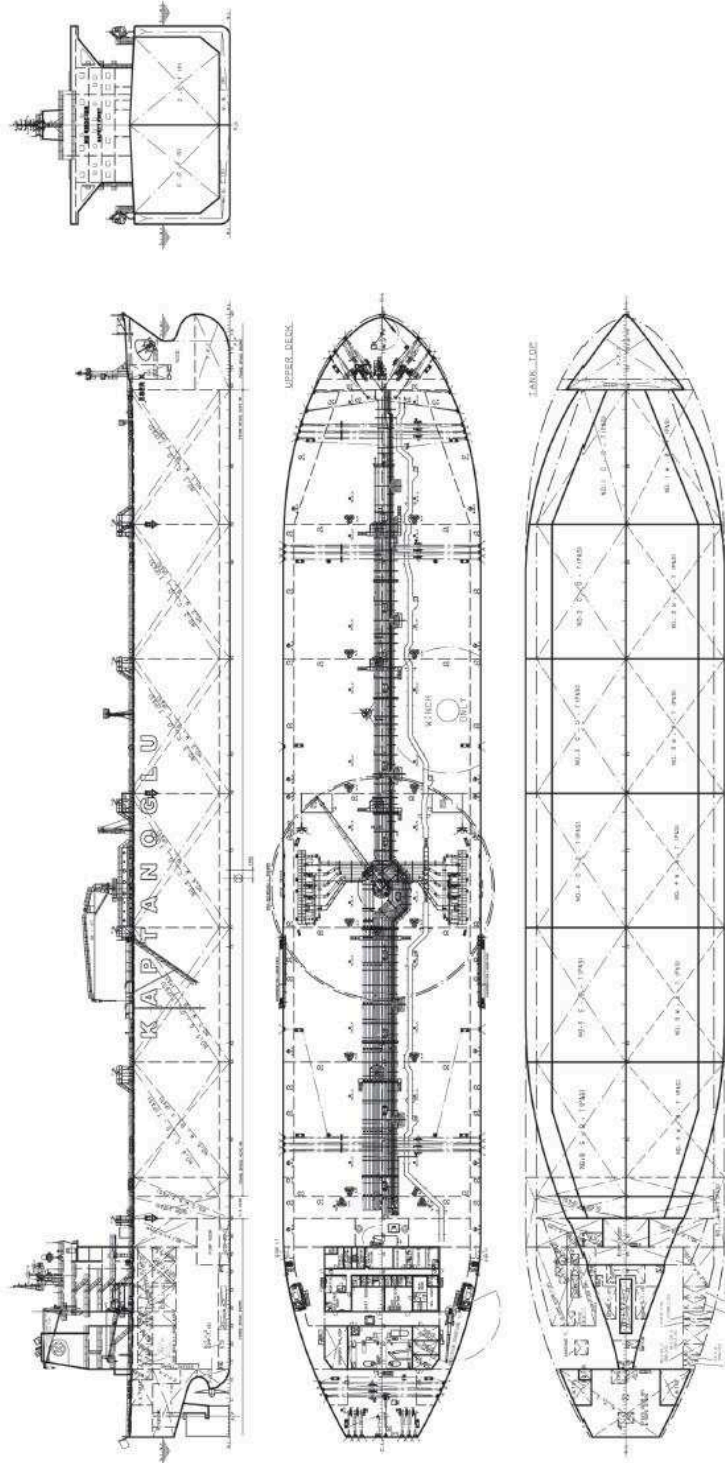
TECHNICAL PARTICULARS

Length oa: 260m
 Length bp: 239m
 Breadth moulded: 44m
 Depth moulded:
 To main deck: 21.35m
 To upper deck: 21.35m
 Width of double skin
 Side: 2.4m
 Bottom: 2.4m
 Draught
 Scantling: 14.97m
 Design: 13.6m
 Gross: 63,300gt
 Displacement: 134,800tonnes
 Deadweight
 Design: 102,100dwt
 Scantling: 115,800dwt
 Block co-efficient: 0.835
 Speed, service: 15knots
 Cargo capacity
 Liquid volume: 130,617m³
 Bunkers
 Heavy oil: 3516m³
 Diesel oil: 200m³
 Water ballast
 Tankers: 42,323m³
 Classification society and notations: LR, +100A1, Double Hull Oil Tanker, CSR, ESP, +IWS, LJ, COW, ShipRight(CM) with notes Pt, Ht, +LMC, UMS, IGS, SBT, SPM, ETA, BWMP(S), SCM, CAC3, Green Passport
 Main engine
 Design: 2-stroke, Direct Revers
 Model: MAN B&W 6S60MC-C
 Manufacturer: Hyundai Engine
 Number: 1
 Type of fuel: HFO/MDO
 Output of each engine: 13,560kW/105rpm
 Propeller
 Material: Ni-Al-Bronze
 Designer/Manufacturer: Hyundai
 Number: 1
 Fixed/Controllable pitch: Fixed
 Diameter: 7200mm
 Diesel-driven alternators
 Number: 3
 Engine make/type: Hyundai/4-stroke, direct injection
 Type of fuel: HFO/MDO
 Output/speed of each set: 800kW/720rpm
 Alternator make/type: HHI-EES/HFC7 566-14K
 Output/speed of each set: 760kW/720rpm
 Boilers
 Number: 2/1
 Type: Aux.boiler/ Exh.gas economiser
 Make: Aalborg
 Output, each boiler: 30,000kg/h @16K 1200kg/h@6K
 Cargo cranes/cargo gear

Number: 1
 Make: Oriental
 Type: Electro-hydraulic type
 Performance: SWL 15tonnes/ 25m
 Other cranes
 Number: 2
 Make: Oriental
 Type: Electro driven
 Tasks: Provision crane
 Performance: Port 4tonnes x 12.5m
 Starboard 1tonne x 11.05m
 Other cranes
 Number: 1
 Make: Oriental
 Type: Electric motor driven
 Tasks: Engine room crane
 Performance: 4tonne x 7.4m
 Mooring equipment
 Number: 8
 Make: Hallapa
 Type: Hydraulic type
 Special lifesaving equipment
 Number of each and capacity: 2 x 30 persons
 Make: DSB
 Type: GRP totally enclosed type lifeboat/Hinged gravity type davit
 Cargo pumps
 Number: 3
 Type: Vertical, centrifugal, single stage, double suction type
 Make: Hyundai
 Capacity: 3500m³/h x 130mTH at S.G. 1.025 and viscosity 1 cSt
 Complement
 Officers: 16
 Crew: 14
 Suez/Repair crew: 6
 Bridge control system
 Make: Nabtesco Corporation
 Type: M-800III
 One-man operation: No
 Fire detection system
 Make: Tyco Marine Services
 Type: T2000
 Fire extinguishing systems
 Engine room: High expansion foam fire extinguishing system
 Make/Type: Wilhelmsen
 Radar
 Number: 2 ST/ Ship
 Make: Furuno
 Model: FAR-2837S, FAR-2827
 Integrated bridge system
 Make: Furuno
 Model: FEA-2017, FAP-2000
 Waste disposal plant
 Incinerator: Hyundai-Atlas Maxi 150SL WS
 Sewage plant: IL Seung ISS-43
 Contract date: 01 December 2006
 Launch/float-out date: 30 December 2009
 Delivery date: 10 March 2010

Anexo 3 – Arranjo geral navio Eser K

Eser K



Fonte: (The Royal Institution of Naval Architects, 2011)

Anexo 4 – Propriedades de materiais para tensões e deformações verdadeiras

Material	n	A ksi
1002 Steel annealed	0.32	80
1018 Steel annealed	0,25	90
1212 Steel hot rolled	0,24	110
1020 Steel hot rolled	0.22	115
4340 Steel hot rolled	0.09	210
1144 Steel annealed	0.14	144
1045 Steel hot rolled	0.14	140
1008 Steel killed, sheet	0.22	82
1008 Steel rimmed, sheet	0.19	78
18-8 Stainless 1800 ^o F, 1hr.	0.53	230
18-8 Stainless 1600 ^o F, 1 hr.	0.51	210
303 Stainless annealed	0,51	205
304 Stainless annealed	0.45	185
202 Stainless, 1900 ^o F, 1 hr.	0,30	195
17-4PH Stainless 1100 ^o F	0.01	260
70-30 Brass, 1000 ^o F, 1 hr.	0.56	110
70-30 Brass, 1200 ^o F, 1 hr.	0.52	105
70-30 Leaded Brass, 1250 ^o F, 1 hr.	0.50	105
Copper, 1000 ^o F, 1 hr.	0.55	78
Copper, 1250 ^o F, 1 hr.	0.50	72
Copper, 1500 ^o F, 1 hr.	0.48	68
1100 Aluminum, 900 ^o F, 1 hr.	0.20	26
2024-T4 Aluminum	0.15	100
2024-0 Aluminum	0.24	72.5
2024-T351 Aluminum	0.21	125.0
6061-T651 Aluminum	0.09	68.6
7075-T6 Aluminum	0.09	116
α -Titanium	0.13	123
6pct Al-4 pct V Titanium	0.07	192
S-200 Beryllium sheet, 500 ^o F	0.13	79
N-50 Beryllium, 700 ^o F	0.16	63.3
S-200 Beryllium plate 500 ^o F	0.16	68.9
	0.43	73.5
	0.45	266.0

Fonte: (Al-Qureshi, 2010)