

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA NAVAL

DANIEL SENFF

**CÁLCULO DAS FORÇAS PRÉ E PÓS COLAPSO ENVOLVIDAS NA COLISÃO
FRONTAL DE UM NAVIO UTILIZANDO O MÉTODO DO LIMITE SUPERIOR**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO
ENGENHARIA NAVAL

Joinville
2014

Daniel Senff

**CÁLCULO DAS FORÇAS PRÉ E PÓS COLAPSO ENVOLVIDAS NA COLISÃO
FRONTAL DE UM NAVIO UTILIZANDO O MÉTODO DO LIMITE SUPERIOR**

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

Orientador: Prof. Hazim A. Al-Qureshi, Ph.D,
F.I.Mech.Eng., C.Eng.

Joinville
2014

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Senff, Daniel

Cálculo das forças pré e pós colapso envolvidas na colisão frontal de um navio utilizando o método do limite superior / Daniel Senff ; orientador, Hazim Ali Al-Qureshi - Joinville, SC, 2014.

54 p.

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) - Universidade Federal de Santa Catarina, Campus Joinville. Graduação em Engenharia Naval.

Inclui referências

1. Engenharia Naval. 2. Modo de falha. 3. Forças de pré e pós colapso pelo método do limite superior. 4. Fórmulas empíricas para a estimativa da força de colisão. I. Ali Al-Qureshi, Hazim . II. Universidade Federal de Santa Catarina. Graduação em Engenharia Naval. III. Título.

Daniel Senff

**CÁLCULO DAS FORÇAS PRÉ E PÓS COLAPSO ENVOLVIDAS NA COLISÃO
FRONTAL DE UM NAVIO UTILIZANDO O MÉTODO DO LIMITE SUPERIOR**

Esse trabalho 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, 21 de Novembro de 2014.

Prof. Thiago Pontin Tancredi, Dr. Eng.
Coordenador do Curso

Banca examinadora:

Prof. Hazim A. Al-Qureshi, Ph.D, F.I.Mech.Eng., C.Eng.
Orientador

Prof. Gabriel Benedet Dutra, Dr. Eng.

Prof.^a Derce de Oliveira Souza Recouvreux, Dr.^a Eng.

Este trabalho é dedicado aos meus pais, Sergio e Maria da Graça, e a minha irmã Ana Paula, pelo grande apoio que me deram nessa jornada, e pelo incentivo na conclusão desse trabalho.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a instituição UFSC, seu corpo docente, direção e administração, por proporcionar um ensino gratuito e de qualidade.

Ao laboratório de solda da UFSC (LABSOLDA), em especial aos Professores Jair Carlos Dutra e Régis Henrique Gonçalves e Silva, pela oportunidade e orientação no meu estágio obrigatório.

Ao meu orientador, o Professor Hazim A. Al-Qureshi, pela amizade e pelo grande esforço dedicado na elaboração deste trabalho.

Ao Corpo Técnico-Administrativo, em especial a Luciana Reginato Dias, pela sua especial atenção e dedicação.

A minha família, pelo amor, incentivo e apoio incondicional.

Aos meus amigos, Daniel Korol, Jhan Michel Keller, Killian Candido Silva e William Moldenhauer, pela amizade e pelo apoio na minha formação.

“A Felicidade só é verdadeira quando compartilhada.”

(Christopher McCandless)

RESUMO

Este trabalho tem como objetivo utilizar o método do limite superior para determinar as forças de pré e pós colapso de um navio, quando este for submetido a uma colisão frontal, tanto em uma estrutura estática, como uma ponte, ou em uma estrutura dinâmica, como em outra embarcação. A utilização deste modelo matemático serve para calcular essas forças de uma forma mais rápida, e com equações simples, que podem ser utilizadas já na fase preliminar do projeto de um navio. Os valores encontrados podem ser usados para se ter uma melhor noção de ordens de grandeza das forças, e com isso, poder estimar com mais agilidade a suas partes estruturais, como anteparas de colisão, longarinas transversais e longitudinais, etc. Para esse estudo a forma do casco do navio foi substituída por uma forma cilíndrica de paredes finas e submetida a uma compressão axial uniforme, o material foi suposto como elástico perfeitamente plástico, e com isso não ocorre encruamento do material. Foi usado essa forma pois já houveram estudos teóricos e experimentais feitos pelo Professor Hazim A. Al-Qureshi para esse tipo de geometria, e os resultados mostraram-se compatíveis para diversos tipos de metais. Um estudo de caso foi feito para demonstrar a aplicabilidade desse modelo matemático (método do limite superior) em navios de qualquer tamanho e para diferentes tipos de materiais. Nesse estudo, o resultado encontrado pelo método do limite superior foi comparado com outras equações empíricas, que são utilizadas por entidades internacionais, e os resultados ficaram dentro de um erro aceitável. Enquanto essas equações empíricas são baseadas apenas em testes experimentais e em métodos dos elementos finitos, o método do limite superior foi baseado em modelos matemáticos, e validado através de experimentos, trazendo um melhor embasamento teórico, tendo uma melhor confiabilidade no cálculo dessas forças.

Palavras-chave: Compressão axial. Forças de pré e pós colapso. Limite superior. Ordens de grandeza.

ABSTRACT

This paper aims to use the method of the upper limit to determine the pre and post loads of the collapse of a ship when subjected to a frontal impact in a static structure, such as a bridge, or in a dynamic structure, such as in another vessel. This mathematical model is used to calculate these loads more quickly, and with simple equations, which can be used in the preliminary design phase of a ship. These values might be used to get a better sense of orders of magnitude of the loads, and thus, to estimate with more agility their structural parts, such as collision bulkheads, transverse and longitudinal stringers, etc. For this study, the shape of the hull of the vessel was replaced by a thin walled cylindrical shape and subjected to a uniform axial compression, and the material was assumed to be rigid perfectly plastic, and this does not occur hardening of the material. This form was used because there were already theoretical and experimental studies done by Professor A. Hazim Al-Qureshi for this kind of geometry, and the results proved to be consistent for different types of metals. A case study was done to demonstrate the applicability of this mathematical model method (upper limit) in vessels of any size and for different types of materials. In this study, the results found by the upper bound method was compared with other empirical equations, which are used by international organizations, and the results were within an acceptable error. While these empirical equations are based only on experimental tests, and finite element method, the upper limit was based on mathematical models, and validated through experiments, bringing a better theoretical basis, and having a better reliability in calculating these loads.

Keywords: Axial compression. Orders of magnitude. Pre and post collapse forces. Upper limit.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Danos causados na proa do navio Gerd Maersk e na ponte Newport, EUA.....	16
Figura 2 - Colisão de um navio cargueiro com uma balsa nas Filipinas em 2013.	17
Figura 3 - Colisão frontal do navio cargueiro <i>Union Moon</i> com a balsa <i>Stena Feronia</i>	19
Figura 4 - Falha decorrente da força aplicada no meio da viga.....	20
Figura 5 - Modo de colapso de eixo simétrico considerado para este estudo.	23
Figura 6 - Colisão frontal de um navio cargueiro com uma balsa nas Filipinas em 2013, o dano causado assemelha-se com o modo de colapso de eixo simétrico.....	24
Figura 7 - Alguns aspectos que a curva $\bar{\sigma}$ x $\bar{\varepsilon}$ podem apresentar	25
Figura 8 - Exemplos típicos de flambagens axismétricas.	31
Figura 9 - Danos causados na proa do navio pesqueiro American Dynasty após colidir com outro navio em 2013.....	31
Figura 10 - Curvas de força de encurtamento para vários tubos de cobre com diferentes diâmetros.	32
Figura 11 - Comparação entre os resultados teóricos e experimentais.....	32
Figura 12 - Possíveis modos de falha ocorridos durante o processo de compressão de um tubo entre duas placas paralelas.....	33
Figura 13 - Acidente ocorrido entre dois navios de contêineres em Singapura, no ano de 2011.	33
Figura 14 - Relação entre a força de impacto máxima e o DWT.	37
Figura 15 - Navio graneleiro American Century, utilizado como base para o estudo de caso.	39
Figura 16 - Dimensões principais do casco de um navio.	40
Figura 17 - Posição das antepares de vante e de ré.	42

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Número de navios que sofreram algum tipo de acidente de 2001 até 2012.	16
Tabela 2 - Acidentes ocorrido entre 2001 e 2011.....	16
Tabela 3 - Valores de n para alguns materiais.....	25
Tabela 4 - Dimensões principais do navio American Century.....	39
Tabela 5 - Propriedades de alguns aços.....	46
Tabela 6 - Comparação dos resultados das forças estáticas encontradas.	50

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AASHTO	<i>American Association of State Highway and Transportation Officials</i> (Associação Americana do Transporte Rodoviário Estadual e Funcionários)
ABS	<i>American Bureau of Shipping</i> (Sociedade Americana de Classificação)
B	Boca
C	Carbono
Cb	Coefficiente de bloco
D_s	Pontal
DWT	<i>Deadweight tonnage</i> (Toneladas de peso morto)
EUA	Estados Unidos da América
FHWA	<i>Federal Highway Administration</i> (Administração Federal de Rodovias)
GT	<i>Gross tonnage</i> (Arqueação bruta)
L	Comprimento de regra
Lc	Largura do duplo costado
LCB	Posição longitudinal do centro de empuxo
Lpp	<i>Length between perpendiculars</i> (Comprimento entre perpendiculares)
Loa	<i>Length overall</i> (Comprimento total)
LWT	<i>Lightweight tonnage</i> (Toneladas de peso leve)
MARPOL	<i>Marine pollution</i> (Convenção Internacional para a Prevenção da Poluição)
Mn	Manganês
MPa	Megapascal
T	Calado do navio
ton	Tonelada
W	Deslocamento

LISTA DE SÍMBOLOS

θ	Ângulo teta
δ	Deslocamento provocado pela força aplicada no meio da viga
$\sum P_i \cdot \delta$	Somatória do produto das forças aplicadas pelos deslocamentos provocados
$\sum M\theta$	Somatória dos produtos dos momentos pelos ângulos formados
σ	Tensão máxima
π	Número Pi
W_t	Energia fornecida
dV	Volume de um elemento
U^*	Descontinuidade de velocidade ao longo da superfície
τ_s	Tensão de cisalhamento através de S
$\bar{\epsilon}$	Deformação verdadeira
$d\alpha$	Incremento da mudança de ângulo α
H	Comprimento médio circunferencial da dobradiça
M	Momento
M_p	Momento de flexão plástico por unidade circunferencial do comprimento da dobradiça
h_{cr}	Valor crítico
P_{pr}	Força de pré colapso
P_{ps}	Força de pós colapso
MN	Meganewton
GZ	Braço de endireitamento
$\bar{\sigma}$	Tensão verdadeira
Y	Limite de resistência

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	16
1.1	JUSTIFICATIVA	16
1.2	OBJETIVOS	17
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	19
2.1	MODO DE FALHA	19
2.2	FORÇAS DE PRÉ E PÓS COLAPSO PELO MÉTODO DO LIMITE SUPERIOR ..	22
2.2.1	Tratamento analítico	22
2.2.2	Resultados analíticos	29
2.2.3	Resultados experimentais	30
2.3	EQUAÇÕES EMPÍRICAS PARA A ESTIMATIVA DA força DE COLISÃO	34
2.3.1	Equação de Svensson	34
2.3.2	Equação da <i>American Association of State Highway and Transportation Officials</i> (AASHTO)	34
2.3.3	Equação da Eurocode 1	35
2.3.4	Equação de Miao Jilun	36
3	ESTUDO DE CASO	38
3.1	AVARIA NA ANTEPARA DE COLISÃO DE VANTE	38
3.2	DIMENSIONAMENTO ESTRUTURAL DO NAVIO	38
3.2.1	Espessura do chapeamento do costado	40
3.2.2	Estrutura do costado	41
3.2.3	Antepara de colisão de vante	41
3.2.4	Cálculo da resistência longitudinal da viga navio	42
3.2.5	Escolha do Material	45
3.3	CÁLCULO DAS FORÇAS PRÉ E PÓS COLAPSO PELO MÉTODO DO LIMITE SUPERIOR.....	47
3.3.1	Força de pré colapso	47
3.3.2	Força de pós colapso	48
3.4	CÁLCULOS DAS forçaS ATRAVÉS DAS EQUAÇÕES EMPÍRICAS	48
3.5	COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS	49
4	CONCLUSÃO E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	51
4.1	CONCLUSÃO	51
4.2	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	51

5	REFERÊNCIAS.....	53
----------	-------------------------	-----------

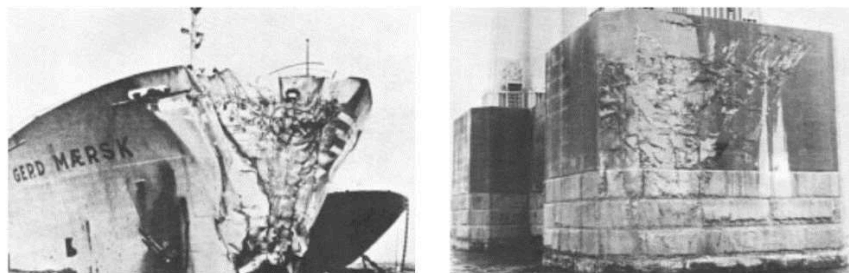
1 INTRODUÇÃO

Rotas marítimas estão ficando cada vez mais agitadas, e o número de navios está aumentando continuamente. Avanços da tecnologia tem ajudado grandes navios a navegar a grandes velocidades, mas com o aumento do tráfego e da velocidade, o risco de acidentes também aumentou drasticamente.

Qualquer embarcação em operação está sujeita a situações de avaria. Colisões e danos são as causas mais comuns de inundação em navios (Figura 1), e com a quantidade suficiente de emborque de água, o navio pode afundar. Cerca de um por cento da frota mundial é perdida anualmente devido a situações de avaria, este número pode até parecer pequeno, mas vidas são colocadas em risco, assim como milhões de dólares em mercadorias e em embarcações, sendo muito importante calcular as forças decorrentes aos carregamentos axiais uniformes (colisões frontais) em estruturas estáticas, para com isso, poder projetar dispositivos para absorver a energia envolvida, e tentar minimizar ao máximo os danos.

O cálculo dessas forças já no início de um projeto é muito vantajoso, pois pode-se ter estimativas de ordens de grandeza, e com isso ter uma ideia preliminar de como serão as estruturas que farão parte desse navio.

Figura 1 – Danos causados na proa do navio Gerd Maersk e na ponte Newport, EUA.



Fonte: Disponível em http://www.inti.gob.ar/cirsoc/pdf/puentes_hormigon/sdr561.pdf, acessado em 17 de Novembro/2014.

1.1 JUSTIFICATIVA

Os efeitos depois de uma colisão de um navio pode afetar a vida marinha e humana de uma forma imensuráveis. O navio envolvido em uma colisão sofre danos estruturais, resultando nos seguintes efeitos:

- Poluição ambiental. Se o navio envolvido em uma colisão é um petroleiro ou um navio químico, então há grandes chances de o produto químico ou óleo vazarem para o mar.

- Derramamento de óleo, pode levar a condições desfavoráveis para a vida marinha e também para áreas próximas, causando efeitos adversos a longo prazo.
- As perdas financeiras para o proprietário do navio e para as comunidades locais próximas são enormes.
- Risco de morte para passageiros e tripulantes.

As tabelas 1 mostra o número de navios que sofreram algum tipo de acidente entre 2001 e 2012, já a tabela 2 mostra o tipo de acidente que ocorreu em navios no mesmo período.

Tabela 1 – Número de navios que sofreram algum tipo de acidente de 2001 até 2012.

Período	Barcaça	Graneleiro	Cargueiro	Produto Químico	Container	Draga	Pesca	LPG/LNG	Outro	Passageiro	RORO	Abastecimento	Petroleiro	Rebocador	Desconhecido	
2001-2002	4	9	70	6	1	4	43	2	13	11	5	1	2	6		177
2002-2003	3	11	68	9	1	1	31		9	14	7		4	8	3	169
2003-2004	2	6	65	9	1	4	30		4	10	9	3	3	9	1	156
2004-2005	5	8	58	7	2	3	38	2	3	13	7	3		5		154
2005-2006	7	8	56	10	5	2	23		2	12	10	3	2	8	1	149
2006-2007	5	10	76	5	3	4	34		7	7	5	5	1	9	1	172
2007-2008	4	8	55	9	1	3	36	1	4	5	8	1	3	9	1	148
2008-2009		12	49	8	5	1	30		6	5	5	3	2	5		131
2009-2010	1	10	57	4	4	1	20		3	2	1	1	3	3		110
2010-2011		12	35	4	2	2	17	1	2	8	2	2	1	3		91
2011-2012		7	51	7	4	1	12	1	6	3	4	2	2	6		106
Total	31	101	640	78	29	26	314	7	59	90	63	24	23	71	7	1563

Fonte: Disponível em <http://www.agcs.allianz.com/assets/PDFs/Reports/Shipping-Review-2014.pdf>, acessado em 17 de Novembro/2014.

Tabela 2 - Acidentes ocorrido entre 2001 e 2011.

	2001 - 2002	2002 - 2003	2003 - 2004	2004 - 2005	2005 - 2006	2006 - 2007	2007 - 2008	2008 - 2009	2009 - 2010	2010 - 2011	2011 - 2012	Total
Colisão (envolvendo navios)	20	21	13	24	25	16	11	13	10	3	6	162
Contato (ponte)	2	1	3	4	4	2	1		1		2	20
Naufrágio	51	59	72	62	61	68	74	62	58	50	52	669
Fogo/Explosão	35	22	21	18	18	15	17	14	12	6	11	189
Avaria no casco	24	12	7	7	5	11	3	8	3	3	5	88
Desaparecido			1	3	1	1			1			7
Danos no motor	15	13	9	10	7	17	8	7	3	5	6	100
Pirataria			1	1		1		1	2			6
Enalhado	22	34	28	23	26	39	33	24	18	24	23	294
Diversos	8	7	1	2	2	2	1	2	2		1	28
Total	177	169	156	154	149	172	148	131	110	91	106	1,563

Fonte: Disponível em <http://www.agcs.allianz.com/assets/PDFs/Reports/Shipping-Review-2014.pdf>, acessado em 17 de Novembro/2014.

As forças aplicadas nas estruturas de um navio, devido a carregamentos axiais uniformes (colisões frontais), é um assunto muito importante no ponto de vista da segurança. Proteger um o navio com anteparas de colisão, a vante e a ré, que absorvam estas energias, assegura que a embarcação não fique inoperante (Figura 2) ou até mesmo naufrague, protegendo assim equipamentos e mercadorias que estão a bordo, e também salvaguardando a vida dos tripulantes e passageiros.

É necessário então, garantir que quando houver uma colisão frontal, a proa absorva essa energia de impacto, fazendo com que cause o menor dano possível. Para que isso não ocorra, é necessário projetar dispositivos de absorção de energia eficientes.

Figura 2 - Colisão de um navio cargueiro com uma balsa nas Filipinas em 2013.



Fonte: Disponível em http://www.chinadaily.com.cn/photo/2013-08/17/content_16901528.htm, acessado em 17 de Novembro/2014.

Este dispositivo deve ficar na proa do navio, e deve estar disposto de uma certa forma que deforme longitudinalmente quando submetido a uma colisão, por isso é essencial determinar as forças envolvidas para projetar estruturas capazes de aguentar e absorver estes impactos.

1.2 OBJETIVOS

Este trabalho tem como objetivo validar o estudo realizado anteriormente pelo Prof. Hazim A. Al-Qureshi, que através do limite superior, calculou as forças de pré e pós colapso de cilindros de paredes finas submetidos a compressão axial uniforme. Será feito um estudo de caso para demonstrar a aplicabilidade desse modelo matemático (método do limite superior) no

cálculo de forças de pré e pós colapso em navios. Nesse estudo de caso será comparado o resultado obtido pelo método do limite superior com quatro equações empíricas, que são utilizadas por entidades internacionais, e será verificado se os resultados ficarão dentro de um erro aceitável, para com isso, poder calcular as forças de colapso de uma forma mais rápida, e com equações simples, e que podem ser utilizadas já na fase preliminar do projeto para poder estimar estruturas (anteparas de colisão, longarinas transversais e longitudinais, etc.) de um navio.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo será mostrando o modo de falha de uma viga, bem como o trabalho e a força de colapso envolvida, que serve para se ter um entendimento melhor do método do limite superior. Em seguida, serão demonstradas as equações das forças de pré e pós colapso de um cilindro de casca fina (quando a espessura dividida pelo comprimento é maior ou igual a 20) através do método do limite superior. Serão também apresentadas quatro equações empíricas para a estimativa das forças de impacto frontal de um navio.

2.1 MODO DE FALHA

Para o estudo de colisões em navios, um quesito muito importante para ser estudado é o modo como essas vigas e placas podem falhar, permitindo assim calcular a força aplicada, que resultará no colapso. A figura 3 mostra a colisão frontal do navio cargueiro *Union Moon* com a balsa *Stena Feronia* ocorrido em 2012, devido a uma mudança de curso feita pelo capitão do navio *Union Moon* que estava bêbado.

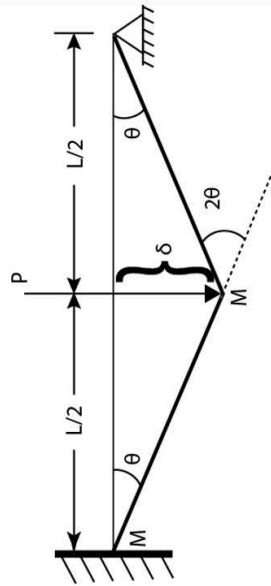
A figura 4 mostra o modo de falha quando uma força P é aplicada no meio de uma viga fixa em uma extremidade e apoiado em outra.

Figura 3 - Colisão frontal do navio cargueiro *Union Moon* com a balsa *Stena Feronia*.



Fonte: Disponível em <http://gcaptain.com/drunk-captain-caused-march-collision-in-belfast-lough/>, acessado em 17 de Novembro/2014.

Figura 4 - Falha decorrente da força aplicada no meio da viga.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Primeiramente foi calculado o ângulo Θ , formado nas extremidades devido ao colapso da viga, provocado pela força P aplicada no meio da viga.

Por trigonometria temos que o ângulo Θ formado, está em função do deslocamento e do comprimento da viga, então a tangente de teta é:

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{\delta}{L/2}$$

Onde:

θ - ângulo teta;

M - Momento;

L - comprimento da viga;

δ - deslocamento provocado pela força aplicada no meio da viga.

Para ângulos pequenos ($\theta \leq 4^\circ$), a tangente do ângulo é aproximadamente igual ao próprio ângulo medido em radianos, então a tangente de teta fica:

$$\theta = \frac{2\delta}{L} \quad (1)$$

A somatória do produto das forças aplicadas pelos deslocamentos provocados é igual a somatória dos produtos dos momentos pelos ângulos formados:

$$\sum P_i \cdot \delta = \sum M\theta \quad (2)$$

Conforme observado na Figura 4, existe uma força sendo aplicada no meio da viga, que provocou em um deslocamento, formando três “quebras”, duas nas extremidades, e uma no centro da viga, em cada uma, existe um momento e um ângulo formado, então aplicando o conceito acima, tem-se:

$$\begin{aligned} P \cdot \delta &= M \cdot \theta + 2 \cdot M \cdot \theta + M \cdot \theta \\ P \cdot \delta &= 4 \cdot M_p \cdot \theta \end{aligned} \quad (3)$$

A equação 3 mostra o trabalho realizado para o colapso da viga, e que será usado no método do limite superior para achar o incremento da potência dissipada (Equação 10). Para calcular a força P aplicada, foi utilizado o ângulo θ , já calculado anteriormente, então isolando o deslocamento na equação 1, e substituindo na equação 3, tem-se:

$$\begin{aligned} \delta &= \frac{\theta \cdot L}{2} \\ P \cdot \frac{\theta \cdot L}{2} &= 4 \cdot M \cdot \theta \end{aligned}$$

Isolando o P, tem-se o valor da força aplicada que é:

$$P = \frac{8 \cdot M}{L} \quad (4)$$

Onde:

M - momento;

L - comprimento da viga.

Para calcular o momento M da equação 4, basta ter a tensão máxima do material, calcular o momento de inércia e aplicar na equação 5. Para um cilindro o momento de inércia é igual a equação 6:

$$\sigma = \frac{M \cdot y}{I} \quad (5)$$

Onde:

I – momento de inércia;

y – raio externo do cilindro.

Isolando o momento da equação 5, tem-se:

$$M = \frac{\sigma \cdot I}{y}$$

$$I = \frac{\pi}{64} \cdot (D^4 - d^4) \quad (6)$$

Substituindo a equação 6 na equação 5, tem-se:

$$M = \frac{\sigma \cdot \pi \cdot (D^4 - d^4)}{64 \cdot y}$$

Substituindo a equação 7 na equação 8, a equação final para calcular a força de colapso da viga fica:

$$P = \frac{\sigma \cdot \pi \cdot (D^4 - d^4)}{8 \cdot y \cdot L} \quad (7)$$

A equação 7 mostra a força necessária para colapsar uma única viga, e que pode ser estendido para placas.

2.2 FORÇAS DE PRÉ E PÓS COLAPSO PELO MÉTODO DO LIMITE SUPERIOR

As forças de pré e pós colapso são calculadas a partir do método do limite superior desenvolvido pelo Professor Hazim A. Al-Qureshi, que utilizou cilindros com paredes finas (quando a espessura dividida pelo comprimento é maior ou igual a 20), de diversos materiais.

2.2.1 Tratamento analítico

Segundo AL-QURESHI (2000), no colapso de um tubo de parede fina quando submetido a uma compressão axial, o modo do colapso depende das propriedades do material e da sua geometria. Existem vários modos de flambagem, mas nessa revisão bibliográfica será abordado somente o modo de colapso de eixo simétrico, como mostrado na figura 5. Como

pode ser visto na figura 6, o dano causado após uma colisão frontal do navio cargueiro, é parecido com o modo de colapso de eixo simétrico, mostrado na figura 5.

Ainda de acordo com AL-QURESHI (2000), não existe uma solução exata para este problema, então foi feito um trabalho que mostra um tratamento analítico simplificado, através do pré e de pós colapso onde os carregamentos podem ser estabelecidos usando o limite superior aproximado ou o princípio da técnica do trabalho virtual, que afirma que a energia fornecida é igual:

$$W_t = Pu < \int_v \bar{\sigma} \bar{\varepsilon} dV + \int_s \tau_s U^* \times dS \quad (8)$$

Onde:

dV - volume de um elemento;

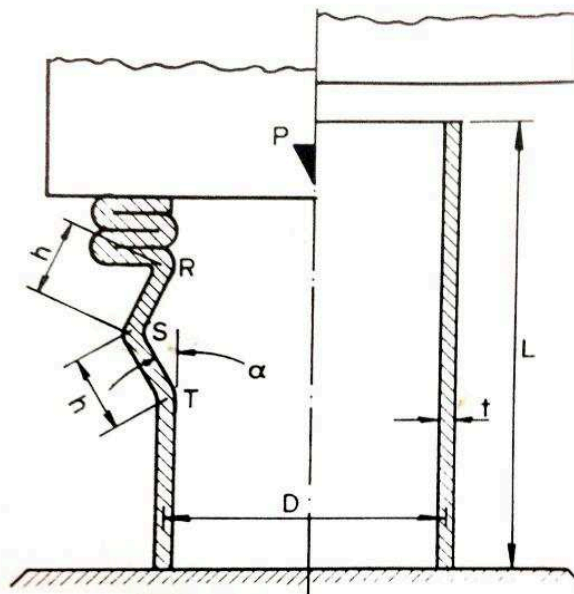
U^* - descontinuidade de velocidade ao longo da superfície;

τ_s - tensão de cisalhamento através de S .

Para facilitar os cálculos, o efeito de endurecimento do tubo de metal não foi incluído. As energias plásticas consideradas são:

- Energia de deformação ($\dot{W}_b + \dot{W}_{ex}$)
- Energia envolvida com a força externa (\dot{W}_a)

Figura 5 - Modo de colapso de eixo simétrico considerado para este estudo.



Fonte: AL-QURESHI, 2000, p. 12.

Figura 6 - Colisão frontal de um navio cargueiro com uma balsa nas Filipinas em 2013, o dano causado assemelha-se com o modo de colapso de eixo simétrico.



Fonte: Disponível em <http://www.dailymail.co.uk/news/article-2396095/Philippines-ferry-disaster-Pictured-Wreckage-cargo-ship-collided-passenger-ferry-300-feared-dead.html>, acessado em 17 de Novembro/2014.

Da definição do teorema do limite superior, $\dot{W} = 0$ estabelece a interdependência do parâmetro do processo (AL-QURESHI, 2000). Por isso, a equação para a força de colapso é resolvida como uma função das propriedades mecânicas, trabalho de endurecimento e a geometria do tubo, e outras variáveis críticas são também definidas

Neste estudo a descontinuidade da superfície foi desprezada, por isso a segunda integral no lado direito da equação 8 é igual a zero.

$$\int_S \tau_s U^* \times dS = 0$$

A análise é limitada a problemas de deformação plana, que assume que a espessura da parede do tubo permanece constante. Para uma maior simplificação, as tensões elásticas são negligenciadas. Para a compressão de estado estacionário, a relação de tensão de deformação do material em questão é assumida para ser em forma de exponencial, que é dado por:

$$\bar{\sigma} = A(\bar{\varepsilon})^n \quad (9)$$

Onde:

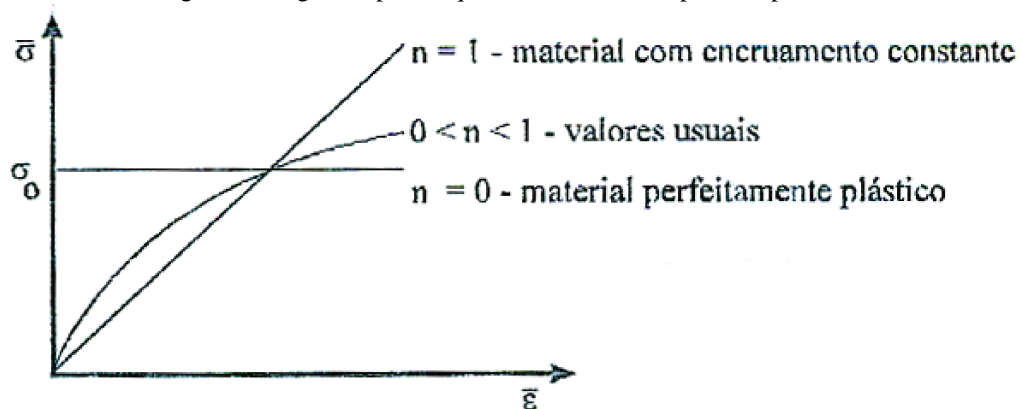
A - constante para um dado material;

$\bar{\epsilon}$ - deformação verdadeira;

n - coeficiente de encruamento.

A partir desta lei, n é definido como o expoente da relação tensão – deformação (Figura 7). O valor de n determina o aumento na tensão para cada incremento de deformação. Quanto mais alto o valor de n, mais o material se encrua e maior será a resistência a estrição. Fisicamente, n está relacionado com a razão entre o limite de resistência e o limite de escoamento, a tabela 3 mostra valores de n para alguns tipos de materiais.

Figura 7 - Alguns aspectos que a curva $\bar{\sigma}$ x $\bar{\epsilon}$ podem apresentar



Fonte: AL-QURESHI, 2008, p. 64

Tabela 3 - Valores de n para alguns materiais.

Material	n
Aço 0,05% C	0,234
Aço INOX (430)	0,229
Al 24-S	0,211

Fonte: AL-QURESHI, 2008, p. 64.

Neste estudo foi considerado que o material é elástico perfeitamente plástico, e por esse motivo não ocorrerá o encruamento do material ($n=0$), simplificando assim os cálculos. A tensão efetiva fica igual a constante A, que é uma constante para cada material.

$$\bar{\sigma} = A(\bar{\epsilon})^0$$

$$\bar{\sigma} = A = \sigma_0$$

A partir da equação 3, pode-se encontrar o incremento total da potência plástica dissipada na flexão substituindo o ângulo Θ pelo comprimento médio circunferencial da dobradiça e pelo incremento da mudança de ângulo α . Então o incremento total da potência plástica dissipada na flexão nos três dobradiça circular T, R e S, mostrado na Figura 5, é dado por:

$$d\dot{W}_b = 4 \cdot M_p \cdot H \cdot d\alpha \quad (10)$$

Onde:

$d\alpha$ - incremento da mudança de ângulo α ;

H - comprimento médio circunferencial da dobradiça;

M_p - momento de flexão plástico por unidade circunferencial do comprimento da dobradiça.

O momento de flexão plástico por unidade circunferencial do comprimento da dobradiça, é dado por:

$$M_p = 2 \cdot \int_0^{t/2} y \cdot \bar{\sigma} \cdot dy \quad (11)$$

E o comprimento médio circunferencial da dobradiça (H) é dado por:

$$H = \pi \cdot (D + 2 \cdot h \cdot \text{sen}\alpha) \quad (12)$$

Da equação 9 e $\bar{\varepsilon} = y/2R$, onde y é a distância do eixo neutro, e R é a raio de curvatura do filamento neutro da viga dobrada de largura b . Como $\bar{\sigma}$ é constante, com a integração e manipulação da equação (11), tem-se para vigas:

$$\begin{aligned} M_p &= 2 \cdot \bar{\sigma} \int_0^{t/2} y \cdot dy \\ M_p &= 2 \cdot \bar{\sigma} \cdot \left[\frac{y^2}{2} \right]_0^{t/2} \\ M_p &= \frac{\bar{\sigma} \cdot t^2}{4} \end{aligned}$$

$$M_p = \frac{\bar{\sigma} \cdot t^2}{2 \cdot (n+2)} \quad (13)$$

Para o caso de deformação plana (espessura da deformação = 0), e usando a relação de Lévy-Mises, então:

$$\bar{\sigma} = \frac{2}{\sqrt{3}} Y \quad (14)$$

Substituindo a equação 14 na equação 13, a equação pode ser reescrita como:

$$M_p = \frac{Y \cdot t^2}{\sqrt{3} \cdot (n+2)} \quad (15)$$

A forma geral das “dobras de sanfona” é ondulada. No entanto, para simplicidade é assumido que cada enrolamento consiste de três dobras na junção, onde a rotação dos dois elos rígidos ocorre. A taxa de energia dissipada nas dobras T e R (ver Figura 5) é M_p/H , e em S é duas vezes esse valor.

Portanto, o incremento total da potência plástica dissipada na flexão nas três dobras circulares é dado por:

$$d\dot{W}_b = \frac{4 \pi t^2 Y (D+2h \sin \alpha) d\alpha}{\sqrt{3}(n+2)} \quad (16)$$

A potência consumida para expandir o elemento tubular reduz-se a:

$$d\dot{W}_{ex} = \frac{8\pi}{\sqrt{3}} h^2 t Y \cos \alpha d\alpha \quad (17)$$

Para simular a situação em que consiste de três dobras plásticas formado na extremidade da viga, é assumido que uma força fictícia radial concentrada P é aplicada no ponto médio. Então a potência fornecida por essa força pode ser dada por:

$$\dot{W}_a = 2P h \sin \alpha \quad (18)$$

Igualando a entrada de alimentação externa, com o total da potência interna no colapso de um enrolamento, a solução para a força do limite superior pode ser expressa como:

$$\frac{P}{Y} = \frac{2\pi t^2}{\sqrt{3}(n+2)} \left| \frac{D\alpha}{h \sin \alpha} - 2 \cot \alpha + 2 \operatorname{cosec} \alpha \right| + \frac{4\pi ht}{\sqrt{3}} \quad (19)$$

O valor crítico de (h) para dar o valor mínimo para força de pré-colapso (P_{pr}) pode ser obtido por $dP/d\alpha = 0$, então a equação (19) reduz a:

$$h = \frac{(\alpha \cos \alpha - \operatorname{sen} \alpha)}{2(1 - \cos \alpha)} D \quad (20)$$

$$\frac{P}{Y} = \frac{2\pi Dt}{\sqrt{3}} \left| \frac{\alpha \cos \alpha - \operatorname{sen} \alpha}{1 - \cos \alpha} \right| + \frac{4\pi t^2(1 - \cos \alpha)(\alpha + \alpha \cos \alpha - \operatorname{sen} \alpha)}{\sqrt{3}(n+2)(\alpha \cos \alpha - \operatorname{sen} \alpha) \operatorname{sen} \alpha} \quad (21)$$

Considerando a equação 20, pode ser visto que o valor máximo de h é $\alpha = \pi/2$. Então para um enrolamento, a equação 20 se torna:

$$h_{cr} = \frac{1}{2} D \quad (22)$$

Também, na mesma condição, a força de pré colapso pode ser calculada pela equação 21, que produz a seguinte expressão:

$$\frac{P_{pr}}{Y} = \frac{2\pi Dt}{\sqrt{3}} + \frac{4,154}{(n+2)} t^2 \quad (23)$$

Para $n=0$

$$\frac{P_{pr}}{Y} = \frac{2\pi Dt}{\sqrt{3}} + \frac{4,154}{2} t^2 \quad (24)$$

A equação acima descreve a força máxima (força de colapso inicial) que pode ser alcançado antes do colapso completo da casca cilíndrica.

Depois que o colapso inicial ocorreu, geralmente a força diminui, mas continua a colapsar o resto da casca. Isto é chamado de “Força de Pós Colapso”. Nesse caso, o valor crítico (h) é encontrado por supor que este adquire um valor que faz com que P se torne um mínimo. Então, por $dP/dh = 0$, então a equação 19 fornece:

$$h = \sqrt{\frac{\alpha Dt}{2(n+2) \operatorname{sen} \alpha}} \quad (25)$$

Para $n=0$:

$$h = \sqrt{\frac{\alpha Dt}{4 \operatorname{sen} \alpha}} \quad (26)$$

Pela formação de um enrolamento, $\alpha = \pi/2$, então a equação 25 se reduz a:

$$h_{cr} = \frac{0,886}{\sqrt{n+2}} \cdot \sqrt{Dt} \quad (27)$$

Para $n=0$

$$h_{cr} = 0,626 \cdot \sqrt{Dt} \quad (28)$$

Pela equação 19 e 27, e usando $\alpha = \pi/2$, tem se:

$$\frac{P_{ps}}{Y} = \frac{12,858}{\sqrt{n+2}} t^{3/2} D^{1/2} + \frac{7,255}{(n+2)} t^2 \quad (29)$$

Para $n=0$

$$\frac{P_{ps}}{Y} = 9,09 \cdot t^{3/2} D^{1/2} + 3,63 \cdot t^2 \quad (30)$$

Portanto, as equações 23 e 29 são as equações gerais de limite superior para estimar a força de pré e pós colapso respectivamente.

2.2.2 Resultados analíticos

A deformação atual é difícil de ser antecipada, e para aproximar a solução, o segundo termo das equações 23 e 29 são assumidos menores em comparação com os primeiros termos. Por isso, as equações mencionadas acima reduzem da seguinte forma:

- **Força de pré colapso:**

$$\frac{P_{pr}}{Y} = \frac{2\pi Dt}{\sqrt{3}} \quad (31)$$

- **Força de pós colapso:**

$$\frac{P_{ps}}{Y} = \frac{12,858}{\sqrt{n+2}} t^{3/2} D^{1/2} \quad (32)$$

Para $n=0$

$$\frac{P_{ps}}{Y} = 9,09. t^{3/2} D^{1/2} \quad (33)$$

Ou para materiais que não são elásticos perfeitamente plásticos, n diferente de zero, tem-se:

$$P_{ps} = KY t^{3/2} D^{1/2} \quad (34)$$

Onde:

$$K = \frac{12,858}{\sqrt{n+2}}$$

As equações 31 e 34 são as expressões finais simplificadas para prever os carregamentos de pré e pós colapso respectivamente.

Em adição, para casos especiais, como material elástico perfeitamente plástico, onde $n=0$, então a equação 34 se torna:

$$P_{ps} = 9,09Y t^{3/2} D^{1/2} \quad (35)$$

Onde Y é o limite de resistência do material, igual à verdadeira tensão no início da deformação plástica.

2.2.3 Resultados experimentais

Os resultados experimentais foram obtidos utilizando tubos de cobre circular depois de serem estaticamente comprimidos entre duas placas paralelas (figura 8). Os resultados e comparações dos experimentos são mostrados nas figuras 10 e 11. De acordo com AL-QURESHI (2000), a cada nova fileira de deformação, as forças axiais aumentam até um valor máximo e ocorre a dobra, fazendo com que a força diminua até um valor mínimo. Ambas as forças flutuam sobre um valor médio.

Figura 8 - Exemplos típicos de flambagens axismétricas.



Fonte: AL-QURESHI, 2000, p. 12.

A figura 9 mostra o dano causado na proa do pesqueiro American Dynasty.

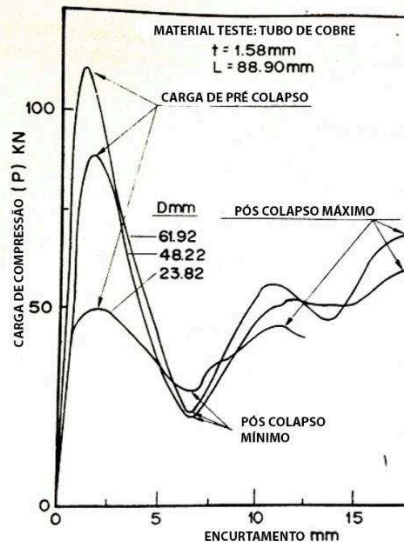
Pode-se observar o formato de sanfona formado na “bochecha” do navio, formado pelo impacto frontal com outro navio.

Figura 9 - Danos causados na proa do navio pesqueiro American Dynasty após colidir com outro navio em 2013.



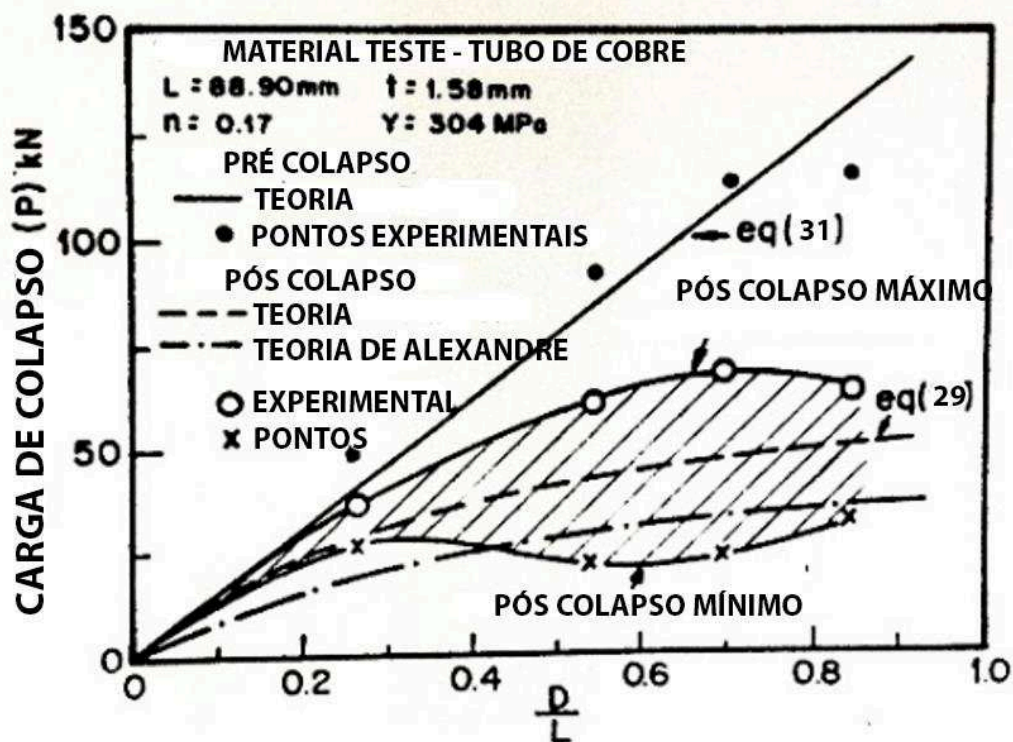
Fonte: Disponível em <http://www.timescolonist.com/news/local/tests-ongoing-for-fishing-vessel-in-esquimalt-harbour-crash-1.144237>, acessado em 17 de Novembro/2014.

Figura 10 - Curvas de força de encurtamento para vários tubos de cobre com diferentes diâmetros.



Fonte: AL-QURESHI, 2000, p. 12.

Figura 11 - Comparação entre os resultados teóricos e experimentais.



Fonte: AL-QURESHI, 2000, p. 12.

Existe, entretanto, outros possíveis modos de falha que podem acontecer durante o processo de compressão do tubo entre duas placas planas paralelas.

Estes modos de falha são essencialmente obtidos, de acordo com o comportamento de endurecimento, e da geometria da amostra do tubo. A figura 12 mostra três modos de falhas existentes, e a figura 13 mostra um acidente ocorrido entre dois navios.

Figura 12 - Possíveis modos de falha ocorridos durante o processo de compressão de um tubo entre duas placas paralelas.



Fonte: AL-QURESHI, 2000, p. 16.

- (A) Flambagem diamante
- (B) Axissimétrico
- (C) Flambagem de coluna(Euler)

Figura 13 - Acidente ocorrido entre dois navios de contêineres em Singapura, no ano de 2011.



Fonte: Disponível em <http://www.ntnu.no/iccg>, acessado em 17 de Novembro/2014.

Estes experimentos foram feitos utilizando o modo de colapso de eixo simétrico, caso B da figura 12.

2.3 EQUAÇÕES EMPÍRICAS PARA A ESTIMATIVA DA FORÇA DE COLISÃO

A seguir serão apresentadas quatro equações empíricas que são utilizadas por instituições internacionais para o cálculo da força de colisão estática. Essas equações foram baseadas em testes experimentais e métodos dos elementos finitos, sendo utilizado pela China e outros países no projeto de pontes.

2.3.1 Equação de Svensson

A partir dos resultados de testes de impacto realizados por Woisin, Svensson em 2009, concluiu que as forças de impacto estáticas, equivalentes a uma colisão direta de um grande navio, que colide com uma parede rígida, são proporcionais à raiz quadrada do *Deadweight tonnage* (DWT), que é soma de todos os pesos variáveis que um navio é capaz de embarcar em segurança, e é constituído pelo somatório dos pesos do combustível, água, mantimentos, consumíveis, tripulantes, passageiros, bagagens e força embarcados. Para Svensson (2009) existe uma grande dispersão das forças de impacto para navios com o mesmo DWT. Svensson propõe a fórmula para as forças de impacto com uma dispersão de $\pm 50\%$. Esta fórmula foi publicada por Svensson na Alemanha em 1981, e calcula a força de pós colapso, conforme a equação 36:

$$P = 0,88 \cdot \sqrt{DWT} \pm 50\% \quad (36)$$

Onde:

P - força estática equivalente para colisão de navio [MN];

DWT - *deadweight tonnage* (toneladas de peso morto) [ton].

2.3.2 Equação da *American Association of State Highway and Transportation Officials* (AASHTO)

Em 1980, um cargueiro colidiu com um píer desprotegido da Ponte Skyway em Tampa Bay, na costa oeste da Flórida, EUA. Devido esta colisão, cerca de 400 m da ponte caíram na

água, matando 38 pessoas (Svensson ,2009). Como resultado desta tragédia, foram iniciados estudos nos EUA sob a orientação da *Federal Highway Administration* (FHWA).

O principal investigador deste acidente foi Michael A. Knott, sob a orientação de um comitê especial da AASHTO. Knott simplificou a dispersão de testes de impacto de Woisin usando um percentual de 70% da força média de impacto do navio para avaliar a resposta da ponte devido a colisão do navio (Svensson, 2009).

Houve um aumento do fator de Svensson, que foi de 0,88 para 0,98, e a adição de um fator de velocidade (0,125.V). A AASHTO em 1991, forneceu então procedimentos para estimar as forças estáticas pós colapso equivalentes para colisões de navios, e com isso utilizar em projetos de ponte:

$$P = 0,122 \cdot \sqrt{DWT} \cdot V \quad (37)$$

Onde:

P - força estática equivalente para colisão de navio [MN];

DWT - *deadweight tonnage* (toneladas de peso morto) [ton];

V – velocidade [m/s].

2.3.3 Equação da Eurocode 1

Os *Eurocodes* (Eurocódigos) são um conjunto de normas europeias de responsabilidade do Comité Europeu de Normalização (Comité técnico TC 250) que visa unificar critérios e normativas de cálculo e dimensionamento de estruturas (Wikipedia, 2014).

O Eurocódigo 1 (EN 1991) – Ações em estruturas – tem dez partes:

- Fogo;
- Neve;
- Vento;
- Temperatura;
- Ações durante a construção;
- Ações acidentais;
- Tráfego em pontes;
- Ações devidas a guas e a outros equipamentos;
- Silos e Depósitos.

De acordo com Yuan, Cui e Mang (2009), a equação da Eurocode 1 dá valores mais elevados do que a equação da AASHTO por calcular forças de pré colapso. A força de colisão do navio é estimada como:

$$P = Vx \cdot \sqrt{K \cdot M} \quad (38)$$

Onde:

P - força estática equivalente para colisão de navio [MN];

K - rigidez equivalente [MN/m];

M - massa de impacto [ton];

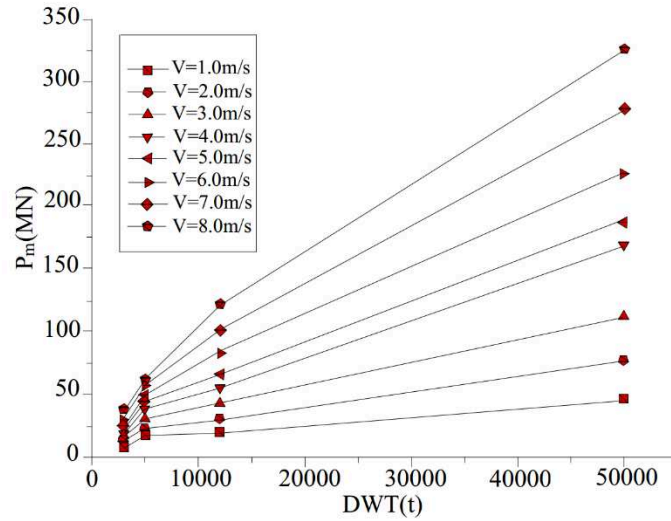
Vx - velocidade equivalente em alto mar ou em águas interiores [m/s].

Para navios que navegam em águas interiores, os valores da velocidade e da rigidez equivalente são respectivamente $Vx = 3\text{m/s}$, $K = 5\text{ MN/m}$, e para navios navegando em alto mar, os valores da velocidade e da rigidez equivalente são respectivamente $V = 3\text{m/s}$ e $K = 15\text{MN/m}$ (Yuan, Cui e Mang, 2009).

2.3.4 Equação de Miao Jilun

A fim de obter a força de impacto, Miao Jilun (2014), construiu um modelo de elementos finitos de vários navios, com diferentes tonelagens, e navegando em águas profundas. Ao utilizar a simulação numérica de impacto, Miao Jilun, pode calcular as forças estáticas envolvidas na colisão de navios, e também estudar as relações entre as forças de colisão com a massa do navio, a tonelagem e a velocidade de colisão. A figura 14 mostra a relação entre a força de impacto máxima e o DWT para várias velocidades.

Figura 14 - Relação entre a força de impacto máxima e o DWT.



Fonte: Miao Jilun et al. (2014).

A força máxima de impacto com a massa e a velocidade do navio pode ser calculado através da equação 39:

$$P = 0,031 \cdot (DWT)^{0,66} \cdot V \quad (39)$$

Onde:

P - força estática equivalente para colisão de navio [MN];

V – velocidade [m/s];

DWT - deadweight tonnage (toneladas de peso morto) [ton].

3 ESTUDO DE CASO

Para este estudo de caso, equações empíricas foram usadas para calcular as forças estáticas envolvidas na colisão de um navio graneleiro e que serviram para verificar e analisar os erros envolvidos em relação as forças encontradas pelo método do limite superior. Foi avaliado um caso de compressão axial uniforme na proa do navio graneleiro American Century.

Neste estudo de caso, para simplificar os cálculos, foi considerado que o material é elástico perfeitamente plástico, e por esse motivo não ocorrerá o encruamento do material ($n=0$), simplificando assim os cálculos.

3.1 AVARIA NA ANTEPARA DE COLISÃO DE VANTE

Inundações geram alterações em trim, calado, borda livre, estabilidade transversal e longitudinal, por isso devem ser feitos cálculos, e as normas para estes devem ser verificadas.

A MARPOL estabelece os seguintes critérios para avaliação em condições de avaria:

- Ângulo de inclinação $\leq 25^\circ$;
- Faixa de estabilidade positiva $\geq 20^\circ$;
- Estabilidade transversal (GZ) residual $\geq 0,1$ m, evita que o navio emborque.
- As condições mais extremas de avaria devem ser avaliadas, para que as piores situações possíveis sejam simuladas.

Foi considerado a seção mestra como base para as dimensões do cilindro, para então poder utilizar as equações do limite superior, e calcular as forças de pré e pós colapso.

3.2 DIMENSIONAMENTO ESTRUTURAL DO NAVIO

Por se tratar a forma do navio como um cilindro de paredes finas, e para calcular as forças de pré e pós colapso pelo método do limite superior, precisa ser encontrado:

- Espessura da chapa do costado;
- Comprimento do navio;
- Boca do navio (que vai ser usado como o diâmetro do cilindro);
- Velocidade;
- DWT;
- Limite de resistência do material.

As dimensões principais do navio graneleiro American Century (Figura 15), podem ser vistas na tabela 4. Na figura 16 podem ver vistas as dimensões principais do casco de um navio.

Figura 15 - Navio graneleiro American Century, utilizado como base para o estudo de caso.



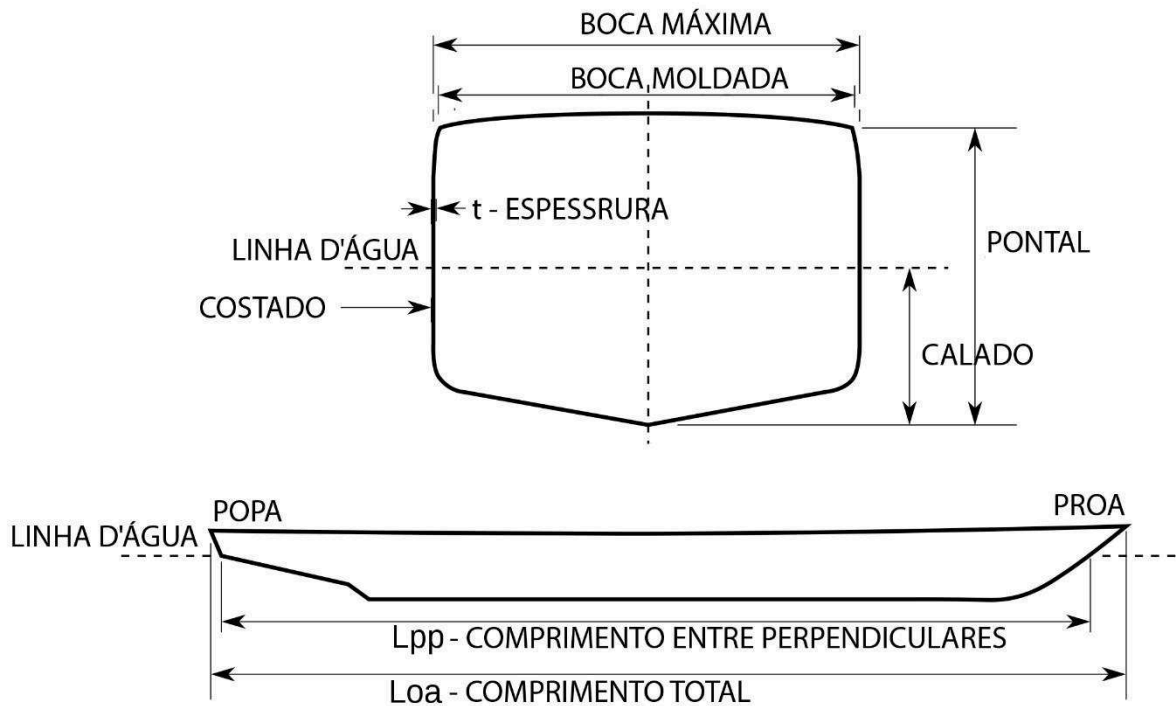
Fonte: Disponível em <http://www.mprnews.org/story/2013/04/23/environment/great-lakes-water-levels-reaching-record-lows>, acessado em 17 de Novembro/2014.

Tabela 4 - Dimensões principais do navio American Century.

Dimensão	Medida	Unidade de medida
W - Deslocamento Máximo (Carregado)	106573,7	tonnes
DWT - Diferença entre W e LWT (Peso morto)	91900,50	tonnes
LWT - Deslocamento sem carga (Peso leve)	14673,20	tonnes
Lpp – Comprimento entre perpendiculares	301,752	m
LOA – Comprimento total	304,8	m
B – Boca moldada	32,004	m
T – Calado	10,38	m
Ds - Pontal	17,0688	m
Cb - Coeficiente de bloco	0,85	
GT - Gross tonnage	35923	tonnes
V - Velocidade	7,717	m/s

Fonte: Disponível em http://www.eagle.org/safenet/record/record_vesseldetailsprinparticular?Classno=8124000&Accesstype=PUBLIC&ReferrerApplication=PUBLIC, acessado em 04 de Dezembro/2014.

Figura 16 - Dimensões principais do casco de um navio.



Fonte: Disponível em [http://pt.wikipedia.org/wiki/Perpendicular_\(n%C3%A1utica\)](http://pt.wikipedia.org/wiki/Perpendicular_(n%C3%A1utica)), acessado em 04 de Dezembro/2014.

3.2.1 Espessura do chapeamento do costado

O cálculo da espessura no meio do navio ($0,4L_{pp}$) do chapeamento do costado foi encontrado a partir da ABS 3-2-2/3.9, pág. 62, e espaçamento entre longitudinais (s) pela norma da ABS é de 1081,5 mm, então:

$$t = \frac{s}{645} \cdot \sqrt{(L_{pp} - 15,2) \cdot \left(\frac{T}{D_s}\right) + 2,5} \quad (L_{pp} \leq 305 \text{ m}) \quad (40)$$

$$t = \frac{1081,5}{645} \cdot \sqrt{(301,752 - 15,2) \cdot \left(\frac{10,64}{17,0688}\right) + 2,5}$$

$$t = 24,9 \text{ mm}$$

Onde:

t - espessura [mm];

s - espaçamento entre longitudinais [mm];

L_{pp} - comprimento entre perpendiculares do navio [m];

T - calado do navio [m];

Ds - pontal do navio [m].

Então a espessura da chapa do costado encontrada pelas normas da ABS foi de 24,9 mm.

3.2.2 Estrutura do costado

O sistema utilizado de cavernamento no costado é o longitudinal. A largura do duplo costado (L_c) foi obtida segundo o Regulamento 13F(3-a) da Convenção Internacional para a Prevenção da Poluição (MARPOL), seguindo os seguintes critérios: $L_c = 0,5 + DWT / 20000$ em metros, ou 2 metros considerando o menor valor, contudo este valor não poderá ser inferior a 1 metro.

$$L_c = \frac{0,5 + 91900,50}{20000} \quad (41)$$

$$L_c = 4,6 \text{ m}$$

Onde:

L_c – largura do duplo costado;

DWT - *deadweight tonnage* (toneladas de peso morto) [tonnes].

Deve-se escolher o menor, que é $L_c = 2\text{m}$.

3.2.3 Antepara de colisão de vante

Foi analisada a norma 0648 da NORMAM -01/DPC para estimar a localização da antepara de colisão a vante:

- A antepara de colisão de vante deverá estar localizada a uma distância não inferior a 5% do comprimento de regra (L) da embarcação ou 10 m, tomando-se o menor desses valores, a partir do ponto de interseção da roda de proa da embarcação com a linha de flutuação onde foi determinado o L.
- A antepara de colisão de vante não deverá, ser instalada a uma distância, a partir do ponto de interseção da roda de proa da embarcação com a linha de flutuação onde foi determinado o comprimento de regra (L), superior a:

- (a) 13% do L, em embarcações do tipo barcaça, com esse comprimento menor ou igual a 90 m; ou
 - (b) 8% do L, para as demais embarcações.
- Poderão ser aceitas distâncias maiores do que as apresentadas na subalínea anterior desde que, a critério da DPC, o alagamento do pique tanque de vante na condição de carregamento máximo não acarrete na imersão do convés principal, na emersão do hélice ou em uma condição potencialmente perigosa à embarcação.

As distâncias encontradas para as anteparas de vante e de ré são mostradas na figura 16.

Figura 17 - Posição das anteparas de vante e de ré.



Fonte: Elaborada pelo autor.

3.2.4 Cálculo da resistência longitudinal da viga navio

A sociedade classificadora ABS elaborou fórmulas para o cálculo do módulo de seção requerido da viga navio. A regra é baseada na divisão lógica do momento fletor total em duas partes:

- Momento fletor em águas tranquilas;
- Momento fletor em ondas.
- Cálculo da Resistência Longitudinal da Viga Navio

Momento fletor em águas tranquilas (M_{sw}) utilizando a norma da ABS (Referência 1 - Seção 6.3.2.a) é:

$$M_{sw} = C_{st} \cdot L_{pp}^{2,5} \cdot B \cdot (Cb + 0,5) \quad (42)$$

$$M_{sw} = 0,526 \times 10^{-2} \cdot 301,752^{2,5} \cdot 32,004 \cdot (0,85 + 0,5)$$

$$M_{sw} = 359458,83 \text{ toneladas.metro}$$

Onde:

M_{sw} - momento fletor em águas tranquilas [t.m];

$$C_{st} = 0,526 \times 10^{-2};$$

C_b - coeficiente de bloco;

L_{pp} - comprimento entre perpendiculares [m];

B - boca [m].

Momento fletor causado por onda a meio-navio ABS (Referência 1 - Seção 6.3.2.b):

$$M_w = C_2 \cdot L_{pp}^{2,5} \cdot B \cdot H_e \cdot K_B \quad (43)$$

$$M_w = 0,02189 \cdot 301,752^{2,5} \cdot 32,004 \cdot 8,144 \cdot 1$$

$$M_w = 9024292,87 \text{ t.m}$$

Onde:

M_w - momento fletor causado por onda a meio-navio [t.m];

$$C_{st} = 0,526 \times 10^{-2};$$

C_b - coeficiente de bloco;

L_{pp} - comprimento entre perpendiculares [m];

B - boca [m];

H_e - parâmetro onda [m]

Onde:

$$K_B = 1,0$$

$$C_2 = (2,34 \cdot C_B + 0,2) \times 10^{-2} \quad (44)$$

$$C_2 = (2,34 \cdot 0,85 + 0,2) \times 10^{-2}$$

$$C_2 = 0,02189 \text{ m}$$

$$H_e = (4,5 \cdot L_{pp} - 0,0071 \cdot L_{pp}^2 + 103) \times 10^{-2} \quad (45)$$

$$H_e = (4,5 \cdot 301,752 - 0,0071 \cdot 301,752^2 + 103) \times 10^{-2}$$

$$H_e = 8,144 \text{ m}$$

Momento fletor total (M_t):

$$M_t = M_{sw} + M_w \quad (46)$$

$$M_t = 359458,83 + 9024292,87$$

$$M_t = 9383751,7 \text{ t.m}$$

Onde:

M_t - momento fletor total [t.m];

M_{sw} - momento fletor em águas tranquilas [t.m];

M_w - momento fletor causado por onda a meio-navio [t.m].

Módulo de seção requerido pela regra da ABS:

Módulo de Resistência ABS (Referência 1 - Seção 6.3.2.a):

$$SM = \frac{M_t}{f_p} \quad (47)$$

$$SM = \frac{9383751,7}{1,65}$$

$$SM = 5687122,242 \text{ t/m}$$

Onde:

SM - módulo de seção;

M_t - momento fletor total;

f_p - tensão de flexão nominal admissível.

A tensão de flexão nominal admissível (f_p) é:

$$f_p = 1,633 + \frac{(L_{pp} - 240)}{4000} \quad (48)$$

$$f_p = 1,633 + \frac{(301,752 - 240)}{4000}$$

$$f_p = 1,65 \text{ t/cm}^2$$

Onde:

f_p - tensão de flexão nominal admissível;

L_{pp} - comprimento entre perpendiculares [m].

Módulo de Resistência Mínimo ABS (Referência 1 - Seção 6.3.2.b):

$$SM = 0,11 \cdot C_w \cdot L_{pp}^2 \cdot B \cdot (C_B + 0,7) \quad (49)$$

$$SM = 0,11 \cdot 10,75 \cdot 301,752^2 \cdot 32,004 \cdot (0,85 + 0,7)$$

$$SM = 5341182,579 \text{ t/m}$$

Onde:

$C_w = 10,75$ para navios $300 < L < 350$ m;

C_b - coeficiente de bloco;

L_{pp} - comprimento entre perpendiculares [m];

B - boca [m];

O valor adotado será o maior entre os dois acima. O valor adotado será $SM = 5687122,242$ t/m.

O momento de inércia (I) da seção mestra pela regra DNV Pt.3, Ch.1, Sec.5, pág. 76, é dado pela seguinte expressão:

$$I = 3 \cdot C_w \cdot L_{pp}^3 \cdot B \cdot (C_B + 0,7) (cm^4) \quad (50)$$

$$I = 3 \cdot 10,75 \cdot 301,752^3 \cdot 32,004 \cdot (0,85 + 0,7) (cm^4)$$

$$I = 43,95 \times 10^9 \text{ cm}^4$$

Onde:

I - momento de inércia [cm^4]

$C_w = 10,75$ para navios $300 < L < 350$ [m];

C_b - coeficiente de bloco;

L_{pp} - comprimento entre perpendiculares [m];

B - boca [m].

Pela DNV Pt.3, Ch.1, Sec.5, pág. 76, o momento de inercia não pode ser abaixo do valor acima.

3.2.5 Escolha do Material

Em projeto estrutural é muito importante a escolha de materiais adequados. A este respeito, além da rigidez, deve-se prestar atenção à ductilidade, resistência, soldabilidade e resistência à corrosão, requisitos importantes para a escolha de um aço.

O projetista deve ter uma boa compreensão das propriedades mecânicas de um aço estrutural, que depende de vários fatores, tais como: a sua composição química, os tratamentos térmicos e mecânicos a que o material foi sujeito, a espessura e também os efeitos da temperatura sobre as suas propriedades.

A utilização de aços em engenharia naval é superior a 90% do total dos materiais usados em aplicações marítimas.

Os aços para aplicação estrutural constituem um grupo de materiais, que além das suas propriedades mecânicas correntes, têm que ter boas características de tenacidade à fratura e boa soldabilidade (são laminados a quente).

Segundo Brito e Gordo (2003), estes aços são comercializados segundo especificações das Sociedades Classificadoras, que estabelecem, além do processo de manufatura, o método de desoxigenação, a composição química, o tratamento térmico, e os valores mínimos da tensão de ruptura, e resistência ao choque (Charpy V), que os materiais devem satisfazer.

Os aços navais são designados por letras que identificam os graus, correspondendo a materiais com diferente microestrutura e composição química. As letras A, B, D, e E são comuns à maioria das Sociedades Classificadoras. O aço grau A é o mais usado. Esses aços, são aços não ligados ou aços C-Mn, com baixo teor de carbono (Brito e Gordo, 2003).

Ainda segundo Brito e Gordo (2003), esta especificação de aços aplica-se a chapas, barras e perfis, embora para os perfis grau A, se aceite um desvio no valor máximo do teor de carbono, além de não se considerar o controle do Mn.

O aço escolhido foi o SAE 1045, pois tem uma alta resistência e que permite aguentar forças mais altas com menos quantidade de peso em aço. O limite de resistência para este aço é de 560 MPa (Tabela 5).

Tabela 5 - Propriedades de alguns aços.

Tipo de aço	Limite de resistência [MPa]
ASTM-A36	400 a 500
SAE 1020	380
SAE 1045	560

Fonte: Disponível em <http://www.denversa.com.br/site/files/produtos/ba34aa7ebb8e04f694a76c816cee0afc.pdf>, acessado em 17 de Novembro/2014.

3.3 CÁLCULO DAS FORÇAS PRÉ E PÓS COLAPSO PELO MÉTODO DO LIMITE SUPERIOR

Abaixo os cálculos das forças de pré e pós colapso calculados com as equações encontradas pelo método do limite superior na seção 2.2.

3.3.1 Força de pré colapso

Para o cálculo da força de pré colapso, o limite de resistência (Y) foi encontrado usando a tabela 5, que para o aço SAE 1045 é de 560MPa, a espessura usada foi a medida da espessura da chapa do costado calculada na seção 3.2.1, e para o valor do diâmetro, foi utilizado o valor da boca do navio.

Usando a equação 31, tem-se:

$$\frac{P_{pr}}{Y} = \frac{2\pi Dt}{\sqrt{3}}$$

$$P_{pr} = \frac{2\pi Dt}{\sqrt{3}} \cdot Y$$

Onde:

P_{pr} - força pré colapso [MN];

D - diâmetro [m];

t - espessura [m];

Y - limite de resistência [MPa].

Então:

$$P_{pr} = \frac{2\pi \times 32,004 \times 0,0249}{\sqrt{3}} \cdot 560 \times 10^6$$

$$P_{pr} = 1618,86 \text{ MN}$$

Utilizando um fator de segurança de 2,5, o valor da força de pré colapso é de:

$$P_{pr} = 4047,16 \text{ MN}$$

Para ocorrer o pré colapso, são necessárias 404716 toneladas.

3.3.2 Força de pós colapso

Como foi estipulado anteriormente, foi considerado que não ocorre encruamento do material ($n=0$), com isso, o valor de k é 9,09, utilizando a equação 35:

$$P_{ps} = KY t^{3/2} D^{1/2}$$

$$P_{ps} = 9,09 \times 560 \times 10^6 \times 0,0249^{3/2} \times 32,004^{1/2}$$

$$P_{ps} = 113,15 \text{ MN}$$

Onde:

P_{ps} - força pós colapso [MN];

D - diâmetro [m];

t - espessura [m];

Y - limite de resistência [MPa].

Utilizando um fator de segurança de 2,5, o valor da força de pós colapso é de:

$$P_{ps} = 282,87 \text{ MN}$$

Para ocorrer o pré colapso, são necessárias 28287 toneladas.

3.4 CÁLCULOS DAS FORÇAS ATRAVÉS DAS EQUAÇÕES EMPÍRICAS

A seguir será calculado os valores para as forças de colisão estática utilizando as equações empíricas da seção 2.3:

Equação da Eurocode 1 (Pré)

$$P = V \cdot \sqrt{K \cdot M}$$

$$P = 3 \cdot \sqrt{15 \cdot 106573,7}$$

$$P = 3793,08 \text{ MN}$$

Equação de Svensson (Pós)

$$P = 0,88. \sqrt{DWT} \pm 50\%$$

$$P = 0,88. \sqrt{91900,50} \pm 50\%$$

$$P = 229,47 + 0,5$$

$$P = 267,27MN$$

Equação da AASHTO (Pós)

$$P = 0,122. \sqrt{DWT}. V$$

$$P = 0,122. \sqrt{91900,50}. 7,717$$

$$P = 285,41MN$$

Equação de Miao Jilun (Pós)

$$P = 0,031. (DWT)^{0,66}. V$$

$$P = 0,031. (91900,50)^{0,66}. 7,717$$

$$P = 451,44MN$$

Onde:

P - força de colisão

DWT - *deadweight tonnage* (toneladas de peso morto) [tonnes]

V - velocidade [m/s];

Vx - velocidade equivalente em alto mar ou em águas interiores [m/s];

M - massa de impacto [tonnes];

K - rigidez equivalente [MN/m].

3.5 COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS

Comparando os resultados obtidos com as equações do método do limite superior, com as equações empíricas (Tabela 6), tem-se:

Tabela 6 - Comparação dos resultados das forças estáticas encontradas.

Métodos	Pré (MN)	Pós (MN)
Svensson		267,27
AASHTO		285,41
Eurocode 1	3793,08	
Miao Jilun		451,44
Limite superior	4047,16	282,87

Fonte: Elaborada pelo autor.

Média para as forças estáticas de pós colapso:

$$Média das forças = \frac{267,27 + 285,41 + 451,44}{3}$$

$$Média das forças = 334,71MN$$

Erro em comparação a média das forças com o valor do método do limite superior:

$$Pré \rightarrow \frac{4047,16 - 3793,08}{3793,08} = 0,0669 = 6,69\%$$

$$Pós \rightarrow \frac{334,71 - 282,87}{334,71} = 0,155 = 15,5\%$$

Fazendo a média dos valores das forças estáticas de pós colapso encontrados pelas equações empíricas (334,71MN), e comparando com o valor encontrado pelo método do limite superior (282,87MN), nota-se que esse valor encontrado está dentro da faixa de valores, e que existe um erro de 15,5%, erro este aceitável para esse caso em que é apenas uma estimativa de valores. Já para o valor da força estática de pré colapso, que é maior que a de pós, o valor encontrado pelo método do limite superior ficou 6,69% acima do encontrado pela equação da Eurocode 1, sendo assim, o cálculo da força pelo método do limite superior é mais conservador.

4 CONCLUSÃO E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

4.1 CONCLUSÃO

Este trabalho mostrou que o método do limite superior é capaz de prever as forças de pré e pós colapso para navios de qualquer tamanho e tipo de material, possibilitando se ter uma boa estimativa de valores e de ordens de grandeza já na fase preliminar do projeto. Este método pode ser utilizado como mais uma ferramenta para o cálculo de esforços para projetos estruturais de embarcações (anteparas de colisão, longarinas transversais e longitudinais, etc).

Esses cálculos são de grande importância para os projetistas, pois pode-se aumentar a segurança dessas embarcações, projetando sistemas de absorção de energia mais eficientes, salvaguardando seus tripulantes e passageiros, e evitando possíveis desastres ambientais.

A análise mostrou que o valor estimado pelo método do limite superior leva a uma solução simples: $P = KY t^{3/2} D^{1/2}$, onde o K é a constante para o material dado.

Quando comparado com outras equações empíricas, o resultado se mostrou dentro da faixa de valores. Pela média dos resultados das três equações empíricas, o erro decorrente em relação ao método do limite superior, ficou em 15,5%, o que é um valor aceitável para este estudo por ser apenas uma estimativa. Já para o valor da força estática de pré colapso, o valor encontrado pelo método do limite superior ficou 6,69% acima do encontrado pela equação da Eurocode 1, sendo assim, o cálculo da força pelo método do limite superior é mais conservador.

Essas equações empíricas são baseadas em experimentos e em métodos por elementos finitos, já o método do limite superior está baseado em uma modelação matemática e experimental, fazendo com que esse método tenha um melhor embasamento científico e confiabilidade no cálculo dessas forças.

Com essa equação pode-se achar as forças de uma forma simples e rápida, economizando horas de trabalho, e reduzindo custos de projeto, quesitos muito importantes nos dias atuais.

4.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Neste trabalho os resultados são preliminares, as forças calculadas são uma estimativa para se ter uma noção de ordens de grandeza, podendo ser melhorado e com isso refinar os valores encontrados.

Assim, pode-se sugerir para trabalhos futuros as seguintes modificações:

- Refinar o formato do cilindro, podendo ser um formato mais próximo de um casco do navio, como por exemplo, utilizar uma forma oval;
- Como neste trabalho os efeitos de encruamento não foram usados, pode ser incluído em um trabalho futuro;
- Só foram estudados casos com colisões frontais, isto é, sem ângulo de colisão, podendo ser acrescentado futuramente.

5 REFERÊNCIAS

AL-QURESHI, Hazim Ali. **Influência do Endurecimento no Colapso de Cascas Cilíndricas de Paredes Finas**. 2000. 9 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Aeroespacial, Departamento de Departamento de Tecnologia, Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos - Sp, 2000.

AL-QURESHI, Hazim Ali. **Conformação e Instabilidade Plástica de Chapas Metálicas**. Joinville: Cem - Ufsc, 2008. 234 p.

American Bureau of Shipping (ABS) – “**Rules for Building and Classing Steel Vessels**, May 2014” – Maio de 2014

BRITO, Gonçalves de; GORDO, José Manuel. **Materiais Metálicos**. 2003. Disponível em: <<http://www.mar.ist.utl.pt/jgordo/tecnave/TN-C3.pdf>>. Acesso em: 17 nov. 2014.

Det Norske Veritas (DNV) – “**Hull Structural Design Ships with Length 100 Metres and Above**, January 2012” – Janeiro de 2012

JILUN, Miao; ZHAOBING, Wang; SHENGXIE, Xiao. The basic impact load model on deep water pier-ship collision. **Journal of Chemical and Pharmaceutical Research**. China, p. 316-326. jun. 2014. Disponível em: <<http://jocpr.com/vol6-iss7-2014/JCPR-2014-6-7-316-326.pdf>>. Acesso em: 04 dez. 2.

Marinha do Brasil – Diretoria de Portos e Costas – “**Normas da Autoridade Marítima para Embarcações Empregradas na Navegação em Mar Aberto (NORMAM-01)**” – 2005

SVENSSON, Holger. **Protection of bridge piers against ship collision**. 2009. Disponível em: <http://www.inti.gob.ar/cirsoc/pdf/puentes_hormigon/sdr561.pdf>.

WIKIPÉDIA. Desenvolvido pela Wikimedia Foundation. Apresenta conteúdo enciclopédico. Disponível em: <<http://pt.wikipedia.org/wiki/Euroc%C3%B3digo>>. Acesso em: 04 Dez 2014.

YUAN, Yong; CUI, Junzhi; MANG, Herbert A. **Computational Structural Engineering**. Shanghai: Springer, 2009. 1308 p.