AUTARQUIA ASSOCIADA À UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

**AVALIAÇÃO DA INFLUÊNCIA DA TENSÃO RESIDUAL NA
INSTABILIDADE DE CASCOS RESISTENTES DE SUBMARINOS**

PAULO ROGÉRIO FRANQUETTO

**Dissertação apresentada como parte dos
requisitos para obtenção do Grau de
Mestre em Ciências na Área de Tecnologia
Nuclear - Reatores**

**Orientador:
Prof. Dr. Miguel Mattar Neto**

**São Paulo
2015**

INSTITUTO DE PESQUISAS ENERGÉTICAS E NUCLEARES
Autarquia associada à Universidade de São Paulo

**AVALIAÇÃO DA INFLUÊNCIA DA TENSÃO RESIDUAL NA
INSTABILIDADE DE CASCOS RESISTENTES DE SUBMARINOS**

PAULO ROGÉRIO FRANQUETTO

**Dissertação apresentada como parte dos
requisitos para obtenção do Grau de
Mestre em Ciências na Área de Tecnologia
Nuclear - Reatores**

Orientador:
Prof. Dr. Miguel Mattar Neto

Versão Corrigida
Versão Original disponível no IPEN

São Paulo
2015

AGRADECIMENTOS

A Deus por tudo.

Ao Professor Dr. Miguel Mattar Neto pela disponibilidade e apoio irrestrito.

A todos os integrantes da Marinha do Brasil que trabalham para dotar o Brasil de uma tecnologia própria e independente.

"Verás que um filho teu não foge à luta"

Joaquim Osório Duque Estrada

RESUMO

Na construção de cascos resistentes de submarinos são utilizados, frequentemente, os processos de conformação a frio e de soldagem. Estes processos produzem na estrutura deformações plásticas permanentes originando tensões residuais. A presença das tensões residuais é equivalente a introduzir uma pré-carga inicial na estrutura, o que acelera o processo de plastificação, reduzindo a capacidade de resistência da estrutura à pressão hidrostática. Para quantificar esta redução foi realizado, inicialmente, um estudo considerando a presença das tensões residuais devido à conformação a frio das chapas do casco e do flange das cavernas, para submarinos com 6, 8 e 10 m de diâmetro, em aço HY100. Para isso, um modelo não-linear foi produzido considerando não-linearidades geométricas e de material. Complementarmente, também foi estudada a influência de perfis de tensões residuais definidos a partir de resultados experimentais na redução da pressão de colapso do casco resistente do submarino espanhol S-80. Estes perfis consideram a presença simultânea de tensões residuais de conformação e de soldagem. Em todos os modelos estudados, as tensões residuais foram introduzidas no modelo numérico utilizando o comando INISTATE disponível no *software* comercial Ansys. Este comando é frequentemente utilizado na literatura em modelos numéricos envolvendo tensões residuais e foi validado utilizando três modelos de referência disponíveis na literatura. Ao final, pôde-se verificar que a presença das tensões residuais acelera a plastificação do casco resistente e reduz a pressão de colapso em até 5%, sendo a tensão residual de conformação a que mais contribui nesta redução. De qualquer forma, pôde-se concluir que a influência das tensões residuais é pequena quando comparada com a pressão de colapso obtida para cada casco resistente analisado.

Palavras-chave: Tensão residual. Casco resistente. Flambagem.

ABSTRACT

During the manufacturing of submarine pressure hull are often applied processes like cold forming and welding. Those processes lead to permanent plastic deformations which are associated with residual stresses. The presence of residual stresses is equivalent to the introduction of an initial pre-load in the structure, which accelerates the plastification process, decreasing hull pressure resistance. To quantify this reduction, a case study that considers residual stresses due to cold forming on hull and flange plates has been performed. The study encompasses hull diameters of 6, 8 and 10 m, made of HY100 steel. A non-linear model has been done, considering material and geometric non-linearity. Complementarily, the influence of experimental residual stresses profiles on the reduction of collapse pressure of the Spanish S-80 submarine has been studied. These profiles consider the simultaneous presence of residual stresses due to cold forming and welding. In all studied models, the residual stresses have been introduced in the numerical models through INISTATE Ansys software command. This command has been validated using three reference models available in open source literature. In the end, it has been possible to verify that the presence of residual stresses increase the hull plastification and reduces the collapse pressure up to 5%, being the cold forming induced stress which most contributes to this reduction. Finally, it could be concluded, in the end of the study, that the influence of the residual stresses is small when compared with the collapse pressure obtained for the analyzed pressure hulls.

Keywords: Residual stress. Pressure hull. Buckling.

SUMÁRIO

LISTA DE TABELAS	10
LISTA DE FIGURAS.....	11
LISTA DE ABREVIATURAS.....	22
LISTA DE SÍMBOLOS.....	23
1 INTRODUÇÃO.....	28
1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO.....	28
1.2 OBJETIVOS	31
1.3 JUSTIFICATIVA DA ESCOLHA	31
1.4 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO	32
2 CASCOS RESISTENTES DE SUBMARINOS.....	34
2.1 ARRANJO ESTRUTURAL TÍPICO	34
2.2 ASPECTOS CONSTRUTIVOS	36
2.3 PROCESSO DE CONSTRUÇÃO DA HDW	37
2.4 MATERIAIS UTILIZADOS	41
2.5 CRITÉRIOS DE PROJETO	43
2.5.1 <i>Critério alemão de projeto</i>	43
2.6 VALIDAÇÃO NUMÉRICA	61
3 TENSÃO RESIDUAL.....	66
3.1 ORIGEM	66
3.2 MÉTODOS DE MEDIÇÃO	67
3.2.1 <i>Raios-X</i>	67
3.3 INTRODUÇÃO DA TENSÃO RESIDUAL EM MODELOS NUMÉRICOS	70
3.4 INFLUÊNCIA DA TENSÃO RESIDUAL NA RESISTÊNCIA ESTRUTURAL DE CASCOS RESISTENTES E SUA ABORDAGEM NOS CRITÉRIOS DE PROJETO.	71
3.5 MODELO ANALÍTICO PARA CÁLCULO DA TENSÃO RESIDUAL DE CONFORMAÇÃO MECÂNICA	76
3.6 MODELO ANALÍTICO PARA CÁLCULO DA TENSÃO RESIDUAL DE SOLDAGEM.....	78
4 MODELAGEM NUMÉRICA SIMPLIFICADA DO PROCESSO DE CONFORMAÇÃO A FRIO.....	81
4.1 DESCRIÇÃO GERAL DAS ANÁLISES REALIZADAS.....	81
4.2 DEFINIÇÃO DOS PARÂMETROS DO MODELO NUMÉRICO	82
4.2.1 <i>Tipo de elemento</i>	82
4.2.2 <i>Geometria e material</i>	83

4.2.3	<i>Convergência de malha</i>	90
4.2.4	<i>Pontos de integração</i>	91
4.2.5	<i>Tipo de encruamento</i>	92
4.2.6	<i>Parâmetros do modelo de conformação</i>	92
4.3	OBTENÇÃO DO PERFIL DE TENSÃO RESIDUAL NA CHAPA E FLANGE	93
5	INFLUÊNCIA DA TENSÃO RESIDUAL DE CONFORMAÇÃO A FRIO NA	
	INSTABILIDADE DE CASCOS RESISTENTES	96
5.1	DESCRIÇÃO GERAL DAS ANÁLISES REALIZADAS	96
5.2	VALIDAÇÃO DO COMANDO INISTATE	96
5.3	DEFINIÇÃO DA GEOMETRIA	101
5.4	CÁLCULO ANALÍTICO DE FLAMBAGEM	102
5.5	MODELO NUMÉRICO DE FLAMBAGEM	103
5.6	DISCUSSÃO DOS RESULTADOS	107
6	ANÁLISE DE INSTABILIDADE DA SEÇÃO DE VANTE DO CASCO RESISTENTE	
	DO SUBMARINO ESPANHOL S-80	113
6.1	DESCRIÇÃO GERAL DAS ANÁLISES REALIZADAS	113
6.2	SUBMARINO S-80	114
6.3	JUSTIFICATIVA PARA A ESCOLHA DO SUBMARINO S-80	115
6.4	CÁLCULO ANALÍTICO DA PRESSÃO DE COLAPSO	116
6.5	PERFIS DE TENSÃO RESIDUAL	117
6.6	APLICAÇÃO DOS PERFIS DE TENSÃO RESIDUAL NO MODELO NUMÉRICO	125
6.6.1	<i>Perfil 1: tensões residuais de soldagem e conformação</i>	126
6.6.2	<i>Perfil 2: tensão residual de conformação</i>	127
6.6.3	<i>Perfil 3: tensão residual de conformação</i>	128
6.6.4	<i>Perfil 4: tensões residuais de soldagem e conformação</i>	128
6.6.5	<i>Perfis 5 e 6: tensões residuais de laminação e soldagem</i>	130
6.7	DESCRIÇÃO DO MODELO NUMÉRICO	132
6.8	RESULTADOS OBTIDOS	133
6.9	ANÁLISE EXPLORATÓRIA DOS DEFEITOS GEOMÉTRICOS	137
6.9.1	<i>Defeito de falta de circularidade</i>	137
6.9.2	<i>Defeito de empenamento da chapa entre cavernas</i>	138
7	CONCLUSÃO	142
7.1	AVALIAÇÃO NUMÉRICA DA TENSÃO RESIDUAL DE CONFORMAÇÃO A FRIO	142
7.2	ANÁLISE DE INSTABILIDADE DE CASCOS RESISTENTES COM A PRESENÇA DE TENSÕES	
	RESIDUAIS DE CONFORMAÇÃO MECÂNICA	142
7.3	ANÁLISES DE INSTABILIDADE DO CASCO RESISTENTE DO SUBMARINO S-80	143
7.4	CONSIDERAÇÕES FINAIS	145
7.5	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	145

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	146
APÊNDICE A - ROTINA PARA CÁLCULO DE TENSÃO RESIDUAL CIRCUNFERENCIAL DE CONFORMAÇÃO.....	152
APÊNDICE B - APDL PARA CONFORMAÇÃO A FRIO	153
APÊNDICE C - PERFIS DE TENSÃO RESIDUAL DE CONFORMAÇÃO A FRIO.....	156
APÊNDICE D - ANÁLISE DE FLAMBAGEM DE COLUNAS.....	162
APÊNDICE E - ANÁLISE DE FLAMBAGEM DE CILINDRO	169
APÊNDICE F - ANÁLISE DE FLAMBAGEM DE TUBO	174
APÊNDICE G - ROTINA DE DIMENSIONAMENTO DO CASCO CILÍNDRICO RESISTENTE COM O CRITÉRIO ALEMÃO DE PROJETO	177
APÊNDICE H - RESULTADOS DO CÁLCULO ANALÍTICO	184
APÊNDICE I - APDL PARA ANÁLISE DE FLAMBAGEM DO CASCO RESISTENTE COM TENSÃO RESIDUAL DA CONFORMAÇÃO A FRIO	186
APÊNDICE J - CURVAS CARGA X DESLOCAMENTO RADIAL PARA CASCO RESISTENTE COM 6 M DE DIÂMETRO	194
APÊNDICE L - CURVAS CARGA X DESLOCAMENTO RADIAL PARA CASCO RESISTENTE COM 8 M DE DIÂMETRO	198
APÊNDICE M - CURVAS CARGA X DESLOCAMENTO RADIAL PARA CASCO RESISTENTE COM 10 M DE DIÂMETRO	202
APÊNDICE N - APDL PARA ANÁLISE DE FLAMBAGEM DA SEÇÃO DE VANTE DO SUBMARINO S-80.....	206
APÊNDICE O - CURVAS CARGA X DESLOCAMENTO RADIAL PARA O SUBMARINO S-80.....	215

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: exemplos de aços utilizados na construção de cascos resistentes.....	43
Tabela 2: quantidade de pontos de integração utilizados na literatura.	65
Tabela 3: exemplos de técnicas de medição de tensão residual	67
Tabela 4: resumo dos principais métodos de introdução de tensão residual em modelos numéricos.	71
Tabela 5: deslocamento D_y e comprimento da chapa (L) em função do ângulo θ	84
Tabela 6: resumo dos parâmetros da análise de conformação a frio.....	93
Tabela 7: comprimento da chapa e deslocamento final desejado para diferentes diâmetros considerando uma dimensão angular de 35°	93
Tabela 8: deslocamentos U_Y e tensão σ_Y para diferentes tipos de elementos finitos.....	100
Tabela 9: resultados de flambagem e tensão para diferentes refinamentos de malha.	105
Tabela 10: resultados de tensão residual adimensionalizados	120
Tabela 11: momento M_Z para as diferentes espessuras da chapa do casco resistente e do flange da caverna com 6 m de diâmetro.....	156
Tabela 12: momento M_Z para as diferentes espessuras da chapa do casco resistente e do flange da caverna com 8 m de diâmetro.....	156
Tabela 13: momento M_Z para as diferentes espessuras da chapa do casco resistente e do flange da caverna com 10 m de diâmetro.....	157
Tabela 14: carga crítica de flambagem em MN.....	167
Tabela 15: comparação da profundidade de colapso, em metros.....	173
Tabela 16: tabela comparativa de resultados.	176
Tabela 17: resultados do cálculo analítico para o casco de 6 m de diâmetro.	184
Tabela 18: resultados do cálculo analítico para o casco de 8 m de diâmetro.	185
Tabela 19: resultados do cálculo analítico para o casco de 10 m de diâmetro. ...	185

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: desenho esquemático de um casco resistente hipotético (GRANDEZ, 2012).	28
Figura 2: indicação dos principais componentes do casco resistente do submarino francês <i>Redoutable</i> posicionadas externamente ao casco.	29
Figura 3: representação esquemática das principais dimensões das cavernas....	35
Figura 4: desenhos esquemáticos de anéis de reforço sobre uma antepara plana (a) e na transição entre trechos cônicos (b) (KORMILITIN e KHALIZEV, 2009)...36	
Figura 5: fluxo geral de construção de uma seção do casco resistente (BANKS e KUGLES, 1986).	37
Figura 6: desenho esquemático de uma caverna e os cordões de soldas típicos (a) com detalhe para a solda da união alma-flange (b).	38
Figura 7: exemplo de chapa do casco resistente durante processo de conformação a frio (GRANDEZ, 2012).	38
Figura 8: exemplos de gabarito de montagem das cavernas na chapa do casco resistente para formar uma subseção (DUBOURDIEU, 2007).	39
Figura 9: exemplo de máquina de soldagem automática da solda de filete alma-chapa (DUBOURDIEU, 2007).	40
Figura 10: desenho esquemático de uma subseção.	40
Figura 11: aumento do limite de escoamento dos aços utilizados em cascos resistentes entre as décadas de 50 e 90 (BAUJAT <i>et al.</i> , 1990).	41
Figura 12: modos de falha entre cavernas com lóbulos (a) e axissimétrica (b). ...	45
Figura 13: representação da hierarquia de falha do critério alemão de projeto MARTINEZ (1987).	45
Figura 14: fluxograma geral de projeto do critério alemão.	46
Figura 15: representação esquemática dos módulos tangente e secante para um dado ponto P na região não-linear da curva <i>tensão x deformação</i>	49
Figura 16: fator de redução na pressão crítica de flambagem entre cavernas (MARTINEZ, 1987).	50
Figura 17: tensão de compressão do casco perfeito e tensão devido à falta de circularidade (MARTINEZ, 1987).	54

Figura 18: representação dos parâmetros utilizados no cálculo de tensões na caverna.	54
Figura 19: representação esquemática da distância entre suportes adotados pelo critério alemão de projeto.....	56
Figura 20: representação esquemática das tensões no pé da alma da caverna (MARTINEZ, 1987).	57
Figura 21: tensão σ_f e esforço L_o	58
Figura 22: fator de redução para a calota esférica (COSTELLO e NISHIDA, 1967).	61
Figura 23: formas de introdução de defeitos geométricos.	64
Figura 24: sistema de referência para a medição de tensões via raios-X.	69
Figura 25: representação esquemática da influência da tensão residual na curva <i>tensão x deformação</i> do material.	72
Figura 26: curva <i>tensão x deformação</i> para a chapa do casco nas direções paralela e perpendicular a direção de laminação (GRAHAM, 2007).....	73
Figura 27: representação esquemática do empenamento na chapa devido à soldagem de cavernas internas.	74
Figura 28: representação qualitativa da imperfeição radial de uma seção de casco resistente de um submarino francês (DUBOUG, SUDRET e CAZUGUEL, 2011).	75
Figura 29: distribuição esquemática de tensão residual através da chapa conformada para material perfeitamente elasto-plástico (ROBERTSON, 1991)...	77
Figura 30: representação do retorno elástico.....	78
Figura 31: representação esquemática a distribuição de tensão residual devido a soldagem no casco resistente.....	79
Figura 32: tensão equivalente de von Mises (a) e perfil de tensão residual através da espessura (b) obtidos por GRAHAM (2007).....	82
Figura 33: elemento <i>shell181</i>	83
Figura 34: indicação esquemática dos parâmetros θ , L_{arc} e D_y	84
Figura 35: condições de contorno do modelo de conformação a frio.....	85
Figura 36: perfil de carregamento utilizado.	85
Figura 37: malha de elementos finitos do modelo de conformação mecânica.....	86

Figura 38: curva <i>tensão x deformação</i> verdadeira do aço HY100 (ARPIN e TRIMBLE, 2003).	86
Figura 39: representação esquemática das direções consideradas para a obtenção dos valores de tensão residual circunferencial e longitudinal.....	87
Figura 40: variação da tensão residual circunferencial máxima em função de θ . .	88
Figura 41: variação da tensão residual longitudinal máxima em função de θ	88
Figura 42: perfil da tensão residual circunferencial através da espessura em função do ângulo θ	89
Figura 43: perfil da tensão residual longitudinal através da espessura em função do ângulo θ	89
Figura 44: deslocamento UY para a chapa com 30 mm de espessura e comprimento angular de 35°	89
Figura 45: comportamento da tensão residual circunferencial e longitudinal máximas para o modelo com diferentes tamanhos de elementos finitos.	90
Figura 46: comportamento da tensão residual cisalhante através da espessura da chapa para modelo com diferentes tamanhos de elementos finitos.....	91
Figura 47: comportamento da tensão residual cisalhante através da espessura da chapa para modelo com diferentes tamanhos de elementos finitos.....	91
Figura 48: perfil da tensão residual circunferencial através da espessura da chapa para modelos com diferentes quantidades de pontos de integração.	92
Figura 49: comportamento da tensão residual circunferencial máxima com o aumento da espessura da chapa para diferentes diâmetros.	94
Figura 50: evolução da tensão de von Mises durante a conformação de chapas do casco resistente com 20 e 30 mm de espessura e 6 m de diâmetro.	95
Figura 51: comportamento da tensão residual longitudinal máxima com o aumento da espessura da chapa para diferentes diâmetros.	95
Figura 52: seção transversal da barra analisada. Dimensões em milímetros.	98
Figura 53: geometria do casco resistente de 6 m de diâmetro.....	101
Figura 54: geometria do casco resistente de 8 m de diâmetro.....	102
Figura 55: geometria do casco resistente de 10 m de diâmetro.....	102
Figura 56: pressão de colapso analítica para cascos resistentes com 6, 8 e 10 m de diâmetros para diferentes espessuras de chapa e flange.....	103
Figura 57: condições de contorno para análise não-linear.....	104
Figura 58: indicação da aplicação do defeito de falta de circularidade.	105

Figura 59: representação esquemática dos pontos de cálculo da tensão equivalente de von Mises na caverna com o modelo de PULOS e SALENO (1961).....	106
Figura 60: detalhe da malha de elementos finitos.....	106
Figura 61: curvas <i>carga x deslocamento</i> radial para o casco resistente de 6 m de diâmetro e 30 mm de espessura de chapa e flange, com e sem tensão residual de conformação.	108
Figura 62: deformada típica obtida nos modelos analisados.	108
Figura 63: resultados para o casco resistente de 6 m diâmetro.....	109
Figura 64: resultado para o casco resistente de 8 m de diâmetro.....	109
Figura 65: resultado para o casco resistente de 10 m de diâmetro.....	110
Figura 66: redução da pressão de colapso devido à tensão residual de conformação a frio para diferentes cascos.	110
Figura 67: porcentagem de redução na pressão de colapso em função do momento de inércia da caverna do casco resistente.	111
Figura 68: modo de flambagem não-linear do casco resistente de 8 m de diâmetro, 20 mm de espessura para chapa e flange da caverna.....	111
Figura 69: tensão equivalente de von Mises na pressão de colapso no casco resistente de 8 m de diâmetro, 20 mm de espessura para chapa e flange da caverna, em Pascal.....	112
Figura 70: arranjo geral do submarino espanhol S-80 (NAVANTIA, 2014).	114
Figura 71: dimensões aproximadas do casco resistente do submarino S-80.	115
Figura 72: dimensões típicas das cavernas, em milímetros.....	115
Figura 73: linha de medição de tensão residual na solda de filete alma-chapa (KINGSTON <i>et al.</i> , 2012).	118
Figura 74: Perfil de tensão residual através da chapa do casco a partir da base da solda de filete chapa-alma.	118
Figura 75: perfis de tensão residual circunferencial através da espessura da chapa na solda de filete chapa-alma em diferentes posições do casco resistente do submarino francês classe <i>Rubis</i> (FICQUET <i>et al.</i> , 2012).....	118
Figura 76: perfil de tensão residual através da espessura do flange sem conformação a frio (KINGSTON <i>et al.</i> , 2012).....	119
Figura 77: desenho esquemático dos pontos de medição (CTMSP, 2014).	120

Figura 78: resultados experimentais adaptados para a chapa do casco do submarino S-80.....	121
Figura 79: comparação dos resultados analítico, numérico e experimental de tensão residual circunferencial para a chapa de 31 mm do casco resistente.	122
Figura 80: comparação dos resultados numérico e experimental de tensão residual longitudinal para a chapa de 31 mm do casco.	122
Figura 81: distribuição de tensão em chapa conformada com a presença de carregamento de tração tangencial a chapa (PARSA e AHKAMI, 2008).	123
Figura 82: resultados experimentais adaptados para o flange da caverna do submarino S-80.....	124
Figura 83: comparação dos resultados analítico, numérico e experimental de tensão residual circunferencial para o flange de 35 mm de espessura.....	124
Figura 84: comparação dos resultados analítico, numérico e experimental de tensão residual transversal para o flange de 35 mm de espessura.	124
Figura 85: representação esquemática das regiões de aplicação de cada perfil de tensão residual, dimensões em milímetros.	126
Figura 86: detalhe da malha de elementos finitos na região entre caverna para o modelo numérico do submarino S-80.	127
Figura 87: perfil 2 estimado de tensão residual.....	128
Figura 88: perfil 3 de tensão residual estimado devido à conformação a frio no flange da caverna distante da solda de filete flange-alma.	128
Figura 89: perfil 4 de tensão residual circunferencial.....	129
Figura 90: perfil 4 de tensão residual longitudinal.....	129
Figura 91: distribuição esquemática de tensão residual na alma de um perfil soldado (HUGES, 1993).	131
Figura 92: perfis 5 e 6 de tensão residual radial estimado ao longo da alma.	131
Figura 93: perfis 5 e 6 de tensão residual estimado tangencial ao longo da alma.	131
Figura 94: condições de contorno para análise não-linear da seção de vante do submarino S-80.....	132
Figura 95: modo de flambagem não-linear da seção de vante do submarino S-80, sem tensão residual, deslocamentos em mm.	134
Figura 96: modo de flambagem não-linear da seção de vante do submarino S-80, com tensão residual, deslocamentos em mm.	134

Figura 97: curva <i>carga x deslocamento</i> radial para o nó de maior deslocamento dos modelos sem e com tensão residual.	135
Figura 98: tensão equivalente de von Mises na pressão de colapso para a análise sem tensão residual.	135
Figura 99: tensão equivalente de von Mises na pressão de colapso para a análise com tensão residual.	136
Figura 100: distribuição da tensão equivalente de von Mises na caverna do casco resistente no ponto de colapso.	137
Figura 101: comportamento da pressão de colapso para diferentes amplitudes de falta de circularidade.	138
Figura 102: comportamento da pressão crítica elástica entre cavernas em função do modo de flambagem para o submarino S-80.	139
Figura 103: indicação da aplicação do defeito geométrico entre cavernas. Aumento de 50 vezes.	139
Figura 104: comportamento da pressão de colapso para diferentes amplitudes de empenamento de chapa entre cavernas.	140
Figura 105: modo de flambagem não-linear da seção de vante do submarino S-80, com tensão residual, falta de circularidade de 0,3%R, empenamento de 10%a, deslocamentos em mm.	140
Figura 106: tensão de von Mises na pressão de colapso da seção de vante do submarino S-80, com tensão residual, falta de circularidade de 0,3%R, empenamento de 10%a, em Pascal.	141
Figura 107: perfis de tensão residual circunferencial através da espessura para chapas do casco resistente com 6 m de diâmetro.	157
Figura 108: perfis de tensão residual transversal através da espessura para chapas do casco resistente com 6 m de diâmetro.	157
Figura 109: perfis de tensão residual circunferencial através da espessura para chapas do casco resistente com 8 m de diâmetro.	158
Figura 110: perfis de tensão residual transversal através da espessura para chapas do casco resistente com 8 m de diâmetro.	158
Figura 111: perfis de tensão residual circunferencial através da espessura para chapas do casco resistente com 10 m de diâmetro.	158
Figura 112: perfis de tensão residual transversal através da espessura para chapas do casco resistente com 10 m de diâmetro.	159

Figura 113: perfis de tensão residual circunferencial através da espessura para flanges das cavernas com 6 m de diâmetro.....	159
Figura 114: perfis de tensão residual transversal através da espessura para flanges das cavernas com 6 m de diâmetro.....	159
Figura 115: perfis de tensão residual circunferencial através da espessura para flanges das cavernas com 8 m de diâmetro.....	160
Figura 116: perfis de tensão residual transversal através da espessura para flanges das cavernas com 8 m de diâmetro.....	160
Figura 117: perfis de tensão residual circunferencial através da espessura para flanges das cavernas com 10 m de diâmetro.....	160
Figura 118: perfis de tensão residual transversal através da espessura para flanges das cavernas com 10 m de diâmetro.....	161
Figura 119: seção transversal da coluna. Dimensões em milímetros.	162
Figura 120: perfil de tensão residual de laminação no flange e a discretização nos pontos de integração (a) e representação esquemática do perfil no flange (b). .	163
Figura 121: perfil de tensão residual de laminação na alma e a discretização nos pontos de integração (a) e representação esquemática do perfil na alma (b). ...	163
Figura 122: malha de elementos finitos em <i>shell181</i>	164
Figura 123: visão geral do problema (a), condições contorno e carregamento (b) e detalhe do carregamento distribuído nos nós (c).	165
Figura 124: curva <i>tensão x deformação</i>	166
Figura 125: comparação dos resultados obtidos com os apresentados por GOMES (2006).	168
Figura 126: dimensões do modelo utilizado por GANNON (2010) em milímetros.	169
Figura 127: perfil de tensão residual circunferencial na chapa, alma e flange do cilindro (GANNON, 2010).....	169
Figura 128: malha em elemento <i>shell181</i>	170
Figura 129: condições de contorno.	171
Figura 130: modelo bi-linear da curva <i>tensão x deformação</i> do aço Q1N.	172
Figura 131: modo de flambagem entre cavernas obtido para o cilindro.....	173
Figura 132: evolução da tensão equivalente de von Mises para o nó de maior deslocamento posicionado entre cavernas.	173

Figura 133: perfis de tensão residual transversal e circunferencial (LE GROGNECA, CASARIB e CHOQUEUSEC, 2009).	174
Figura 134: curva <i>tensão x deformação</i> do alumínio utilizado na análise numérica.	175
Figura 135: condições de contorno do modelo de flambagem do tubo.....	175
Figura 136: modo de falha típico do tubo, com deslocamentos em metros (a) e imagem do tubo colapsado (b).....	176
Figura 137: curvas carga x deslocamento radial para os cascos resistentes de 6 m de diâmetro para diferentes espessuras de chapa e flange, sem tensão residual de conformação.	194
Figura 138: curvas carga x deslocamento radial para os cascos resistentes de 6 m de diâmetro para diferentes espessuras de chapa e flange, com tensão residual de conformação.	195
Figura 139: curvas carga x deslocamento radial para o casco resistente de 6 m de diâmetro e 20 mm de espessura de chapa e flange, com e sem tensão residual de conformação.	195
Figura 140: curvas carga x deslocamento radial para o casco resistente de 6 m de diâmetro e 22 mm de espessura de chapa e flange, com e sem tensão residual de conformação.	195
Figura 141: curvas carga x deslocamento radial para o casco resistente de 6 m de diâmetro e 24 mm de espessura de chapa e flange, com e sem tensão residual de conformação.	196
Figura 142: curvas carga x deslocamento radial para o casco resistente de 6 m de diâmetro e 26 mm de espessura de chapa e flange, com e sem tensão residual de conformação.	196
Figura 143: curvas carga x deslocamento radial para o casco resistente de 6 m de diâmetro e 28 mm de espessura de chapa e flange, com e sem tensão residual de conformação.	196
Figura 144: curvas carga x deslocamento radial para o casco resistente de 6 m de diâmetro e 30 mm de espessura de chapa e flange, com e sem tensão residual de conformação.	197
Figura 145: curvas carga x deslocamento radial para os cascos resistentes de 8 m de diâmetro para diferentes espessuras de chapa e flange, sem tensão residual de conformação.	198

Figura 146: curvas carga x deslocamento radial para os cascos resistentes de 8 m de diâmetro para diferentes espessuras de chapa e flange, com tensão residual de conformação.	199
Figura 147: curvas carga x deslocamento radial para o casco resistente de 8 m de diâmetro e 20 mm de espessura de chapa e flange, com e sem tensão residual de conformação.	199
Figura 148: curvas carga x deslocamento radial para o casco resistente de 8 m de diâmetro e 22 mm de espessura de chapa e flange, com e sem tensão residual de conformação.	199
Figura 149: curvas carga x deslocamento radial para o casco resistente de 8 m de diâmetro e 24 mm de espessura de chapa e flange, com e sem tensão residual de conformação.	200
Figura 150: curvas carga x deslocamento radial para o casco resistente de 8 m de diâmetro e 26 mm de espessura de chapa e flange, com e sem tensão residual de conformação.	200
Figura 151: curvas carga x deslocamento radial para o casco resistente de 8 m de diâmetro e 28 mm de espessura de chapa e flange, com e sem tensão residual de conformação.	200
Figura 152: curvas carga x deslocamento radial para o casco resistente de 8 m de diâmetro e 30 mm de espessura de chapa e flange, com e sem tensão residual de conformação.	201
Figura 153: curvas carga x deslocamento radial para os cascos resistentes de 10 m de diâmetro para diferentes espessuras de chapa e flange, sem tensão residual de conformação.	202
Figura 154: curvas carga x deslocamento radial para os cascos resistentes de 10 m de diâmetro para diferentes espessuras de chapa e flange, com tensão residual de conformação.	203
Figura 155: curvas carga x deslocamento radial para o casco resistente de 10 m de diâmetro e 20 mm de espessura de chapa e flange, com e sem tensão residual de conformação.	203
Figura 156: curvas carga x deslocamento radial para o casco resistente de 10 m de diâmetro e 22 mm de espessura de chapa e flange, com e sem tensão residual de conformação.	203

Figura 157: curvas carga x deslocamento radial para o casco resistente de 10 m de diâmetro e 24 mm de espessura de chapa e flange, com e sem tensão residual de conformação.	204
Figura 158: curvas carga x deslocamento radial para o casco resistente de 10 m de diâmetro e 26 mm de espessura de chapa e flange, com e sem tensão residual de conformação.	204
Figura 159: curvas carga x deslocamento radial para o casco resistente de 10 m de diâmetro e 28 mm de espessura de chapa e flange, com e sem tensão residual de conformação.	204
Figura 160: curvas carga x deslocamento radial para o casco resistente de 10 m de diâmetro e 30 mm de espessura de chapa e flange, com e sem tensão residual de conformação.	205
Figura 161: curvas carga x deslocamento radial para a seção de vante do submarino S-80, sem tensão residual, para diferentes valores de amplitude de defeito global.....	215
Figura 162: curvas carga x deslocamento radial para a seção de vante do submarino S-80, com tensão residual, para diferentes valores de amplitude de defeito global.....	215
Figura 163: curva carga x deslocamento radial para a seção de vante do submarino S-80 com 0,1%R de amplitude de defeito global, com e sem tensão residual.	216
Figura 164: curva carga x deslocamento radial para a seção de vante do submarino S-80 com 0,2%R de amplitude de defeito global, com e sem tensão residual.	216
Figura 165: curva carga x deslocamento radial para a seção de vante do submarino S-80 com 0,3%R de amplitude de defeito global, com e sem tensão residual.	217
Figura 166: c curva carga x deslocamento radial para a seção de vante do submarino S-80 com 0,4%R de amplitude de defeito global, com e sem tensão residual.	217
Figura 167: curva carga x deslocamento radial para a seção de vante do submarino S-80 com 0,5%R de amplitude de defeito global, com e sem tensão residual.	217

Figura 168: curva carga x deslocamento radial para a seção de vante do submarino S-80 com 1,0%R de amplitude de defeito global, com e sem tensão residual.	218
---	-----

LISTA DE ABREVIATURAS

APDL	<i>Ansys Parametric Design Language</i>
BV	Bureau Veritas
CAD	<i>Computer Aided Design</i>
CG	Centro de Gravidade
CTMSP	Centro Tecnológico da Marinha em São Paulo
DCNS	Estaleiro francês de construção de submarinos e navios
DTMB	<i>David Taylor Model Basin</i>
MAG	<i>Metal Active Gas</i>
MB	Marinha do Brasil
MIG	<i>Metal Inert Gas</i>
HDW	Estaleiro alemão de construção de submarinos e navios
HLES	<i>Haute Limite Elastique Soudable</i>
HY	<i>High Yield</i>
INISTATE	Comando do <i>software</i> Ansys
Q1N	Aço de alta resistência inglês
Q2N	Aço de alta resistência inglês
S-80	Submarino convencional Espanhol
TR	Tensão Residual

LISTA DE SÍMBOLOS

Alfabeto Romano

a	Altura da alma da caverna
a_{gc}	Centro de gravidade da caverna em conjunto com a largura $2\eta t$
A	Área da caverna sem chapa colaborante
A_c	Semi-eixo maior da calota elíptica
A_w	Parâmetro utilizando no cálculo de σ_{rf}
A'	Área da caverna com chapa colaborante
A_1, A_2 e A_{12}	Parâmetros para o cálculo de P_{cr}^i
b_f	Comprimento da chapa colaborante da caverna
B_c	Semi-eixo menor da calota elíptica
$[B]$	Matriz de transformação deformação-deslocamento
c	Distância do CG da caverna com chapa colaborante até a base do flange
C	Parâmetro utilizado no cálculo de P_{cr}^i axissimétrica
CD	Pressão de colapso calculada
CD_{req}	Pressão de colapso requerida
d_0	Distância interplanar inicial
d	Distância interplanar com material deformado
D_y	Deslocamento no eixo y do segmento de chapa
$[D]$	Matriz de transformação deformação-tensão
e_a	Espessura nominal da alma da caverna
e_f	Espessura do flange da caverna
E	Módulo de elasticidade
E_s	Módulo de elasticidade secante
E_t	Módulo de elasticidade tangente
f	Largura do flange da caverna
F	Razão entre as variáveis σ_{mx} e $\sigma_{m\theta}$
$\{F_{ext}\}$	Vetor de forças externas

$\{F_{\text{int}}\}$	Vetor de forças internas
g	Aceleração da gravidade $9,81 \text{ m/s}^2$
h	Espessura da calota
H	Altura da coluna
H_e	Altura efetiva de flambagem de colunas
H''	Parâmetro para o cálculo de P_{cr}^i
I	Momento de inércia da caverna com chapa colaborante
I_c	Menor momento de inércia da seção transversal da coluna
k	Fator de segurança do casco resistente
$[K]$	Matriz de rigidez
L	Distância entre almas das cavernas
L_{arc}	Comprimento do arco de chapa ou flange utilizado no modelo numérico de conformação
L_c	Distância entre cavernas
L_g	Comprimento do compartimento estrutural
L_o	Esforço de compressão na caverna
L_t	Comprimento do tubo
m	Número de semi-ondas longitudinais entre cavernas
m_e	Parâmetro utilizado no cálculo de P_{cr}^e
M	Momento de conformação
MZ	Momento aplicado no modelo numérico de conformação
MOD	Máxima profundidade de operação do submarino
n	Modo de falha do casco resistente
n_1	Modos de flambagem global
n_2	Modos de flambagem entre cavernas
p_c	Pressão de colapso entre cavernas
p_{cav}	Pressão de flambagem da caverna
p_{cr}^i	Pressão de colapso da calota
P_{cr}^i	Pressão de colapso de flambagem inelástica
P_{cr}^e	Pressão de colapso de flambagem elástica

$P_{Cr}^e \Big _{Mises}$	Pressão de colapso elástica para diferentes modos de falha n
p_{cr}^{el}	Pressão de colapso de elástica da calota
P_{gl}^n	Pressão de colapso global do compartimento estrutural
p_y	Pressão que causa o escoamento da calota
Q	Parâmetro definido pelo modelo de PULOS e SALERNO (1961).
Q'	Parâmetro utilizado no cálculo de RB
R	Raio externo do casco resistente
R_a	Raio de dimensionamento da calota
R_c	Distância do CG da caverna com chapa colaborante até a linha de centro do casco resistente
R_f	Distância da linha de base inferior do flange até a linha de centro do casco resistente.
R_m	Raio médio do casco resistente
R_s	Distância do CG da caverna isolada até a linha centro do casco resistente
RB	Raio de curvatura
ROTX	Rotação no eixo X
ROTY	Rotação no eixo Y
ROTZ	Rotação no eixo Z
t	Espessura nominal da chapa do casco
UX	Deslocamento no eixo X
UY	Deslocamento no eixo Y
UZ	Deslocamento no eixo Z
$\{u\}$	Vetor de deslocamentos
w_o	Falta de circularidade mínima
$w_{o_{projeto}}$	Falta de circularidade de projeto de 0,3% de R_m
y	Distância a partir da linha neutra da chapa
v_o	Deslocamento máximo no centro na coluna
$v(z)$	Variação do defeito geométrico ao longo da coluna
v_1	Amplitudes do defeito devido à falta de circularidade

v_2	Amplitudes do defeito devido ao empenamento da chapa entre caverna
Z	Obtido por meio da formulação de KENNARD (1959)
z	Coordenada longitudinal do cilindro

Alfabeto Grego

α	Parâmetro utilizado no cálculo de P_{cr}^e
α_p	Parâmetro utilizado no cálculo de P_{cr}^i axissimétrica
β	Parâmetro utilizado no cálculo de p_{cav}
δ	Deslocamento no centro da chapa devido à tensão residual de soldagem
ε	Deformação
η	Parâmetro utilizado pelo modelo de FAULKER (1977) para o cálculo da tensão residual devido a soldagem na caverna no casco resistente
θ	Dimensão angular do segmento de chapa
θ_0	Ângulo de incidência
θ'	Coordenada radial do cilindro
λ	Comprimento de onda
λ_c	Adimensional da coluna
ν	Coeficiente de Poisson
ν_p	Coeficiente de Poisson no regime não-linear
π	Constante 3,1415
ρ	Raio de giração
$\{\sigma\}$	Tensor de tensão
σ_c	Tensão de compressão no flange do cilindro perfeito
σ_c'	Tensão de compressão no pé da caverna do cilindro perfeito
σ_{eq}	Tensão equivalente de von Mises
σ_f	Tensão de flexão devido à falta de circularidade
$\sigma_{f_{flange}}$	Tensão de flexão no flange escoado
σ_{mx}	Tensão de membrana longitudinal

$\sigma_{m\theta}$	Tensão de membrana circunferencial
σ_p	Tensão de proporcionalidade
σ_{rc}	Tensão residual circunferencial na chapa do casco devido à contração pela soldagem
σ_{rf}	Tensão residual circunferencial no flange da caverna devido à contração pela soldagem
σ_{re}	Tensão radial de flexão no pé da caverna
σ_r	Tensão radial no pé da caverna
σ_R	Tensão residual de compressão no centro do perfil
σ_Y	Tensão no eixo Y
$\sigma_{0,2}$	Tensão de escoamento a uma deformação de 0,2%
σ_φ	Tensão na superfície do material
ϕ	Constante utilizada no cálculo de P_{cr}^i lobular
φ	Direção arbitrária
χ	Parâmetro utilizado no cálculo de P_{cr}^i
χ'	Parâmetro utilizado no cálculo de p_{cav}
ψ	Ângulo de difração

1 INTRODUÇÃO

1.1 Contextualização

O casco resistente é a estrutura mais crítica de um submarino. Consiste em um vaso de pressão estanque, normalmente cilíndrico, reforçado externa ou internamente por cavernas (perfil formado por alma e flange), e que deve suportar a diversos tipos carregamentos, como por exemplo: pressão hidrostática da água do mar (estática e ciclicamente), explosão submarina, colisão, entre outros (Figuras 1 e 2). A falha desta estrutura pode causar a destruição do submarino, com perda de vidas humanas e, conseqüentemente, prejuízos financeiros e políticos. Dessa forma, devido à sua importância, o dimensionamento do casco resistente é conservador e baseado em critérios de projeto validados por meio de testes em modelos e protótipos, e também por simulações numéricas. Além disso, a sua construção é cercada de grande controle a fim de garantir a qualidade dos materiais e dos processos de fabricação (BANKS e KUGLES, 1986).

Figura 1: desenho esquemático de um casco resistente hipotético (GRANDEZ, 2012).

Figura 2: indicação dos principais componentes do casco resistente do submarino francês *Redoutable* posicionadas externamente ao casco.

MARTINEZ (1987) mostra em seu trabalho que, para o dimensionamento do casco resistente, os critérios de projeto americano, inglês e alemão avaliam a estrutura utilizando formulações analíticas em que o modo de falha por instabilidade, devido à pressão hidrostática da água do mar, é predominante. Então, com estes critérios é possível determinar a pressão em que ocorre o colapso do submarino a partir da geometria do casco resistente e do material utilizado na construção.

Durante a fabricação do casco resistente, diversos defeitos são induzidos na estrutura. Tais defeitos reduzem a pressão de colapso do submarino, como por exemplo (GARCIA, 1984):

- a) Ovalização do cilindro (falta de circularidade);
- b) Empenamento da caverna;
- c) Empenamento do flange;
- d) Contração da chapa do casco resistente;
- e) Tensões residuais;
- f) Trincas e vazios nos cordões de soldas, entre outros.

Atualmente, devido às limitações dos processos de fabricação, os defeitos produzidos durante a construção não podem ser eliminados. Tais defeitos

devem ser considerados no projeto e controlados durante a construção já que reduzem a capacidade do casco resistente em resistir à pressão hidrostática (MARTINEZ, 1987; MASSAROTI, 1991).

Entre os defeitos listados anteriormente, as tensões residuais são introduzidas no casco resistente devido às deformações plásticas decorrentes do processo de fabricação. Por exemplo, durante a conformação a frio das chapas do casco e do flange das cavernas, ocorrem deformações plásticas importantes e que irão produzir tensões residuais com valores da ordem do limite de escoamento do material utilizado na construção (BRANCO *et al.*, 1999; GRAHAM, 2007). Outra fonte importante de tensões residuais é o processo de soldagem. Os gradientes térmicos gerados com este processo causam deformações permanentes, afetando a distribuição de tensões nas regiões próximas ao cordão de solda (GRUNITZ, 2003).

Além da presença das tensões residuais, a falta de circularidade produzida durante a fabricação é um defeito importante a ser considerado no projeto do casco resistente, pois, introduz momentos de flexão no casco, facilitando o colapso (MACKAY, KEULEN e SMITH, 2011).

Vários estudos mostram que a tensão residual reduz a pressão de colapso do casco resistente. KIRSTEIN (1957), KRENZKE (1960) e BUSHELL (1980) mostraram por meio de modelos numéricos e experimentais que a tensão residual devido à soldagem e conformação a frio pode reduzir em até 30% a pressão de colapso de cilindros reforçados. LUNCHICK (1970) mostrou analiticamente, que a conformação a frio pode reduzir em até 20% a pressão de colapso do submarino.

Em resumo, o efeito da presença da tensão residual pode ser considerado equivalente à introdução de uma carga adicional que atua como um pré-carregamento na estrutura. Este efeito reduz a resistência estrutural do casco resistente, sendo, portanto, um fator que contribui na falha da estrutura.

1.2 Objetivos

São os objetivos deste trabalho:

a) Contribuir na formação de pessoal envolvido nas atividades de projeto de cascos resistentes.

b) Verificar a influência da tensão residual de conformação a frio na redução da pressão de colapso de cascos resistentes com 6, 8 e 10 m de diâmetro, para diferentes espessuras de chapa do casco e do flange das cavernas. Para isso foi realizado um modelo numérico de elementos finitos simulando, simplificadamente por um problema de flexão pura, o processo de conformação a frio da chapa do casco resistente e do flange da caverna, a fim de se obter os perfis de tensão residual circunferencial e longitudinal através da espessura do material. Posteriormente, os perfis obtidos foram introduzidos em um modelo numérico do casco resistente, em que também foram consideradas não-linearidades geométricas e de material, a fim de se quantificar a redução na pressão de colapso devido à presença das tensões residuais. Os resultados numéricos de pressão de colapso também foram comparados com resultados analíticos obtidos com o critério alemão de projeto.

c) Realizar um estudo de caso da influência de perfis de tensão residual definidos a partir de ensaios em protótipos de submarinos, na redução da pressão de colapso de um submarino real (KINGSTON *et al.*, 2006; CTMSP, 2014). Neste estudo foi realizado um modelo numérico do submarino espanhol S-80 em que, além da tensão residual, foram consideradas não-linearidades geométricas e de material (NAVANTIA, 2014). Os resultados obtidos também foram comparados com resultados analíticos obtidos utilizando o critério alemão de projeto.

1.3 Justificativa da escolha

Desde a década de 70, a Marinha do Brasil vem trabalhando para permitir que o Brasil domine a tecnologia de projeto e construção de submarinos. É crescente o interesse, em segmentos da indústria, meios acadêmicos e setores

do governo brasileiro pelo projeto e construção de submarinos. Recentemente, a publicação pelo governo da Estratégia Nacional de Defesa reforçou a posição do país em investir em submarinos (MINISTÉRIO DA DEFESA, 2008).

Sendo o casco resistente uma estrutura crítica, o conhecimento dos parâmetros que influenciam no seu comportamento estrutural precisa ser dominado para garantir a segurança do submarino.

Dessa forma, este trabalho irá contribuir para melhorar o entendimento da tensão residual na falha por instabilidade do casco, fornecendo resultados preliminares e permitindo que a comunidade científica brasileira possa avançar nos estudos nesta área.

Por ser um assunto tratado de maneira sigilosa pelos países construtores de submarinos, a disponibilidade de informações em fontes abertas é limitada, e quando existente, não é apresentada de maneira clara, sendo omitidos detalhes que não permitam o entendimento completo da informação. Por exemplo, MCGREGOR e ROGGE (2010) apresentam resultados de medição de tensão residual em um submarino canadense classe *Victoria*, mas o estudo não apresenta as dimensões do casco e o procedimento de medição não é claramente discutido. Outro exemplo são os resultados de tensão residual apresentados por FICQUET *et al.* (2012) para o casco resistente do submarino francês *Rubis*. As curvas apresentadas são adimensionalizadas em função da geometria do casco resistente que não é apresentado no trabalho.

Com isso, para que o Brasil efetivamente avance no domínio da tecnologia de submarinos é necessário investir em pesquisa nacional que permita o desenvolvimento de tecnologia própria. Nesse contexto, este trabalho procura contribuir com resultados que podem ser base para estudos futuros no país.

1.4 Organização do trabalho

Este trabalho está organizado em 7 capítulos.

O capítulo 1 apresenta uma introdução ao problema em estudo e as justificativas da escolha do tema.

O arranjo típico de um casco resistente e um exemplo de critério de projeto (critério alemão) utilizado no dimensionamento de cascos resistentes são apresentados resumidamente no capítulo 2. Segue-se, no capítulo 3, uma apresentação sobre a origem da tensão residual, técnicas de medição e sua influência na falha de cilindros reforçados.

O capítulo 4 apresenta uma modelagem numérica simplificada do processo de conformação a frio em que são obtidas curvas de tensão residual na chapa do casco resistente e no flange da caverna para diferentes espessuras e diâmetros. Os perfis de tensão residual de conformação obtidos são utilizados na análise de instabilidade de cascos resistentes com 6, 8 e 10 m de diâmetro, e os resultados são apresentados no capítulo 5.

O capítulo 6 apresenta um estudo de caso da influência da tensão residual na instabilidade estrutural do casco resistente do submarino espanhol S-80 (NAVANTIA, 2014). Neste estudo foram utilizadas curvas de tensão residual definidas a partir de resultados experimentais em protótipos de submarinos.

Finalmente, o capítulo 7 apresenta as conclusões do trabalho.

2 CASCOS RESISTENTES DE SUBMARINOS

2.1 Arranjo estrutural típico

As estruturas que formam o submarino podem ser divididas em duas classes: estruturas resistentes e não resistentes. As estruturas resistentes são aquelas que suportam o carregamento da pressão hidrostática da água do mar, como por exemplo, o casco resistente e os tubos de torpedos. As estruturas não resistentes são aquelas que não suportam o carregamento da pressão da água do mar, sendo regiões de livre alagamento. Em geral, são estruturas leves, podendo ser internas, como conveses e tanques, ou externas, como a superestrutura e a vela (BURCHER e RYDILL, 1998).

No projeto de um submarino, o peso estrutural representa aproximadamente 45% do peso total do submarino, sendo que o casco resistente contribui significativamente nesta parcela. Assim, é importante que o casco resistente seja estruturalmente eficiente, ou seja, utilize a máxima capacidade de resistência do material para, assim, reduzir o peso estrutural. O restante do peso do submarino é composto por equipamentos, sistemas auxiliares à operação, armamentos, gêneros alimentícios, combustível, entre outros componentes. Em engenharia naval o peso de um submarino é quantificado por meio do volume de água deslocado, sendo que, entre os submarinos militares atualmente em operação, existe uma grande variação de deslocamentos. Por exemplo, o submarino nuclear russo classe *Typhoon* possui 24.000 ton sendo o maior submarino já construído, já o submarino diesel-elétrico iraniano classe *Ghadir* possui 120 ton (BURCHER e RYDILL, 1998).

Dentro deste contexto, GABLER (2000) afirma que o melhor formato para o casco resistente é o de uma esfera, que é, normalmente, adotado para submarinos de regate e pesquisa que submergem a profundidades em torno de 6.000 m. Entretanto, este formato não apresenta bom comportamento hidrodinâmico e possui volume interno reduzido, o que dificulta o arranjo de equipamentos em submarinos militares. Para contornar estas desvantagens, são

utilizados cascos resistentes com formato alongado (cilíndrico), o que garante resistência estrutural e fornece volume interno satisfatório para os sistemas abordo (Figura 1).

De um modo geral, o casco resistente de um submarino é formado por trechos cilíndricos e cônico reforçado externa e/ou internamente por reforços em formato “T” denominados cavernas, sendo elas formadas por dois componentes estruturais: alma e flange. Dessa forma, as principais dimensões a serem definidas no projeto do casco resistente são apresentadas na Figura 3, a saber: a é a altura da alma, e_a a espessura da alma, t a espessura da chapa do casco, e_f a espessura do flange, f a largura do flange e L_c a distância entre cavernas (GRANDEZ, 2012).

Figura 3: representação esquemática das principais dimensões das cavernas.

As extremidades do casco resistente são fechadas, normalmente, por calotas (ou tampos) em formato esférico, elíptico ou torisférico. Quanto às estruturas internas, podem existir anteparas resistentes a fim de segregar o submarino em regiões de segurança. Ainda, o casco pode apresentar cavernas gigantes, que são cavernas mais robustas utilizadas para reforçar o casco resistente (Figura 1).

Nas regiões de descontinuidade do casco resistente, como por exemplo, a transição cilíndrico-cone e em regiões de fixação de estruturas robustas como as anteparas resistentes, há a necessidade de compatibilizar os deslocamentos entre as regiões do casco, o que causa aumento de tensões. Para reduzir tais tensões e manter a integridade estrutural são utilizados anéis de

reforço, que aumentam localmente a inércia, permitindo que os critérios de projeto sejam respeitados (Figura 4) (KORMILITIN e KHALIZEV, 2009).

Figura 4: desenhos esquemáticos de anéis de reforço sobre uma antepara plana (a) e na transição entre trechos cônicos (b) (KORMILITIN e KHALIZEV, 2009).

2.2 Aspectos construtivos

Atualmente, os principais estaleiros construtores (por exemplo, HDW, DCNS, BAE System, Navantia) utilizam o conceito da modularidade, desenvolvido inicialmente pelos alemães. Neste conceito, visa-se construir o casco resistente em seções e subseções, o que contribui na redução do tempo de construção, pois facilita a integração de estruturas internas, como tanques e conveses e a instalação de grandes equipamentos, como turbinas, motores e gabinetes elétricos.

O procedimento de construção do casco resistente varia conforme o estaleiro construtor. Para exemplificar, será apresentado na próxima seção, um procedimento de fabricação proposto por BANKS e KUGLES (1986), que utiliza como referência a experiência alemã da empresa HDW apresentada resumidamente na Figura 5.

Figura 5: fluxo geral de construção de uma seção do casco resistente (BANKS e KUGLES, 1986).

2.3 Processo de construção da HDW

Conforme apresentam BANKS e KUGLES (1986), a primeira etapa na construção do casco resistente é a fabricação das cavernas (alma e flange). A alma é obtida a partir do corte de arcos diretamente de chapas planas fornecidas pela siderúrgica. Em seguida, são realizadas soldas de topo entre cada segmento de arco, formando, assim, a alma da caverna. Posteriormente, a alma passa por um processo de usinagem a fim de preparar a superfície para a soldagem com o flange. Já o flange da caverna é fabricado em segmentos de arco por conformação mecânica a frio, sendo que os arcos são soldados posteriormente formando o flange completo.

Por fim, alma e flange são unidos inicialmente por meio do ponteamto por solda, para serem conduzidos a uma máquina de soldagem

automática que utiliza os processos MIG/MAG. Nesta máquina, a solda de filete alma-flange é realizada nos dois lados da alma, simultaneamente, para concluir a fabricação da caverna (Figura 6).

Figura 6: desenho esquemático de uma caverna e os cordões de soldas típicos (a) com detalhe para a solda da união alma-flange (b).

A próxima etapa no processo é a conformação das chapas que definem o contorno externo do casco resistente. Para isso, utilizam-se máquinas de conformação com três rolos sendo as dimensões típicas das chapas a serem conformadas de 3 m (largura) X 7 m (comprimento) com espessuras variando entre 10 e 60 mm (Figura 7).

Figura 7: exemplo de chapa do casco resistente durante processo de conformação a frio (GRANDEZ, 2012).

Com as cavernas concluídas e a chapa do casco conformada, a construção da subseção pode ser iniciada. Para isto, as cavernas são posicionadas em um gabarito metálico e ponteadas na chapa (Figura 8). Neste gabarito também é realizada a solda de topo chapa-chapa por eletrodo revestido. Em seguida, a estrutura (chapa conformada com as cavernas ponteadas) é conduzida a uma máquina de soldagem, em que a solda de filete alma-chapa é realizada de forma automática com o processo MIG/MAG (Figura 9).

Ao final do processo, são realizadas inspeções dimensionais e ensaios não-destrutivos nas juntas soldadas, concluindo, assim, o processo de fabricação de uma subseção do casco resistente (Figura 10). Para finalizar a construção do casco resistente é realizada a união das subseções em que se utiliza soldagem automática a arco submerso (BANKS e KUGLES, 1986; DUBOURDIEU, 2007).

Figura 8: exemplos de gabarito de montagem das cavernas na chapa do casco resistente para formar uma subseção (DUBOURDIEU, 2007).

Figura 9: exemplo de máquina de soldagem automática da solda de filete alma-chapa (DUBOURDIEU, 2007).

Figura 10: desenho esquemático de uma subseção.

2.4 Materiais utilizados

No contexto histórico, logo após a segunda guerra mundial, a qualidade dos aços aplicados à indústria naval evoluiu quanto a sua resistência mecânica, o que permitiu o aumento da profundidade de operação dos submarinos, e, conseqüentemente, a ampliação de sua capacidade de ocultação (BAUJAT *et al.*, 1990) (Figura 11). Isso se deve ao fato do projeto de cascos resistentes ser baseado em critérios de instabilidade estrutural, em que a pressão de colapso do submarino (CD) é obtida em função do limite de escoamento ($\sigma_{0.2}$), do módulo de elasticidade (E) do material e da geometria da estrutura. Ou seja, a resistência mecânica dos aços é uma característica que afeta diretamente a operabilidade de um submarino.

Figura 11: aumento do limite de escoamento dos aços utilizados em cascos resistentes entre as décadas de 50 e 90 (BAUJAT *et al.*, 1990).

Além da resistência mecânica, o aço utilizado na construção de cascos resistentes deve apresentar características adicionais como (SMITH, 1994):

- a) Resistência à corrosão sob tensão;
- b) Custo reduzido para a fabricação e manutenção;
- c) Elevada tenacidade à fratura;
- d) Resistência à fadiga de baixo ciclo; e
- e) Presença reduzida de defeitos após a soldagem.

Dentre os ensaios realizados para qualificação de aços para cascos resistentes, pode-se citar o ensaio Charpy realizado a 84 °C negativos. Mesmo que esta temperatura não reflita a realidade operacional do submarino, a temperatura utilizada visa aumentar o conservadorismo no projeto deste tipo de estrutura (MILITARY SPECIFICATION, 1987; BAUJAT *et al.*, 1990). Quanto ao requisito de resistência à fadiga, a estrutura dos submarinos militares está submetida a elevadas tensões devido ao carregamento cíclico da pressão hidrostática da água que atua no casco à medida que o submarino mergulha e retorna a superfície. Dessa forma, a resistência à fadiga do material precisa ser avaliada com curvas de vida a fadiga obtidas com ensaios experimentais (KOPAVNICK, 2006). Dentro deste contexto, a empresa HDW usualmente dimensiona cascos resistentes para até 10.000 ciclos de operação entre a superfície e a máxima profundidade de operação do submarino (FRANITZA, 1989). O valor de ciclos considerados pela empresa HDW é da mesma ordem de grandeza dos ensaios de fadiga realizados pela empresa DCNS na obtenção da curva de vida a fadiga do aço francês 100HLES (BAUJAT *et al.*, 1990).

BANKS e KUGLES (1986) afirmam que os aços de alta resistência mais utilizados em submarinos são os temperados e revenidos. Aços austeníticos também são utilizados com menor frequência devido ao custo elevado, porém apresentam elevada discríção magnética¹. Finalmente, a Tabela 1 apresenta exemplos de aços utilizados em diferentes submarinos construídos a partir da década de 80.

¹ Capacidade do submarino em não ser detectado por sensores magnéticos.

Tabela 1: exemplos de aços utilizados na construção de cascos resistentes.

Aço	$\sigma_{0,2}$ (MPa)	Classe de Submarinos	País Construtor
60HLES	450	<i>Agosta</i>	França
HY80	550	IKL209	Alemanha
		<i>Los Angeles</i>	Estados Unidos
Q1N	550	<i>Astute</i>	Inglaterra
HY100	700	<i>Seawolf</i>	Estados Unidos
80HLES	700	<i>S-80</i>	Espanha
		<i>Rubis</i>	França
		<i>Barracuda</i>	
		<i>Le Redoutable</i>	
100HLES	900	<i>Le Triomphant</i>	França

2.5 Critérios de projeto

O dimensionamento do casco resistente é realizado com critérios de projeto próprios de cada país construtor (por exemplo, Alemanha, China, Estado Unidos, França, Inglaterra, Rússia, entre outros). Estes critérios foram desenvolvidos ao longo de anos, baseados em estudos analíticos, numéricos e experimentais, visando garantir a segurança no projeto estrutural. Em geral, os critérios disponíveis em fontes abertas dimensionam o casco resistente para operar com segurança até uma máxima profundidade de operação (*MOD*) e definem a pressão de colapso requerida (CD_{req}) multiplicando a *MOD* por um fator de segurança (*k*) adotado no critério de projeto. Dentre os critérios de projeto disponíveis em fontes abertas, será apresentado, resumidamente, o alemão, obtido no trabalho de MARTINEZ (1987).

2.5.1 Critério alemão de projeto

O critério alemão de projeto de cascos cilíndricos resistentes foi estudado por MARTINEZ (1987). Seu trabalho apresenta o equacionamento

necessário para o dimensionamento dessa estrutura. Além disso, detalhes do critério também são apresentados por BUREAU VERITAS (1975), GERMANISCHER LLOYD (1988) e FRANITZA (1989).

2.5.1.1 Hierarquia de falha

O critério alemão considera quatro modos de falha para o casco resistente, a saber:

- a) Flambagem entre cavernas (Figura 12):
 - a.1) Com a formação de lóbulos circunferenciais (lobular); e
 - a.2) Sem a formação de lóbulos circunferenciais (axissimétrica).
- b) Escoamento do flange das cavernas;
- c) Escoamento do pé² da alma das cavernas; e
- d) Flambagem global.

A Figura 13 ilustra a hierarquia de falhas considerada pelo critério alemão de projeto. Observa-se que a pressão de colapso (*CD*) é caracterizada pela ocorrência simultânea do colapso do casco entre cavernas e também do escoamento do flange e do pé da alma da caverna. É estabelecido ainda que a flambagem global da estrutura deva ocorrer a uma profundidade 40% superior à *CD*.

O fator de segurança *k* adotado é de 2,0 para aços ferríticos e 2,5 para aços austeníticos que visa cobrir incertezas associadas ao projeto, como aproximações dos modelos analíticos, e diferenças entre resultados teóricos e experimentais (MARTINEZ, 1987).

² Define-se pé da caverna a região da junção alma-chapa do casco resistente.

Figura 12: modos de falha entre cavernas com lóbulos (a) e axissimétrica (b).

Figura 13: representação da hierarquia de falha do critério alemão de projeto MARTINEZ (1987).

O projeto do casco resistente com o critério alemão é iterativo. Inicialmente, definem-se os parâmetros principais de entrada, como as dimensões da caverna, material e posição dos suportes do casco em função do arranjo do submarino. Posteriormente, avaliam-se cada modo de falha e os resultados obtidos são comparados com as restrições impostas pelo critério de projeto. Caso o critério não seja respeitado, inicia-se novamente o processo, alterando os dados de entrada. Assim, com base na formulação do critério alemão, disponível em MARTINEZ (1987), foi desenvolvido o fluxograma de projeto apresentado na Figura 14.

Analisando globalmente o equacionamento do critério alemão, que será apresentado nas próximas seções, nota-se que o modo de flambagem entre

cavernas (lobular e axissimétrica) depende essencialmente das propriedades mecânicas do material, da espessura da chapa e da distância entre cavernas. Assim, para um dado material, para se aumentar a pressão de colapso entre cavernas, deve-se aumentar a espessura da chapa e/ou reduzir a distância entre cavernas. Por outro lado, os modos de falhas por flambagem global, do escoamento do flange e do pé da caverna são dependentes das propriedades mecânicas do material, altura e espessura da alma e da espessura e largura do flange. Em geral, para se aumentar a pressão de colapso global, deve-se reforçar a alma e o flange da caverna.

Figura 14: fluxograma geral de projeto do critério alemão.

2.5.1.1.1 Flambagem entre cavernas

Este modo de falha pode ocorrer com a formação de lóbulos circunferenciais (lobular) ou sem a formação de lóbulos circunferenciais (axissimétrica). A flambagem lobular e a axissimétrica são quantificadas com os modelos de REYNOLDS (1960) e LUNCHICK (1961), respectivamente. Estes

trabalhos também utilizam o modelo analítico de PULOS e SALERNO (1961) para o cálculo de tensões na caverna, apresentado em detalhes por MARTINEZ (1987).

2.5.1.1.1.1 Com formação de lóbulos circunferenciais (lobular)

Matematicamente, a pressão de flambagem do casco entre cavernas é dada por,

$$P_{Cr}^i = P_{Cr}^e \frac{1-v^2}{1-v_p^2} \left[\frac{E_t}{E} \left(1 - \frac{3\phi}{4} \right) + \frac{E_s}{E} \frac{3\phi}{4} \right], \quad (1)$$

$$P_{Cr}^e = \frac{2\pi^2 (E)(F) \left(\frac{t}{R} \right)^2}{3\phi(1-v^2)} \frac{(R_m)(t)}{L^2 [3-2\phi(1-F)]}, \quad (2)$$

$$\phi = 1,23 \frac{\sqrt{(R_m)(t)}}{L}, \quad (3)$$

$$v_p = \frac{1}{2} - \frac{E_s}{E} \left(\frac{1}{2} - v \right), \quad (4)$$

sendo t a espessura da chapa, L a distância entre as almas da caverna (Figura 3), R_m o raio médio do casco, P_{Cr}^i a pressão de flambagem inelástica do casco entre cavernas com a formação de lóbulos circunferenciais, P_{Cr}^e a pressão de flambagem elástica do casco entre cavernas, v o coeficiente de Poisson, E o módulo de elasticidade do material, E_t o módulo tangencial, E_s o módulo secante, ϕ uma constante definida pela Eq. (3) e v_p o coeficiente de Poisson na região não-linear da curva *tensão x deformação* do material.

A Eq. (2) é obtida a partir da equação de von Mises para a flambagem entre cavernas, escrita como,

$$P_{cr^e}|_{Mises} = \left\{ \frac{1}{3} \left(\frac{2E}{1-\nu^2} \right) \left(\frac{t}{2R_m} \right)^3 \left[n^2 - 1 + \left(\frac{\pi R_m}{L} \right)^2 \right]^2 + \frac{\frac{Et}{R_m}}{\left[n^2 \left(\frac{L}{\pi R_m} \right)^2 + 1 \right]^2} \right\} \frac{1}{n^2 - 1 + \frac{1}{2} \left(\frac{\pi R_m}{L} \right)^2}. \quad (5)$$

Com a equação de von Mises, é possível obter o valor mínimo da pressão de flambagem elástica entre cavernas (P_{cr^e}) variando o valor de n que representa o número do modo de flambagem entre cavernas.

O fator F é uma relação entre tensões obtida com o modelo de PULOS e SALERNO (1961) apresentado em detalhes por MARTINEZ (1987). Assim,

$$F = \frac{\sigma_{mx}}{\sigma_{m\theta}}, \quad (6)$$

sendo σ_{mx} a tensão de membrana longitudinal e $\sigma_{m\theta}$ a tensão de membrana circunferencial. Por sua vez, a tensão equivalente de von Mises é dada por,

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{m\theta}^2 + \sigma_{mx}^2 - \sigma_{m\theta}\sigma_{mx}}. \quad (7)$$

É possível determinar os módulos de elasticidade tangencial e secante, em função das propriedades mecânicas do material, da tensão proporcional e da tensão equivalente de von Mises existente na caverna utilizando a norma alemã DEUSTSCHES INSTITUT FUR NORMUNG (1952). Por exemplo, para aços ferríticos, E_t e E_s são dados pelas equações,

$$E_t = E \left[1 - \left(\frac{\sigma_{eq} - \sigma_p}{\sigma_{0,2} - \sigma_p} \right)^2 \right], \quad (8)$$

$$E_s = \frac{\sigma_{eq}}{\frac{\sigma_p}{E} + \left(\frac{\sigma_{0,2} - \sigma_p}{2E} \right) \log \left(\frac{\sigma_{0,2} + \sigma_{eq} - 2\sigma_p}{\sigma_{0,2} - \sigma_{eq}} \right)}, \quad (9)$$

onde a tensão proporcional é definida como,

$$\sigma_p = (0,8) \sigma_{0,2} . \quad (10)$$

A Figura 15 representa, esquematicamente, para um ponto P na região não-linear da curva *tensão x deformação* os módulos de elasticidade E_t e E_s .

Figura 15: representação esquemática dos módulos tangente e secante para um dado ponto P na região não-linear da curva *tensão x deformação*.

A partir do cálculo de P_{cr}^i , pode-se obter a pressão de flambagem do casco entre cavernas, p_c , aplicando-se um fator de redução devido à presença de tensões residuais e de defeitos de fabricação, obtido com testes experimentais, conforme mostra a Figura 16 (LUNCHICK, 1970).

Figura 16: fator de redução na pressão crítica de flambagem entre cavernas (MARTINEZ, 1987).

A fim de facilitar a implementação computacional, a curva da Figura 16 foi aproximada pela função,

$$p_c = 0,7593(P_{cr}^i) \left(\frac{P_{cr}^e}{P_{cr}^i} \right)^{0,1583}. \quad (11)$$

2.5.1.1.1.2 Flambagem do casco entre cavernas sem a formação de lóbulos (axissimétrica)

Para este modo de falha a pressão de flambagem inelástica do casco é dada por,

$$P_{cr}^i = \frac{2}{\sqrt{3(1-\nu_p^2)}} E_s \left(\frac{t}{R_m} \right)^2 C \left[\left(\frac{\alpha_p L}{m\pi} \right)^2 + \frac{1}{4} \left(\frac{m\pi}{\alpha_p L} \right)^2 \right], \quad (12)$$

sendo que α_p e C são obtidas com as equações,

$$\alpha_p = \frac{\sqrt[4]{3 \left(\frac{A_2}{A_1} - v_p^2 \frac{A_{12}^2}{A_1^2} \right)}}{\sqrt{(R_m)(t)}}, \quad (13)$$

$$C = \sqrt{\frac{A_1 A_2 - v_p^2 A_{12}^2}{1 - v_p^2}}, \quad (14)$$

sendo m o número de semi-ondas longitudinais entre cavernas associadas ao modo de flambagem, sendo igual ao número inteiro mais próximo da razão $\alpha_p L / \pi$. Ainda são definidos pelo critério alemão os seguintes parâmetros,

$$A_1 = 1 - \frac{1 - E_t/E_s}{4(1 - v_p^2) \chi H''} \left[(2 - v_p) - (1 - 2v_p) \frac{1}{F} \right]^2, \quad (15)$$

$$A_2 = 1 - \frac{1 - E_t/E_s}{4(1 - v_p^2) \chi H''} \left[(1 - 2v_p) - (2 - v_p) \frac{1}{F} \right]^2, \quad (16)$$

$$A_{12} = 1 + \frac{1 - E_t/E_s}{4v_p(1 - v_p^2) \chi H''} \left[(2 - v_p) - (1 - 2v_p) \frac{1}{F} \right] \left[(1 - 2v_p) - (2 - v_p) \frac{1}{F} \right], \quad (17)$$

$$H'' = 1 + \frac{1 - E_t/E_s}{4(1 - v_p^2) \chi} \left\{ \left[(2 - v_p) - (1 - 2v_p) \frac{1}{F} \right]^2 - 3(1 - v_p) \right\}, \quad (18)$$

$$\chi = 1 - \frac{1}{F} + \frac{1}{F^2}. \quad (19)$$

A pressão de flambagem elástica do casco entre cavernas para o modo de falha em estudo é dado por,

$$P_{cr^e} = \frac{2}{\sqrt{3(1-\nu^2)}} E \left(\frac{t}{R_m} \right)^2 \left[\left(\frac{\alpha L}{m_e \pi} \right)^2 + \frac{1}{4} \left(\frac{m_e \pi}{\alpha L} \right)^2 \right], \quad (20)$$

onde,

$$\alpha = \frac{\sqrt[4]{3(1-\nu^2)}}{\sqrt{(R_m)(t)}}, \quad (21)$$

sendo que m_e é tomado como o número inteiro mais próximo da razão $\alpha L / \pi$. Então, aplicando-se o fator de redução apresentado na Figura 16 é possível obter a pressão de colapso entre cavernas sem a formação de lóbulos.

2.5.1.1.2 Escoamento do flange da caverna

Neste modo de falha, calcula-se a pressão em que a tensão equivalente de von Mises no flange da caverna atinge o valor do limite de escoamento do material. Essa tensão é calculada pela superposição de dois estados de tensões no flange: o primeiro corresponde ao estado de tensões compressivas considerando um casco perfeito e o segundo, corresponde ao estado de tensões de flexão devido à falta de circularidade do casco. A tensão proveniente do modelo do casco perfeito é calculada com a formulação de PULOS e SALERNO (1961). Já a tensão de flexão devida à falta de circularidade é obtida pela formulação de KENDRICK (1970) (Figura 17).

Outra forma utilizada para se avaliar este modo de falha consiste em considerar que o flange escoar na pressão de colapso requerida (CD_{req}) e, assim, avalia-se a falta de circularidade mínima admissível para o casco. Então, este valor é comparado com a falta de circularidade que o estaleiro construtor pode atender. Para o critério alemão, o valor da falta de circularidade obtida com o cálculo analítico, w_o , deve ser superior a 0,3% do raio médio do casco resistente,

$w_{o_{projeto}}$, como afirma MARTINEZ (1987).

Então, conhecendo a CD_{req} , calcula-se a tensão de compressão no flange das cavernas do casco perfeito como (Figura 18),

$$\sigma_c = \frac{(CD_{req})(Q)(R_m)^2}{A' + (e_a)(t)} \frac{1}{R_f}, \quad (22)$$

Adicionalmente, calcula-se a tensão de flexão devido à falta de circularidade como,

$$\sigma_f = w_o \frac{n^2 - 1}{R_c^2} E \frac{CD_{req}}{P_{gl}^n - CD_{req}} c, \quad (23)$$

onde,

$$w_o = \frac{\sigma_{0,2} - \frac{(CD_{req})(Q)(R_m)^2}{A' + (e_a)(t)} \frac{1}{R_f}}{\frac{n^2 - 1}{R_c^2} E \frac{CD_{req}}{P_{gl}^n - CD_{req}} c}, \quad (24)$$

sendo as variáveis R_f , c e R_c obtidas conforme a geometria da caverna (Figura 18). Para o cálculo de R_c e c deve-se utilizar o comprimento da chapa colaborante definida como,

$$b_f = 1,556 \sqrt{R_m t}. \quad (25)$$

Caso o comprimento da chapa colaborante seja maior que a distância entre cavernas (L_c), adota-se b_f igual à L_c (Figura 3). Além disso, com base na área da caverna sem chapa colaborante (A) é definido o parâmetro A' , como,

$$A' = A \frac{R_m}{R_s}. \quad (26)$$

Figura 17: tensão de compressão do casco perfeito e tensão devido à falta de circularidade (MARTINEZ, 1987).

Figura 18: representação dos parâmetros utilizados no cálculo de tensões na caverna.

O parâmetro n indicado na Eq. (23) representa a quantidade de ondas circunferenciais devido à falta de circularidade. Para as cavernas o cálculo de w_o deve ser feito para diferentes valores de n até que se obtenha o seu menor valor, normalmente, situado com n entre dois e seis.

Por sua vez, o parâmetro P_{gl}^n é a pressão de flambagem global do compartimento. Para um compartimento estrutural sem gigantes nas extremidades, P_{gl}^n é igual à pressão de flambagem da caverna, definida como,

$$P_{cav} = \frac{(n^2 - 1)(E)(I)}{(R_c)^3 (L_c)} \chi', \quad (27)$$

sendo,

$$\chi' = \frac{n^2 - 1}{n^2 - 1 + \frac{\beta^2}{2}}, \quad (28)$$

e,

$$\beta = \frac{\pi R_m}{L_g}, \quad (29)$$

sendo I o momento de inércia da caverna com chapa colaborante e L_g o comprimento do compartimento estrutural em estudo, que depende da identificação no casco dos seus suportes. Os suportes são estruturas transversalmente rígidas que restringem o deslocamento do casco resistente auxiliando as cavernas a suportarem a pressão hidrostática da água do mar. O critério alemão define como suportes: calotas de fechamento, anteparas resistentes, cavernas gigantes e transições cônicas com ângulos superiores a 20 graus (Figura 19). MARTINEZ (1987) indica em seu trabalho que a posição do suporte na calota de fechamento não é exatamente na transição casco-calota, mas a uma dada distância na direção da calota, sendo assim mais conservador (L_{g1} e L_{g5} na Figura 19). Entretanto o ponto exato onde se deve considerar como suporte na calota não é claramente definido. Além disso, é usual a adição de margens nos valores das distâncias entre suportes a fim de absorver possíveis evoluções nas posições dos suportes durante o projeto do casco resistente.

Figura 19: representação esquemática da distância entre suportes adotados pelo critério alemão de projeto.

Para o cálculo do momento de inércia da caverna I , considera-se o comprimento da chapa colaborante definida como,

$$b_f = \frac{2}{\alpha}, \quad (30)$$

onde α é obtido com Eq. (21).

2.5.1.1.3 Escoamento do pé da alma da caverna

Este modo de falha é definido como a pressão em que a tensão no pé da alma da caverna atinge o valor do limite de escoamento do material. Esta tensão é composta pela superposição de três estados de tensões distintos: tensão de compressão do casco perfeitamente circular, tensão de flexão no casco devido à falta de circularidade e a tensão de flexão na caverna devido ao empenamento lateral inicial induzido pela fabricação. A partir destas tensões é calculada uma tensão equivalente radial e outra circunferencial (Figura 20).

No critério alemão, considera-se que o pé da alma da caverna escoar na profundidade correspondente a CD_{req} e, então, calcula-se o valor do empenamento que produz este escoamento. De acordo com o critério, o valor obtido deve ser superior a 4 graus, que é a tolerância utilizada pelo estaleiro alemão para o empenamento da alma da caverna (MARTINEZ, 1987).

O modelo de PULOS e SALERNO (1961) apresenta uma formulação para o cálculo da tensão de compressão no pé da alma posicionada internamente a um casco perfeito (sem defeito),

$$\sigma'_c = \frac{(CD_{req})(Q)(R_m)^2}{A' + (e_a)(t)} \frac{1}{R_m - \frac{t}{2}}, \quad (31)$$

Figura 20: representação esquemática das tensões no pé da alma da caverna (MARTINEZ, 1987).

Conforme indica a Figura 21, verificam-se tensões de sentidos opostos, atuando sobre a alma da caverna em relação ao Centro de Gravidade (CG). A tensão de flexão no flange, supondo o flange escoado e a tensão de flexão no pé da alma da caverna são, respectivamente,

$$\sigma_{f_{flange}} = -(\sigma_{0,2} - \sigma_c), \quad (32)$$

$$\sigma_f = (\sigma_{0,2} - \sigma_c) \frac{c'}{c}, \quad (33)$$

na qual σ_c é definido pela Eq. (22). Os parâmetros geométricos c e c' são indicados na Figura 21.

O cálculo da tensão radial no pé da caverna posicionada internamente ao casco resistente devido à compressão direta da chapa do casco é dado pela seguinte expressão,

$$\sigma_r = -\frac{L_o}{e_a}, \quad (34)$$

sendo L_o definido pela equação,

$$L_o = \frac{(\sigma_{0,2})(A)}{R_m \pm \frac{t}{2}}. \quad (35)$$

Figura 21: tensão σ_f e esforço L_o .

O cálculo da tensão radial de flexão da alma de cavernas posicionadas internamente ao casco resistente devido ao empenamento θ_o é dado por,

$$\sigma_{re} = -(Z)(\theta_o), \quad (36)$$

onde Z é obtido por meio da formulação de KENNARD (1959) em função da geometria da caverna, sendo apresentada em detalhes por MARTINEZ (1987). Assim, as tensões circunferencial e radial totais são, respectivamente, dadas por,

$$\sigma_c = \sigma'_c + \sigma_f - (v)(\sigma_{re}), \quad (37)$$

$$\sigma_r = \sigma_r - \sigma_{re}. \quad (38)$$

Finalmente, a tensão equivalente no pé da alma da caverna é obtida por,

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_c^2 + \sigma_r^2 - (\sigma_c)(\sigma_r)}, \quad (39)$$

sendo que o escoamento no pé da caverna ocorre quando,

$$\sigma_{eq} = \sigma_{0,2}. \quad (40)$$

Agrupando as equações anteriores, pode-se obter o empenamento inicial θ_o em que o pé da alma da caverna irá escoar resolvendo,

$$\sigma_{0,2}^2 = [\sigma_c + \sigma_f \pm (v)(Z)\theta_o]^2 + [\sigma_r \pm (Z)\theta_o]^2 - [\sigma_c + \sigma_f \pm (v)(Z)\theta_o](\sigma_r \pm Z.\theta_o). \quad (41)$$

2.5.1.1.4 Flambagem global

A partir do equacionamento apresentado anteriormente, calcula-se a pressão de flambagem global da estrutura P_{gl}^n , que representa a flambagem generalizada do casco. Para um casco resistente que possui apenas as calotas de fechamento ou anteparas rígidas como suporte, P_{gl}^n é obtido por meio do cálculo da pressão de flambagem das cavernas, apresentada na Eq. (27). Caso o casco resistente possua cavernas gigantes o trabalho de MARTINEZ (1987) apresenta formulações adicionais para o cálculo de P_{gl}^n .

2.5.1.2 Critério de projeto para calotas esféricas

O dimensionamento das calotas de fechamento esféricas com o critério alemão de projeto é apresentado por GERMANISCHER LLOYD (1988) e por

FRANITZA (1989). Estas referências apresentam um modelo analítico fundamentado em resultados experimentais obtidos pelo laboratório americano *David Taylor Model Basin* (DTMB). Assim, a pressão de flambagem elástica de uma calota esférica é definida como,

$$p_{cr}^{el} = 0,84E \frac{h}{R_a^2}, \quad (42)$$

sendo h a espessura da calota e,

$$R_a = 1,4R. \quad (43)$$

Então, é possível determinar a pressão que causa o escoamento da calota como,

$$p_y = \frac{2\sigma_{0,2}hR_{cm}}{R_a^2}. \quad (44)$$

A partir da razão p_{cr}^{el}/p_y , pode-se obter um fator de redução da pressão de flambagem da calota utilizando a curva obtida experimentalmente por COSTELLO e NISHIDA (1967). Nesta curva, o fator de redução é definido a partir do tipo de tratamento térmico de alívio de tensões. Então, é possível determinar a pressão de colapso da calota p_{cr}^i que deve ser maior ou igual à CD_{req} do submarino (Figura 22).

Figura 22: fator de redução para a calota esférica (COSTELLO e NISHIDA, 1967).

2.6 Validação numérica

Com o desenvolvimento de computadores mais baratos e com maior capacidade de processamento, a análise numérica utilizando o Método dos Elementos Finitos se tornou comum para avaliar a capacidade de resistência de cascos resistentes. A análise numérica visa validar os resultados obtidos por meio de cálculos analíticos já que estes possuem limitações e simplificações que o modelo numérico pode contornar (por exemplo, não-linearidades geométricas e de material, descontinuidades geométricas, entre outras). Com isso, diversos tipos de modelos numéricos são utilizados, empregando diferentes elementos, critérios de falha, regras de encruamento e métodos de solução. Nesse contexto, este item irá apresentar as principais técnicas de modelagem de problemas de instabilidade de cascas, usualmente apresentadas na literatura.

Para a avaliação da integridade do casco resistente, normalmente são utilizadas três tipos de análises numéricas (MACKAY, 2007):

a) Análise linear elástica: realizada com a estrutura perfeita, ou seja, sem defeitos de fabricação. Utilizada para avaliar os níveis de tensão no casco principalmente nas interfaces com outras estruturas como tanques, conveses,

antepara entre outras. Com isso é possível verificar se o critério de projeto é atendido e identificam-se as regiões do casco que necessitam de reforço.

b) Análise de flambagem elástica: realizada com a estrutura perfeita, a análise de flambagem elástica tem por objetivo verificar os modos de falha do casco e estimar a pressão crítica em que ocorre a instabilidade da estrutura. Usualmente, esta análise não apresenta valores de pressão de colapso conservadores, sendo necessário realizar análises não-lineares para obter resultados mais adequados.

c) Análise não-linear de instabilidade: este tipo de análise é a mais adequada para estimar a pressão de colapso do casco resistente. Nesse tipo de análise são considerados defeitos de fabricação, como a falta de circularidade, não-linearidades geométricas por meio da teoria dos grandes deslocamentos e grandes deformações, e também não-linearidades de material (plasticidade).

Para a produção do modelo numérico de avaliação da instabilidade o elemento finito largamente utilizado é o de casca com interpolação linear, sendo a geometria do modelo ajustada na linha neutra do casco resistente. Entretanto, este tipo de elemento apresenta limitações que precisam ser consideradas, especialmente quando utilizado na análise não-linear (MACKAY, 2011).

Para a utilização do elemento de casca linear, diversas referências indicam que a integração reduzida deve ser utilizada para prevenir a ocorrência do travamento por cisalhamento (*shear locking*) durante a análise (MACKAY, 2011; ANSYS, 2013). O travamento por cisalhamento é um erro numérico que é observado em problemas dominados pela flexão. Este tipo de erro pode comprometer o cálculo das deformações e induzir a obtenção de tensões falsas no modelo numérico. No *software* Ansys, o elemento indicado para análise não-linear de instabilidade é o *shell181* que possui interpolação linear, integração reduzida e seis graus de liberdade por nó (rotação e translação nos eixos X, Y e Z) (ANSYS, 2013).

O tipo de encruamento também varia entre os estudos apresentados na literatura. MACKAY (2007) cita que o encruamento isotrópico e o cinemático são utilizados em análises não-lineares de cascos resistentes, sendo o isotrópico o mais utilizado. Além disso, GRAHAM (2007) mostrou por meio de análises numéricas que o efeito *Bauschinger* não apresenta efeitos significativos na instabilidade de cascos e também recomenda o encruamento isotrópico para os modelos de instabilidade. PAIK e THAYAMBALLI (2003) também citam que o efeito *Bauschinger* pode ser desconsiderado em análises de instabilidade.

Já o critério de falha mais utilizado na literatura para análise de cascos resistentes é o critério de escoamento de von Mises. Outros critérios que consideram a anisotropia do aço devido à conformação mecânica também já foram estudados, mas não apresentaram resultados satisfatórios (MACKAY, 2007).

Na análise não-linear de instabilidade, os defeitos geométricos produzidos durante a fabricação (por exemplo, falta de circularidade, empenamento da chapa entre cavernas, entre outros) são considerados na medida em que favorecem a falha do casco, pois a resposta da estrutura com defeito distancia-se da resposta de uma estrutura sem defeitos.

Existem diversas maneiras de introduzir estes defeitos geométricos no modelo numérico do casco resistente (Figura 23). A forma mais simples é impondo um defeito com perfil senoidal e amplitude máxima igual à tolerância de fabricação do casco. Para realizar este tipo de implementação o comando do *software* Ansys denominado NMODIF pode ser utilizado, alterando a posição dos nós do modelo numérico para a posição desejada (ANSYS, 2013).

Outra forma é realizar inicialmente uma análise de flambagem elástica e aplicar o defeito de fabricação no modo mais crítico de flambagem, normalmente o primeiro modo. Neste caso, o comando do *software* Ansys UPGEOM pode ser utilizado para facilitar a aplicação do defeito (ANSYS, 2013).

Estas técnicas são úteis em fases iniciais de projeto, nas quais o casco resistente não está construído e não existem medições efetivas dos defeitos existentes na estrutura. Por outro lado, caso existam medições do perfil dos defeitos existentes no casco, pode-se introduzir no modelo numérico estas

medições. Nesse caso, a série de Fourier é utilizada para interpolar os valores de medição em pontos de interesse, melhorando a discretização do perfil de defeitos a ser aplicado no modelo numérico (MACKAY, 2007; GRANDEZ, 2012).

Figura 23: formas de introdução de defeitos geométricos.

Com relação à aplicação da pressão hidrostática da água do mar na chapa do casco, uma simplificação é utilizada nos modelos. Como a pressão varia com a profundidade, o carregamento varia verticalmente ao longo do diâmetro do submarino. Entretanto, esta variação da pressão hidrostática entre o topo e a base do casco resistente não é normalmente considerada nas análises numéricas (BURCHER e RYDILL, 1998; GRAHAM, 2007; MACKAY, 2007).

No caso específico de modelos que consideram a presença de tensões residuais, as referências consultadas aumentam a quantidade de pontos de integração de 13 a 21 através do elemento de casca, a fim de introduzir o perfil de tensão residual através da espessura do material ou, ainda, para obter a distribuição da tensão residual obtida de um modelo numérico melhorando a discretização da curva (ver seção 4.2.4) (Tabela 2). Esta quantidade de pontos de integração é superior à normalmente utilizada como padrão pelos principais *softwares* comerciais de elementos finitos, que é de cinco pontos para análises não-lineares (ABAQUS, 2011; ANSYS, 2013). Isto é realizado a fim de melhorar a discretização do perfil de tensão residual através da espessura do material.

Tabela 2: quantidade de pontos de integração utilizados na literatura.

Referência	Quantidade de pontos de integração
LENNON (2006)	13
GRAHAM (2007)	21
GANNON (2010)	21

3 TENSÃO RESIDUAL

3.1 Origem

Define-se como *tensões residuais* o estado de tensões existente em uma estrutura livre da influência de carregamentos externos. Essas tensões, que se mantêm em equilíbrio, são oriundas de deformações plásticas que ocorrem durante o processo de fabricação e podem ser classificadas em três tipos (MASABUCHI, 1980; RAY, 2000):

a) Tipo 1 ou Macrotensões: são as tensões residuais que estão equilibradas ao longo de todo o componente estrutural. Dessa forma, as forças internas em cada seção do componente estão em equilíbrio e o somatório de todos os momentos se torna nulo em relação a qualquer eixo.

b) Tipo 2 ou Microtensões: são as tensões residuais que estão equilibradas nos limites de um grão ou de grãos vizinhos, ou seja, nos limites cristalinos do material.

c) Tipo 3 ou Submicrotensões: são as tensões residuais em equilíbrio nos limites de uma ou mais células unitárias. Este tipo de tensão ocorre devido ao deslocamento dos átomos da rede cristalina na presença de discordâncias, vazios ou átomos intersticiais.

Os processos de fabricação atualmente utilizados na indústria induzem deformações plásticas e alterações microestruturais no material, produzindo tensões residuais. A maneira como estas tensões são introduzidas na peça varia de acordo com o processo de fabricação utilizado. Por exemplo, o processo de conformação mecânica produz deformações plásticas heterogêneas através da espessura do material, gerando um gradiente de tensão residual. A soldagem e a usinagem, nas quais gradientes térmicos são induzidos à estrutura, produzem

tensões residuais com valores da ordem do limite de escoamento do material (TOTTEN, HOWES e INOUE, 2002).

3.2 Métodos de medição

Diversos métodos estão, atualmente, disponíveis para a medição de tensão residual. Eles são divididos em três grupos: destrutivos, semi-destrutivos e não-destrutivos. A Tabela 3 mostra alguns exemplos de métodos de medição de tensões residuais normalmente utilizados (GUROVA, 1997).

Tabela 3: exemplos de técnicas de medição de tensão residual

Classificação	Método
Não-destrutivos	Raios-X
	Difração de nêutrons
	Ultrassom
	Magnético
Destrutivos	Seccionamento
	Remoção de camadas
Semi-destrutivos	Furo cego

Como exemplo, a próxima seção apresentará o equacionamento utilizado no método de medição com raios-X.

3.2.1 Raios-X

De acordo com GUROVA (1997) e CASTELLO, GUROVA e ESTEFEN (2008), os valores de tensão residual obtidos com o método de raios-X são medidos a partir da deformação da estrutura cristalina. No estado inicial não deformado, o material metálico possui uma dada distância interplanar d_0 . Assim, um feixe paralelo de raios-X, de comprimento de onda λ , incide sobre a superfície do material segundo um determinado ângulo de incidência θ_0 . Este feixe é difratado sob o mesmo ângulo θ_0 , conforme a relação de Bragg,

$$\lambda = 2d_0 \sin \theta_0. \quad (45)$$

Sob o efeito de tensões residuais, a distância interplanar varia ($\Delta d = d - d_0$, onde d é a distância interplanar do material tensionado), produzindo a deformação $\varepsilon = \Delta d / d$ na rede cristalina do material. Assim, a variação do ângulo de difração é igual a $\Delta \theta = \theta - \theta_0$.

Diferenciando-se a Eq. (45), obtêm-se a relação entre a deformação ε e o ângulo θ_0 ,

$$\varepsilon = \frac{\Delta d}{d} = -\Delta \theta \cotg \theta_0. \quad (46)$$

Dessa forma, ao se medir o ângulo de difração, pode-se determinar as deformações elásticas e, utilizando o módulo de elasticidade do material, chega-se aos valores das tensões associadas.

Para determinar os valores de tensão em qualquer direção paralela à superfície, utiliza-se o método do duplo seno ($\sin^2 \psi$). Ou seja, considerando um material policristalino, a distância interplanar será igual para todos os grãos e independente da orientação destes em relação à superfície da amostra. Com isso, levando-se em consideração que o material está sob uma tensão σ , a distância entre os planos varia, diminuindo na direção de ação da carga nos planos paralelos e, aumentando, nos planos perpendiculares devido ao efeito do coeficiente de Poisson. Da mesma forma, a distância interplanar possui valores intermediários nos planos inclinados em relação ao carregamento.

Para o estado biaxial de tensões, não é necessário conhecer o valor inicial da distância interplanar para a obtenção da deformação. Logo, para a condição de estado plano de tensão (Figura 24),

$$\varepsilon_{\varphi, \psi} = \frac{1+\nu}{E} \sigma_{\varphi} \sin^2 \psi - \frac{\nu}{E} (\sigma_{11} - \sigma_{22}) \quad (47)$$

sendo σ_φ os valores das tensões atuantes na superfície do material na direção arbitrária φ e ψ o ângulo de difração. Assim, o valor da deformação pode ser obtido em função do ângulo de reflexão como,

$$\varepsilon_{\varphi,\psi} = -\cotg(\theta_{\varphi,\psi} - \theta_0). \quad (48)$$

Medindo a deformação $\varepsilon_{\varphi,\psi}$ em duas direções ψ , é possível excluir da relação a distância interplanar inicial (d_0),

$$\varepsilon_{\varphi,\psi_1} - \varepsilon_{\varphi,\psi_2} = \frac{1+\nu}{E} \sigma_\varphi (\sen^2 \psi_1 - \sen^2 \psi_2). \quad (49)$$

sendo a tensão dada por,

$$\sigma_\varphi = \frac{\theta_{\varphi,\psi_2} - \theta_{\varphi,\psi_1}}{\sen^2 \psi_1 - \sen^2 \psi_2} \frac{E}{1+\nu} \cotg \theta_0. \quad (50)$$

Finalmente, basta medir os ângulos de difração para dois valores de ψ para se determinar a tensão σ_φ que age na superfície com a direção do ângulo φ .

Figura 24: sistema de referência para a medição de tensões via raios-X.

3.3 Introdução da tensão residual em modelos numéricos

A tensão residual é introduzida em modelos numéricos por meio de diferentes abordagens (Tabela 4). Os primeiros modelos numéricos que consideraram a presença da tensão residual aplicaram diferenças de temperaturas na peça para produzir a distribuição de tensão desejada. Este método apresenta limitações, uma vez que perfis obtidos experimentalmente não podem ser introduzidos adequadamente, pois a determinação adequada da diferença de temperatura a ser aplicada é de difícil obtenção.

Outra forma é alterar a curva *tensão x deformação* do material. Neste caso, a presença de tensões residuais reduz a capacidade de resistência do material alterando o perfil da curva. Entretanto, este método só é aplicável para perfis de tensão residual de conformação mecânica.

Mais recentemente, os *softwares* de elementos finitos vêm apresentando comandos que permitem introduzir tensores de tensão ou deformação nos pontos de integração da malha de elementos finitos. Por exemplo, os *softwares* Ansys e Abaqus dispõem dos comandos INISTATE e SIGINI, respectivamente (ABAQUS, 2011; ANSYS, 2013). Com estes comandos, é possível introduzir qualquer tipo de perfil de tensão residual, o que fornece maior flexibilidade ao modelo numérico, especialmente na introdução de perfis obtidos experimentalmente.

Tabela 4: resumo dos principais métodos de introdução de tensão residual em modelos numéricos.

Referência	Método	Tipo de Tensão Residual
BUSHNELL (1980)	Temperatura	Conformação e soldagem
LENNON (2006)	Temperatura	Conformação e soldagem
CERIK e CHO (2013)	Temperatura	Soldagem
GOMES (2006)	Modificando a curva $\sigma \times \epsilon$	Conformação
MACKAY (2007)	Modificando a curva $\sigma \times \epsilon$	Conformação
GANNON (2010)	Modificando a curva $\sigma \times \epsilon$	Conformação
CHENG (2009)	Comando INISTATE (ANSYS, 2013)	Soldagem
SOLAZZI (2010)	Comando INISTATE (ANSYS, 2013)	Tensões de fabricação de filmes eletrônicos
MACUROVÁ e TICHÝ (2010)	Comando INISTATE (ANSYS, 2013)	Extrusão
BAO, ZHANG e YAHAYA (2010)	Comando SIGINI (ABAQUS, 2011)	Soldagem
FORSBACK e JOHANSSON (2011)	Comando INISTATE (ANSYS, 2013)	Conformação

3.4 Influência da tensão residual na resistência estrutural de cascos resistentes e sua abordagem nos critérios de projeto.

Com relação à instabilidade estrutural, estudos indicam que a pressão de colapso de cascos resistentes é reduzida devido à presença de tensões residuais oriundas da conformação e da soldagem. Nesse contexto, KIRSTEIN e SLANKARD (1957), e KRENZKE (1960) apresentam os primeiros trabalhos sobre o assunto, que tratam do comportamento à flambagem de cilindros reforçados. Os ensaios apresentados pelos autores mostraram que modelos usinados

apresentavam uma pressão de colapso 15% maior à flambagem do que modelos soldados, indicando a influência deletéria da tensão residual induzida na fabricação.

FAULKNER (1977) mostra que a tensão residual existente no casco resistente de um submarino tem origem nos processos de conformação a frio e soldagem. Estes processos induzem tensões na estrutura o que altera a curva *tensão x deformação*, reduzem a capacidade de resistência do material, e consequentemente, diminuem a resistência do casco (Figura 25).

Figura 25: representação esquemática da influência da tensão residual na curva *tensão x deformação* do material.

GRAHAM (2007) mostra que a conformação a frio das chapas do casco produz uma anisotropia no material, uma vez que a chapa na direção paralela à conformação possui menor tensão de escoamento que na direção perpendicular à conformação (Figura 26). Isso se deve à presença de tensões residuais e às alterações na microestrutura do material. Até o presente momento não existem estudos publicados sobre a influência deste tipo de anisotropia na instabilidade de cascos resistentes (MACKAY, 2007).

Figura 26: curva *tensão x deformação* para a chapa do casco nas direções paralela e perpendicular a direção de laminação (GRAHAM, 2007).

Por outro lado, modelos analíticos simplificados indicam que a conformação a frio pode reduzir em até 20% a pressão de colapso de um submarino (LUNCHICK, 1970). Mais recentemente, verificou-se que a pressão crítica de flambagem pode ser reduzida em até 25% em cilindros reforçados radial e longitudinalmente, devido à presença de tensões residuais (LENNON, 2006). No entanto, modelos numéricos detalhados mostram que essa diminuição na pressão de colapso de submarinos não é tão significativa como sugerem estudos analíticos, e apontaram a redução na pressão de colapso da ordem de 3% (GRAHAM, 2007 e GANNON, 2010). Ensaios realizados em tubos também evidenciam uma redução de 3% na pressão de colapso devido à presença de tensões residuais (LE GROGNECA, CASARIB e CHOQUEUSEC, 2009).

Esta redução ocorre, pois a presença de tensões residuais acelera o processo de plastificação do casco resistente, reduzindo a capacidade de resistência da estrutura (BUSHNELL, 1980).

Analisando as informações disponíveis, percebe-se grande discrepância nos valores de redução atribuída à presença de tensão residual, variando de 25 a 3%. Nota-se que os modelos numéricos que apresentaram maiores valores de redução foram estudados introduzindo o perfil de tensão residual utilizando diferença de temperatura, ao contrário dos modelos recentes que introduziram os perfis de tensão residual por meio de um comando específico

do *software* de análise numérico utilizado, ou ainda, alterando a curva *tensão x deformação* do material.

Além disso, os estudos anteriores à década de 80 apresentam modelos numéricos simplificados, considerando cavernas isoladas, modeladas com elementos axissimétricos, material elasto-plástico perfeito e a aplicação da tensão residual via diferença de temperatura, o que pode afetar os resultados obtidos.

A presença de tensões residuais devido à soldagem também influencia na presença de defeitos geométricos no casco resistente. KRENZKE (1960) mostrou que a soldagem da alma na chapa do casco produz uma contração na chapa voltada para o lado do posicionamento da caverna em relação ao casco (interna ou externa) (Figura 27). Já a solda de topo chapa-chapa contribui para a distorção do casco afetando a falta de circularidade. Isto foi verificado por DUBOUG, SUDRET e CAZUGUEL (2011) por meio de medições do perfil do defeito de falta de circularidade em uma subseção de um submarino francês. Na posição da solda de topo ocorreu uma contração da chapa devido à presença de tensões residuais de soldagem (Figura 28).

Figura 27: representação esquemática do empenamento na chapa devido à soldagem de cavernas internas.

Figura 28: representação qualitativa da imperfeição radial de uma seção de casco resistente de um submarino francês (DUBOUG, SUDRET e CAZUGUEL, 2011).

A abordagem da tensão residual no projeto do casco resistente varia conforme o critério de projeto utilizado. No critério americano, MARTINEZ (1987) afirma que a tensão residual é considerada no coeficiente de segurança adotado pelo critério (1,5). Porém, para o cálculo da pressão de colapso entre cavernas, o critério utiliza curvas de projeto baseadas em ensaios experimentais que consideram, indiretamente, os efeitos das tensões residuais.

O critério alemão de projeto também utiliza curvas baseadas em ensaios experimentais para o cálculo da pressão crítica de flambagem entre cavernas (Figura 16). O fator de redução adotado é baseado em estudos apresentados por LUNCHICK (1970). Um fator de redução também é adotado no cálculo da pressão crítica de flambagem de calotas esféricas. Este fator é definido com base em ensaios experimentais, de calotas de fechamento esféricas, com e sem alívio de tensões, apresentados por COSTELLO e NISHIDA (1967) (Figura 22). Além disso, a sociedade classificadora alemã GERMANISCHER LLOYD (2008) também impõe em suas regras de projeto, um fator de redução no cálculo da pressão de colapso de calotas em função do tipo de fabricação utilizado.

O critério de projeto inglês estudado por MARTINEZ (1987) considera margens de projeto, baseadas em resultados experimentais, associadas ao tipo de fabricação adotado para as cavernas. Assim, para cavernas fabricadas por

conformação a quente, a pressão associada ao escoamento do flange deve ser de 20% maior que a pressão de colapso requerida para o submarino. Da mesma forma, para cavernas fabricadas por conformação a frio, uma margem de 33% deve ser considerada.

3.5 Modelo analítico para cálculo da tensão residual de conformação mecânica

Esta seção apresenta o modelo analítico apresentado por ROBERTSON (1991) para o cálculo da tensão residual circunferencial em chapas submetidas à flexão pura, considerando o material elasto-plástico perfeito. Este modelo pode ser utilizado para estimar as tensões residuais de conformação da chapa do casco resistente e flange da caverna.

Dado que uma chapa é conformada em um raio de curvatura RB e retorna elasticamente para um raio R , e também assumindo uma distribuição linear de deformação através da espessura, tem-se que a deformação da chapa para o raio RB é,

$$\varepsilon = \frac{y}{RB}, \quad (51)$$

sendo y a distância a partir da linha neutra da chapa. Então, pode-se calcular a tensão circunferencial na chapa como,

$$\sigma = \begin{cases} \frac{Ey}{RB} & \text{para } y \leq \frac{\sigma_{0,2} RB}{E} \\ \sigma_{0,2} & \text{para } y > \frac{\sigma_{0,2} RB}{E} \end{cases}. \quad (52)$$

Assumindo que o retorno da chapa é elástico, a tensão residual longitudinal é dada por,

$$\sigma_0 = \begin{cases} \frac{Ey}{R} & \text{para } y \leq \frac{\sigma_{0,2}RB}{E} \\ \sigma_{0,2} - Ey \left(\frac{1}{RB} - \frac{1}{R} \right) & \text{para } y > \frac{\sigma_{0,2}RB}{E} \end{cases}, \quad (53)$$

sendo que o perfil de tensão residual é apresentado esquematicamente na Figura 29.

Figura 29: distribuição esquemática de tensão residual através da chapa conformada para material perfeitamente elasto-plástico (ROBERTSON, 1991).

Entretanto, deve-se aplicar no processo de conformação de chapas um raio de conformação (RB) menor que o raio final desejado (R) devido ao retorno elástico que a chapa apresenta após a remoção do momento de conformação (Figura 30). Em geral, o deslocamento devido ao retorno elástico é diretamente proporcional ao limite de escoamento e inversamente proporcional ao módulo de elasticidade do material (ROBERTSON, 1991).

Então, o raio de curvatura RB que precisa ser aplicado a fim de se obter o raio final R pode ser determinado assumindo-se que o momento atuante na chapa é nulo ao final da conformação. Assim,

$$M = 0 = 2 \left\{ \int_0^{\frac{\sigma_{0,2}RB}{E}} \frac{Ey^2}{R} dy + \int_{\frac{\sigma_{0,2}RB}{E}}^{\frac{t}{2}} \left[\sigma_{0,2}y - Ey^2 \left(\frac{1}{RB} - \frac{1}{R} \right) \right] dy \right\}. \quad (54)$$

Resolvendo a integral, obtêm-se RB,

$$RB = R \frac{(4 - 3Q'^2 + Q'^3)}{Q'^3}, \quad (55)$$

sendo,

$$Q' = \frac{Ey}{\sigma_{0,2} RB}. \quad (56)$$

O apêndice A apresenta a implementação do modelo de conformação no *software* MATLAB (2012) que será utilizado no próximo capítulo para estimar a tensão residual circunferencial devido à conformação para chapa do casco resistente.

Figura 30: representação do retorno elástico.

3.6 Modelo analítico para cálculo da tensão residual de soldagem

O processo de soldagem produz no casco resistente gradientes térmicos que deformam a estrutura. Após o resfriamento, as tensões residuais permanecem na estrutura, com valores da ordem de grandeza do limite de escoamento do material (MASABUCHI, 1980).

FAULKER (1977) propôs a distribuição de tensão residual circunferencial devido à soldagem no casco resistente, como apresentado na Figura 31. Basicamente, na solda de filete alma-chapa, a tensão residual é de tração com largura de $2\eta t$, com η variando entre 1,5 e 6.

No flange também são observadas tensões de tração. Logo, por equilíbrio, na região entre cavernas permanecem tensões residuais compressivas. Tipicamente, a tensão residual de compressão no centro da chapa (σ_{rc}), devido à contração induzida pela soldagem da caverna, vale 17% do limite de escoamento do material, e o deslocamento no centro da chapa (δ) é da ordem de 10% da espessura da chapa.

Figura 31: representação esquemática a distribuição de tensão residual devido a soldagem no casco resistente.

FAULKER (1977) também apresenta um modelo analítico para o cálculo da tensão residual circunferencial de compressão no centro da chapa do casco. Esta tensão é obtida por,

$$\sigma_{rc} = \sigma_{rc1} + \sigma_{rc2} , \quad (57)$$

sendo,

$$\sigma_{rc1} = \frac{2\eta\sigma_{0,2}t}{L_c - 2\eta t}, \quad (58)$$

$$\sigma_{rc2} = \sigma_{rf} - \frac{\delta E}{R}, \quad (59)$$

Já a tensão circunferencial de compressão no flange da caverna fica,

$$\sigma_{rf} = \frac{2\delta EL_c t}{\pi R(L_c t + A_w)}, \quad (60)$$

para,

$$A_w = A \left(\frac{R}{a_{gc}} \right)^2, \quad (61)$$

onde a_{gc} é o centro de gravidade da caverna em conjunto com o segmento de chapa de largura $2\eta t$.

4 MODELAGEM NUMÉRICA SIMPLIFICADA DO PROCESSO DE CONFORMAÇÃO A FRIO

4.1 *Descrição geral das análises realizadas*

Este capítulo apresenta um modelo numérico de conformação a frio da chapa do casco resistente e do flange da caverna, simplificando a conformação por um problema de flexão pura, similar aos modelos realizados por LENNON (2006), GRAHAM (2007), CERIK e CHO (2013), e GANNON (2014). Nestes trabalhos, o processo de conformação utilizado na fabricação do casco resistente (chapa e flanges) é representado por um modelo numérico em que um segmento da estrutura em estudo é submetido a um carregamento de flexão pura até que a tensão ultrapasse o limite de escoamento do material. Posteriormente, o carregamento é suprimido permitindo o retorno elástico. Ao final desse processo é possível obter a chapa ou flange com o raio final de conformação desejado. A Figura 32 apresenta um exemplo de resultados obtidos neste tipo de análise. Neste exemplo, GRAHAM (2007) apresenta o campo da tensão equivalente de von Mises em uma chapa conformada e a distribuição de tensão residual através da espessura do material para aço modelado como elasto-plástico perfeito. Este tipo de abordagem é simplificado, pois não considera efeitos produzidos por atrito com os rolos de conformação e a presença de cisalhamento. Modelos de conformação mais detalhados são estudados por SPOORENBERG *et al.* (2009).

Nesse contexto, foi analisada a conformação de chapas e flanges para submarinos com 6, 8 e 10 m de diâmetro, com espessuras variando de 20, 22, 24, 26, 28 e 30 mm para o aço HY100, a fim de verificar o comportamento da tensão residual naqueles componentes estruturais do casco resistente como descrito nas próximas seções.

Figura 32: tensão equivalente de von Mises (a) e perfil de tensão residual através da espessura (b) obtidos por GRAHAM (2007).

4.2 Definição dos parâmetros do modelo numérico

Esta seção descreve os principais parâmetros do modelo numérico utilizado na avaliação de tensão residual devido à conformação a frio. Ao final desta seção serão definidas a geometria do modelo, a quantidade de pontos de integração através da espessura, a malha de elementos finitos e o tipo de encruamento utilizado. Para realizar este estudo, um modelo paramétrico utilizando a linguagem *Ansys Parametric Design Language* (APDL) foi produzido (apêndice B).

4.2.1 Tipo de elemento

O tipo de elemento adotado para as análises é o elemento de casca, o mesmo utilizado nos estudos de LENNON (2006), GRAHAM (2007), CERIK e CHO (2013), e GANNON (2014). Assim, o elemento de interpolação linear *shell181* disponível no *software* ANSYS (2013) foi empregado. O elemento possui 6 graus de liberdade por nó (rotação e translação nos eixos X, Y e Z) e integração reduzida (Figura 33). Neste elemento, o cálculo de tensões e deformações é baseado na formulação de *Mindlin-Reissner*, que considera deformações devido ao cisalhamento (ANSYS, 2013).

Figura 33: elemento *shell181*.

4.2.2 Geometria e material

Para a análise de conformação proposta neste trabalho, deve-se definir inicialmente a geometria do modelo numérico que consiste no comprimento e largura da chapa ou flange a ser estudado. Assim, a largura da chapa do casco resistente adotada foi de 3 m em todas as análises realizadas. Essa dimensão foi escolhida por se tratar de uma largura usual de subseções de submarinos (BANKS e KUGLES, 1986). Já a largura do flange foi adotada de 100 mm conforme análise apresentada no item 5.3. Por outro lado, a definição do comprimento foi fundamentada em um estudo da sua influência nos resultados de tensões residual como apresentado a seguir.

A fim de se verificar a influência do comprimento nos valores de tensão residual, um estudo paramétrico foi realizado variando o comprimento angular (θ) e avaliando o deslocamento final vertical desejado após a conformação (D_y). Para isto, uma chapa com 30 mm de espessura foi considerada com um diâmetro final de conformação de 6 m (Figura 34). Neste caso, a Tabela 5 apresenta, para cada valor de θ , o comprimento do arco da chapa (L_{arc}) necessário e o deslocamento D_y a ser obtido após a conformação.

Figura 34: indicação esquemática dos parâmetros θ , L_{arc} e Dy .

Tabela 5: deslocamento Dy e comprimento da chapa (L) em função do ângulo θ .

θ (graus)	L_{arc} (mm)	Dy (mm)
20	1047	181
25	1309	281
30	1570	402
35	1832	543
40	2094	702
45	2356	879

As condições de contorno utilizadas neste estudo foram: simetria em uma das extremidades da chapa ($UX=ROTY=ROTZ=0$) e em dois nós nas extremidades da chapa os deslocamentos nos eixos "y" e "z" foram restringidos para evitar deslocamento de corpo rígido. Um momento (MZ) no eixo Z foi aplicado na outra extremidade da chapa (Figura 35). O momento a ser aplicado foi definido a partir de um processo iterativo. Sabendo-se o deslocamento final desejado Dy o momento MZ foi ajustado de modo que Dy fosse obtido na extremidade da chapa. Dessa forma, tem-se uma estrutura conformada com geometria próxima da desejada.

Para tanto, a análise é realizada em duas etapas. Primeiramente, MZ é aplicado incrementalmente, ou seja, a carga é aplicada passo-a-passo até o valor máximo MZ , simulando a plastificação devido à conformação mecânica. Neste caso, foram adotados 500 sub-passos de carregamento. Em seguida, o momento é suprimido, permitindo o retorno elástico da estrutura (Figura 36). Para esta análise, utilizou-se o método de Newton-Raphson para a solução do problema não-linear (BATHE, 1996).

Figura 35: condições de contorno do modelo de conformação a frio.

Figura 36: perfil de carregamento utilizado.

A malha utilizada neste estudo possui elementos quadrados com dimensões da ordem de 70 mm de lado, conforme análise de convergência apresentada na seções 4.2.3, e são utilizados 21 pontos de integração através da espessura (Figura 37).

Figura 37: malha de elementos finitos do modelo de conformação mecânica.
1232 elementos e 1305 nós.

O material adotado é o aço HY100 com curva *tensão x deformação verdadeira* apresentada na Figura 38 (MILITARY SPECIFICATION, 1987; ARPIN e TRIMBLE, 2003). Este aço apresenta limite de escoamento de 690 MPa, módulo de elasticidade de 210 GPa e 0,3 de coeficiente de Poisson. Em todas as análises, foram consideradas não-linearidades geométricas com a consideração de grandes deslocamentos e grandes deformações, e é utilizado o critério de escoamento de von Mises (ANSYS, 2013).

Figura 38: curva *tensão x deformação verdadeira* do aço HY100
(ARPIN e TRIMBLE, 2003).

Após a análise numérica a tensão residual através da espessura da chapa foi obtida nos 21 pontos de integração no elemento posicionado ao centro largura da chapa como também realizado por GRAHAM (2007) e GANNON (2014). Além disso, as tensões residuais foram obtidas em relação ao referencial apresentado na Figura 39, ou seja, a tensão circunferencial e longitudinal são paralelas aos eixos "x" e "z", respectivamente.

Figura 39: representação esquemática das direções consideradas para a obtenção dos valores de tensão residual circunferencial e longitudinal.

Os resultados mostram que para ângulos θ superiores a 35° , a tensão residual circunferencial máxima não apresenta variações significativas. As tensões obtidas também se aproximam do modelo analítico de conformação que considera o material elastoplástico perfeito apresentado na seção 3.5 (Figura 40).

Já a tensão residual longitudinal do lado interno da chapa permanece constante com a variação do ângulo θ (Figura 41). Além disso, os perfis de tensão residual circunferencial (Figura 42) e longitudinal (Figura 43) são equivalentes para todos os valores de θ analisados. Pode-se concluir então, que uma chapa correspondente a um arco de 35° representa o processo de conformação com valores de tensão próximos aos obtidos por meio de cálculos analíticos, além de apresentar convergência nos valores de tensão residuais. Um modelo de chapa com comprimento angular maior que 35° apenas aumentaria o custo

computacional. Como exemplo dos resultados obtidos, a Figura 44 apresenta os deslocamentos UY da chapa com 35° de comprimento angular.

Figura 40: variação da tensão residual circunferencial máxima em função de θ .

Figura 41: variação da tensão residual longitudinal máxima em função de θ .

Figura 42: perfil da tensão residual circunferencial através da espessura em função do ângulo θ .

Figura 43: perfil da tensão residual longitudinal através da espessura em função do ângulo θ .

Figura 44: deslocamento U_Y para a chapa com 30 mm de espessura e comprimento angular de 35°.

4.2.3 Convergência de malha

A fim de se definir uma densidade de malha que forneça resultados satisfatórios e um tempo computacional não proibitivo foi realizada uma análise de convergência de malha. Variando o tamanho (lado) dos elementos de 20 a 470 mm foi possível verificar que, para elementos com dimensão inferiores a 120 mm, as tensões residuais circunferencial e longitudinal máximas tendem a convergir (Figura 45).

Além disso, foi identificado que a tensão cisalhante residual através da espessura do modelo apresenta valores inferiores a 1% do limite de escoamento do material (Figuras 46 e 47). Este comportamento é esperado uma vez que o modelo numérico representa um problema de flexão pura com momento fletor constante. Assim, como a força de cisalhamento é a derivada do momento fletor (constante) é esperado que, a menos de erros numéricos, a tensão cisalhante seja nula (BEER e JOHNSTON, 1995). Finalmente, a partir da análise realizada, definiu-se 70 mm como tamanho de elemento padrão a ser utilizado nos modelos.

Figura 45: comportamento da tensão residual circunferencial e longitudinal máximas para o modelo com diferentes tamanhos de elementos finitos.

Figura 46: comportamento da tensão residual cisalhante através da espessura da chapa para modelo com diferentes tamanhos de elementos finitos.

Figura 47: comportamento da tensão residual cisalhante através da espessura da chapa para modelo com diferentes tamanhos de elementos finitos.

4.2.4 Pontos de integração

É comum na literatura o aumento da quantidade de pontos de integração através da espessura do elemento finito em modelos que utilizem tensão residual, como foi apresentado na seção 2.6. Isto é realizado a fim de melhorar a discretização do perfil de tensão residual através da espessura do material.

Para o problema em estudo foi possível verificar a influência da quantidade de pontos de integração no perfil de tensão residual (Figura 48). Os *softwares* comerciais de elementos finitos (ABAQUS, 2011; ANSYS, 2013)

utilizam como padrão cinco pontos de integração através da espessura do material. Isso faz com que o perfil de tensão residual circunferencial obtido seja grosseiro. Percebe-se que acima de nove pontos o perfil de tensão residual circunferencial assume um formato em "z", usualmente apresentado na literatura para a conformação de chapas. Entretanto, a fim de aumentar a acurácia do modelo numérico, foram adotados 21 pontos de integração, assim como utilizado por GRAHAM (2007) e GANNON (2010).

Figura 48: perfil da tensão residual circunferencial através da espessura da chapa para modelos com diferentes quantidades de pontos de integração.

4.2.5 Tipo de encruamento

O tipo de encruamento utilizado nas análises é o multilinear isotrópico, também utilizado por GRAHAM (2007) e GANNON (2010). O manual técnico do *software* ANSYS (2013) também recomenda o encruamento isotrópico para análises que não utilizam carregamentos cíclicos, como em problemas de conformação.

4.2.6 Parâmetros do modelo de conformação

Finalmente, a Tabela 6 resume os principais parâmetros definidos para a análise de conformação simplificada e que serão utilizados nas análises de conformação das chapas do casco resistente e dos flanges das cavernas.

Além disso, decorre da adoção da dimensão angular de 35° o comprimento do modelo a ser utilizado na análise numérica de conformação de chapas e flanges para submarinos com 6, 8 e 10 m de diâmetro. Assim, geometricamente é possível definir o comprimento do modelo e o deslocamento D_y a ser obtido após a conformação (Tabela 7).

Tabela 6: resumo dos parâmetros da análise de conformação a frio.

Parâmetro	Informação
Tipo de elemento	<i>Shell181</i>
Quantidade de pontos de integração	21
Tamanho do elemento	70 mm
Dimensão angular	35°
Encruamento	Isotrópico
Largura da chapa	3 m
Largura do flange	100 mm

Tabela 7: comprimento da chapa e deslocamento final desejado para diferentes diâmetros considerando uma dimensão angular de 35° .

Diâmetro (m)	Comprimento L_{arc} (mm)	Deslocamento D_y (mm)
6	1832	543
8	2443	723
10	3054	904

4.3 Obtenção do perfil de tensão residual na chapa e flange

Utilizando os parâmetros definidos seção 4.2.6, foram obtidos os perfis de tensão residual de conformação, para chapa do casco resistente e flange das cavernas (apêndice C).

Comparando os perfis obtidos, observa-se que a tensão residual circunferencial máxima aumenta com o aumento da espessura da chapa (Figura 49). Isso se deve ao fato de que chapas de maiores espessuras necessitam de momentos maiores para realizar a conformação, e,

consequentemente a plastificação do material aumenta (maiores níveis de tensão) (Figura 50).

Também é verificado que, para diâmetros menores, a tensão residual apresenta valores maiores, uma vez que o momento de conformação a ser aplicado na chapa deve ser maior, o que aumenta o nível de tensão na chapa (Figura 49).

Comportamento semelhante é verificado para os perfis de tensão residual longitudinal máxima (Figura 51).

Figura 49: comportamento da tensão residual circunferencial máxima com o aumento da espessura da chapa para diferentes diâmetros.

Figura 50: evolução da tensão de von Mises durante a conformação de chapas do casco resistente com 20 e 30 mm de espessura e 6 m de diâmetro.

Figura 51: comportamento da tensão residual longitudinal máxima com o aumento da espessura da chapa para diferentes diâmetros.

5 INFLUÊNCIA DA TENSÃO RESIDUAL DE CONFORMAÇÃO A FRIO NA INSTABILIDADE DE CASCOS RESISTENTES

5.1 *Descrição geral das análises realizadas*

Será apresentado neste capítulo, um estudo de caso considerando a influência da tensão residual devido à conformação a frio da chapa do casco resistente e do flange da caverna na pressão de colapso de cascos resistentes com 6, 8 e 10 m de diâmetro. Para isto, serão utilizados os perfis de tensão residual obtidos por meio das análises numéricas apresentados no capítulo 4. Neste estudo serão realizadas as seguintes etapas:

- a) Validação do comando INISTATE disponível no *software* comercial Ansys, utilizado na introdução do perfil de tensão residual no modelo numérico (ANSYS, 2013);
- b) Definição da geometria dos cascos resistentes a serem estudados;
- c) Cálculo analítico para estimar a pressão de colapso dos cascos resistentes adotados utilizando o critério alemão de projeto; e
- d) Análise numérica de instabilidade com e sem tensão residual de conformação para verificar o comportamento da pressão de colapso dos cascos resistentes.

5.2 *Validação do comando INISTATE*

O comando INISTATE está disponível no *software* comercial de análise numérica Ansys e permite adicionar no modelo numérico de elementos finitos, tensores de tensão e deformação em elementos de viga, casca ou sólido. Esses tensores podem ser introduzidos nos pontos de integração ou nos nós do elemento finito para materiais modelados exclusivamente com encruamento isotrópico (ANSYS, 2013).

A partir dos tensores de tensão e/ou deformação o comando INISTATE converte-os em forças internas, permitindo que o problema de elementos finitos seja resolvido. Assim, matematicamente, pode-se escrever o equacionamento do problema linear de elementos finitos como,

$$\{F_{ext}\} = [K]\{u\} - \{F_{int}\} \quad (62)$$

sendo, $\{F_{ext}\}$ e $\{F_{int}\}$ os vetores de forças externas e internas, respectivamente, $[K]$ a matriz de rigidez e $\{u\}$ o vetor de deslocamentos. O vetor de forças externas é obtido a partir do carregamento externo aplicado no modelo e as forças internas podem ser introduzidas a partir do comando INISTATE. Ou seja, dado um tensor de tensão $\{\sigma\}$ introduzido nos pontos de integração do elemento finito, a força interna pode ser escrita como (BATHE, 1996),

$$\{F_{int}\} = [K][B]^{-1}[D]^{-1}\{\sigma\}, \quad (63)$$

sendo $[B]^{-1}$ e $[D]^{-1}$ as matrizes de transformação deformação-deslocamento e deformação-tensão do elemento finito, respectivamente.

A presença da força interna no modelo numérico pode ser verificada nos deslocamentos da estrutura. Tomando-se, como exemplo, uma coluna vazada de aço ($E=200$ GPa, $\nu=0.3$), com 100 mm de altura e seção transversal apresentada na Figura 52, engastada em uma das extremidades, submetida a uma tensão residual de compressão na direção y (vertical) de -50 KPa. Neste caso o deslocamento longitudinal obtido analiticamente será,

$$\Delta L = \frac{\sigma}{E} L = \frac{-50000 Pa}{200 \times 10^9 Pa} 0.1 m = -2.5 \times 10^{-8} m. \quad (64)$$

Então, com base no valor de tensão considerado (-50 KPa), utiliza-se o comando INISTATE para introduzir esta tensão nos pontos de integração dos elementos finitos de viga, casca e sólido com interpolação linear (Tabela 8).

Os resultados numéricos obtidos mostram que os valores de deslocamentos são iguais aos calculados analiticamente pela Eq. (64). Este deslocamento ocorre devido à presença da força interna produzida pela tensão inicial introduzida no modelo (- 50 kPa). Por outro lado, observa-se que os valores da tensão, em regiões distantes das descontinuidades geométricas, não correspondem ao valor de tensão inicial aplicada no modelo. Esse comportamento é esperado uma vez que não existe carregamento externo aplicado na estrutura.

Figura 52: seção transversal da barra analisada. Dimensões em milímetros.

O comando INISTATE é frequentemente utilizado na literatura em problemas envolvendo tensão residual. Os trabalhos de CHENG (2009), SOLAZZI (2010), MACUROVÁ e TICHÝ (2010), e FORSBACK e JOHANSSON (2011) já utilizaram o comando com bons resultados. Apesar disso, a fim de validar a utilização do comando em problemas de instabilidade estrutural, foram realizados três estudos de casos considerando modelos de instabilidade com a presença de tensão residual, com base em três trabalhos de referência disponíveis na literatura. O objetivo é comparar os resultados de carga crítica de flambagem obtidos com os modelos numéricos em que o perfil de tensão residual foi introduzido com o comando INISTATE, com os resultados apresentados nas referências utilizadas, que utilizaram outros métodos para estudar a influência da tensão residual na instabilidade.

O primeiro trabalho, apresentado por GOMES (2006), realizou a análise de flambagem de colunas considerando o efeito da presença de tensão

residual de laminação. Neste trabalho, a tensão residual é considerada no modelo numérico, modificando a curva *tensão x deformação* do material (apêndice D).

O segundo trabalho, apresentado por GANNON (2010), realizou a análise de flambagem de cilindros reforçados considerando a presença de tensões residuais de conformação a frio. Neste trabalho, a curva *tensão x deformação* do material também foi alterada para se considerar a presença das tensões residuais de conformação (apêndice E).

Finalmente, a terceira referência é o trabalho apresentado por LE GROGNECA, CASARIB, e CHOQUEUSEC (2009), que realizou uma análise experimental de colapso de tubos. Como a referência apresenta resultados experimentais de medição de tensão residual no tubo, foi possível realizar um modelo numérico considerando a presença destas tensões, e o resultado numérico obtido foi comparado com o valor da pressão de colapso obtida no experimento (apêndice F).

Comparando-se os resultados apresentados em cada referência com a carga crítica de flambagem obtida nos modelos em que os perfis de tensão residual foram introduzidos no modelo numérico utilizando o comando INISTATE, pôde-se verificar boa aderência nos resultados, sendo a diferença nos resultados inferiores a 6,7%. Assim, pôde-se afirmar que o comando introduziu adequadamente a pré-carga devido à tensão residual no modelo numérico e, dessa forma, pode ser utilizado nas análises de instabilidade realizadas no presente trabalho (apêndices D, E e F).

Tabela 8: deslocamentos UY e tensão σ_Y para diferentes tipos de elementos finitos.

Tipo de Elemento	Deslocamento UY	Tensão σ_Y
Viga <i>BEAM188</i>
Casca <i>SHELL181</i>
Sólido <i>SOLID185</i>

5.3 Definição da geometria

Neste estudo foram analisados três cascos resistentes, definidos com o aço HY100 e com 6, 8 e 10 m de diâmetro. Os diâmetros utilizados são comparáveis aos encontrados em submarinos militares (SAUNDERS, 2012).

Para cada casco resistente, adotou-se 30 m de comprimento entre as calotas esféricas. Essa distância também foi considerada como a distância entre suportes utilizada no modelo analítico do casco resistente por meio do critério alemão de projeto. Além disso, para cada casco a altura de alma, espessura da alma e largura do flange foram consideradas constantes e definidas como 230, 20 e 100 mm, respectivamente. Essas dimensões foram consideradas constantes em todos os modelos realizados a fim de reduzir o número de variáveis no problema permitindo a comparação dos resultados obtidos. Além disso, as dimensões foram adotadas a fim de que a geometria da caverna respeita-se todas as restrições de projeto previstas pelo critério alemão para todos os cascos analisados.

Por outro lado, a espessura da chapa do casco e do flange das cavernas foram variadas, simultaneamente, em 20, 22, 24, 26, 28 e 30 mm a fim de se verificar a influência da tensão residual de conformação destes elementos na pressão de colapso do casco resistente. Para isso, são utilizados os perfis de tensão residual obtidos por meio das análises numéricas realizadas no capítulo 4.

As dimensões da alma não variaram, pois esse elemento não é conformado a frio com a tecnologia atual de fabricação de cascos e, portanto, está livre de tensões residuais de conformação nas análises numéricas realizadas (BANKS e KUGLES, 1986) (Figuras 53 a 55). As tensões residuais existentes nas calotas de fechamento também não são consideradas.

Figura 53: geometria do casco resistente de 6 m de diâmetro.

Figura 54: geometria do casco resistente de 8 m de diâmetro.

Figura 55: geometria do casco resistente de 10 m de diâmetro.

5.4 Cálculo analítico de flambagem

Com base na geometria definida foram realizados cálculos analíticos a fim de se estimar a pressão de colapso de cada casco resistente. Para isso, o critério alemão de projeto foi implementado em uma rotina em MATLAB (2012) listada no apêndice G (MARTINEZ, 1987).

Dessa forma, dada à geometria do casco resistente e o material utilizado, um processo iterativo foi realizado a fim de se obter a pressão de colapso da estrutura. Sendo assim, a pressão de colapso analítica foi considerada como a maior pressão em que todas as restrições impostas pelo critério alemão de projeto fossem atendidas. Assim, toda vez que algum critério de projeto não fosse atendido, se reduzia a pressão de colapso e o critério de projeto era novamente verificado.

Dessa forma, a Figura 56 apresenta a pressão de colapso obtida para as diferentes espessuras de chapa e flange e para os diferentes diâmetros em estudo. Os valores de pressão de colapso obtidos foram convertidos em metros de coluna d' água considerando $9,81 \text{ m/s}^2$ como valor da aceleração da gravidade (g) e 1026 kg/m^3 como valor da densidade da água do mar. Observa-se que a pressão de colapso apresenta uma relação linear com a variação da espessura. O

apêndice H apresenta os dados de saída da rotina utilizada para cada casco resistente analisado.

Figura 56: pressão de colapso analítica para cascos resistentes com 6, 8 e 10 m de diâmetros para diferentes espessuras de chapa e flange.

5.5 Modelo numérico de flambagem

A análise numérica foi realizada utilizando o *software* Ansys 15 (ANSYS, 2013). Para isso, foi produzida uma rotina parametrizada na linguagem APDL a fim de facilitar a variação das espessuras da chapa e do flange (apêndice I).

Sendo assim, um quarto do casco resistente foi modelado com condições de simetria aplicadas nos planos XZ ($U_Y = ROT_X = ROT_Z = 0$) e XY ($U_X = ROT_Y = ROT_Z = 0$). Além disso, a fim de evitar deslocamento de corpo rígido, o deslocamento UZ de um nó da calota de ré foi restringido (Figura 57).

A modelagem de apenas um quarto do casco resistente está baseada no modo de falha global indicado pelo cálculo analítico definido pelo critério alemão de projeto. De fato, ao se analisar o comportamento da Eq. (27), pode-se verificar que o segundo modo de falha (segundo harmônico) fornece o menor valor de pressão de colapso. Dessa forma, foi possível reduzir o modelo numérico

aproveitando a condição de simetria do segundo modo de falha e, conseqüentemente, reduzir o tempo computacional da análise não-linear.

Figura 57: condições de contorno para análise não-linear.

O modelo numérico implementado considera não-linearidades geométricas e de material, sendo semelhante aos apresentados por RADHA e RAJAGOPALAN (2006) e GRAHAM (2007). O material considerado é o HY100 com a curva *tensão x deformação verdadeira* apresentada na Figura 38. O material foi modelado com encruamento isotrópico e critério de escoamento de von Mises. Não-linearidades geométricas foram consideradas por meio da teoria de grandes deformações e grandes deslocamentos.

Também foi considerado o defeito de falta circularidade definido pelo critério alemão de projeto, com amplitude máxima de 0,3% do raio médio do casco, aplicado segundo a formulação de KENDRICK (1970),

$$v(\theta', z) = v_1 \cos n_1 \theta' \sin \left(\frac{\pi z}{L_c} \right), \quad (65)$$

sendo v_1 a amplitude máxima do defeito, n_1 o modo de aplicação do defeito, θ' e z a posição radial e longitudinal ao longo do casco, respectivamente. A Figura 58 mostra a aplicação do defeito de falta de circularidade ampliado 50 vezes.

Figura 58: indicação da aplicação do defeito de falta de circularidade.

A malha de elementos finitos foi implementada com o elemento de casca de interpolação linear *shell181* apresentado na Figura 33. Uma análise de convergência foi realizada a fim de definir a malha a ser utilizada nas análises (Tabela 9).

Sendo assim, o casco de 6 m de diâmetro, com chapa e flange de 30 mm de espessura foi usado como referência para este estudo. Variando a quantidade de elementos entre cavernas, na altura da alma e na largura do flange, foram verificados os resultados de flambagem elástica e tensão equivalente de von Mises para uma pressão associada à profundidade de 390 m, adotada arbitrariamente. A tensão equivalente de von Mises obtida numericamente, foi comparada com os valores fornecidos pelo modelo de PULOS e SALERNO (1961) nos pontos A, B, C e D na caverna (Figura 59). Ao final desta análise, verificou-se que oito, seis e quatro elementos na chapa entre cavernas, altura da alma e na largura do flange, respectivamente, apresentaram convergência dos resultados (Figura 60).

Tabela 9: resultados de flambagem e tensão para diferentes refinamentos de malha.

Número de elementos			Flambagem Elástica (m)	Tensão na Caverna (MPa)								Quantidade de elementos
Chapa	Alma	Flange		A	dif (%)	B	dif (%)	C	dif (%)	D	dif (%)	
4	2	2	1145	278	3,1	223	4,3	215	-3,4	272	14,2	24.068
5	3	2	1168	289	-0,7	223	4,3	209	-0,5	281	11,4	64.504
7	4	2	1173	286	0,3	224	3,9	205	1,4	287	9,5	74.976
8	6	4	1170	290	-1,0	224	3,9	202	2,9	300	5,4	117.150

Figura 59: representação esquemática dos pontos de cálculo da tensão equivalente de von Mises na caverna com o modelo de PULOS e SALENO (1961).

Figura 60: detalhe da malha de elementos finitos.

Para implementar os perfis de tensão residual de conformação no modelo numérico não-linear, a mesma metodologia utilizada na validação do comando INISTATE foi utilizada (seção 5.2). Ou seja, a tensão residual foi considerada no modelo, introduzindo-se os perfis de tensão residual, circunferencial e longitudinal, nos pontos de integração dos elementos finitos das chapas e flanges. Para isso, foram considerados 21 pontos de integração através da chapa e flange, conforme análise realizada na seção 4.2.4. Já a alma, livre de tensões residuais, foram utilizados cinco pontos de integração, valor padrão do *software* Ansys para análises não-linear (ANSYS, 2013).

Para a solução do problema não-linear foi utilizado o método do *Arc-length* e os critérios de convergência padrões do Ansys (ANSYS, 2013). Além disso, foram utilizados 10 e 0,001 como valores máximo e mínimo do fator de

multiplicação do raio do arco, respectivamente (ANSYS, 2013). Estes valores foram definidos a partir do estudo de flambagem de tubo, apresentado no apêndice F, sendo ajustados no modelo numérico até que a pressão crítica obtida se aproximasse da pressão de colapso obtida experimentalmente por LE GROGNECA, CASARIB, e CHOQUEUSEC (2009), sendo que a diferença obtida foi de 1% (apêndice F).

5.6 Discussão dos resultados

Após a análise não-linear foram produzidas curvas *carga x deslocamento radial* para cada casco resistente analisado, como exemplificado na Figura 61. Com isso, foi possível obter a máxima pressão que o casco pôde resistir. Para isso, tomou-se como premissa que o casco resistente colapsou a partir do ponto em que a carga (pressão) decresce com o aumento do deslocamento, similar ao realizado por KIM e PARK (2003) e PRABU *et al.* (2009) (Figura 61). Este procedimento também facilitou a comparação entre os resultados obtidos para os diferentes cascos resistentes analisados.

Além disso, os valores de pressão de colapso obtidos foram convertidos em metros de coluna d' água considerando $9,81 \text{ m/s}^2$ e 1026 kg/m^3 como valores da aceleração da gravidade e da densidade da água do mar, respectivamente.

Nas análises realizadas, o deslocamento radial máximo ocorreu, em todos os modelos, no flange da caverna localizada no centro do casco resistente, sendo este ponto considerado para produzir as curvas *carga x deslocamento* (Figura 62). Finalmente, os apêndices J, L e M apresentam as curvas *carga x deslocamento radial* para os cascos de 6, 8 e 10 m de diâmetro, respectivamente.

Figura 61: curvas *carga x deslocamento* radial para o casco resistente de 6 m de diâmetro e 30 mm de espessura de chapa e flange, com e sem tensão residual de conformação.

Figura 62: deformada típica obtida nos modelos analisados.
Deslocamentos em metros.

Os resultados obtidos mostram que a tensão residual de conformação reduziu a capacidade de resistência de todos os cascos analisados (Figuras 63 a 65). As reduções variaram de 0,5 a 4,3%, sendo que os cascos resistentes de 6 e 10 m de diâmetro apresentaram as maiores e as menores reduções, respectivamente. Além disso, as maiores reduções de pressão de colapso foram obtidas para a espessura da chapa do casco resistente e flange das cavernas de 30 mm. Isto ocorreu, pois a tensão residual aumenta com o aumento da espessura da chapa, como observado nos resultados apresentados no capítulo 4.

Assim, com o aumento da espessura da chapa e do flange, a pré-carga devido à tensão residual é maior na estrutura contribuindo para a falha do casco resistente (Figura 66).

Para o casco resistente de 6 m de diâmetro, a formulação analítica não se mostrou conservadora para modelos com espessura de chapa e flange superiores a 26 mm. Nestes casos, a pressão de colapso analítica foi superior à obtida com o modelo numérico considerando a presença de tensão residual. Para os demais casos analisados a formulação analítica forneceu pressões de colapso conservadoras, ou seja, abaixo do obtido por meio dos modelos numéricos.

Figura 63: resultados para o casco resistente de 6 m diâmetro.

Figura 64: resultado para o casco resistente de 8 m de diâmetro.

Figura 65: resultado para o casco resistente de 10 m de diâmetro.

Figura 66: redução da pressão de colapso devido à tensão residual de conformação a frio para diferentes cascos.

Para o casco de 10 m de diâmetro, a influência da pré-carga induzida pela tensão residual, tornou-se menos perceptível devido ao maior momento de inércia da caverna do casco, o que implica em uma maior rigidez da estrutura e uma redução do efeito da tensão residual (Figura 67).

Em todas as análises realizadas, os cascos resistentes falharam no segundo harmônico no modo global, não sendo observados modos locais (Figura 68). O modo global foi obtido, pois os cascos falharam a partir da plastificação do flange da caverna, que, de acordo com os critérios de projeto americano, inglês e alemão governa o modo de falha global da estrutura

(MARTINEZ, 1987) (Figura 69). Dessa forma, a plastificação do flange da caverna, induzida principalmente pela pressão hidrostática e pelo defeito de falta de circularidade, reduz a inércia da caverna e precipita a flambagem global do casco resistente.

Figura 67: porcentagem de redução na pressão de colapso em função do momento de inércia da caverna do casco resistente.

Figura 68: modo de flambagem não-linear do casco resistente de 8 m de diâmetro, 20 mm de espessura para chapa e flange da caverna. Deslocamento total em milímetros.

Figura 69: tensão equivalente de von Mises na pressão de colapso no casco resistente de 8 m de diâmetro, 20 mm de espessura para chapa e flange da caverna, em Pascal.

6 ANÁLISE DE INSTABILIDADE DA SEÇÃO DE VANTE DO CASCO RESISTENTE DO SUBMARINO ESPANHOL S-80

6.1 *Descrição geral das análises realizadas*

Este capítulo apresenta um estudo da influência da tensão residual na pressão de colapso do casco resistente do submarino espanhol S-80, utilizando perfis de tensão residual definidos a partir de resultados experimentais, em protótipos. Para isso, são utilizadas curvas de tensão residual disponíveis na literatura para o submarino S-80 (KINGSTON *et al.*, 2006) e também resultados obtidos pela Marinha do Brasil (MB) em um protótipo (CTMSP, 2014). Dessa forma, este capítulo irá abordar os seguintes assuntos:

a) Inicialmente será realizada uma descrição do submarino espanhol S-80, utilizando informações disponíveis em fontes abertas, seguida da apresentação das justificativas para a escolha deste submarino para o estudo.

b) Com base na geometria disponível do submarino S-80 uma estimativa da pressão de colapso utilizando o critério alemão de projeto é realizada. O valor da pressão obtido analiticamente é comparado resultados numéricos e com informações disponíveis em fontes abertas.

c) Posteriormente, serão apresentados os perfis de tensão residual considerados. Serão descritas as simplificações e hipóteses adotadas a fim de introduzir no modelo numérico os resultados experimentais disponíveis.

d) Finalmente, são apresentados os resultados de pressão de colapso obtidos por meio de análises não-lineares com e sem tensão residual. Além disso, são apresentados resultados de uma análise paramétrica em que diferentes amplitudes e defeitos são estudados com a presença de tensões residuais.

6.2 Submarino S-80

O submarino S-80 é uma classe atualmente em construção no estaleiro espanhol *Navantia*, localizado em Cartagena (Espanha). Trata-se de um submarino convencional (diesel-elétrico) de 6,6 m de diâmetro externo, 71,05 m de comprimento total e 2.200 ton. de deslocamento na superfície³ (NAVANTIA, 2014) (Figura 70).

O arranjo geral mostra que o submarino possui na região de ré, próximo a praça de máquinas, um *cofferdam*⁴. Devido à elevada rigidez do *cofferdam*, esta estrutura atua como suporte para o casco resistente, conforme apresentado por MARTINEZ (1987). Além disso, o submarino possui nas extremidades tampos de fechamento em formato elíptico que também atuam como suporte para o casco resistente (MARTINEZ, 1987). Tampos elípticos são menos sensíveis a defeitos de fabricação do que os esféricos, isso facilita sua construção e justifica sua adoção (SMITH e BTACHUT, 2008). Entretanto, esses tampos são menos eficientes em suportar pressões externas, ou seja, necessitam de maior espessura do que os esféricos.

Figura 70: arranjo geral do submarino espanhol S-80 (NAVANTIA, 2014).

Com base no desenho do arranjo geral do submarino S-80 e utilizando as informações sobre o casco resistente deste submarino apresentadas por KINGSTON *et al.* (2006), foi possível estimar as principais dimensões do casco resistente (Figura 71) e das cavernas (Figura 72). Esta geometria foi considerada nos modelos analítico e numérico apresentados nas próximas seções.

³ Quantidade em toneladas de água deslocada pelo submarino na superfície.

⁴ Antepara resistente utilizada para dividir dois compartimentos que pode conter tanques internos.

Figura 71: dimensões aproximadas do casco resistente do submarino S-80.

Figura 72: dimensões típicas das cavernas, em milímetros (KINGSTON *et al.*, 2006).

6.3 Justificativa para a escolha do submarino S-80

Os motivos para a escolha, neste estudo, do submarino S-80 foram:

a) Disponibilidade, em literatura aberta, de informações sobre o casco resistente do S-80: dimensões das cavernas, material e comprimento apresentado por KINGSTON *et al.* (2006). Isto permitiu o uso de dimensões reais ao contrário da adoção de dimensões fictícias para o casco resistente.

b) Disponibilidade de resultados experimentais do perfil de tensão residual através da espessura da chapa do casco na solda de filete alma-chapa, apresentadas no trabalho de KINGSTON *et al.* (2006); e

c) O documento disponibilizado pela MB apresenta valores adimensionalizados de tensão residual em uma caverna de um protótipo (CTMSP, 2014). Dessa forma foi possível combinar estes resultados com os apresentados por KINGSTON *et al.* (2006).

6.4 Cálculo analítico da pressão de colapso

O critério de projeto utilizado no dimensionamento do casco resistente do submarino S-80 é desconhecido. Entretanto, a fim de estimar analiticamente a pressão de colapso do submarino, o critério alemão de projeto foi utilizado, considerando o aço HY100 (apêndice G).

Observando o casco resistente do submarino S-80, verifica-se que o submarino possui dois compartimentos estruturais definidos entre o *cofferdam* e as calotas de fechamento (Figura 71). Assim, a distância entre os suportes são de 32,4 e 16,3 m para os compartimentos de vante e de ré, respectivamente. Logo, o compartimento de vante, por possuir maior comprimento entre suportes, é a região dimensionante do casco. Além disso, com base nas informações apresentadas por NAVANTIA (2014) a angulação do cone de ré não pode ser obtida com precisão, sendo desconsiderado, neste trabalho, como suporte para o casco resistente.

Aplicando o critério de projeto alemão para cada compartimento estrutural foi possível obter os valores da MOD e do CD. Dessa forma, para a seção de vante os valores da MOD e do CD são de 300 e 600 m, respectivamente. O valor da MOD obtido é próximo ao apresentado em fontes abertas de 330 m (AVIATION, 2014).

Já para o compartimento estrutural de ré a MOD e o CD obtidos analiticamente foram de 370 e 740 m, respectivamente. Os valores obtidos são maiores que os obtidos para o compartimento de vante, pois a distância entre suportes do casco é menor à ré.

Com esta análise, foi adotada a profundidade de 600 m associada à pressão de colapso analítica do submarino S-80, baseado no valor obtido para o compartimento dimensionante (de vante).

Além disso, SMITH e BTACHUT (2008) afirmam que o dimensionamento de calotas elípticas pode ser realizado utilizando o mesmo equacionamento da calota esférica, apresentado na seção 2.5.1.2. Entretanto, o raio a ser utilizado no equacionamento deve ser definido como,

$$R_a = \frac{A_c^2}{B_c} \quad (66)$$

sendo A_c e B_c os semi-eixos maior e menor da calota elíptica, respectivamente. Então, baseado nas dimensões das calotas foi possível estimar a espessura de cada calota para a pressão de colapso mínima de 600 m, sendo de 70 e 57 mm a vante e a ré, respectivamente.

6.5 Perfis de tensão residual

O trabalho realizado por KINGSTON *et al.* (2006) apresenta perfis de tensão residual circunferencial e longitudinal, obtidos utilizando a técnica semi-destrutiva do furo cego em uma subseção do casco resistente do submarino S-80. A medição foi realizada através da espessura da chapa do casco a partir da base da solda de filete (Figura 73). Analisando o perfil de tensão residual obtido, verificam-se tensões de tração da ordem de 70% do limite de escoamento do material no lado interno da chapa na base da solda (Figura 74). Então, aproximadamente a cinco milímetros de espessura, a tensão residual assume uma distribuição típica de tensões residuais de conformação mecânica. Os resultados obtidos por KINGSTON *et al.* (2006) são semelhantes aos verificados na subseção do submarino francês *Rubis*, que foram obtidos por FICQUET *et al.* (2012), utilizando também a técnica do furo cego (Figura 75).

Figura 73: linha de medição de tensão residual na solda de filete alma-chapa (KINGSTON *et al.*, 2012).

Figura 74: Perfil de tensão residual através da chapa do casco a partir da base da solda de filete chapa-alma.

Figura 75: perfis de tensão residual circunferencial através da espessura da chapa na solda de filete chapa-alma em diferentes posições do casco resistente do submarino francês classe *Rubis* (FICQUET *et al.*, 2012).

KINGSTON *et al.* (2012) também apresenta um perfil de tensão residual próxima a solda de filete alma-flange de um perfil T, sem conformação. Posição similar a apresentada na Figura 73. Neste caso foram utilizados flange e alma de 35 e 14 mm de espessura, respectivamente. O perfil de tensão residual obtido mostra que próximo a base do cordão de solda a tensão residual obtida é de aproximadamente 400 MPa, o que representa 57% do limite de escoamento do material. A cerca de 10 mm da base da solda, não é observada a presença de tensões residuais (Figura 76).

Figura 76: perfil de tensão residual através da espessura do flange sem conformação a frio (KINGSTON *et al.*, 2012).

Os resultados apresentados em CTMSP (2014) mostram valores de tensão residual em seis pontos de um protótipo. Os pontos de medição foram numerados de P1 a P6 (Figura 77). A técnica utilizada foi de raios-X (não-destrutiva), sendo assim, os resultados de tensão residual são obtidos na superfície do material, não sendo obtido o perfil de tensão residual através da espessura do material. Além disso, os valores de tensão residual obtidos foram adimensionalizados em função do limite de escoamento do material do protótipo (Tabela 10). Utilizando estes resultados adimensionalizados, os valores de tensão residual foram estimados para a geometria da caverna do submarino S-80 (Figura 72) utilizando o aço HY100.

Figura 77: desenho esquemático dos pontos de medição (CTMSP, 2014).

Tabela 10: resultados de tensão residual adimensionalizados pelo limite de escoamento do material.

Ponto	Tensão Circunferencial (% $\sigma_{0,2}$)	Tensão Longitudinal (% $\sigma_{0,2}$)
P1	-15	5
P2	50	30
P3	55	30
P4	25	-1
P5	-25	15
P6	-30	-15

Dessa forma, a Figura 78 mostra os valores de tensão residual para os pontos P1, P2 e P3, estimados para o submarino S-80, localizados na chapa entre cavernas. Os resultados mostram que a tensão residual circunferencial interna e externamente ao casco são de tração e compressão, respectivamente. Na verdade, este comportamento é similar ao obtido nas análises numéricas apresentadas no capítulo 4. Verifica-se também que a variação de tensão residual circunferencial e longitudinal entre os pontos internos P2 e P3 é inferior a 9%

sendo que o ponto P3, localizado a 59 mm da base da caverna, foi o que apresentou maiores valores de tensão residual.

Figura 78: resultados experimentais adaptados para a chapa do casco do submarino S-80.

Além disso, o valor da tensão residual circunferencial no ponto P1 (- 103 MPa) está coerente com os valores observados por FAULKER (1977) que indica que a tensão de compressão nesta região do casco é da ordem de 17% (- 119 MPa) do limite de escoamento do material e é devida a contração da chapa do casco decorrente ao processo de soldagem (ver seção 3.6).

Entretanto, comparando os resultados de tensão residual circunferencial do ponto P1 com o modelo analítico de conformação, apresentado no item 3.5, e com resultados obtidos numericamente para a conformação da chapa de 31 mm do submarino S-80, utilizando o modelo apresentado no capítulo 4, observa-se grande discrepância dos resultados. A tensão residual

obtida no ponto P1 é cerca de 65% menor que a tensão obtida por meio dos modelos numérico e analítico (Figura 79). Além disso, comparando os resultados de tensão residual longitudinal, observa-se que o resultado obtido no ponto P2 é cerca de 3,7 vezes maior que o obtido com o modelo numérico (Figura 80).

Figura 79: comparação dos resultados analítico, numérico e experimental de tensão residual circunferencial para a chapa de 31 mm do casco resistente.

Figura 80: comparação dos resultados numérico e experimental de tensão residual longitudinal para a chapa de 31 mm do casco.

A observação destas discrepâncias não foi reportada na literatura consultada ao longo deste trabalho. De qualquer forma, atribui-se essas discrepâncias a três fatores. Primeiro, a contração que o processo de soldagem produz na chapa durante a construção afetando a tensão residual devido à conformação (Figura 27). Segundo, alguns autores indicam que durante o

processo de conformação de chapas a presença de forças de cisalhamento, atrito e de forças de tração pode modificar a posição da linha neutra, o que altera a distribuição de tensões e deformações através da espessura da chapa (PARSA e AHKAMI, 2008) (Figura 81). Terceiro, os modelos analítico e numérico utilizados estão baseados na teoria de flexão pura, não sendo considerados efeitos de cisalhamento ou devido ao processo de soldagem, o que não representa fielmente todas as variáveis envolvidas na construção do casco resistente.

Figura 81: distribuição de tensão em chapa conformada com a presença de carregamento de tração tangencial a chapa (PARSA e AHKAMI, 2008).

Os valores de tensão residual obtidos para os pontos P4 e P5, localizados a cerca de 56 mm do centro do flange da caverna (Figura 77), estão apresentados na Figura 82. Comparando os resultados obtidos experimentalmente com modelos analítico e numérico de conformação, obtiveram-se discrepâncias similares às observadas na chapa do casco (Figuras 83 e 84). Além disso, calculando a tensão σ_{rf} no flange da caverna (Figura 31) utilizando a Eq. (60) proposta por FAULKER (1977) obtém-se 84 MPa. Esse valor de tensão é cerca de duas vezes menor que o obtido para a tensão residual circunferencial no ponto P4 (172 MPa). Esta discrepância se deve possivelmente ao fato do modelo proposto por FAULKER (1977) não considerar a presença de tensões residuais de conformação mecânica (Figura 82).

Figura 82: resultados experimentais adaptados para o flange da caverna do submarino S-80.

Figura 83: comparação dos resultados analítico, numérico e experimental de tensão residual circunferencial para o flange de 35 mm de espessura.

Figura 84: comparação dos resultados analítico, numérico e experimental de tensão residual transversal para o flange de 35 mm de espessura.

As discrepâncias encontradas confirmam a afirmação feita por SHAN-KHAN *et al.* (1993) de que a análise experimental em protótipos é a metodologia mais indicada para a avaliação das tensões residuais em cascos resistentes. Apesar da existência de modelos analíticos e numéricos para a estimativa dos valores de tensão residual existentes no casco, estes modelos ainda não consideram, simultaneamente, todas as variáveis envolvidas no processo construtivo do casco.

Finalmente, os resultados obtidos para a alma (ponto P6) indicam valores de tensão de -207 MPa e -103 MPa para tensões residuais circunferenciais e tangenciais. Como a alma da caverna não foi conformada a frio, estas tensões são essencialmente compressivas, e possuem origem do processo de laminação da chapa que foi utilizada na construção da alma.

6.6 Aplicação dos perfis de tensão residual no modelo numérico

Serão apresentadas nesta seção as considerações adotadas para a implementação dos resultados experimentais de tensão residual no modelo numérico da seção de vante do submarino S-80.

Com base nos resultados experimentais disponíveis, foi possível dividir a caverna do casco resistente em seis regiões de interesse. Para cada região, foi aplicado um perfil de tensão residual definido a partir de resultados experimentais conforme será discutido a frente (Figura 85).

Figura 86: detalhe da malha de elementos finitos na região entre caverna para o modelo numérico do submarino S-80.

6.6.2 Perfil 2: tensão residual de conformação

Como já apresentado, os resultados apresentados em CTMSP (2014) foram obtidos utilizando a técnica não destrutiva de raios-X. Com essa técnica, os valores de tensão residual foram obtidos na superfície do material. Então, a fim de aproximar o perfil de tensão residual através da espessura do material, a seguinte abordagem foi realizada. Para definir o Perfil 2, tomaram-se os resultados experimentais de tensão residual obtidos no lado interno (P2) e externo (P1) do casco (Figura 78) como valores extremos da curva do Perfil 2 (Figura 87). Então, sabendo que a tensão residual está em equilíbrio na estrutura, a somatória de áreas em tração sob o perfil de tensão residual é igual à somatória de áreas sob a curva em compressão. Assim, foram realizados ajustes nos valores de tensão internos da curva de maneira a obter um perfil de tensão residual em equilíbrio, obtendo-se assim um perfil aproximado da distribuição de tensão residual através da chapa. Dessa forma, definiu-se o Perfil 2 que representa a distribuição de tensão residual, essencialmente devida ao processo de conformação, através da chapa do casco distante das soldas de filete chapa-alma (Figura 87).

Figura 87: perfil 2 estimado de tensão residual.

6.6.3 Perfil 3: tensão residual de conformação

O Perfil 3 também foi obtido utilizando a mesma abordagem utilizada para o Perfil 2. Assim, com base nos resultados disponíveis em CTMSP (2014) para os pontos P4 e P5, localizados no flange da caverna a 56 mm da linha de centro do flange, foi possível estimar a distribuição de tensão residual através da espessura do material (Figura 88).

Figura 88: perfil 3 de tensão residual estimado devido à conformação a frio no flange da caverna distante da solda de filete flange-alma.

6.6.4 Perfil 4: tensões residuais de soldagem e conformação

O Perfil 4 representa a região do flange da caverna em que ocorre a presença de tensões residuais de soldagem e conformação, simultaneamente

(Figura 85). A fim de estimar a distribuição de tensão residual através do flange nesta região, foi utilizado o perfil de tensão residual obtido por KINGSTON *et al.* (2012) para o perfil T construído sem conformação a frio, ou seja, considerada apenas a influência da soldagem no perfil de tensão residual (Figura 76). Utilizando este perfil e somando com os perfis de tensão residual circunferencial e longitudinal definidos na Figura 88 é possível estimar a distribuição de tensão residual circunferencial (Figura 89) e longitudinal (Figura 90) através da espessura do flange, levando em consideração os efeitos da soldagem e da conformação.

Figura 89: perfil 4 de tensão residual circunferencial.

Figura 90: perfil 4 de tensão residual longitudinal.

6.6.5 Perfis 5 e 6: tensões residuais de laminação e soldagem

A tensão residual aproximada existente no centro da caverna do submarino S-80 é de -207 MPa e -103 MPa radial e tangencial, respectivamente. Como a alma da caverna não é conformada a frio, essas tensões têm origem no processo de laminação da chapa bruta que foi utilizada na construção da alma. Com base nos valores de tensão no centro da alma, foram estimados os valores de tensão residual radial e tangencial presentes na alma devido ao processo de soldagem da alma na chapa e no flange da caverna. Para isso, foi utilizada a metodologia proposta por HUGES (1993), que aproxima à distribuição de tensão residual em um perfil soldado em duas regiões retangulares, sendo uma de tração e outra de compressão (Figura 91). Para isso, define-se a largura da área sob tração em função da espessura da alma e do parâmetro η ,

$$\eta = \frac{1}{2} \frac{a}{e_a} \sigma_R \frac{1}{\sigma_{0,2} + \sigma_R}, \quad (67)$$

sendo σ_R o valor da tensão residual de compressão no centro do perfil. Assim, conhecendo a altura da alma a (220 mm), a espessura da alma e_a (14 mm) e tensão residual no centro da alma (-207 MPa, radial; -103 MPa, tangencial) é possível obter os Perfis 5 e 6 (Figuras 92 e 93, respectivamente). Destaca-se que a curva proposta por HUGES (1993) está consistente com resultados experimentais apresentados por PAIK e THAYAMBALLI (2003) para perfis soldados.

Figura 91: distribuição esquemática de tensão residual na alma de um perfil soldado (HUGES, 1993).

Figura 92: perfis 5 e 6 de tensão residual radial estimado ao longo da alma.

Figura 93: perfis 5 e 6 de tensão residual estimado tangencial ao longo da alma.

6.7 Descrição do modelo numérico

Um quarto do casco resistente foi modelado e condições de simetria são aplicadas nos planos XZ ($U_Y=ROT_X=ROT_Z=0$) e YZ ($U_X=ROT_Y=ROT_Z=0$). Modelo similar ao utilizado no capítulo 5. Além disso, todos os deslocamentos e rotações da linha correspondente à posição do *cofferdam* são restritos, tendo em vista que o *cofferdam* atua como um suporte rígido para o casco resistente. Uma pressão uniforme de 8 MPa é aplicada na chapa (Figura 94). Esta pressão foi escolhida a fim de aplicar no casco resistente uma pressão grande o suficiente para que seja possível obter o ponto de inflexão na curva *carga x deslocamento* e, dessa forma, determinar a pressão de colapso.

Figura 94: condições de contorno para análise não-linear da seção de vante do submarino S-80.

O modelo numérico realizado considera não-linearidades geométricas e de material. O material considerado é o HY100 com a curva *tensão x deformação verdadeira* apresentada na Figura 38. O material é modelado com encruamento isotrópico e critério de escoamento de von Mises. Não-linearidades geométricas são consideradas através da teoria de grandes deformações e grandes deslocamentos. Também é considerado o defeito de falta de

circularidade definido pelo critério alemão de projeto, com amplitude máxima de 0,3% do raio médio do casco, aplicando a formulação de KENDRICK (1970) apresentada pela Eq. (65).

A malha de elementos finitos utiliza o elemento de interpolação linear *shell181* (Figura 33) com 21 pontos de integração na chapa do casco e no flange da caverna e 5 pontos na alma da caverna (ANSYS, 2013). A definição da quantidade de pontos de integração é similar à utilizada no capítulo 5. Assim, uma quantidade maior de pontos de integração foram considerados na chapa e no flange da caverna uma vez que é necessário discretizar o perfil de tensão residual através da espessura. Por outro lado, para a alma da caverna a tensão residual é constante através da espessura não necessitando um aumento na quantidade de pontos de integração já que a tensão residual é devida ao processo de laminação da chapa.

Para a solução do problema não linear de elementos finitos foi utilizado o método do *Arc-length* e os critérios de convergência padrões do Ansys (ANSYS, 2013). Para isto foram utilizados 10 e 0,001 como valores máximo e mínimo do fator de multiplicação do raio do arco, respectivamente, mesmos valores utilizado nas análises apresentadas no capítulo 5 (ANSYS, 2013).

6.8 Resultados obtidos

O modo de falha global foi obtido para as análises não-lineares sem e com tensão residual, Figuras 95 e 96, respectivamente. Neste caso, as profundidades de colapso obtidas foram de 674 e 644 m para o modelo sem e com tensão residual, respectivamente. Isto representa uma redução de 5% na pressão de colapso devido à presença da tensão residual, aproximando-se da pressão de colapso obtida analiticamente com o critério alemão de projeto (600 m) (Figura 97). O comportamento da curva *carga x deslocamento radial* para o nó de maior deslocamento, localizado no centro do compartimento estrutural, é apresentado na Figura 97.

Figura 95: modo de flambagem não-linear da seção de vante do submarino S-80, sem tensão residual, deslocamentos em mm.

Figura 96: modo de flambagem não-linear da seção de vante do submarino S-80, com tensão residual, deslocamentos em mm.

Figura 97: curva *carga x deslocamento* radial para o nó de maior deslocamento dos modelos sem e com tensão residual.

Os resultados da tensão equivalente de von Mises na pressão de colapso podem ser observados nas Figuras 98 e 99, para as análises sem e com tensão residual, respectivamente. Verificam-se tensões acima do limite de escoamento do material nos flanges das cavernas e na chapa do casco resistente.

Figura 98: tensão equivalente de von Mises na pressão de colapso para a análise sem tensão residual.

Figura 99: tensão equivalente de von Mises na pressão de colapso para a análise com tensão residual.

Analisando o ponto do flange da caverna que possui maiores valores de tensão (superior a 700 MPa) é possível obter a distribuição da tensão equivalente de von Mises através da caverna para os modelos com e sem tensão residual. Observa-se que com a presença de tensão residual uma maior porção da alma possui valores de tensão acima do limite de escoamento do material, contribuindo para a redução da rigidez da caverna e, conseqüentemente, facilitando a falha do casco resistente, o que confirma as observações apresentadas por BUSHNELL (1980). Além disso, observa-se que a flambagem global ocorre quando o flange da caverna atinge valores de tensão acima da tensão de escoamento, confirmando as hipóteses definidas pelos critérios de projeto alemão, inglês e americano (MARTINEZ, 1987) (Figura 100).

Figura 100: distribuição da tensão equivalente de von Mises na caverna do casco resistente no ponto de colapso.

6.9 Análise exploratória dos defeitos geométricos

Sabe-se que a presença de defeitos geométricos reduz a carga crítica de flambagem de estruturas sob compressão (HUGHES, 1993). No caso de cascos resistentes, os defeitos de falta de circularidade e de empenamento da chapa entre cavernas são os mais utilizados em análises não-lineares para obter a pressão de colapso (MACKAY, 2007). Então, a fim de verificar a influência destes defeitos, em conjunto com a tensão residual, na pressão de colapso da seção de vante do submarino S-80, foi realizado um estudo de caso variando a amplitude máxima de cada um dos defeitos mencionados.

6.9.1 Defeito de falta de circularidade

O defeito de falta de circularidade foi aplicado no modelo no segundo harmônico conforme a Eq. (65), variando a amplitude do defeito entre 0,1 e 1% do raio médio do submarino. Nesse estudo foram utilizados os perfis de tensão residual e modelo numérico apresentado nas seções 6.6 e 6.7, respectivamente.

Os resultados obtidos mostram que a pressão de colapso reduz com o aumento do defeito geométrico de falta de circularidade para os modelos com e

sem tensão residual. Além disso, com a presença de tensões residuais, a plastificação na caverna se iniciou a uma pressão menor que para o modelo sem tensão residual (Figura 101). Por exemplo, para uma amplitude de defeito de 0,3% do raio a plastificação do modelo com tensão residual se iniciou a uma profundidade de 482 m, já para o modelo sem tensão residual a plastificação ocorreu a partir da profundidade de 620 m. As curvas *carga x deslocamento* obtidas nestas análises são apresentadas no apêndice O.

Figura 101: comportamento da pressão de colapso para diferentes amplitudes de falta de circularidade.

6.9.2 Defeito de empenamento da chapa entre cavernas

Adicionalmente, foi estudada a influência do defeito de empenamento da chapa do casco. Para isto foi considerada a falta de circularidade como constante e igual a 0,3 % do raio e aplicada em conjunto com o empenamento da chapa, no seguinte formato,

$$v(\theta', z) = v_1 \cos n_1 \theta' + v_2 \cos \left(\frac{\pi z}{L_c} \right) \cos n_2 \theta', \quad (68)$$

Alguns pesquisadores mencionam que o empenamento entre cavernas influencia o modo de falha entre cavernas. Contudo, o harmônico de aplicação do defeito no modelo numérico não é um valor consolidado na literatura, variando de 12 a 15 (GRAHAM, 2007; GANNON, 2010; DUBOUG, SUDRET, CAZUGUEL, 2011). Para auxiliar na definição do modo a ser utilizado na aplicação deste tipo de defeito, foi traçada a curva da equação de von Mises para flambagem elástica entre cavernas do submarino S-80 (Eq. (5)). Assim, a Figura 102 mostra a curva da pressão de flambagem elástica para diferentes valores de n . Depreende-se da curva que para n igual a 15 é o modo crítico para o modo de flambagem entre cavernas. Assim, o defeito foi aplicado no modo 15 e a amplitude foi variada de 1 a 10% da espessura da chapa (31 mm) (Figura 103).

Figura 102: comportamento da pressão crítica elástica entre cavernas em função do modo de flambagem para o submarino S-80.

Figura 103: indicação da aplicação do defeito geométrico entre cavernas. Aumento de 50 vezes.

Os resultados indicam que o empenamento da chapa entre cavernas é deletéria para o comportamento estrutural do casco resistente reduzindo a pressão de colapso (Figura 104). Além disso, este defeito localizado induziu o surgimento de modos locais entre cavernas (Figura 105).

Figura 104: comportamento da pressão de colapso para diferentes amplitudes de empenamento de chapa entre cavernas.

Figura 105: modo de flambagem não-linear da seção de vante do submarino S-80, com tensão residual, falta de circularidade de 0,3%R, empenamento de 10%a, deslocamentos em mm.

Figura 106: tensão de von Mises na pressão de colapso da seção de vante do submarino S-80, com tensão residual, falta de circularidade de 0,3%R, empenamento de 10%a, em Pascal.

7 CONCLUSÃO

7.1 Avaliação numérica da tensão residual de conformação a frio

O capítulo 4 apresentou um estudo da avaliação da tensão residual de conformação a frio para as chapas do casco resistente e flange das cavernas com o aço HY100. O processo de conformação foi simplificado por um problema de flexão pura, similar aos trabalhos apresentados por GRAHAM (2007) e GANNON (2010), sendo analisados chapas e flanges de diferentes espessuras (20, 22, 24, 26, 28 e 30 mm) e diâmetros (6, 8 e 10 m).

Os resultados obtidos de distribuição de tensão residual através da espessura do material são similares aos apresentados por GRAHAM (2007) e GANNON (2010) e também ao modelo analítico proposto por ROBERTSON (1991), apresentado na seção 3.5. Dentre as análises realizadas, o valor máximo de tensão residual foi de 43% do limite de escoamento do material.

Observou-se que com o aumento da espessura da chapa ou do flange as tensões residuais circunferencial e longitudinal máximas aumentaram. Isto ocorre, pois com o aumento da espessura é necessário aumentar o momento de conformação MZ, o que, conseqüentemente, aumenta a tensão na peça e a deformação plástica. Por outro lado, também foi observado que chapas e flanges de menor diâmetro apresentam maiores valores de tensão residual, visto que, o momento de conformação MZ é maior.

7.2 Análise de instabilidade de cascos resistentes com a presença de tensões residuais de conformação mecânica

O capítulo 5 apresentou um estudo da influência da tensão residual de conformação de chapas do casco resistente e do flange das cavernas na pressão de colapso de cascos, para o aço HY100, com diferentes diâmetros (6, 8 e 10 m) e diferentes espessuras de chapa e flange (20, 22, 24, 26, 28 e 30 mm). Além da tensão residual obtida por meio das análises apresentadas no capítulo 4, foram

consideradas não-linearidades geométrica e de material, sendo utilizado o método do *Arc-length* (ANSYS, 2013) para a solução do problema não-linear.

Os valores de redução da pressão de colapso devido à presença de tensões residuais de conformação variaram entre 0,5 e 4,3%. As maiores e menores reduções foram obtidas para os cascos resistentes de 6 e 10 m de diâmetro, respectivamente. O fato das menores reduções terem sido obtidas para o casco de 10 m é atribuído à elevada rigidez desta estrutura, o que reduz o efeito da pré-carga produzida pela tensão residual e também aos menores valores de tensão residual obtidos nas análises de conformação para este diâmetro.

Em todos os modelos analisados, verificou-se que a tensão residual alterou a curva *carga x deslocamento* reduzindo a pressão de colapso. Além disso, observou-se que a estrutura falhou no modo global (segundo harmônico) devido à redução da inércia das cavernas ocasionada pela plastificação do flange. Esse comportamento está coerente com o apresentado no critério alemão, americano e inglês de projeto (MARTINEZ, 1987).

Finalmente, comparando os resultados numéricos e analíticos obtidos por meio do critério alemão, verificou-se que o cálculo analítico forneceu valores conservadores de pressão de colapso para todos os cascos analisados, exceto para o casco resistente com 6 m de diâmetro para as espessuras de chapa e flange de 26, 28 e 30 mm. As razões destas discrepâncias precisam ser aprofundadas, porém, podem indicar, numa primeira análise uma limitação no modelo analítico do critério de projeto alemão.

7.3 Análises de instabilidade do casco resistente do submarino S-80

O capítulo 6 mostrou um estudo de caso da influência da tensão residual na pressão de colapso do compartimento estrutural de vante do casco resistente do submarino espanhol S-80 (NAVANTIA, 2014). Nesse estudo, foram considerados perfis de tensão residual definidos a partir de resultados experimentais em protótipos. Com isso, foram considerados, simultaneamente, os efeitos da conformação e soldagem no modelo numérico. Além disso, foram analisadas diferentes amplitudes dos defeitos geométricos de falta de circularidade e empenamento da chapa com a presença de tensão residual.

Inicialmente, foi realizada uma comparação dos perfis de tensão residual definidos a partir de resultados experimentais com o modelo de conformação a frio apresentado por ROBERTSON (1991) e também com resultados numéricos obtidos para a conformação de chapas do casco resistente do S-80. Como isso, pode-se verificar discrepâncias entre os resultados, que foram atribuídas às limitações dos modelos numérico e analítico que, por exemplo, não consideram, simultaneamente, efeitos da tensão residual de conformação e soldagem e também desprezam forças de atrito e cisalhamento que ocorrem no processo de conformação. Na verdade, as discrepâncias dos resultados analítico, numérico e experimental confirmam a afirmação de SHAN-KHAN *et al.* (1993) de que a metodologia mais adequada para obtenção de tensões residuais em cascos resistentes é utilizando análise experimental em protótipos.

Então, analisando o modelo numérico não-linear da seção de vante do submarino S-80 foi verificado que a presença de tensões residuais de conformação e soldagem reduziu em 5% a pressão de colapso do casco resistente. Neste modelo, o casco resistente falhou no modo global devido à plastificação do flange das cavernas induzido, principalmente, pela pressão hidrostática externa e pelo defeito de falta de circularidade.

Finalmente, o estudo paramétrico realizado sobre a influência dos defeitos de falta de circularidade e de empenamento da chapa entre cavernas mostrou que estes defeitos reduzem a capacidade de resistência do casco resistente. Este comportamento é largamente reportado na literatura (BURCHER, 1998; DUBOURDIEU, 2007; MACKAY, 2007). Além disso, foi verificado que a presença das tensões residuais acelerou o processo de plastificação do casco resistente. Por exemplo, para uma amplitude de defeito de falta de circularidade de 0,3% do raio, a plastificação do modelo com tensão residual se iniciou a uma profundidade de 482 m. Entretanto, para o modelo sem tensão residual, a plastificação se iniciou a partir da profundidade de 620 m. Também foi observado que o defeito de empenamento da chapa entre cavernas induziu modos de falha locais no casco resistente, mais especificamente, modos entre cavernas. Ou seja, a presença deste defeito aumentou os níveis de tensão

na chapa do casco para valores acima do limite de escoamento do material, facilitando a ocorrência de modos de flambagem entre cavernas.

7.4 Considerações finais

Finalmente, pôde-se concluir que a influência da tensão residual na redução da pressão de colapso dos cascos resistentes analisados é pequena, sendo de até 5%, quando comparado com a profundidade de colapso obtida em cada análise. Além disso, os valores obtidos de redução estão coerentes com os mais recentes estudos desta natureza que basearam suas conclusões em modelos numéricos e experimentais (GRAHAM, 2007; GANNON, 2010; LE GROGNECA, CASARIB e CHOQUEUSEC, 2009).

7.5 Sugestões para trabalhos futuros

Com base no estudo realizado, vislumbram-se os seguintes pontos que podem ser objeto de estudo adicional:

- a) A fim de confirmar as conclusões apontadas neste trabalho, podem-se realizar ensaios experimentais de colapso de modelos, sendo, inicialmente, medidos os valores das tensões residuais utilizando alguma técnica não-destrutiva.
- b) Verificar a influência dos perfis de tensão residual obtidos a partir de ensaios experimentais, apresentado no capítulo 6, no comportamento a fadiga de cascos resistentes.
- c) Estudar os efeitos da anisotropia produzida pelo processo de conformação, citado por GRAHAM (2007), na instabilidade de cascos resistentes.
- d) Realizar modelos mais apurados de conformação mecânica para verificar a influência dos efeitos de cisalhamento e atrito no perfil de tensão residual.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABAQUS. **ABAQUS Analysis User's Manual**. DS Simulia, Edição 6.10. 2011.

ANSYS. **Workbench Mechanical 15.0**. Houston, USA: ANSYS Inc., 2013.

ARPIN, K. R., TRIMBLE, T. F.. **Material Properties Test to Determine Ultimate Strain and True Stress-True Strain Curves for High Yield Steels**. General Dynamics. Report TDA 19184. 2003.

ASSOCIACAO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 8800: Projeto e Execução de Estruturas de Aço de Edifícios**. Rio de Janeiro. 1986.

AVIATION. **Spanish S-80 Subs Sailing Forward**. Disponível em www.aviationweek.com. Acesso em: 15 de Agosto de 2014.

BANKS, E., KUGLES, R. G.. **Modular Construction of Submarines using Mechanized Welding. 34th National Welding Conference and Exhibition**. Volume 31. 3^o Edição. 1986.

BAO, R., ZHANG, X., YAHAYA, N. A.. **Evaluating Stress Intensity Factors due to Weld Residual Stresses by the Weight Function and Finite Element Methods**. Engineering Fracture Mechanics. 2010.

BATHE, K.. **Finite Element Procedures**. Englewood Cliffs: Prentice-Hall, 1996.

BAUJAT, V., COUSQUER, J., LAURAIN, J. L., QUINCHON, P., GAILLARD, F., ROTRUBIN, J. L.. **Submarine Pressure Hull Construction in 100 HLES Steel**. British Crown. 1990.

BEER, F. P., JOHNSTON, E. R.. **Resistência dos Materiais**. São Paulo: McGraw Hill. 3^o Edição. 1995.

BRANCO, C. M., FERNANDES, A. A., CASTRO, P. M. S. T.. **Fadiga de Estruturas Soldadas**. Lisboa. 2^o Edição. 1999.

BURCHER, R., RYDILL L.. **Concepts in Submarine Design**. Cambridge: Cambridge University Press. 1998.

BUREAU VERITAS. **BV 1041-2: Submarines – Construction Regulation for Ships of the German Navy**. 1975.

BUSHNELL, D.. **Effect of Cold Bending and Welding on Buckling of Ring-Stiffened Cylinders**. Computers and Structure. 1980.

CASTELLO, X., GUROVA, T., ESTEFEN, S.. **Simulação das Tensões Residuais de Chapas Soldadas na Construção Naval**. 22º Congresso Nacional de Transporte Aquaviário, Construção Naval e Offshore. Rio de Janeiro. 2008.

CERIK, B. C., CHO, S.. **Numerical Investigation on the Ultimate Strength of Stiffened Cylindrical Shells Considering Residual Stresses and Shakedown**. JASNOE. 2013.

CHENG, P. **Influence of Residual Stress and Heat Affected Zone on Fatigue Failure of Welded Piping Joints**. 2009. Tese (Doutorado) - Universidade do Estado da Carolina, Estado Unidos.

COSTELLO, M. G., NISHIDA, K.. **The Inelastic Buckling Strength of as Fabricated HY-80 Steel Hemispherical Shells**. Naval Ship Research Development Center. 1967.

CTMSP. Marinha do Brasil. **Portaria 455/2014**. 28 de Novembro de 2014. São Paulo.

DEUSTSCHES INSTITUT FUR NORMUNG. **Steel Structures, Stability (buckling, overturning, bulging), Method of Calculation, Regulation**. 1952.

DUBOUG, V.; SUDRET. B.; CAZUGUEL M.. **Modélisation Probabilite de Champs d'impérfections Géométriques de Coques Résistant de Sous-Marins**. 10º Colloque National en Calcul des Structures. 2011.

DUBOURDIEU, P.. **DCNS Experience in Large and Heavy Structures Assembly Process**. Iter Business Forum. França. 2007.

FAULKNER, D.. **Effects of residual stresses on the ductile strength of plane welded grillages and of ring stiffened cylinders**. Journal of Strain Analysis. 1977.

FICQUET, X., BOWMAN, A., GOUDAR, D., KÖRNER, M., KINGSTON, E.. **Measurement of Bending Residual Stress on a Hull Section of a Submarine**. Proceedings of the ASME 2012 31st International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering. OMAE. 2012.

FORSBACK, H., JOHANSSON, J.. **Simulation and Testing of GPHE Channel Plates During Assembling**. 2011. Dissertação (Mestrado) - Universidad de Lund, Suíça.

FRANITZA, S.. **Strength Aspects of the Design of Submarine Pressure Hulls**. International Forum for Maritime Power. 1989.

GABLER, U.. **Submarine Design**. Amber Books. 2000.

GALLETLY, G. D.. **Buckling of Pressure Vessels**. Sci. Prog. 1988.

GANNON, L.. ***Predition of the Effects of the Cold Bending on Submarine Pressure Hull Collapse***. Defence R&D Canada Atlantic. TM 2010-065. Abril. 2010.

GARCIA, H. A.. ***Flambagem Lateral e Efeitos de Imperfeições Laterais de Cavernas de Submersíveis***. 1984. Dissertação (Mestrado). Universidade de São Paulo. São Paulo.

GERMANISCHER LLOYD. ***Rules for Classification and Construction***. Naval Ship Technology III. Part 2. Section 5. Design Loads. 2008.

GOMES, C. A. B.. ***Resistência a Compressão de perfis H laminados de abas paralelas***. 2006. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Ouro Preto, Ouro Preto.

GRAHAM, D.. ***Predicting the Collapse of Externally Pressurized Ring-stiffened Cylinders using Finite Element Analysis***. Marine Structures. 2007.

GRANDEZ, E. M. V.. ***Influência de Parâmetros Geométricos na Resistência ao Colapso e à Fadiga de Cascas Cilíndricas Reforçadas sob Pressão Externa***. Dissertação (Mestrado). Universidade Federal do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro.

GRUNITZ, L.. ***Evaluation of the Welding Residual Stress State in a Thick HY-80 Steel Plate***. Proceeding of the 13th International Offshore and Polar Engineering Conference, Honolulu. USA. 2003.

GUROVA, T.. ***Variação do Estado de Tensões Residuais Introduzidas por Shot-Peening, Durante Deformação Plástica por Tração Uniaxial, em Aços***. 1997. Tese (Doutorado) - COOPE/UFRJ, Rio de Janeiro.

HUGHES, O.. ***Ship Structural Design: a Rationally-based, Computer-aided, Optimization Approach***. New Jersey: SNAME. 1993.

KENDRICK, S.. ***Externally Pressurized Vessels In: The Stress Analysis of Pressure Vessels and Pressure Vessels Components***. New York. Pergamont Press Ltd. 1970.

KINGSTON, E. J., STEFANESCU, D., MAHMOUDI, A. H., TRUMAN, C. E., SMITH, D. J.. ***Novel Applications of the Deep-hole drilling Technique for Measuring Through-Thickness Residual Stress Distributions***. Journal of ASTM International. 2006.

KIRSTEIN, A., SLANKARD, R.. ***An Experimental Investigation of the Shell-Instability Strength of a Machined, Ring-Stiffened Cylindrical Shell Under Hydrostatic Pressure (Model BR-4A)***. David Taylor Model Basin. Washington D.C.. Abril 1957.

KORMILITIN, IO. H., KHALIZEV, O. A. **Устройство подводных лодок.** Томо II. 2009.

KOPAVNICK, T. M.. **Comportamento Estrutural de Cascos Resistentes de Submarinos: uma Análise de Fadiga.** Dissertação (Mestrado). Universidade do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro. 2006.

KRENZKE, M.. **Effect of the Initial Deflection and Residual Welding Stresses on Elastic Behavior and Collapse Pressure of Stiffened Cylinders Subjected to External Hydrostatic Pressure.** David Taylor Model Basin. Washington D.C.. Abril 1960.

KUKBIN, K., PARK, J.. **A Study on Effects of Initial Deflection on Ultimate Strength of Ring-stiffened Cylindrical Structure under External Hydrostatic Pressure.** Proceedings of the Thirteenth International Offshore and Polar Engineering Conference. 2003.

LE GROGNECA, P., CASARIB, P. and CHOQUEUSEC, D.. **Influence of residual stresses and geometric imperfections on the elastoplastic collapse of cylindrical tubes under external pressure.** Marine Structures. October 2009, Volume 22, Issue 4, Pages 836-854.

LENNON, R. F.. **The Effects of Cold Forming and Welding Residual Stress States on the Buckling Resistance of Orthogonally Stiffened Cylinders.** Applied Mechanics and Material. Vols 5-6. 2006.

LUNCHICK, M. E.. **Plastic Axisymmetric Buckling of Ring-stiffened Cylindrical Shells Fabrication from Strain-hardening Materials and Subjected to External Hydrostatic Pressure.** David Taylor Model Basin. 1961.

LUNCHICK, M. E.. **The Influence of Residual Rolling Stresses on the Strength of Cylindrical Pressure Vessels under External Loading.** Journal of Engineering for Industry. ASME. 1970.

MACKAY, J.. **Structural Analysis and Design of Pressure Hulls: the State of the Art and Future Trends.** Defence R&D Canada Atlantic. TM 2007-188. Abril. 2007.

MACKAY, J. R., KEULEN, F., SMITH, M. J.. **Quantifying the Accuracy of Numerical Collapse Predictions for the Design of Submarine Pressure Hulls.** Thin-Walled Structures. 2011.

MACUROVÁ, K., TICHÝ, R.. **Safety Assessment of Pressure Vessels.** Metal. 2010.

MARTINEZ, M. A. B. M.. **O Projeto do Casco Cilíndrico Resistente de Submersíveis.** 1987. Tese (Doutorado) - Universidade de São Paulo, São Paulo.

MASABUCHI, K.. ***Analysis of Welded Structures: Residual Stresses, Distortion and their Consequence***. Pergamon Press. 1980.

MASSAROTI, V. M.. ***Qualificação de Processos de Medição de Falta de Circularidade do Casco Resistente de Submarinos***. 1991. Dissertação (Mestrado). Universidade de São Paulo. São Paulo.

MATLAB. **MathWorks R2012b**. USA. 2012.

MCGREGOR, R. J., ROGGE, R. B.. ***Residual Stress Characterization of s Fabrication Weld from the Victoria-Class Submarine Pressure Hull: Revealing the unseen***. Canadian Journal of Physics. 2010.

MILITARY SPECIFICATION. ***Steel Plate, Alloy, Structural, High Yield Strength (HY80 and HY100)***. MIL-S-16216K. 1987.

MINISTÉRIO DA DEFESA. **Estratégia Nacional de Defesa**. 2^a Edição. 2008.

NAVANTIA. **Arranjo Geral do Submarino S-80**. Disponível em www.navantia.es. Acesso em 15 de Agosto de 2014.

PAIK, J. K., THAYAMBALLI, A. K.. ***Ultimate Limit State Design of Steel-Plated Structures***. John Wiley & Sons Ltd. 2003.

PARSA, M. H., AHKAMI, S. N.. ***Bending of Work Hardening Sheet Metals Subjected to Tension. School of Metallurgy and Materials Engineering***. 2008.

PRABU, B., RATHINAM, N., SRINIVASAN, R., NAARAYEN, K.. ***Finite Element Analysis of Buckling of Thin Cylindrical Shell Subjected to Uniform External Pressure***. Journal of Solid Mechanics. 2009.

PULOS, J. G., SALERNO, V. L.. ***Axisymmetric Elastic Deformation and Stresses in a Ring-Stiffened, perfectly Circular Cylindrical Shell Under External Hydrostatic Pressure***. David Taylor Model Basin. 1961.

RADHA, P., RAJAGOPALAN, K.. ***Ultimate Strength of Submarine Pressure Hulls with Failure Governed by Inelastic Buckling***. Thin-Walled Structures. 2006.

RAY, B.. ***Non-Destructive Testing of Welds***. Ohio: American Society of Materials. 2000.

REYNOLDS, T. E.. ***Inelastic Lobar Buckling of Cylindrical Shells Under External Hydrostatic Pressure***. David Taylor Model Basin. 1960.

ROBERTSON, I. M.. ***Analytical Calculations of Fatigue Loading of Submarine Hulls***. Materials Research Laboratory. 1991.

SADD, M. H.. ***Elasticity: Theory, Applications and Numeric.*** Butterworth – Heinemann Publication. EUA, 2005.

SAUNDERS, S.. ***Janes's Fighting Ships.*** IHS. 2012.

SHAN-KHAN, M. Z., BALDWIN, N. J., SAUNDERS, D. S., SANFORD, D. H.. ***An Investigation of the Potential for Residual Stress Measurements During Submarine Hull Fabrication.*** DSTO Materials Research Laboratory. Australia. 1993.

SMITH, P., BTACHUT, J.. ***Buckling of Externally Pressurized Prolate Ellipsoidal Domes.*** Journal of Pressure Vessel Technology. ASME. 2008.

SMITH, A. D.. ***The Effects of Radial Support Characteristics on Submarine Hull Instability Pressures.*** Massachusetts Institute of Technology. 1994.

SOLAZZI, F.. ***Novel Design Solutions for High Reliability RF Mems Switches.*** 2010. Tese (Doutorado) - Universidade de Trento, Itália.

SPOORENBERG, R. C., SNIJDER, H. H., HOENDERKAMP, J. C. D., BAKKER, M. C. M., ***Residual Stress in Cold Bent HE 100A Steel Arches.*** NSCC. 2009.

TOTTEN, G., HOWES, M., INOUE, T., ***Handbook of Residual Stress and Deformation of Steel.*** Ohio: American Society of Materials. 2002.

APÊNDICE A - ROTINA PARA CÁLCULO DE TENSÃO RESIDUAL CIRCUNFERENCIAL DE CONFORMAÇÃO

Este apêndice apresenta a rotina para cálculo da tensão residual circunferencial de conformação a frio, implementado no *software* MATLAB (2012), apresentado no capítulo 4.

```
% TENSÃO RESIDUAL CIRCUNFERENCIAL NA CONFORMAÇÃO DE CHAPAS PLANAS
% Analytical Calculations of Fatigue Loading of Submarine Hulls (1990)
clear all
% ----- DADOS DE ENTRADA
% MATERIAL
Sy = 700*10^6; % Tensão de escoamento a 0.2%, em Pascal
E = 210*10^9; % Módulo de elasticidade, em Pascal
Poi = 0.3; % Coeficiente de Poisson, adimensional

% GEOMETRIA DA CHAPA
R = 3.0; % Raio final de curvatura após o retorno elástico (spring
back), em metros
t = 0.030; % Espessura da chapa, em metros
R = R+t/2; % Raio médio, em metros
% PARÂMETROS DE MODELAGEM
Nump = 10; % Número de pontos através da meia espessura da chapa para
cálculo da tensão
Erro = 0.001; % Máximo erro em porcentagem na solução de equações
através do método de Newton
% ----- FIM DA ENTRADA DE DADOS
% ----- M O D E L O Material elasto-plástico perfeito
% CÁLCULO DE RB (Raio de conformação antes do spring back)
syms fl(RB);
fl(RB) = RB - R*(4 - 3*((E*t/Sy/RB)^2) + (E*t/Sy/RB)^3) /
((E*t/Sy/RB)^3);
syms df1(RB);
df1(RB) = diff(fl(RB)); % Derivada numérica da função fl(RB)
RB = R - R/5; % Estimativa inicial do raio RB
Dif = Erro*10; % Atribuí erro inicial
while (Dif > Erro)
    fxi = eval(fl(RB));
    dfxi = eval(df1(RB));
    RBi = RB - fxi/dfxi;
    Dif = abs((RBi-RB)/RBi)*100;
    RB=RBi;
end
% FIM DO CÁLCULO DE RB (Raio de conformação antes do spring back)
% CÁLCULO DA TENSÃO RESIDUAL
for i=1:(Nump+1)
    if t/2/Nump*(i-1)<(Sy*RB/E)
        S11(i) = E*t/2/Nump*(i-1)/R; % Tensão em MPa
    else
        S11(i) = (Sy-E*t/2/Nump*(i-1)*(1/RB-1/R));
    end
    Esp (i) = t/2/Nump*(i-1)*1000; % Espessura em milímetros
    Esp1 (i) = Esp (i);
end
```

APÊNDICE B - APDL PARA CONFORMAÇÃO A FRIO

Este apêndice apresenta a rotina em APDL utilizada para a simulação do processo de conformação a frio no *software* Ansys (ANSYS, 2013).

```

FINISH

/FILNAME,CHAPA,0
/PLOTS,LOGO,OFF
/PLOTS,DATE,OFF

/PLOTS,FRAME,OFF

/PREP7
! CONFORMAÇÃO DA CHAPA

! ##### DADOS DE ENTRADA #####
! * * DIMENSÕES DA CHAPA * *
A = 0.030    ! ESPESSURA DA CHAPA EM METROS
L = 3.000    ! LARGURA DA CHAPA EM METROS
C = 2.094    ! COMPRIMENTO TOTAL DA CHAPA EM METROS

! * * FORÇA FLETORA * *
F = 248300   ! FORÇA EM NEWTON
M = -F*C     ! MOMENTO EM NEWTON.METRO

! * * PROPRIEDADES MECÂNICAS LINEARES * *
E = 210000000000 ! MODULO DE ELASTICIDADE EM PA
NI = 0.3        ! COEFICIENTE DE POISSON

! * * PONTOS DE INTEGRAÇÃO * *
NP = 21 ! NUMERO DE PONTOS DE INTEGRAÇÃO ATRAVES DA ESPESSURA DO ELEMENTO
! #####

! * * PROPRIEDADES MECÂNICAS * *
MP, EX, A, E
MP, NUXY,A, NI

! * * CURVA TENSÃO X DEFORMAÇÃO PLÁSTICA DO AÇO HY100 * *
TB,PLASTIC,1,1,31,MISO ! DEFORMACAO PLASTICA
TBTEMP,0
TBPT,DEFI,0,556.4*(10**6)
TBPT,DEFI,0.0004,634.3*(10**6)
TBPT,DEFI,0.0009,680.5*(10**6)
TBPT,DEFI,0.0014,698.4*(10**6)
TBPT,DEFI,0.0019,704.6*(10**6)
TBPT,DEFI,0.0024,706.0*(10**6)
TBPT,DEFI,0.0029,707.4*(10**6)
TBPT,DEFI,0.0034,708.8*(10**6)
TBPT,DEFI,0.0044,713.6*(10**6)
TBPT,DEFI,0.0054,715.0*(10**6)
TBPT,DEFI,0.0064,717.7*(10**6)
TBPT,DEFI,0.0074,718.4*(10**6)
TBPT,DEFI,0.0083,721.9*(10**6)
TBPT,DEFI,0.0093,723.9*(10**6)
TBPT,DEFI,0.0103,728.8*(10**6)

```

```

TBPT,DEFI,0.0113,731.5*(10**6)
TBPT,DEFI,0.0123,733.6*(10**6)
TBPT,DEFI,0.0133,737.7*(10**6)
TBPT,DEFI,0.0143,739.8*(10**6)
TBPT,DEFI,0.0152,741.9*(10**6)
TBPT,DEFI,0.0162,743.3*(10**6)
TBPT,DEFI,0.0172,746.0*(10**6)
TBPT,DEFI,0.0214,755.0*(10**6)
TBPT,DEFI,0.0214,763.9*(10**6)
TBPT,DEFI,0.0254,776.3*(10**6)
TBPT,DEFI,0.0335,791.5*(10**6)
TBPT,DEFI,0.0376,803.9*(10**6)
TBPT,DEFI,0.0539,826.0*(10**6)
TBPT,DEFI,0.0744,852.9*(10**6)
TBPT,DEFI,0.1588,931.5*(10**6)
TBPT,DEFI,0.3438,1047.3*(10**6)

```

```

! * * MODELO GEOMETRICO * *

```

```

K,1,0,0,0
K,2,0,0,L/2
K,3,0,0,L
K,4,C/2,0,0
K,5,C/2,0,L/2
K,6,C/2,0,L
K,7,C,0,0
K,8,C,0,L/2
K,9,C,0,L
L,1,2
L,2,3
L,4,5
L,5,6
L,7,8
L,8,9
L,1,4
L,4,7
L,2,5
L,5,8
L,3,6
L,6,9
AL,1,7,3,9
AL,2,9,4,11
AL,3,8,5,10
AL,4,10,6,12

```

```

AGLUE,ALL

```

```

! * * MALHA * *

```

```

ESIZE,0.070, ! TAMANHO GLOBAL DO ELEMENTO

```

```

! * * DEFINIÇÃO DA ESPESSURA DA CHAPA * *

```

```

SECT,1,SHELL,,

```

```

SECDATA,A,1,0.0,NP,CHAPA ! NUMERO DE PONTOS DE INTEGRAÇÃO

```

```

ET,1,SHELL181

```

```

KEYOPT,1,8,1 ! ARMAZENA RESULTADOS DE TODOS OS LAYERS

```

```

AATT,1,,1,0,1 ! ATRIBUI MATERIAL,REAL,ELEMENTO,SITST.COORD.,SEÇÃO

```

```

AMESH,ALL

```

```

! * * COLETA NUMERO DE NOS * *

```

```

*GET,NUMNODES,NODES,0,COUNT

```

```

! * * COLETA NUMERO DE ELEMENTOS * *

```

```

*GET,NUMELEM,ELEMENTOS,0,COUNT

```

```

! RESTRICÕES

```

```

DL,1,,UX,0

```

```

DL,1,,ROTY,0
DL,1,,ROTZ,0
DL,2,,UX,0
DL,2,,ROTY,0
DL,2,,ROTZ,0
DK,1,,,,0,UY,
DK,3,,,,0,UY,
DK,1,,,,0,UZ,
KSEL,S,,,2
NSLK
K2=NDNEXT(0)
KSEL,S,,,8
NSLK
K8=NDNEXT(0)
/SOLU
! * * EXPORTA TENSÃO RESIDUAL * *
INISTATE,WRITE,1,,,,-2
! * * CRIAR GRUPO PARA OS NOS DA LINHA 3 * *
LSEL,S,,,5
LSEL,A,,,6
NSLL,S,1
CM,NODES_LINE,NODE
*GET,NUMNODES_LINE,NODES,0,COUNT
ALLSELL,ALL

! * * CARREGAMENTO * *
*DIM,MOMENTO,TABLE,2,1
MOMENTO(1,1) = M,0
MOMENTO(1,0) = 0,1
MOMENTO(0,1) = 1

TM_INICIO = 0
TM_FIM = 1
TM_INCR = 1

*DO,TM,TM_INICIO,TM_FIM,TM_INCR
    TIME,TM
    ! MOMENTO
    F,NODES_LINE,MZ,MOMENTO(TM)/NUMNODES_LINE

    ANTYPE,0
    NLGEOM,ON          ! GRANDES DESLOCAMENTOS
    OUTRES,ALL,ALL
    NEQIT,10000        ! NUMERO MAXIMO DE ITERAÇÕES
    NSUBST,500,500,500 ! SUBSTEPS OR THIS LOAD,MAX. NUMBER,MIN.NUMBER
    LNSRCH,1
    SOLVE
*ENDDO

/POST1

/VIEW,1,1,1,1
/ANG,1
/REP,FAST
PLNSOL,U,Y,0,1.0

```

APÊNDICE C - PERFIS DE TENSÃO RESIDUAL DE CONFORMAÇÃO A FRIO

Este apêndice apresenta os valores dos momentos (Tabelas 11 a 13) aplicados nos modelos numéricos de conformação e os perfis de tensão residual obtidos para chapas do casco resistente e flange das cavernas para submarinos com 6, 8 e 10 m de diâmetro e espessuras variando de 20, 22, 24, 26, 28 e 30 mm (Figuras 107 a 118).

Tabela 11: momento MZ para as diferentes espessuras da chapa do casco resistente e do flange da caverna com 6 m de diâmetro.

t (mm)	MZ na chapa (10^5 Nm)	MZ no flange (10^5 Nm)
20	2,246	352
22	2,738	439
24	3,280	526
26	3,869	620
28	4,509	722
30	5,197	832

Tabela 12: momento MZ para as diferentes espessuras da chapa do casco resistente e do flange da caverna com 8 m de diâmetro.

t (mm)	MZ na chapa (10^5 Nm)	MZ no flange (10^5 Nm)
20	2,186	263
22	2,666	321
24	3,196	385
26	3,780	455
28	4,403	531
30	5,081	613

Tabela 13: momento MZ para as diferentes espessuras da chapa do casco resistente e do flange da caverna com 10 m de diâmetro.

t (mm)	MZ na chapa (10^5 Nm)	MZ no flange (10^5 Nm)
20	2,139	207
22	2,630	252
24	3,130	302
26	3,698	357
28	4,315	417
30	4,980	481

Figura 107: perfis de tensão residual circunferencial através da espessura para chapas do casco resistente com 6 m de diâmetro.

Figura 108: perfis de tensão residual transversal através da espessura para chapas do casco resistente com 6 m de diâmetro.

Figura 109: perfis de tensão residual circunferencial através da espessura para chapas do casco resistente com 8 m de diâmetro.

Figura 110: perfis de tensão residual transversal através da espessura para chapas do casco resistente com 8 m de diâmetro.

Figura 111: perfis de tensão residual circunferencial através da espessura para chapas do casco resistente com 10 m de diâmetro.

Figura 112: perfis de tensão residual transversal através da espessura para chapas do casco resistente com 10 m de diâmetro.

Figura 113: perfis de tensão residual circunferencial através da espessura para flanges das cavernas com 6 m de diâmetro.

Figura 114: perfis de tensão residual transversal através da espessura para flanges das cavernas com 6 m de diâmetro.

Figura 115: perfis de tensão residual circunferencial através da espessura para flanges das cavernas com 8 m de diâmetro.

Figura 116: perfis de tensão residual transversal através da espessura para flanges das cavernas com 8 m de diâmetro.

Figura 117: perfis de tensão residual circunferencial através da espessura para flanges das cavernas com 10 m de diâmetro.

Figura 118: perfis de tensão residual transversal através da espessura para flanges das cavernas com 10 m de diâmetro.

APÊNDICE D - ANÁLISE DE FLAMBAGEM DE COLUNAS

HUGHES (1993) mostra que a tensão residual reduz a capacidade de resistência à flambagem de colunas. Devido a este comportamento, normas de projeto de estruturas metálicas consideram o efeito da presença da tensão residual devido à conformação e a soldagem em curvas de projeto (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 1986).

GOMES (2006) apresenta um estudo numérico de flambagem não-linear, mostrando que a tensão residual reduz a resistência a flambagem de colunas rotuladas nas extremidades. No estudo, um perfil de tensão residual devido à laminação foi considerado na análise de flambagem em colunas com altura variando de 0,6 a 6 metros (Figura 119). Para isto, a curva *tensão x deformação* do material foi modificada a fim de considerar a presença da tensão residual que atua reduzindo a capacidade de resistência do material.

Figura 119: seção transversal da coluna. Dimensões em milímetros.

Entretanto, uma abordagem alternativa à utilizada por GOMES (2006) na introdução do perfil de tensão residual no modelo numérico será apresentada. Para isso, foi empregado o comando INISTATE disponível no *software* comercial Ansys (ANSYS, 2013). Com este comando, a tensão residual foi introduzida no modelo nos pontos de integração dos elementos finitos e os resultados obtidos de carga crítica de flambagem foram comparados com os obtidos por GOMES (2006). Primeiramente, a curva de tensão residual teórica utilizada por GOMES

(2006) foi discretizada e introduzida nos pontos de integração dos elementos finitos de casca. Nessa análise, foram utilizados cinco pontos de integração através da espessura do elemento de casca, quantidade padrão do *software* Ansys para análise não-linear. As Figuras 121 e 122 apresentam o perfil de tensão residual teórico definido por GOMES (2006) e a discretização aplicada. A tensão residual foi considerada constante através da espessura do elemento nas duas abordagens utilizadas.

Figura 120: perfil de tensão residual de laminação no flange e a discretização nos pontos de integração (a) e representação esquemática do perfil no flange (b).

Figura 121: perfil de tensão residual de laminação na alma e a discretização nos pontos de integração (a) e representação esquemática do perfil na alma (b).

A malha de elementos finitos foi produzida com elementos de casca e interpolação linear *shell181* com 6 graus de liberdades por nó (rotação e translação nos eixos X, Y e Z), integração reduzida e oito elementos na largura do flange e na altura da alma (Figura 122). O tipo de elemento e a densidade de malha são similares aos utilizados por GOMES (2006) em seus estudos.

Figura 122: malha de elementos finitos em *shell181*.

As condições de contorno aplicadas foram de simetria em uma extremidade do modelo e uma força de compressão no eixo Z de 2 MN distribuída nos nós da outra extremidade, além da restrição dos deslocamentos nos eixos X e Y e da rotação no eixo Z a fim de modelar a condição de rótula (Figura 123).

Para validar a malha e as condições de contorno, uma análise de flambagem elástica foi realizada. Os resultados obtidos foram comparados com a carga crítica de flambagem de Euler,

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI_c}{H_e^2}, \quad (69)$$

sendo H_e o comprimento efetivo de flambagem, que para uma coluna rotulada nas extremidades é igual à altura da coluna H , e I_c é o menor momento de inércia da

seção transversal da coluna (HUGHES, 1993). Os resultados obtidos foram comparados com o adimensional,

$$\lambda_c = \frac{H_e}{\rho\pi} \sqrt{\frac{\sigma_{0,2}}{E}}, \quad (70)$$

sendo ρ o raio de giração.

Figura 123: visão geral do problema (a), condições contorno e carregamento (b) e detalhe do carregamento distribuído nos nós (c).

Não-linearidades geométricas introduzidas durante o processo de fabricação também foram consideradas, aplicando um defeito em formato senoidal ao longo da altura da coluna,

$$v(z) = v_o \sin\left(\frac{\pi z}{H}\right), \quad (71)$$

onde v_o é o deslocamento máximo no centro na coluna de $H/1.000$. Considerou-se também não-linearidades geométricas devido aos grandes deslocamentos e deformações.

O material utilizado foi o aço ASTM 131 grau A36 ($E=210$ GPa, $\nu=0,3$ e $\sigma_{0,2}=345$ MPa) assumindo, um comportamento elastoplástico perfeito e critério de escoamento de von Mises (Figura 124).

Para a solução do problema não-linear de elementos finitos, foi utilizado o método do *Arc-length* com fatores de multiplicação do arco máximo e mínimo de 10 e 0,001, respectivamente.

Figura 124: curva *tensão x deformação*.

A Tabela 14 apresenta a carga crítica de flambagem para as análises numéricas elástica, não-linear com e sem tensão residual. Comparando-se os resultados obtidos com os apresentados por GOMES (2006), verificou-se uma diferença máxima de 6,7% o que indica que o comando INISTATE introduziu satisfatoriamente a pré-carga induzida pela tensão residual no modelo numérico. A Figura 125 mostra a boa correlação entre os resultados obtidos.

Tabela 14: carga crítica de flambagem em MN.

Lambda $\lambda_c = \frac{H_e}{\rho\pi} \sqrt{\frac{\sigma_{0,2}}{E}}$	Euler	Análise elástica	Análise não-linear com tensão residual	Análise não-linear com defeito geométrico e tensão residual	GOMES (2006) (Defeito geométrico e tensão residual)	Diferença %
0,20	40,55	2,47	1,59	1,50	1,54	2,8
0,40	10,14	2,47	1,59	1,45	1,43	-1,2
0,60	4,51	2,47	1,58	1,30	1,32	1,5
1,20	1,13	2,47	1,45	1,20	1,19	-0,5
1,00	1,62	1,61	1,282	1,05	1,03	-2,1
1,20	1,13	1,12	1,12	0,85	0,84	-1,9
1,40	0,83	0,82	0,84	0,70	0,67	-4,1
1,60	0,63	0,63	0,60	0,57	0,54	-6,7
1,80	0,50	0,50	0,51	0,45	0,44	-2,7
2,00	0,41	0,40	0,40	0,36	0,36	0

Figura 125: comparação dos resultados obtidos com os apresentados por GOMES (2006).

APÊNDICE E - ANÁLISE DE FLAMBAGEM DE CILINDRO

GANNON (2010) apresenta um estudo numérico de flambagem não-linear de um cilindro reforçado com o aço inglês Q1N (Figura 126), considerando-se um perfil de tensão residual circunferencial obtido a partir de análises numéricas de conformação mecânica a frio (Figura 127). Naquele trabalho, o perfil de tensão residual devido à conformação é considerado no modelo numérico alterando a curva *tensão x deformação* do material e não-linearidades geométricas (falta de circularidade e empenamento da chapa entre as cavernas) e de material (material elasto-plástico perfeito) também são consideradas.

Figura 126: dimensões do modelo utilizado por GANNON (2010) em milímetros.

Figura 127: perfil de tensão residual circunferencial na chapa, alma e flange do cilindro (GANNON, 2010).

A fim de reproduzir o trabalho realizado por GANNON (2010), um modelo numérico de flambagem similar é realizado. Entretanto, o perfil de tensão residual foi introduzido nos pontos de integração dos elementos do modelo numérico por meio do comando INISTATE (ANSYS, 2013). Assim, utilizou-se uma malha com elementos de casca linear *shell181* com seis graus de liberdades por nó (rotação e translação nos eixos X, Y e Z) e integração reduzida, assumindo-se dois elementos na largura do flange, três na altura da alma e oito na região entre cavernas. Além disso, visando discretizar o perfil de tensão residual através da espessura dos elementos finitos, 21 pontos de integração nos elementos da chapa do casco e do flange e cinco pontos de integração nos elementos da alma foram utilizados (Figura 128).

Figura 128: malha em elemento *shell181*.

Considerando-se que o cilindro é suportado por anteparas rígidas nas extremidades, as condições de contorno aplicadas são de restrição de todos os graus de liberdade das extremidades, exceto o deslocamento longitudinal na extremidade em que foi aplicado o carregamento de pressão devido à ação da pressão hidrostática na antepara. Além disso, a pressão distribuída uniformemente de 6 MPa é aplicada na chapa do casco (Figura 129).

Figura 129: condições de contorno.

As não-linearidades geométricas de falta de circularidade e de empenamento da chapa entre cavernas foram consideradas utilizando a seguinte equação,

$$v(\theta', z) = v_1 \cos n_1 \theta' + v_2 \cos \left(\frac{\pi z}{L_c} \right) \cos n_2 \theta', \quad (72)$$

sendo $0 \leq \theta' \leq 2\pi$, $0 \leq z \leq L_c$, $v(\theta', z)$ é a amplitude total do defeito, v_1 e v_2 são as máximas amplitudes do defeito devido à falta de circularidade e ao empenamento da chapa entre caverna, n_1 e n_2 são os modos de flambagem global e entre cavernas, θ' e z são as coordenadas radial e longitudinal do cilindro, respectivamente. O valor de v_1 é de 0,5% do raio (2.51 mm) considerando $n_1 = 2$, e de v_2 é de 1% da espessura da chapa (0.0476 mm) para $n_2 = 13$. Além disso, o defeito de contração da chapa entre cavernas, não é aplicado na alma e no flange da caverna.

O aço utilizado na análise é o Q1N ($\sigma_{0,2}=550$ MPa, $E=207$ GPa e $\nu=0.3$), modelado com encruamento isotrópico e comportamento bi-linear considerando o critério de escoamento de von Mises (Figura 130). Na resolução do problema não-linear foi utilizado o método de *Newton-Raphson*.

Figura 130: modelo bi-linear da curva *tensão x deformação* do aço Q1N.

A Tabela 15 apresenta a comparação entre os resultados obtidos e os apresentados por GANNON (2010). As diferenças obtidas são inferiores a 1,5% indicando que o comando INISTATE introduziu satisfatoriamente a pré-carga associada à presença da tensão residual na estrutura.

A Figura 131 apresenta o modo de flambagem obtido na análise realizada. É possível verificar que o cilindro possui um modo de falha local na chapa entre cavernas. Além disso, verificou-se que a tensão residual acelerou o processo de plastificação do cilindro, reduzindo a carga crítica de flambagem (Figura 132).

Tabela 15: comparação da profundidade de colapso, em metros.

Tensão residual	GANNON (2010)	Trabalho atual	Diferença (%)
Não	553	561	1.45
Sim	533	537	0.75

Figura 131: modo de flambagem entre cavernas obtido para o cilindro.

Figura 132: evolução da tensão equivalente de von Mises para o nó de maior deslocamento posicionado entre cavernas.

APÊNDICE F - ANÁLISE DE FLAMBAGEM DE TUBO

LE GROGNECA, CASARIB e CHOQUEUSEC (2009) apresentaram um estudo experimental do colapso de um tubo em alumínio de 970 mm de comprimento, raio médio de 53,3 mm e 6,75 mm de espessura. Neste trabalho, o tubo foi instrumentado e levado ao colapso em uma câmara hiperbárica. Da análise experimental foi obtida a profundidade de colapso de 3660 m.

Em um tubo similar ao utilizado na análise experimental foram obtidos da chapa os perfis de tensão residual transversal e circunferencial por meio da técnica destrutiva de seccionamento. Estes perfis foram aproximados por segmentos de retas para a aplicação nos nove pontos de integração dos elementos finitos da chapa do tubo (Figura 133).

Figura 133: perfis de tensão residual transversal e circunferencial (LE GROGNECA, CASARIB e CHOQUEUSEC, 2009).

Para a solução do problema foi utilizado o método do *Arc-length* e não-linearidades geométricas e de material também foram consideradas. A aplicação do defeito geométrico foi realizada conforme a equação

$$v(\theta', z) = v_1 (\cos n_1 \theta') \sin \left(\frac{\pi z}{L_t} \right), \quad (73)$$

sendo L_t o comprimento do tubo. O material foi modelado com encruamento isotrópico e critério de escoamento de von Mises (Figura 134).

Figura 134: curva *tensão x deformação* do alumínio utilizado na análise numérica.

O tubo foi modelado aproveitando as condições de simetria do problema. Assim, um quarto do tubo foi considerado sendo aplicada condição de simetria nos planos XZ e YZ. Além disso, uma extremidade do tubo foi considerada como suporte simples e em outra foi aplicada uma pressão linear distribuída associada à pressão hidrostática externa (Figura 135).

Figura 135: condições de contorno do modelo de flambagem do tubo.

Os resultados das análises realizadas indicam que o tubo falha no modo global, no segundo harmônico, para os modelos com e sem tensão residual (Figura 136). Comparando a pressão de colapso obtida, verifica-se que a presença das tensões reduziu a pressão crítica de colapso do tubo de 3711 para 3600 m (-3,1 %). Além disso, a pressão de colapso obtida por meio do modelo numérico com tensão residual se aproximou do resultado experimental obtido por LE GROGNECA, CASARIB, e CHOQUEUSEC (2009) (Tabela 16).

(a)

(b)

Figura 136: modo de falha típico do tubo, com deslocamentos em metros (a) e imagem do tubo colapsado (b).

Tabela 16: tabela comparativa de resultados.

Tensão residual	Profundidade de colapso (m)		Diferença %
	LE GROGNECA, CASARIB, e CHOQUEUSEC (2009)	Trabalho atual	
Não	-	3711	-
Sim	3660 (Experimental)	3600	-1.0

APÊNDICE G - ROTINA DE DIMENSIONAMENTO DO CASCO CILÍNDRICO RESISTENTE COM O CRITÉRIO ALEMÃO DE PROJETO

Este apêndice apresenta uma rotina de dimensionamento do casco cilíndrico resistente com o critério alemão de projeto, apresentado no capítulo 3, e implementado no *software* MATLAB (2012).

```
%-----
%P R O J E T O   D O   C A S C O   C I L Í N D R I C O   R E S I S T E N T E
%E   C A L O T A   E S F É R I C A   P E L O   C R I T E R I O   A L E M Ã O
% Referências: BUELTA, M. A. M.. O Projeto do Casco Cilíndrico
Resistente % de Submersíveis Tese de Doutorado. USP. Junho. 1987.
% GERMANISCHER LLOYD. Rules for Classification and Construction, Naval
% Ship Technology III, Part 2, Section 5, Design Loads. 2008.
%-----

%-----      Informações Gerais
% Sistema de unidades internacional
% Rotina para cálculo de casco resistente para compartimento estrutural
% entre calotas esféricas e sem suportes internos ao casco.
clear all;

%-----      Dados de Entrada
%-- Geometria do Casco
R = 5.0;      % Raio externo, em metros
Lg = 30;      % Distancia entre suportes, em metros

%-- Geometria da Calota Esférica
h = 0.021; % Espessura da calota esférica

%-- Geometria da Caverna
Lc = 0.50;      % Distancia entre cavernas, em metros
t = 0.030;      % Espessura da chapa do casco, em metros

a = 0.230;      % Altura da caverna, em metros
ea = 0.020;      % Espessura da alma, em metros
f = 0.100;      % Largura do flange, em metros
ef = t;          % Espessura do flange, em metros

%-- Máxima Profundidade de Operação
MOD = 130; % Profundidade de operação, em metros

%-- Propriedades Mecânicas do Material
S02 = 690000000; % Tensao de escoamento do aço, em Pa
E = 210000000000; % Modulo de elasticidade do aço, em Pa
ni = 0.3;        % Coeficiente de Poisson, adimensional

%-- Parametros e Constantes
k = 2.0;          % Coeficiente de segurança do casco, adimensional
ro = 1026;         % Densidade da agua, em Kg/m3
g = 9.81;          % Aceleracao da gravidade, em m/s2
W0projeto = 0.003*R; % Máximo valor de falta de circularidade, em metros
Empenamax = 4;     % Empenamento máximo da caverna, em graus
```

```

nmax = 10; % Máximo modo de flambagem a ser calculado para o
escoamento do flange, adimensional
erro = 0.1; % Erro máximo admissível para cálculo de Pcri, em
porcentagem
deltap = 0.1; % Delta de redução do Pcri, em Pa
%----- Fim da Entrada de Dados

%--- Dimensionamento do Casco Cilíndrico Resistente e Calota Esférica
Rm = R-t/2; % Raio médio do casco
CD = ro*g*MOD*2; % Profundidade de colapso requerida em Pa

%----- Flambagem entre Cavernas com Lóbulos
[SMx, SMteta, Q, AC] = PULOSESALERNO (CD, Lc, E, Rm, t, a, ea, ef, f); % Função
para cálculo da tensão

F = SMx/SMteta; % Assumido constante durante a análise

SP = 0.8*S02; % Tensão proporcional

SEQ = sqrt(SMx^2 + SMteta^2 - SMx*SMteta); % Tensão equivalente

K = SEQ/CD; % Assumido constante durante a análise

fi = 1.23*sqrt(Rm*t)/(Lc-ea);

Pcrecomlobulos = (2*(pi^2)*E*F)/(3*fi*(1-ni^2))*((t/Rm)^2)*(Rm*t/((Lc-
ea)^2)/(3-2*fi*(1-F)))

Pcriestima = S02/K - deltap; % Estimativa da pressão crítica inelástica

errocal = 10^9; % Atribuição de erro inicial

contacomlobulos = 1;

while errocal > erro
SEQ = K*Pcriestima; % Estimativa da tensão equivalente

e = SP/E+(S02-SP)/E * atanh((SEQ-SP)/(S02-SP));

Es = SEQ/e; % Módulo secante

Et = E*[1-((SEQ-SP)/(S02-SP))^2]; % Módulo tangente

nip = 1/2 - Es/E*(1/2-ni); % Coeficiente de Poisson na região inelástica

Pcri = Pcrecomlobulos*(1-ni^2)/(1-nip^2)*(Et/E*(1-3*fi/4)+Es/E*3*fi/4);

errocal = abs(Pcri-Pcriestima)/Pcri*100; % Módulo do erro

Pcriestima = Pcriestima-deltap; % Reduz a pressão da pressão estimada
para recalcular

contacomlobulos = contacomlobulos+1;
end

Pcricomlobulos = 0.7593*(Pcri)*((Pcrecomlobulos/Pcri)^0.1583)/ro/g; %
Aplicação do fator de redução

%----- Flambagem entre Cavernas sem Lóbulos

alfa = sqrt(sqrt(3*(1-ni^2)))/sqrt(Rm*t);

```

```

me = ceil(alfa*(Lc-ea)/pi); % ceil: função que arredonda para o inteiro superior

Pcresemlobulos = [2/sqrt(3*(1-
ni^2))]*E*[(t/Rm)^2]*([(alfa*Lc)/(me*pi)]^2+(1/4)*[(me*pi)/(alfa*(Lc-
ea))]^2) % Pressão de flambagem elástica

contasemlobulos = 1;

Pcriestima = S02/K - deltap; % Estimativa da pressão crítica inelástica

errocal = 10^9; % Atribuição de erro inicial

X = 1-(1/F)+(1/F^2);

while errocal > erro
SEQ = K*Pcriestima; % Estimativa da tensão equivalente

e = SP/E+(S02-SP)/E * atanh((SEQ-SP)/(S02-SP));

Es = SEQ/e; % Módulo secante

Et = E*[1-((SEQ-SP)/(S02-SP))^2]; % Módulo tangente

nip = 1/2 - Es/E*(1/2-ni); % Coeficiente de Poisson na região inelástica

H = 1+(1-(Et/Es))/(4*(1-nip^2)*X)*([(2-nip)-(1-2*nip)*(1/F)]^2-3*(1-
nip^2));

A1 = 1-(1-(Et/Es))/(4*(1-nip^2)*X*H)*[(2-nip)-(1-2*nip)*(1/F)]^2;

A2 = 1-(1-(Et/Es))/(4*(1-nip^2)*X*H)*[(1-2*nip)-(2-nip)*(1/F)]^2;

A12 = 1+(1-(Et/Es))/(4*nip*(1-nip^2)*X*H)*[(2-nip)-(1-2*nip)*(1/F)]*[(1-
2*nip)-(2-nip)*(1/F)];

C = sqrt([(A1*A2)-(nip*A12)^2]/(1-nip^2));

alfap = sqrt(sqrt(3*((A2/A1)-(nip*A12/A1)^2)))/sqrt(Rm*t);

m = ceil(alfap*(Lc-ea)/pi); % round: função que arredonda para o inteiro superior

Pcri = ([2/sqrt(3*(1-
ni^2))]*Es*[(t/Rm)^2]*C*([(alfap*Lc)/(m*pi)]^2+(1/4)*[(m*pi)/(alfap*(Lc-
ea))]^2)); % Pressão de flambagem inelástica

errocal = abs(Pcri-Pcriestima)/Pcri*100; % Módulo do erro

Pcriestima = Pcriestima-deltap; % Reduz a pressão da pressão estimada
para recalcular

contasemlobulos = contasemlobulos+1;
end

Pcrisemlobulos = 0.7593*(Pcri)*((Pcresemlobulos/Pcri)^0.1583)/ro/g; %
Aplicação do fator de redução

%----- Escoamento do Flange da Caverna
bf = 1.556*sqrt(Rm*t); % Comprimento da chapa colaborante

```

```

if bf>Lc % O comprimento da chapa colaborante (bf) deve ser menor que o
espaçamento entre cavernas (Lc) ou adota-se Lc
    bfc=Lc;
else
    bfc=bf;
end

c = [(ea*a)*(a/2+ef)+(ef*f)*(ef/2)+(bfc*t)*(t/2+a+ef)]/[AC+(bfc*t)]; %
Centro de gravidade da caverna com o comprimento da chapa colaborante

Rc = Rm-(t/2)-a-ef+c; % Centro de gravidade da caverna com o comprimento
da chapa colaborante em relação ao centro do casco

Ic = [(bfc*(t^3))/12+(bfc*t)*((c-a-t/2-
ef)^2)]+([ea*(a^3)/12]+(ea*a)*((c-a/2-
ef)^2))+([f*(ef^3))/12+(f*ef)*((c-ef/2)^2)]; % Momento de inércia da
caverna com a presença da chapa colaborante

Rs = [(ea*a)*(Rm-t/2-a/2)+(ef*f)*(Rm-t/2-a-ef/2)]/AC;

alinha = AC*Rm/Rs;

Rf = Rm-t/2-a-ef;

beta = pi*Rm/Lg;

n = 2; % Modo inicial
while n<=nmax
X = (n^2-1)/(n^2-1+(beta^2)/2);

Pcav(n-1) = [(n^2-1)*E*Ic*X]/[(Rc^3)*Lc]; % Pressão de flambagem das
cavernas comuns

Pb(n-1) = [E*t/Rm]*([beta^4]/[(n^2-1+(beta^2)/2)*(n^2+beta^2)^2]); %
Pressão de flambagem entre anteparas

Pgln(n-1) = Pcav(n-1)+Pb(n-1); % Válido para compartimento estrutural sem
a presença de gigantes

W0C(n-1) = [S02-(CD*Q*(Rm^2))/(alinha+(ea*t)+Rf)]/[((n^2-
1)*E*c*CD)/(Rc^2*(Pgln(n-1)-CD))]; % Falta de circularidade admissível na
caverna comum

N(n-1) = n;

n = n+1;
end

W0Cordenado = sort(W0C); % Rotina que ordena o vetor de falta de
circularidade mínima em ordem decrescente
Pcavordenado = sort(Pcav); % Rotina que ordena o vetor Pcav em ordem
decrescente

%----- Escoamento do Pé da Alma da Caverna

n = 3; % Valor adotado pelo critério alemão

Lo = S02*AC/(Rm-t/2);

D = [E*(ea^3)]/[12*(1-ni^2)];

```



```

beta = a/Rm;

alfa = [a*ea]/[(a*ea)+(ef*f)];

e1 = [(a^2*Lo)/D]-2*(n^2)*(beta^2);

e2 = alfa*(a^2)*Lo/D;

G = (n^2)*beta*[(alfa*(a^2)*Lo/D)-(n^2)*(beta^3)];

K1 = (1/2)*[1-(e2/420)+0.013*G+0.015*(e1^2)-0.025*e1*e2-
(7/10)*(n^2)*beta];

K2 = (1/12)*(1+(e1/60)-(e2/105)-(G/140)-
0.008*(e1^2)+0.013*e1*e2+(3/5)*(n^2)*beta*[1+(19*e1/1260)]+(25*e2/336));

K11 = 12-(6/5)*e1+(3/5)*e2-(13/35)*G;

K12 = 6-(e1/10)-(11/210)*G+ni*(n^2)*(beta^2);

K22 = 4-(2/15)*e1+(e2/10)-(G/105);

K31 = 6-(e1/10)+(e2/10)+(13/420)*G;

K32 = 2+(e1/30)-(e2/60)+(G/140);

K3 = (1/12)*(1+(e1/60)-(e2/140)+(2/5)*(n^2)*beta*[1+0.019*e1-0.009*e2]);

If = (1/12)*(f^3)*(ef); % Rigidez a flexão do flange

Jf = [f*(ef^3)]/[6*(1+ni)]; % Rigidez a torção do flange

gama = Jf/If;

betaf = a/(Rm-t/2-a);

W = D/(a^2);

Fc = E*If/[(Rm-t/2-a)^3];

teta = pi/180; % Ângulo de empenamento

% Resolução de sistema de equação para cálculo de "u" e "w" com flange da
caverna escoando

A(1,1) = [(n^2)*(gama)*betaf*Fc]+[K11*W]-[(n^2)*betaf*(1-alfa)*Lo];

A(1,2) = [n^2*(gama)*Fc-K12*W]*a;

A(2,1) = (n^2)*(gama)*Fc-K12*W;

A(2,2) = ([ (n^2)*gama]*(Fc/betaf)+K22*W)*a;

B(1,1) = [(n^2)*betaf*(1-alfa)+1-(alfa*K1)]*teta*a*Lo;

B(2,1) = -alfa*K2*teta*a*Lo;

uw = inv(A)*B; % Solução do sistema de equações para "u" e "w" com flange
escoando

```

```

Mo = ([D/(a^2)]*[K31*uw(1)-K32*a*uw(2)])+[alfa*K3*teta*a*Lo]; % Momento
fletor na base que causa Sre

Z = 6*Mo/(ea^2); % Para n=3

SC = -CD*Q*(Rm^2)/[(alinha+(ea*t))*(Rm-t/2)]; % Cálculo de tensão de
compressão na caverna comum no pé da alma. Mesma equação que Sccf, porém
sem Rf

SCF = CD*Q*(Rm^2)/[(alinha+(ea*t))*Rf]; % Cálculo de tensão de compressão
na caverna comum no flange

SF = (S02-SCF)*((a+ef-c)/c); % Tensão de flexão no pé da alma da caverna
calculado com Sccf, IPC: UTILIZANDO Rf

SR = -Lo/ea;

X1 = 0.79*(Z^2);

X2 = abs(1.7*SR*Z-0.4*(SC+SF)*Z); % Módulo do valor da equação

X3 = SR^2+(SC+SF)^2-SR*(SC+SF)-S02^2;

tetaescocav = [-X2+sqrt((X2^2)-4*X1*X3)]/(2*X1); % Solução positiva da
equação. Máximo tilting na caverna sob escoamento

%----- Flambagem Global
Pglordenado = sort(Pgln); % Rotina que ordena o vetor da pressão de
flambagem global em ordem decrescente

%----- Calota Esférica baseado nas Regras da GL
Rcm = R-h/2;
Ra = 1.4*R;

P02 = 2*S02*h*Rcm/(Ra^2);

Pcre = 0.84*E*h/(Ra^2);

% Cálculo pressão de colapso
if Pcre/P02 <=0.47
    Pcr = Pcre;
end

if Pcre/P02>0.47
    if Pcre/P02<=3.18
        Pcr = P02*(0.38+0.195*Pcre/P02);
    end
end

if Pcre/P02>3.18
    Pcr=P02;
end

% Cálculo do fator de redução
if Pcre/P02>3.2
    red = 0.92;
end
if Pcre/P02<3.2
    if Pcre/P02>=0.5
        red = -0.0251*((Pcre/P02)^2)+0.2669*(Pcre/P02)+0.3409;
    end
end

```

```

end
if Pcre/P02<0.5
    red = (Pcre/P02)*0.48/0.5;
end
% Aplicação do fator de redução
Pcr = red*Pcr;
%----- Verificação de Critérios de Projeto
if Pcavordenado(1)>=0.7*CD
    disp('Flambagem da caverna no próprio plano adequada')
else
    disp('Flambagem da caverna no próprio plano INADEQUADA')
end

if Pcricomlobulos>=CD/ro/g
    disp('Flambagem local com lobulos adequada')
else
    disp('Flambagem local com lobulos INADEQUADA')
end
X = [ '          '      num2str(Pcricomlobulos/(CD/ro/g))];
disp(X)

if Pcrisemlobulos>=CD/ro/g
    disp('Flambagem local sem lobulos adequada')
else
    disp('Flambagem local sem lobulos INADEQUADA')
end
X = [ '          '      num2str(Pcrisemlobulos/(CD/ro/g))];
disp(X)
if W0Cordenado(1)>=W0projeto
    disp('Circularidade adequada')
else
    disp('Circularidade INADEQUADA')
end
X = [ '          '      num2str(W0Cordenado(1)/W0projeto)];
disp(X)

if Pglordenado(1)>=1.4*CD
    disp('Flambagem global adequada')
else
    disp('Flambagem global INADEQUADA')
end
X = [ '          '      num2str(Pglordenado(1)/(1.4*CD))];
disp(X)

if tetaescocav<Empenamax
    disp('Empenamento INADEQUADA')
else
    disp('Empenamento adequado')
end
X = [ '          '      num2str(tetaescocav/Empenamax)];
disp(X)
if Pcr<CD
    disp('Flambagem global da calota INADEQUADA')
else
    disp('Flambagem global da calota adequada')
end
X = [ '          '      num2str(Pcr/CD)];
disp(X)
%----- Fim da Verificação de Critérios de Projeto

```

APÊNDICE H - RESULTADOS DO CÁLCULO ANALÍTICO

Este apêndice apresenta os resultados analíticos obtidos para cada casco resistente analisado no capítulo 5 utilizando o critério alemão de projeto (Tabelas 17 a 19). A máxima profundidade de operação (MOD) e de colapso (CD) obtidas são aquelas que atende todas as restrições de projeto para o casco resistente analisado.

Tabela 17: resultados do cálculo analítico para o casco de 6 m de diâmetro.

Casco cilíndrico															Calota esférica	
Compartimento estrutural		MOD (m)	CD (m)	Dimensões da caverna (mm)						Colapso entre cavernas (m)		Circularidade mínima (mm)	Empenamento (grau)	Flambagem global (m)	h (mm)	Flambagem global (m)
				t	Lc	a	ea	f	ef	Lobular	Axissimétrica					
6 (m)	Lg (m)															
6	30	230	460	20	500	230	20	100	20	470	546	26	5,4	703	37	788
6	30	270	540	22					22	553	618	22	5,2	778	37	788
6	30	300	600	24					24	635	691	20	5,1	854	37	788
6	30	330	660	26					26	717	765	19	4,9	933	37	788
6	30	360	720	28					28	798	839	19	4,7	1014	37	788
6	30	390	780	30					30	878	914	18	4,6	1097	37	788

Tabela 18: resultados do cálculo analítico para o casco de 8 m de diâmetro.

Casco cilíndrico															Calota esférica	
Compartimento estrutural		MOD (m)	CD (m)	Dimensões da caverna (mm)						Colapso entre cavernas (m)		Circularidade mínima (mm)	Empenamento (grau)	Flambagem global (m)	h (mm)	Flambagem global (m)
D (m)	Lg (m)			t	Lc	a	ea	f	ef	Lobular	Axissimétrica					
8	30	120	240	20	500	230	20	100	20	354	397	39	8,8	346	23	368
8	30	130	260	22					22	418	451	40	8,5	382	23	368
8	30	140	280	24					24	480	505	41	8,2	419	23	368
8	30	160	320	26					26	541	560	35	7,9	457	23	368
8	30	170	340	28					28	601	615	35,8	7,6	492	23	368
8	30	180	360	30					30	659	670	36	7,3	527	23	368

Tabela 19: resultados do cálculo analítico para o casco de 10 m de diâmetro.

Casco cilíndrico															Calota esférica	
Compartimento estrutural		MOD (m)	CD (m)	Dimensões da caverna (mm)						Colapso entre cavernas (m)		Circularidade mínima (mm)	Empenamento (grau)	Flambagem global (m)	h (mm)	Flambagem global (m)
D (m)	Lg (m)			t	Lc	a	ea	f	ef	Lobular	Axissimétrica					
10	30	90	180	20	500	230	20	100	20	274	302	57	12	256	21	269
10	30	100	200	22					22	329	348	54,2	12	281	21	269
10	30	105	210	24					24	380	393	59,7	11,5	305	21	269
10	30	110	220	26					26	430	438	64,6	11	330	21	269
10	30	120	240	28					28	478	483	61	10,6	356	21	269
10	30	130	260	30					30	524	528	61	10	381	21	269

APÊNDICE I - APDL PARA ANÁLISE DE FLAMBAGEM DO CASCO RESISTENTE COM TENSÃO RESIDUAL DA CONFORMAÇÃO A FRIO

Este apêndice apresenta a rotina em APDL desenvolvida para a análise não-linear de flambagem com tensão residual de conformação a frio.

```

FINISH
/FILNAME,ALEMAO3M0003RM,0
/PLOPTS,LOGO,OFF
/PLOPTS,DATE,OFF
/PLOPTS,FRAME,OFF
/PREP7
! UNIDADES NO SI
! ##### DADOS DE ENTRADA #####

! * * CONSTANTES * *
G = 9.81      ! ACELERAÇÃO DA GRAVIDADE EM M/S2
RO = 1026     ! DENSIDADE DA ÁGUA EM KG/M3
PI = ACOS(-1) ! CONSTANTE PI
N = 60        ! QUANTIDADE DE CAVERNAS
ALFA = 90     ! ROTAÇÃO

! * * DIMENSÕES DA CALOTA ESFÉRICA * *
ACAL = 0.037  ! ESPESSURA DA CHAPA DA CALOTA

! * * DIMENSÕES DO CASCO * *
A = 0.020     ! ESPESSURA DA CHAPA
R = 3.0       ! RAIO MÉDIO

! * * DIMENSÕES DAS CAVERNAS * *
M = 0.500     ! DISTÂNCIA ENTRE CAVERNAS

ES = A        ! ESPESSURA DO FLANGE EM METROS
LS = 0.100    ! LARGURA DO FLANGE EM METROS

EA = 0.020    ! ESPESSURA DA ALMA
HC = 0.230    ! ALTURA DA ALMA ENTRE CHAPA E FLANGE
HC = HC + ES

! * * PRESSÃO HIDROSTÁTICA * *
PRES = 600    ! PROFUNDIDADE EM METROS

! * * PROPRIEDADES MECÂNICAS ELÁSTICAS * *
E = 210000000000 ! MÓDULO DE ELASTICIDADE
NI = 0.3        ! COEFICIENTE DE POISSON

! * * DIMENSÃO DA MALHA * *
ASIZE = 0.080   ! TAMANHO DO ELEMENTO ENTRE CAVERNAS EM METROS
HCSIZE = 0.070  ! TAMANHO DO ELEMENTO NA ALMA EM METROS
LSSIZE = 0.040  ! TAMANHO DO ELEMENTO NO FLANGE EM METROS

! * * NÚMERO DE PONTOS DE INTEGRAÇÃO * *
NPC = 21 ! PONTOS DE INTEGRAÇÃO NA CHAPA E NO FLANGE
NPA = 5  ! PONTOS DE INTEGRAÇÃO NA ALMA

```

```
! * * DEFEITO GEOMÉTRICO RADIAL (FALTA DE CIRCULARIDADE) * *
N1 = 2          ! MODO DE FLAMBAGEM
V1 = 0.003*R    ! FATOR MULTIPLICADORS
```

```
! #####
! * * TENSÃO RESIDUAL NA CHAPA PADRÃO (EM PA) * *
*DIM,CHAPALON,ARRAY,1,NPC,1,,,
CHAPALON(1,1) = 294922000
CHAPALON(1,2) = 185692000
CHAPALON(1,3) = 79794700
CHAPALON(1,4) = -27257600
CHAPALON(1,5) = -129825000
CHAPALON(1,6) = -208138000
CHAPALON(1,7) = -245133000
CHAPALON(1,8) = -228059000
CHAPALON(1,9) = -151949000
CHAPALON(1,10) = -75838500
CHAPALON(1,11) = 271702
CHAPALON(1,12) = 76381900
CHAPALON(1,13) = 152492000
CHAPALON(1,14) = 228602000
CHAPALON(1,15) = 244608000
CHAPALON(1,16) = 207296000
CHAPALON(1,17) = 128520000
CHAPALON(1,18) = 25964500
CHAPALON(1,19) = -80983400
CHAPALON(1,20) = -186771000
CHAPALON(1,21) = -295933000
```

```
! * * TENSÃO RESIDUAL NA CHAPA PADRÃO (EM PA) * *
*DIM,CHAPATRANS,ARRAY,1,NPC,1,,,
CHAPATRANS(1,1) = -37767100
CHAPATRANS(1,2) = -58984600
CHAPATRANS(1,3) = -76172700
CHAPATRANS(1,4) = -89492900
CHAPATRANS(1,5) = -96790700
CHAPATRANS(1,6) = -94945900
CHAPATRANS(1,7) = -83994000
CHAPATRANS(1,8) = -66039100
CHAPATRANS(1,9) = -43211700
CHAPATRANS(1,10) = -20384200
CHAPATRANS(1,11) = 2443170
CHAPATRANS(1,12) = 25270600
CHAPATRANS(1,13) = 48098000
CHAPATRANS(1,14) = 70925400
CHAPATRANS(1,15) = 89078700
CHAPATRANS(1,16) = 99841600
CHAPATRANS(1,17) = 101176000
CHAPATRANS(1,18) = 93387300
CHAPATRANS(1,19) = 79637300
CHAPATRANS(1,20) = 62119800
CHAPATRANS(1,21) = 40721500
```

```
! * * TENSÃO RESIDUAL NO FLANGE DO CASCO (EM PA) * *
*DIM,FLANGELON,ARRAY,1,NPC,1,,,
FLANGELON(1,1) = 272193000
FLANGELON(1,2) = 179555000
FLANGELON(1,3) = 88497700
FLANGELON(1,4) = -1960450
FLANGELON(1,5) = -87742100
FLANGELON(1,6) = -157669000
```

```

FLANGELON(1,7) = -196417000
FLANGELON(1,8) = -200737000
FLANGELON(1,9) = -135021000
FLANGELON(1,10) = -69304700
FLANGELON(1,11) = -3588740
FLANGELON(1,12) = 62127200
FLANGELON(1,13) = 127843000
FLANGELON(1,14) = 193559000
FLANGELON(1,15) = 207221000
FLANGELON(1,16) = 174627000
FLANGELON(1,17) = 113386000
FLANGELON(1,18) = 29470400
FLANGELON(1,19) = -60632900
FLANGELON(1,20) = -151747000
FLANGELON(1,21) = -243645000

```

```
! * * TENSÃO RESIDUAL NO FLANGE DO CASCO (EM PA) * *
```

```
*DIM,FLANGETRANS,ARRAY,1,NPC,1,,,
```

```

FLANGETRANS(1,1) = -35203400
FLANGETRANS(1,2) = -27773300
FLANGETRANS(1,3) = -18177400
FLANGETRANS(1,4) = -5461440
FLANGETRANS(1,5) = 10349300
FLANGETRANS(1,6) = 26941200
FLANGETRANS(1,7) = 39505400
FLANGETRANS(1,8) = 45619100
FLANGETRANS(1,9) = 31088100
FLANGETRANS(1,10) = 16557000
FLANGETRANS(1,11) = 2025950
FLANGETRANS(1,12) = -12505100
FLANGETRANS(1,13) = -27036200
FLANGETRANS(1,14) = -41567200
FLANGETRANS(1,15) = -40585800
FLANGETRANS(1,16) = -29093500
FLANGETRANS(1,17) = -13921600
FLANGETRANS(1,18) = 2340380
FLANGETRANS(1,19) = 15709000
FLANGETRANS(1,20) = 25869000
FLANGETRANS(1,21) = 33587000

```

```
! ##### FIM DA ENTRADA DE DADOS #####
```

```
! * * GERAÇÃO DO MODELO * *
```

```
! * * SISTEMA DE COORDENADA CILÍNDRICO * *
```

```
CSYS,1 ! EIXO Z DE ROTAÇÃO DO MODELO
```

```
! * * DEFINIÇÃO DAS PROPRIEDADES MECANICAS * *
```

```
MP, EX, 1, E
```

```
MP, NUXY,1, NI
```

```
! * * CURVA TENSÃO X DEFORMAÇÃO PLÁSTICA DO AÇO HY100 * *
```

```
TB,PLASTIC,1,1,31,MISO ! DEFORMACAO PLASTICA
```

```
TBTEMP,0
```

```
TBPT,DEFI,0,556.4*(10**6)
```

```
TBPT,DEFI,0.0004,634.3*(10**6)
```

```
TBPT,DEFI,0.0009,680.5*(10**6)
```

```
TBPT,DEFI,0.0014,698.4*(10**6)
```

```
TBPT,DEFI,0.0019,704.6*(10**6)
```

```
TBPT,DEFI,0.0024,706.0*(10**6)
```

```
TBPT,DEFI,0.0029,707.4*(10**6)
```

```
TBPT,DEFI,0.0034,708.8*(10**6)
```



```

TBPT,DEFI,0.0044,713.6*(10**6)
TBPT,DEFI,0.0054,715.0*(10**6)
TBPT,DEFI,0.0064,717.7*(10**6)
TBPT,DEFI,0.0074,718.4*(10**6)
TBPT,DEFI,0.0083,721.9*(10**6)
TBPT,DEFI,0.0093,723.9*(10**6)
TBPT,DEFI,0.0103,728.8*(10**6)
TBPT,DEFI,0.0113,731.5*(10**6)
TBPT,DEFI,0.0123,733.6*(10**6)
TBPT,DEFI,0.0133,737.7*(10**6)
TBPT,DEFI,0.0143,739.8*(10**6)
TBPT,DEFI,0.0152,741.9*(10**6)
TBPT,DEFI,0.0162,743.3*(10**6)
TBPT,DEFI,0.0172,746.0*(10**6)
TBPT,DEFI,0.0214,755.0*(10**6)
TBPT,DEFI,0.0214,763.9*(10**6)
TBPT,DEFI,0.0254,776.3*(10**6)
TBPT,DEFI,0.0335,791.5*(10**6)
TBPT,DEFI,0.0376,803.9*(10**6)
TBPT,DEFI,0.0539,826.0*(10**6)
TBPT,DEFI,0.0744,852.9*(10**6)
TBPT,DEFI,0.1588,931.5*(10**6)
TBPT,DEFI,0.3438,1047.3*(10**6)

```

```

K,1,0,90,0
K,2,0,90,R

```

```

! * * PONTOS DO CASCO * *
K,3,R,90,R
K,4,R,90,R+M/2

```

```

KEYPOINT=5
*DO,I,1,N-2,
    K,KEYPOINT,R,90,R+M/2+I*M
    KEYPOINT = KEYPOINT+1
*ENDDO

```

```

K,KEYPOINT,R,90,R+M/2+(I+1)*M
K,KEYPOINT+1,R,90,R+M+(I+1)*M-A/2
K,KEYPOINT+2,0,90,R+M+(I+1)*M-A/2
K,KEYPOINT+3,0,90,2*R+M+(I+1)*M-A/2
VAR=KEYPOINT+5

```

```

KEYPOINT = KEYPOINT+4
! * * PONTOS DA CAVERNA * *
*DO,I,0,N-1,
    K,KEYPOINT,(R-A/2-HC+ES/2),90,R+M/2+I*M-LS/2
    KEYPOINT = KEYPOINT+1

    K,KEYPOINT,(R-A/2-HC+ES/2),90,R+M/2+I*M
    KEYPOINT = KEYPOINT+1

    VAR2=KEYPOINT
    K,KEYPOINT,(R-A/2-HC+ES/2),90,R+M/2+I*M+LS/2
    KEYPOINT = KEYPOINT+1
*ENDDO

```

```

! * * LINHA DA CALOTA * *
LARC,1,3,2,R,

```

```

! * * LINHA DO CASCO * *

```

```

*DO,I,3,N+3,
    L,I,I+1
*ENDDO

! * * LINHA DA CALOTA * *
LARC,64,66,65,R,

! * * LINHA DA ALMA * *
*DO,I,4,N+3,
    L,I,VAR+3*(I-4)
*ENDDO

! * * LINHA DA FLANGE * *
*DO,I,VAR-1,4*N+4,3
L,I,I+1
L,I+1,I+2
*ENDDO

*GET,NUM_LINHAS,LINE,0,COUNT

! * * AREAS * *
*DO,I,1,NUM_LINHAS
AROTAT,I,,,,,1,66,ALFA,1
*ENDDO

AGLUE,ALL

! * * CHAPA DA CALOTA * *
ET,1,SHELL181
KEYOPT,1,8,1 ! GRAVA RESULTADOS TOP/BOATTOM

SECT,1,SHELL,,
SECDATA,ACAL,1,0.0,NPC
SECOFFSET,MID
SECCONTROL,,,,,,

ASEL,S,LOC,Z,R,0
ASEL,A,LOC,Z,R+M*N,2*R+M*N

AATT,1,,,0,1
AESIZE,ALL,ASIZE*10, ! TAMANHO DO ELEMENTO
ASEL,,,,ALL

! * * CHAPA DO CASCO * *
ET,2,SHELL181
KEYOPT,2,8,1 ! GRAVA RESULTADOS TOP/BOTTOM

SECT,2,SHELL,,
SECDATA,A,1,0.0,NPC
SECOFFSET,MID
SECCONTROL,,,,,,

ASEL,S,LOC,Z,R+M/4
*DO,I,0,N-1,
    ASEL,A,LOC,Z,R+I*M
*ENDDO
ASEL,A,LOC,Z,LOCZ33+LS/2,LOCZ33+M-LS/2
ASEL,A,LOC,Z,R+I*M+M/2+M/4-0.001,R+I*M+M/2+M/4+0.001

AATT,1,,,0,2
AESIZE,ALL,ASIZE, ! TAMANHO DO ELEMENTO

```

```
ASEL,,,,ALL
```

```
! * * ESPESSURA DA ALMA * *
```

```
ET,3, SHELL181
```

```
KEYOPT,3,8,1 ! GRAVA RESULTADOS TOP/BOTTOM
```

```
SECT,3,SHELL,,
```

```
SECDATA,EA,1,0.0,NPA
```

```
SECOFFSET,MID
```

```
SECCONTROL,,,,,,,,
```

```
ASEL,S,LOC,Z,R+M/2-0.001,R+M/2+0.001
```

```
*DO,I,1,N*3-1,
```

```
ASEL,A,LOC,Z,R+M/2+I*M-0.001,R+M/2+I*M+0.001
```

```
*ENDDO
```

```
AATT,1,,,0,3
```

```
AESIZE,ALL,HCSIZE, ! TAMANHO DO ELEMENTO
```

```
ASEL,,,,ALL
```

```
! * * ESPESSURA DO FLANGE * *
```

```
ET,4, SHELL181
```

```
KEYOPT,4,8,1 ! GRAVA RESULTADOS TOP/BOTTOM
```

```
SECT,4,SHELL,,
```

```
SECDATA,ES,1,0.0,NPC
```

```
SECOFFSET,MID
```

```
SECCONTROL,,,,,,,,
```

```
ASEL,S,LOC,Z,R+M/2-(LS/4)-0.001,R+M/2-(LS/4)+0.001
```

```
ASEL,A,LOC,Z,R+M/2+(LS/4)-0.001,R+M/2+(LS/4)+0.001
```

```
*DO,I,1,N*3-1
```

```
ASEL,A,LOC,Z,R+M/2+I*M-(LS/4)-0.001,R+M/2+I*M-(LS/4)+0.001
```

```
ASEL,A,LOC,Z,R+M/2+I*M+(LS/4)-0.001,R+M/2+I*M+(LS/4)+0.001
```

```
*ENDDO
```

```
AATT,1,,,0,4
```

```
AESIZE,ALL,LSSIZE, ! TAMANHO DO ELEMENTO
```

```
ASEL,,,,ALL
```

```
/VIEW,1,1,1,1
```

```
/ANG,1
```

```
/REP,FAST
```

```
/UI,MESH,OFF
```

```
MOPT,AMESH,DEFA
```

```
MOPT,QMESH,DEFA
```

```
MOPT,VMESH,DEFA
```

```
MOPT,TIMP,1
```

```
MOPT,PYRA,ON
```

```
MOPT,AORD,0
```

```
MOPT,SPLIT,1
```

```
MSHKEY,1
```

```
MSHMID,0
```

```
MSHPATTERN,0
```

```
KEYW,ACCEPT,0
```

```
MSHAPE,0,2D
```

```
MSHAPE,0,3D
```

```
AMESH,ALL
```

```

! * * COLETA NÚMERO DE NÓS * *
*GET,NUMNODE,NODES,0,COUNT,

! * * COLETA NÚMERO DE ELEMENTOS * *
*GET,NUMELEM,ELEMENTOS,0,COUNT,

*DIM,PROPRIEDADES,,NUMELEM,1
*DIM,ELEM,,NUMELEM,5

*DO,I,1,NUMELEM
  ! * * GRAVA NUMERO DE SEÇÃO
  *GET,PROPRIEDADES(I,1),ELEM,I,ATTR,SECN

  ! * * GRAVA NUMERO DE NÓS
  *GET,ELEM(I,1),ELEM,I,NODE,1
  *GET,ELEM(I,2),ELEM,I,NODE,2
  *GET,ELEM(I,3),ELEM,I,NODE,3
  *GET,ELEM(I,4),ELEM,I,NODE,4
  ELEM(I,5)=I
*ENDDO

*DIM,NOX,,NUMNODE,1
*DIM,NOY,,NUMNODE,1
*DIM,NOZ,,NUMNODE,1
*DIM,W0X(I,1),,NUMNODE,1

*DO,I,1,NUMNODE

  ! * * ARMAZENA COORDENADAS X DOS NÓS (RADIAL) * *
  *VGET,NOX(I,1),NODE,I,LOC,X

  ! * * ARMAZENA COORDENADAS Y DOS NÓS (ANGULAR) * *
  *VGET,NOY(I,1),NODE,I,LOC,Y
  ! * * ARMAZENA COORDENADAS Z DOS NÓS (LONGITUDINAL) * *
  *VGET,NOZ(I,1),NODE,I,LOC,Z

  ! * * VETOR DO DEFEITO GEOMÉTRICO GLOBAL E RADIAL * *
  W0X(I,1)=NOX(I,1)+V1*COS(N1*NOY(I,1)*PI/180)*SIN(PI*NOZ(I,1)/(N*M+2*R))
*ENDDO

ACLEAR,ALL

! * * CRIA NOS * *
*DO,I,1,NUMNODE
N,NODE,W0X(I,1),NOY(I,1),NOZ(I,1)
*ENDDO

! * * CRIA ELEMENTOS * *
*DO,I,1,NUMELEM
EN,ELEM(I,5),ELEM(I,1),ELEM(I,2),ELEM(I,3),ELEM(I,4)
*ENDDO

! * * ATRIBUI ESPESURAS * *
*DO,I,1,NUMELEM
  EMODIF,I,SECNUM,PROPRIEDADES(I,1)
*ENDDO

NUMMRG,NODES,0.001

! * * CONDIÇÕES DE CONTORNO * *
! * * NÓ DA CALOTA DE RÉ * *

```

```

D,1,,,,,,,,UZ,,,,,,,,

! * * LATERAL * *
NSEL,S,LOC,Y,90
D,ALL,,0,,,,UX
D,ALL,,0,,,,ROTY
D,ALL,,0,,,,ROTZ
ALLSEL,ALL

! * * INFERIOR * *
NSEL,S,LOC,Y,180
D,ALL,,0,,,,UY
D,ALL,,0,,,,ROTX
D,ALL,,0,,,,ROTZ
ALLSEL,ALL

! * * PRESSÃO HIDROSTÁTICA * *
ESEL,S,SEC,,1 ! SELECIONA CHAPA DA CALOTA
ESEL,A,SEC,,2 ! SELECIONA CHAPA DO CASCO
SFE,ALL,1,PRES,,-PRES*RO*G,,,
ALLSEL,ALL

! * * SOLUÇÃO NÃO LINEAR * *
/SOLU
ANTYPE,STATIC
NLGEOM,ON      ! GRANDES DESLOCAMENTOS
NEQIT,2000     ! NUMERO MÁXIMO DE ITERAÇÕES
OUTRES,,ALL
LNSRCH,1
SOLCONTROL,ON
NSUBST,25
ARCLN,ON,10,0.001

INISTATE,DELETE

! * * DEFINE PERFIL DE TENSÃO RESIDUAL * *
! * * CHAPA * *
ESEL,S,SEC,,2 ! SELECIONA CHAPA
NSEL,S,,,ALL
INISTATE,SET,DYP,S

*DO,I,1,NPC
INISTATE,DEFINE,ALL,ALL,ALL,I,CHAPALON(1,I),CHAPATRANS(1,I),,,,,
*ENDDO
ALLSEL,ALL

! * * FLANGE * *
ESEL,S,SEC,,4 ! SELECIONA CHAPA
NSEL,S,,,ALL
INISTATE,SET,DYP,S

*DO,I,1,NPC
INISTATE,DEFINE,ALL,ALL,ALL,I,FLANGELON(1,I),FLANGETRANS(1,I),,,,,
*ENDDO
ALLSEL,ALL
SAVE
SOLVE

```

APÊNDICE J - CURVAS CARGA X DESLOCAMENTO RADIAL PARA CASCO RESISTENTE COM 6 M DE DIÂMETRO

Este apêndice apresenta as curvas *carga x deslocamento radial* para o nó de maior deslocamento do casco de 6 m de diâmetro. Os valores de pressão de colapso obtidos foram convertido em metros de coluna d' água considerando $9,81 \text{ m/s}^2$ como valor da aceleração da gravidade e 1026 kg/m^3 como valor da densidade da água do mar. Assim, as Figuras 137 e 138 apresentam as curvas para as análises de flambagem com e sem tensão residual de conformação, respectivamente. Já as curvas apresentadas nas Figuras 139 a 144 mostram uma comparação dos deslocamentos radiais com e sem tensão residual, obtidos para cascos com espessuras de chapa e de flange da caverna de 20, 22, 24, 26, 28 e 30 mm.

Figura 137: curvas carga x deslocamento radial para os cascos resistentes de 6 m de diâmetro para diferentes espessuras de chapa e flange, sem tensão residual de conformação.

Figura 138: curvas carga x deslocamento radial para os cascos resistentes de 6 m de diâmetro para diferentes espessuras de chapa e flange, com tensão residual de conformação.

Figura 139: curvas carga x deslocamento radial para o casco resistente de 6 m de diâmetro e 20 mm de espessura de chapa e flange, com e sem tensão residual de conformação.

Figura 140: curvas carga x deslocamento radial para o casco resistente de 6 m de diâmetro e 22 mm de espessura de chapa e flange, com e sem tensão residual de conformação.

Figura 141: curvas carga x deslocamento radial para o casco resistente de 6 m de diâmetro e 24 mm de espessura de chapa e flange, com e sem tensão residual de conformação.

Figura 142: curvas carga x deslocamento radial para o casco resistente de 6 m de diâmetro e 26 mm de espessura de chapa e flange, com e sem tensão residual de conformação.

Figura 143: curvas carga x deslocamento radial para o casco resistente de 6 m de diâmetro e 28 mm de espessura de chapa e flange, com e sem tensão residual de conformação.

Figura 144: curvas carga x deslocamento radial para o casco resistente de 6 m de diâmetro e 30 mm de espessura de chapa e flange, com e sem tensão residual de conformação.

APÊNDICE L - CURVAS CARGA X DESLOCAMENTO RADIAL PARA CASCO RESISTENTE COM 8 M DE DIÂMETRO

Este apêndice apresenta as curvas *carga x deslocamento radial* para o nó de maior deslocamento do casco resistente de 8 m de diâmetro. Os valores de pressão de colapso obtidos foram convertidos em metros de coluna d' água considerando $9,81 \text{ m/s}^2$ como valor da aceleração da gravidade e 1026 kg/m^3 como valor da densidade da água do mar. Assim, as Figuras 145 e 146 apresentam as curvas para as análises de flambagem com e sem tensão residual de conformação, respectivamente. Já as curvas apresentadas nas Figuras 147 a 152 mostram uma comparação dos deslocamentos radiais com e sem tensão residual, obtidos para cascos com espessuras de chapa e flange de 20, 22, 24, 26, 28 e 30 mm, respectivamente.

Figura 145: curvas carga x deslocamento radial para os cascos resistentes de 8 m de diâmetro para diferentes espessuras de chapa e flange, sem tensão residual de conformação.

Figura 146: curvas carga x deslocamento radial para os cascos resistentes de 8 m de diâmetro para diferentes espessuras de chapa e flange, com tensão residual de conformação.

Figura 147: curvas carga x deslocamento radial para o casco resistente de 8 m de diâmetro e 20 mm de espessura de chapa e flange, com e sem tensão residual de conformação.

Figura 148: curvas carga x deslocamento radial para o casco resistente de 8 m de diâmetro e 22 mm de espessura de chapa e flange, com e sem tensão residual de conformação.

Figura 149: curvas carga x deslocamento radial para o casco resistente de 8 m de diâmetro e 24 mm de espessura de chapa e flange, com e sem tensão residual de conformação.

Figura 150: curvas carga x deslocamento radial para o casco resistente de 8 m de diâmetro e 26 mm de espessura de chapa e flange, com e sem tensão residual de conformação.

Figura 151: curvas carga x deslocamento radial para o casco resistente de 8 m de diâmetro e 28 mm de espessura de chapa e flange, com e sem tensão residual de conformação.

Figura 152: curvas carga x deslocamento radial para o casco resistente de 8 m de diâmetro e 30 mm de espessura de chapa e flange, com e sem tensão residual de conformação.

APÊNDICE M - CURVAS CARGA X DESLOCAMENTO RADIAL PARA CASCO RESISTENTE COM 10 M DE DIÂMETRO

Este apêndice apresenta as curvas *carga x deslocamento radial* para o nó de maior deslocamento do casco resistente de 10 m de diâmetro. Os valores de pressão de colapso obtidos foram convertidos em metros de coluna d' água considerando $9,81 \text{ m/s}^2$ como valor da aceleração da gravidade e 1026 kg/m^3 como valor da densidade da água do mar. Assim, as Figuras 153 e 154 apresentam as curvas para as análises de flambagem com e sem tensão residual de conformação, respectivamente. Já as curvas apresentadas nas Figuras 155 e 160 mostram uma comparação dos deslocamentos radiais com e sem tensão residual, obtidos para cascos resistentes com espessuras de chapa e flange de 20, 22, 24, 26, 28 e 30 mm, respectivamente.

Figura 153: curvas carga x deslocamento radial para os cascos resistentes de 10 m de diâmetro para diferentes espessuras de chapa e flange, sem tensão residual de conformação.

Figura 154: curvas carga x deslocamento radial para os cascos resistentes de 10 m de diâmetro para diferentes espessuras de chapa e flange, com tensão residual de conformação.

Figura 155: curvas carga x deslocamento radial para o casco resistente de 10 m de diâmetro e 20 mm de espessura de chapa e flange, com e sem tensão residual de conformação.

Figura 156: curvas carga x deslocamento radial para o casco resistente de 10 m de diâmetro e 22 mm de espessura de chapa e flange, com e sem tensão residual de conformação.

Figura 157: curvas carga x deslocamento radial para o casco resistente de 10 m de diâmetro e 24 mm de espessura de chapa e flange, com e sem tensão residual de conformação.

Figura 158: curvas carga x deslocamento radial para o casco resistente de 10 m de diâmetro e 26 mm de espessura de chapa e flange, com e sem tensão residual de conformação.

Figura 159: curvas carga x deslocamento radial para o casco resistente de 10 m de diâmetro e 28 mm de espessura de chapa e flange, com e sem tensão residual de conformação.

Figura 160: curvas carga x deslocamento radial para o casco resistente de 10 m de diâmetro e 30 mm de espessura de chapa e flange, com e sem tensão residual de conformação.

APÊNDICE N - APDL PARA ANÁLISE DE FLAMBAGEM DA SEÇÃO DE VANTE DO SUBMARINO S-80

Este apêndice apresenta a rotina em APDL desenvolvida para a análise não-linear de flambagem da seção de vante do submarino S-80.

```

/prep7
! * * Dados de entrada * *
! #####
! * * Constantes * *
g = 9.81          ! Aceleração da gravidade em m/s2
ro = 1026         ! Densidade da água em Kg/m3
pi = ACOS(-1)    ! Constante PI
N = 55           ! Quantidade de cavernas
ALFA = 90        ! Rotação

! * * Dimensões do casco * *
R = 3.300        ! Raio externos do casco em metros
a = 0.031        ! Espessura do casco em metros

! * * Dimensão da calota * *
ecal = 0.060     ! Espessura da calota de vante em metros
Ava = 1.800      ! Semi eixo menor em metros
Bva = 3.300      ! Semi eixo maior em metros

! * * Dimensões das cavernas * *
M = 0.590        ! Distância entre cavernas

Es = 0.035       ! Espessura do flange em metros
Ls = 0.140       ! Largura do flange em metros

Ea = 0.014       ! Espessura da alma
Hc = 0.255       ! Altura da alma entre chapa e flange

! * * Pressão hidrostática * *
Pres = 800       ! Profundidade em metros

! * * Propriedades mecânicas elásticas * *
E = 210000000000 ! Módulo de elasticidade
ni = 0.3         ! Coeficiente de Poisson

! * * Dimensão da malha * *
asize = 0.080    ! Tamanho do elemento entre cavernas em metros
Hcsize = 0.040   ! Tamanho do elemento na alma em metros
Lssize = 0.040   ! Tamanho do elemento no flange em metros

! * * Número de pontos de integração * *
npc = 21         ! Pontos de integração na chapa e no flange
npa = 5          ! Pontos de integração na alma

! * * Defeito geométrico radial (falta de circularidade) * *
n1 = 2           ! Modo de flambagem
v1 = 0.003*R     ! Fator multiplicadores

! * * Defeito geométrico entre cavernas * *
n2 = 15          ! Modo de flambagem
v2 = 0.10*a      ! Fator multiplicador

```

```
! #####
```

```
! * * Geração do modelo numérico * *
! * * Definição das propriedades mecanicas * *
```

```
MP, EX, 1, E
```

```
MP, NUXY, 1, ni
```

```
! * * CURVA TENSÃO X DEFORMAÇÃO PLÁSTICA DO AÇO HY100 * *
```

```
TB, PLASTIC, 1, 1, 31, MISO ! DEFORMACAO PLASTICA
```

```
TBTEMP, 0
```

```
TBPT, DEFI, 0, 556.4*(10**6)
```

```
TBPT, DEFI, 0.0004, 634.3*(10**6)
```

```
TBPT, DEFI, 0.0009, 680.5*(10**6)
```

```
TBPT, DEFI, 0.0014, 698.4*(10**6)
```

```
TBPT, DEFI, 0.0019, 704.6*(10**6)
```

```
TBPT, DEFI, 0.0024, 706.0*(10**6)
```

```
TBPT, DEFI, 0.0029, 707.4*(10**6)
```

```
TBPT, DEFI, 0.0034, 708.8*(10**6)
```

```
TBPT, DEFI, 0.0044, 713.6*(10**6)
```

```
TBPT, DEFI, 0.0054, 715.0*(10**6)
```

```
TBPT, DEFI, 0.0064, 717.7*(10**6)
```

```
TBPT, DEFI, 0.0074, 718.4*(10**6)
```

```
TBPT, DEFI, 0.0083, 721.9*(10**6)
```

```
TBPT, DEFI, 0.0093, 723.9*(10**6)
```

```
TBPT, DEFI, 0.0103, 728.8*(10**6)
```

```
TBPT, DEFI, 0.0113, 731.5*(10**6)
```

```
TBPT, DEFI, 0.0123, 733.6*(10**6)
```

```
TBPT, DEFI, 0.0133, 737.7*(10**6)
```

```
TBPT, DEFI, 0.0143, 739.8*(10**6)
```

```
TBPT, DEFI, 0.0152, 741.9*(10**6)
```

```
TBPT, DEFI, 0.0162, 743.3*(10**6)
```

```
TBPT, DEFI, 0.0172, 746.0*(10**6)
```

```
TBPT, DEFI, 0.0214, 755.0*(10**6)
```

```
TBPT, DEFI, 0.0214, 763.9*(10**6)
```

```
TBPT, DEFI, 0.0254, 776.3*(10**6)
```

```
TBPT, DEFI, 0.0335, 791.5*(10**6)
```

```
TBPT, DEFI, 0.0376, 803.9*(10**6)
```

```
TBPT, DEFI, 0.0539, 826.0*(10**6)
```

```
TBPT, DEFI, 0.0744, 852.9*(10**6)
```

```
TBPT, DEFI, 0.1588, 931.5*(10**6)
```

```
TBPT, DEFI, 0.3438, 1047.3*(10**6)
```

```
! * * Antepara eliptica * *
```

```
k, 1, 0, 0, 0
```

```
k, 2, 0, 1.080, 0.1
```

```
k, 3, 0, 1.505, 0.2
```

```
k, 4, 0, 1.816, 0.3
```

```
k, 5, 0, 2.064, 0.4
```

```
k, 6, 0, 2.272, 0.5
```

```
k, 7, 0, 2.448, 0.6
```

```
k, 8, 0, 2.600, 0.7
```

```
k, 9, 0, 2.731, 0.8
```

```
k, 10, 0, 2.844, 0.9
```

```
k, 11, 0, 2.942, 1
```

```
k, 12, 0, 3.026, 1.1
```

```
k, 13, 0, 3.097, 1.2
```

```
k, 14, 0, 3.155, 1.3
```

```
k, 15, 0, 3.202, 1.4
```

```
k, 16, 0, 3.239, 1.5
```

```
k, 17, 0, 3.264, 1.6
```

```
k, 18, 0, 3.279, 1.7
```

```

k,19,0,3.285,1.8

! * * Sistema de coordenada cilíndrico * *
CSYS,1 ! Eixo Z de rotação do modelo

keypoint = 20
*DO,i,0,N-1,
    k,keypoint,(R-a/2),90,Ava+M/2+i*M
    keypoint = keypoint+1
*ENDDO
k,75,(R-a/2),90,Ava+(i+1)*M+M/2

keypoint = 76
! * * Pontos da caverna * *
*DO,i,0,N-1,
    k,keypoint,(R-a-Hc+Es/2),90,Ava+M/2+i*M-Ls/2
    keypoint = keypoint+1

    k,keypoint,(R-a-Hc+Es/2),90,Ava+M/2+i*M
    keypoint = keypoint+1

    var2=keypoint
    k,keypoint,(R-a-Hc+Es/2),90,Ava+M/2+i*M+Ls/2
    keypoint = keypoint+1
*ENDDO

i=1
BSPLIN,i,i+1,i+2,i+3,i+4,i+5
i=6
BSPLIN,i,i+1,i+2,i+3,i+4,i+5
i=11
BSPLIN,i,i+1,i+2,i+3,i+4,i+5
i=16
BSPLIN,i,i+1,i+2,i+3

! * * Linha do casco * *
*DO,i,19,74,
    L,i,i+1
*ENDDO

! * * Linha da alma * *
*DO,i,0,N-1,
    L,20+i,77+3*i
*ENDDO

! * * Linha da flange * *
*DO,i,0,N-1,
    L,76+3*i,76+3*i+1
    L,76+3*i+1,76+3*i+2
*ENDDO

k,10000,0,0,Ava+M*N

! Revoluciona linhas
*DO,i,1,225,
AROTAT,i,,,,,1,10000,ALFA,
*ENDDO

AGLUE,ALL ! Junta todas as superfícies

! * * Chapa da calota * *

```

```

ET,1,SHELL181
KEYOPT,1,8,1 ! Grava resultados top/bottom

sect,1,shell,,
secdata,ecal,1,0.0,npc
secoffset,MID
seccontrol,,,,,,,,

ASEL,S,LOC,Z,0,Ava

AATT,1,,,0,1
AESIZE,all,asize/2, ! Tamanho do elemento
ASEL,,,,all

! * * Chapa do casco * *
ET,2,SHELL181
KEYOPT,2,8,1 ! Grava resultados top/bottom

sect,2,shell,,
secdata,a,1,0.0,npc
secoffset,MID
seccontrol,,,,,,,,

ASEL,S,LOC,Z,1.4+M/4
*DO,i,0,N-1,
    ASEL,A,LOC,Z,Ava+i*M
*ENDDO

AATT,1,,,0,2
AESIZE,all,asize, ! Tamanho do elemento
ASEL,,,,all

ASEL,S,LOC,Z,Ava+(i+1)*M
AATT,1,,,0,2
AESIZE,all,asize, ! Tamanho do elemento
ASEL,,,,all

ASEL,S,LOC,Z,Ava+M/4
AATT,1,,,0,2
AESIZE,all,asize, ! Tamanho do elemento
ASEL,,,,all

! * * Espessura da alma * *
ET,3, SHELL181
KEYOPT,3,8,1 ! Grava resultados top/bottom

sect,3,shell,,
secdata,Ea,1,0.0,npa
secoffset,MID
seccontrol,,,,,,,,

ASEL,S,LOC,Z,Ava+M/2-0.001,Ava+M/2+0.001
*DO,i,1,N*3-1,
    ASEL,A,LOC,Z,Ava+M/2+i*M-0.001,Ava+M/2+i*M+0.001
*ENDDO

AATT,1,,,0,3
AESIZE,all,Hcsize, ! Tamanho do elemento
ASEL,,,,ALL

! * * Espessura do flange * *

```

```

ET,4, SHELL181
KEYOPT,4,8,1 ! Grava resultados top/bottom

sect,4,shell,,
secdata,Es,1,0.0,npc
secoffset,MID
seccontrol,,,,,,,,

ASEL,S,LOC,Z,Ava+M/2-(Ls/4)-0.001,Ava+M/2-(Ls/4)+0.001
ASEL,A,LOC,z,Ava+M/2+(Ls/4)-0.001,Ava+M/2+(Ls/4)+0.001
*DO,i,1,N*3-1
    ASEL,A,LOC,Z,Ava+M/2+i*M-(Ls/4)-0.001,Ava+M/2+i*M-
    (Ls/4)+0.001
    ASEL,A,LOC,z,Ava+M/2+i*M+(Ls/4)-
    0.001,Ava+M/2+i*M+(Ls/4)+0.001

*ENDDO

AATT,1,,,0,4
AESIZE,all,Lssize, ! Tamanho do elemento
ASEL,,,,all

MOPT,AMESH,DEFA
MOPT,QMESH,DEFA
MOPT,VMESH,DEFA
MOPT,TIMP,1
MOPT,PYRA,ON
MOPT,AORD,0
MOPT,SPLIT,1
MSHKEY,1
MSHMID,0
MSHPATTERN,0
KEYW,ACCEPT,0
MSHAPE,0,2D
MSHAPE,0,3D

AMESH,ALL

! * * Coleta número de nós * *
*GET,NUMNODE,NODES,0,COUNT,

! * * Coleta número de elementos * *
*GET,NUMELEM,ELEMENTOS,0,COUNT,

! padrao 1 - SOLDA NA CHAPA
ASEL,S,LOC,Z,Ava+M/4
*DO,i,0,N-1,
    ASEL,A,LOC,Z,Ava+M*i-0.001,Ava+M*i+0.001
    ASEL,A,LOC,Z,Ava+M*i+M-0.001,Ava+M*i+M+0.001
*ENDDO

LSLA,S
ESLA,S
LSLA,S
LSEL,R,LOC,Y,135
NSLL,S,1
ESLN,S
ESEL,R,SEC,,2
NSLE,S
CM,padrao01,ELEM

```

```

*DIM,PADRA01,,NUMELEM,1
P1=1
*DO,I,1,NUMELEM
  *IF,ESEL(I),EQ,1,THEN
    PADRA01(P1,1) = I
    P1=P1+1
  *ENDIF
*ENDDO
ALLSELL,ALL

! padrao 2 - CONFORMAÇÃO NA CHAPA
ESEL,S,SEC,,2
CMSE,U,PADRA001

*DIM,PADRA02,,NUMELEM,1
P2=1
*DO,I,1,NUMELEM
  *IF,ESEL(I),EQ,1,THEN
    PADRA02(P2,1) = I
    P2=P2+1
  *ENDIF
*ENDDO
ALLSELL,ALL

! padrao 4
LSEL,S,LOC,Z,Ava+M/2
*DO,i,1,N-1,
  LSEL,A,LOC,Z,Ava+M/2+M*i-0.001,Ava+M/2+M*i+0.001
*ENDDO
LSEL,R,LOC,Y,135
LSEL,R,LOC,X,R-a-Hc+Es/2
NSLL,R,1
ESLN,R
ESEL,R,SEC,,4
CM,padrao04,ELEM

*DIM,PADRA04,,NUMELEM,1
P4=1
*DO,I,1,NUMELEM
  *IF,ESEL(I),EQ,1,THEN
    PADRA04(P4,1) = I
    P4=P4+1
  *ENDIF
*ENDDO
ALLSELL,ALL

! padrao 3
ESEL,S,SEC,,4
CMSE,U,PADRA004

*DIM,PADRA03,,NUMELEM,1
P3=1
*DO,I,1,NUMELEM
  *IF,ESEL(I),EQ,1,THEN
    PADRA03(P3,1) = I
    P3=P3+1
  *ENDIF
*ENDDO
ALLSELL,ALL

! padrao 5

```

```

LSEL,S,LOC,Z,Ava+M/2
*DO,i,1,N-1,
    LSEL,A,LOC,Z,Ava+M/2+M*i-0.001,Ava+M/2+M*i+0.001
*ENDDO
LSEL,R,LOC,Y,135
NSLL,S,1
ESLN,R
ESEL,R,SEC,,3
CM,padrao05,ELEM

*DIM,PADRA05,,NUMELEM,1
P5=1
*DO,I,1,NUMELEM
    *IF,ESEL(I),EQ,1,THEN
        PADRA05(P5,1) = I
        P5=P5+1
    *ENDIF
*ENDDO
ALLSELL,ALL

! padrao 6
ESEL,S,SEC,,3
CMSE,U,PADRA05

*DIM,PADRA06,,NUMELEM,1
P6=1
*DO,I,1,NUMELEM
    *IF,ESEL(I),EQ,1,THEN
        PADRA06(P6,1) = I
        P6=P6+1
    *ENDIF
*ENDDO
ALLSELL,ALL

*DIM,PROPRIEDADES,,NUMELEM,1
*DIM,ELEM,,NUMELEM,5

*DO,I,1,NUMELEM
    ! * * Grava numero de Seção
    *GET,PROPRIEDADES(I,1),ELEM,I,ATTR,SECN

    ! * * Grava numero de nós
    *GET,ELEM(I,1),ELEM,I,NODE,1
    *GET,ELEM(I,2),ELEM,I,NODE,2
    *GET,ELEM(I,3),ELEM,I,NODE,3
    *GET,ELEM(I,4),ELEM,I,NODE,4
    ELEM(I,5)=I
*ENDDO

*DIM,NOX,,NUMNODE,1
*DIM,NOY,,NUMNODE,1
*DIM,NOZ,,NUMNODE,1
*DIM,W0X(I,1),,NUMNODE,1

*DO,I,1,NUMNODE

! * * Armazena coordenadas x dos nós (radial) * *
*VGET,NOX(I,1),NODE,I,LOC,X

! * * Armazena coordenadas y dos nós (angular) * *
*VGET,NOY(I,1),NODE,I,LOC,Y

```



```

! * * Armazena coordenadas z dos nós (longitudinal) * *
*VGET,NOZ(I,1),NODE,I,LOC,Z

! * * Vetor do defeito geométrico global * *
W0X(I,1)=NOX(I,1)+v1*cos(n1*NOY(I,1)*pi/180)*sin(pi*NOZ(I,1)/(N*M+2
*R) )
*ENDDO
! * * Seleciona nós da chapa do casco (seção 2) * *
ESEL,S,SEC,,2
NSLE,S
*GET,NUMNODE_CHAPA,NODES,0,COUNT,
*DIM,NO_CHAPA,,NUMNODE_CHAPA,1
J=1
*DO,I,1,NUMNODE
  *IF,NSEL(I),eq,1,then
    NO_CHAPA(J,1) = I
    J=J+1
  *ENDIF
*ENDDO
ALLSELL,ALL
! * * Vetor do defeito geométrico entre cavernas * *
*DO,I,1,NUMNODE_CHAPA
W0X(NO_CHAPA(I,1),1)=W0X(NO_CHAPA(I,1),1)+v2*cos(pi*NOZ(NO_CHAPA(I,
1),1)/M)*cos(n2*NOY(NO_CHAPA(I,1),1)*pi/180)
*ENDDO
! * * Vetor do defeito geométrico local * *
*DO,I,1,NUMELEM
*IF,PROPRIEDADES(I,1),EQ,2,THEN
W0X(ELEM(I,1),1) = W0X(ELEM(I,1),1) +
v2*cos(pi*NOZ(ELEM(I,1),1)/M)*cos(n2*NOY(ELEM(I,1),1)*pi/180)
W0X(ELEM(I,2),1) = W0X(ELEM(I,2),1) +
v2*cos(pi*NOZ(ELEM(I,2),1)/M)*cos(n2*NOY(ELEM(I,2),1)*pi/180)
W0X(ELEM(I,3),1) = W0X(ELEM(I,3),1) +
v2*cos(pi*NOZ(ELEM(I,3),1)/M)*cos(n2*NOY(ELEM(I,3),1)*pi/180)
W0X(ELEM(I,4),1) = W0X(ELEM(I,4),1) +
v2*cos(pi*NOZ(ELEM(I,4),1)/M)*cos(n2*NOY(ELEM(I,4),1)*pi/180)
*ENDIF
*ENDDO
ACLEAR,all
! * * Cria nos * *
*DO,I,1,NUMNODE
N,NODE,W0X(I,1),NOY(I,1),NOZ(I,1)
*ENDDO
! * * Cria elementos * *
*DO,I,1,NUMELEM
EN,ELEM(I,5),ELEM(I,1),ELEM(I,2),ELEM(I,3),ELEM(I,4)
*ENDDO

! * * Atribui Espessuras * *
*DO,I,1,NUMELEM
  EMODIF,I,SECNUM,PROPRIEDADES(I,1)
*ENDDO
nummrg,nodes,0.001
! * * Condições de contorno * *
! * * Nó da calota * *
D,1,,,,,UX,,,,,
D,1,,,,,UY,,,,,
! * * lateral * *
NSLE,S,LOC,Y,90
D,all,,0,,,,UX
D,all,,0,,,,ROTY

```

```

D,all,,0,,,,,ROTX
ALLSEL,all
! * * inferior * *
NSEL,S,LOC,Y,180
D,all,,0,,,,,UY
D,all,,0,,,,,ROTX
D,all,,0,,,,,ROTX
ALLSEL,all
! * * cofferdam * *
NSEL,S,LOC,Z,N*M+Ava+M/2
D,all,,0,,,,,UX
D,all,,0,,,,,UY
D,all,,0,,,,,UZ
D,all,,0,,,,,ROTX
D,all,,0,,,,,ROTY
D,all,,0,,,,,ROTX
ALLSEL,all
! * * Pressão hidrostática * *
ESEL,S,SEC,,1 ! Selecciona chapa da calota
ESEL,A,SEC,,2 ! Selecciona chapa do casco
SFE,all,1,PRES,, -Pres*ro*g,,,
ALLSEL,ALL
SAVE
! * * Solução não linear * *
/SOLU
ANTYPE,static
NLGEOM,on ! Grandes deslocamentos
NEQIT,2000 ! Numero máximo de iterações
OUTRES,,all
LNSRCH,1
SOLCONTROL,ON
NSUBST,40
ARCLEN,ON,10,0.001
SOLVE
ESEL,S,,,PADRA01(1,1)
*DO,I,2,P1-1
    ESEL,A,,,PADRA01(I,1)
*ENDDO
ESEL,S,,,PADRA02(1,1)
*DO,I,2,P2-1
    ESEL,A,,,PADRA02(I,1)
*ENDDO
ESEL,S,,,PADRA03(1,1)
*DO,I,2,P3-1
    ESEL,A,,,PADRA03(I,1)
*ENDDO
ESEL,S,,,PADRA04(1,1)
*DO,I,2,P3-1
    ESEL,A,,,PADRA04(I,1)
*ENDDO
ESEL,S,,,PADRA05(1,1)
*DO,I,2,P5-1
    ESEL,A,,,PADRA05(I,1)
*ENDDO
ESEL,S,,,PADRA06(1,1)
*DO,I,2,P6-1
    ESEL,A,,,PADRA06(I,1)
*ENDDO

```

APÊNDICE O - CURVAS CARGA X DESLOCAMENTO RADIAL PARA O SUBMARINO S-80

Este apêndice apresenta as curvas *carga x deslocamento radial* para o nó de maior deslocamento da seção de vante do submarino S-80 (Figuras 161 a 168). Os valores de pressão de colapso obtidos foram convertidos em metros de coluna d' água considerando $9,81 \text{ m/s}^2$ como valor da aceleração da gravidade e 1026 kg/m^3 como valor da densidade da água do mar.

Figura 161: curvas carga x deslocamento radial para a seção de vante do submarino S-80, sem tensão residual, para diferentes valores de amplitude de defeito global.

Figura 162: curvas carga x deslocamento radial para a seção de vante do submarino S-80, com tensão residual, para diferentes valores de amplitude de defeito global.

Figura 163: curva carga x deslocamento radial para a seção de vante do submarino S-80 com 0,1%R de amplitude de defeito global, com e sem tensão residual.

Figura 164: curva carga x deslocamento radial para a seção de vante do submarino S-80 com 0,2%R de amplitude de defeito global, com e sem tensão residual.

Figura 165: curva carga x deslocamento radial para a seção de vante do submarino S-80 com 0,3%R de amplitude de defeito global, com e sem tensão residual.

Figura 166: c curva carga x deslocamento radial para a seção de vante do submarino S-80 com 0,4%R de amplitude de defeito global, com e sem tensão residual.

Figura 167: curva carga x deslocamento radial para a seção de vante do submarino S-80 com 0,5%R de amplitude de defeito global, com e sem tensão residual.

Figura 168: curva carga x deslocamento radial para a seção de vante do submarino S-80 com 1,0%R de amplitude de defeito global, com e sem tensão residual.