

UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ  
CENTRO DE TECNOLOGIA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA CIVIL:  
ESTRUTURAL E CONSTRUÇÃO CIVIL

FÁBIO ANDERSON FONTELES TEÓFILO

ANÁLISE E PROJETO DE RISERS COMPÓSITOS EM CATENÁRIA

FORTALEZA  
2010

FÁBIO ANDERSON FONTELES TEÓFILO

ANÁLISE E PROJETO DE RISERS COMPÓSITOS EM CATENÁRIA

Dissertação submetida à coordenação do curso de Pós-Graduação em Engenharia Civil: Estruturas e Construção Civil da Universidade Federal do Ceará, como requisito parcial para a obtenção do grau de mestre em ciências em Engenharia Civil.

Área de Concentração: Estruturas.

Orientador: Prof. D.Sc. Evandro Parente Junior

Co-Orientador: Prof. D.Sc. Antônio Macário Cartaxo de Melo

FORTALEZA  
2010

T29a Teófilo, Fábio Anderson Fonteles  
Análise e projeto de risers compósitos em catenária / Fábio Anderson  
Fonteles Teófilo, 2010.  
155 f. ; il.; enc.

Orientador: Prof. D.Sc. Evandro Parente Junior

Co-orientador: Prof. D.Sc. Antônio Macário Cartaxo de Melo

Área de concentração: Estruturas

Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal do Ceará, Centro de  
Tecnologia, Departamento de Engenharia Estrutural e Construção Civil,  
Fortaleza, 2010.

1. Engenharia de estruturas. 2. Materiais compostos. 3. Engenharia de  
Petróleo. I. Parente Junior, Evandro. (orient.) II. Melo, Antônio Macário  
Cartaxo de. (co-orient.) III. Universidade Federal do Ceará – Programa de  
Pós – Graduação em Engenharia Civil. III.Título.

CDD 624.1

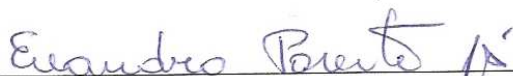
FÁBIO ANDERSON FONTELES TEÓFILO

ANÁLISE E PROJETO DE RISERS COMPÓSITOS EM CATENÁRIA

Dissertação submetida à coordenação do curso de Pós-Graduação em Engenharia Civil: Estruturas e Construção Civil da Universidade Federal do Ceará, como requisito parcial para a obtenção do grau de mestre em ciências em Engenharia Civil.

Aprovada em 03 / 05 / 2010

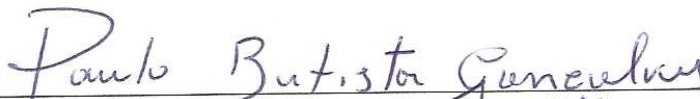
BANCA EXAMINADORA




Prof. Evandro Parente Junior (Orientador), D. Sc.  
Universidade Federal do Ceará - UFC



Prof. Antônio Macário Cartaxo de Melo (Co-Orientador), D. Sc.  
Universidade Federal do Ceará - UFC



Prof. Paulo Batista Gonçalves, D/ Sc.  
Pontifícia Universidade Católica - PUC-RJ



Prof. Áurea Silva de Holanda, D. Sc.  
Universidade Federal do Ceará - UFC

*Aos meus pais,*

***Geraldo Magela Teófilo e Maria Eliane Fonteles Teófilo***

*Por tudo que realizaram por mim.*

## AGRADECIMENTOS

A DEUS por guiar, proteger e iluminar todos os meus passos.

Às minhas tias Maria Socorro Teófilo, Tereza de Jesus Teófilo e Maria Conceição Teófilo Rocha, pela grande ajuda e por acreditarem em mim.

Aos meus primos, em especial Maria Glaudênia, Antônio Galvani, Antônio Glauber e Antônio Glauter, pelo apoio e incentivo durante todos estes anos, e principalmente pelos seus conselhos, que tanto contribuíram para minha formação pessoal e profissional.

A minha irmã Cynara Maria Fonteles Teófilo, pelo companheirismo, apoio e ajuda durante todos estes anos.

Ao professor, Evandro Parente Junior, pelos ensinamentos acadêmicos e pessoais, pelo incentivo e a dedicada orientação ao desenvolvimento deste trabalho e a amizade desenvolvida ao longo de todos estes anos.

Ao professor, Antônio Macário Cartaxo de Melo, e a professora, Áurea Silva de Holanda, pela a co-orientação e amizade desenvolvida durante estes anos.

Aos professores do DEECC pelo apoio direto e indireto durante estes anos.

Aos meus amigos pelos momentos de desconcentração e superação e que sempre me apoiaram e incentivaram desde a graduação.

Aos colegas de turma, pelo apoio e amizade durante o curso.

Ao prh31/ANP pelo apoio financeiro dado ao desenvolvimento deste trabalho, em especial ao professor Hosiberto Batista de Sant'Ana, pelo trabalho de coordenador, sempre ajudando e apoiando os bolsistas do programa durante estes anos.

*“Tenha em mente que tudo que você aprende na escola é trabalho de muitas gerações. Receba essa herança, honre-a, acrescente a ela e, um dia, fielmente, deposite-a nas mãos de seus filhos.”*

*Albert Einstein*

## RESUMO

Devido à necessidade de exploração em águas cada vez mais profundas, é necessário o desenvolvimento de novas tecnologias que permitam a exploração, prospecção, transporte e armazenamento de petróleo e gás. Neste cenário, a utilização de risers de aço em catenária em águas profundas pode ficar comprometida devido ao seu elevado peso. Os materiais compósitos reforçados por fibras oferecem uma alternativa devido a suas altas relações resistência/peso e rigidez/peso, bem como a elevadas resistências à corrosão, isolamento térmico e amortecimento estrutural. Assim, a utilização de risers de material compósito em catenária é uma alternativa interessante para a exploração e produção de petróleo em águas profundas. É importante destacar que este é um trabalho pioneiro, uma vez que as pesquisas em risers compósitos têm sido dedicadas ao caso de risers verticais tensionados no topo para plataformas do tipo TLP e nenhum trabalho foi encontrado na literatura tratando de risers compósitos em catenária. Devido às elevadas pressões hidrostáticas atuantes em águas profundas, a estabilidade é um dos aspectos principais no projeto de risers compósitos. A estabilidade destes risers foi estudada neste trabalho com base na teoria de cascas cilíndricas laminadas de parede fina e do Método dos Elementos Finitos (MEF). O projeto de um riser de material compósito requer a sua análise para diferentes condições de carregamento e esquemas de laminação. Portanto, o objetivo principal deste trabalho consiste em desenvolver uma metodologia de análise e projeto de risers compósitos em catenária para aplicação em águas profundas. Para isso, a metodologia de projeto de risers metálicos foi adaptada para o caso de compósitos. Adicionalmente, uma metodologia de pré-dimensionamento de juntas de riser compósito foi proposta neste trabalho e utilizada na definição de uma junta de material compósito com *liner* interno de aço. A resistência e estabilidade da junta são avaliadas através de fatores de segurança apropriados. As tensões nas lâminas são obtidas por métodos simplificados e pelo MEF. Após o pré-dimensionamento, o riser é analisado através da abordagem global-local. A análise global foi realizada considerando as condições extremas de carregamento, uma vez que a fadiga não foi estudada neste trabalho. A partir dos resultados obtidos na análise global são selecionadas as juntas críticas e realizada a análise local de cada uma destas juntas utilizando um modelo de elementos finitos sólidos. A resistência é avaliada através dos critérios de von Mises (aço) e da Máxima Tensão (compósito). Ao final, um estudo paramétrico foi realizado a fim de verificar a influência do ângulo de topo sobre os deslocamentos e esforços do riser compósito. Os resultados mostram que é possível projetar e analisar risers compósitos em catenária de forma satisfatória. Contudo, é importante a fabricação e testes de juntas de material compósito para validação dos métodos utilizados neste trabalho.

Palavras-chave: Materiais Compósitos, Risers, Estruturas Marítimas.



## ABSTRACT

The depletion of existing reserves and the increasing demand for oil and gas has led to the search for deepwater reserves and research for new technologies to make the production viable. That includes drilling, transportation and storage of petroleum and its byproducts. In this scenario, the use of Steel Composite Risers is not always viable, due to its weight. Fiber reinforced composite materials offer an alternative due to its several advantages, such as high specific strength and stiffness, high corrosion resistance, low thermal insulation, good structural damping and high fatigue life. Thus, the use of Composite Catenary Risers (CCR) is an interesting alternative to deepwater fields. It is important to note that this is a pioneer work, since the practical application of composite risers is restricted to TLP type platforms, and no works dealing with composite catenary risers were found in the literature. Due to the high hydrostatic pressures in deepwater applications, the stability is one of the main concerns in composite riser design. Thus, the riser stability was studied using both the thin walled orthotropic cylindrical shell theory and the Finite Element Method (FEM). The design of a composite riser requires the consideration of different load conditions and lamination schemes. Therefore, the main objective of this work is to develop a methodology for analysis and design of composite catenary risers for deepwater applications. To this end the methodology used for design of conventional risers was adapted for composite risers. In addition, a methodology for preliminary design of composite catenary risers was proposed in this work. This methodology was applied to obtain the preliminary design of composite joint with an internal steel liner and a cross-ply composite tube. The ply stresses were obtained using both simplified methods and finite element analysis. The strength and stability of the riser joint were evaluated using appropriate Safety Factors. After the preliminary design, the riser is analyzed using the global-local approach. The global analysis was carried-out only for extreme loading conditions, since fatigue was not considered in this work. Critical riser joints were chosen from the global analysis results. These joints were analyzed using refined local models using 3D finite elements subjected to internal or external pressure and the stress resultants (axial force and bending moment) computed by the global analysis. The strength of the selected joints was verified using von Mises (liner) and Maximum Stress (composite) criteria. Finally, a parametric study was carried-out to verify the influence of the top angle on displacements and stress resultants of the riser. Results showed that it is possible to design and analyze composite risers satisfactorily. However, it is important to manufacture some composite joints and perform qualification tests in order to validate the methods discussed in this work.

Keywords: Composite Materials, Risers, Offshore Structures.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Riser IFP-Aerospatiale (SPARKS <i>et al.</i> , 1988). .....	4
Figura 1.2 – Terminação do riser de produção NIST/ATP (PELSOCI, 2004). .....	5
Figura 1.3 – Junta de teste do riser compósito de Heidrun (SALAMA <i>et al.</i> , 2002). .....	5
Figura 1.4 – Concepção inicial da junta do projeto Magnolia (SMITH e LEVEQUE, 2005). .....	6
Figura 2.1 – Tipos de compósitos.....	10
Figura 2.2 – Tipos de compósitos laminados reforçados por fibras ( <i>fonte</i> : REDDY, 2004). .....	11
Figura 2.3 – Transferência de carga entre a matriz e a fibra. ....	12
Figura 2.4 – Orientação das lâminas. ....	14
Figura 2.5 – Notação das componentes de rotação. ....	17
Figura 2.6 – Placa Laminada. ....	18
Figura 2.7 – Esquema de Laminação.....	23
Figura 2.8 – Tipos de laminados. ....	24
Figura 2.9 – Parâmetros de resistência de uma lâmina unidirecional. ....	29
Figura 2.10 – Formação de hidratos e deposição de parafina (QUEIROZ, 2007). ....	34
Figura 2.11 – Condução de calor radial através de um cilindro. ....	37
Figura 2.12 – Condução de calor radial através de cilindros concêntricos. ....	38
Figura 3.1 – Ruptura devido à pressão interna (SMITH e LEVEQUE, 2005).....	44
Figura 3.2 – Modo de colapso devido à pressão externa (KYRIAKIDES <i>et al.</i> , 2007).....	45
Figura 3.3 – Colapso do <i>liner</i> metálico devido à ausência de <i>liner</i> externo (OLIVEIRA, 2006). .....	45
Figura 3.4 – Juntas de riser de perfuração em compósito (SALAMA <i>et al.</i> , 2002). .....	46
Figura 3.5 – Esquema de uma junta de material compósito (SMITH e LEVEQUE, 2005). .....	47
Figura 3.6 – <i>Liner</i> metálico (SMITH e LEVEQUE, 2005). .....	48
Figura 3.7 – Parede de um riser compósito (JOHNSON <i>et al.</i> , 1999). .....	49
Figura 3.8 – Esquema da IMC e conexão da Junta de riser compósito do projeto Heidrun (OCHOA e SALAMA, 2005).....	51
Figura 3.9 – Relação entre as normas DNV (DNV, 2003b).....	53
Figura 3.10 – Relação direta das normas da DNV (DNV, 2003b).....	54
Figura 3.11 – Relação entre as análises global e local. ....	57
Figura 4.1 – Tubo sob pressão externa. ....	64
Figura 4.2 – Modelo de EF.....	68
Figura 4.3 – Variação da pressão de colapso.....	70
Figura 4.4 – Primeiro Modo de flambagem. ....	71
Figura 4.5 – Malha de EF para a análise não-linear. ....	73
Figura 4.6 – Caminho de equilíbrio de tubos com imperfeição de carga.....	74
Figura 5.1 – Fluxo de projeto. ....	76
Figura 5.2 – Pré-dimensionamento de uma junta. ....	78
Figura 5.3 – Configuração do riser compósito com <i>offset</i> de operação. ....	97
Figura 5.4 – Modelos de elementos finitos axissimétricos da junta.....	104
Figura 5.5 – Fator de Segurança (FS) – Cenário A – Laminação 6. ....	104
Figura 5.6 – Fator de Segurança (FS) – Cenário B – Laminação 6.....	105
Figura 5.7 – Fator de Segurança (FS) – Cenário C – Laminação 6.....	105
Figura 6.1 – Azimute, onda e corrente para o Cenário 1.....	111
Figura 6.2 – Cenário 1: Envoltórias - Combinação B (FAR).....	114

Figura 6.3 – Cenário 1: Envoltórias - Combinação B (MEAN).....	114
Figura 6.4 – Cenário 1: Envoltórias - Combinação B (NEAR).....	114
Figura 6.5 – Azimute, onda e corrente para o Cenário 2.....	115
Figura 6.6 – Deslocamento Transversal ( $R = \sqrt{X^2 + Y^2}$ ) – Combinação A (MEAN).....	116
Figura 6.7 – Cenário 2: Envoltórias - Combinação A (FAR).....	119
Figura 6.8 – Cenário 2: Envoltórias - Combinação A (MEAN).....	119
Figura 6.9 – Cenário 2: Envoltórias - Combinação A (NEAR). .....	119
Figura 6.10 – Azimute, onda e corrente para o Cenário 3.....	120
Figura 6.11 – Cenário 3: Envoltórias - Combinação B (FAR).....	124
Figura 6.12 – Cenário 3: Envoltórias - Combinação B (MEAN).....	124
Figura 6.13 – Cenário 3: Envoltórias - Combinação B (NEAR).....	124
Figura 6.14 – Modelo de elementos finitos sólidos da junta do riser compósito. ....	126
Figura 6.15 – Variação da Força Axial (FX) com o ângulo de topo. ....	128
Figura 6.16 – Variação do Raio de Curvatura (RC) com o ângulo de topo. ....	128
Figura 6.17 – Variação da Força Axial (FX) na conexão com o ângulo de topo. ....	129
Figura 6.18 – Variação da Força Axial (FX) na Junta/Topo com o ângulo de topo. ....	129
Figura 6.19 – Variação da Força Axial (FX) no TDP com o ângulo de topo.....	130
Figura 6.20 – Variação do Momento Fletor (MY) na conexão com o ângulo de topo. ....	130
Figura 6.21 – Variação do Momento Fletor (MY) na Junta/Topo com o ângulo de topo. ....	130
Figura 6.22 – Variação do Momento MY no TDP com o ângulo de topo. ....	131
Figura 6.23 – Variação da Força Real (FR) na conexão com o ângulo de topo.....	131
Figura 6.24 – Variação da Força Real (FR) na Junta/Topo com o ângulo de topo. ....	131
Figura 6.25 – Variação da Força Real (FR) no TDP com o ângulo de topo. ....	132
Figura 6.26 – Variação da Força Axial (FX) com o ângulo de topo. ....	133
Figura 6.27 – Variação do Raio de Curvatura (RC) com o ângulo de topo. ....	133
Figura 6.28 – Variação do Deslocamento Global X com o ângulo de topo. ....	134
Figura 6.29 – Variação do Deslocamento Global Y com o ângulo de topo. ....	134
Figura 6.30 – Variação da Força Axial (FX) na conexão com o ângulo de topo. ....	135
Figura 6.31 – Variação da Força Axial (FX) na Junta/Topo com o ângulo de topo. ....	136
Figura 6.32 – Variação da Força Axial (FX) no TDP com o ângulo de topo.....	136
Figura 6.33 – Variação do Momento MY na Conexão com o ângulo de topo.....	136
Figura 6.34 – Variação do Momento MY no TDP com o ângulo de topo. ....	136
Figura 6.35 – Variação do Momento MZ na Conexão com o ângulo de topo. ....	137
Figura 6.36 – Variação do Momento MZ no TDP com o ângulo de topo. ....	137
Figura 6.37 – Variação da Força Real (FR) na conexão com o ângulo de topo.....	137
Figura 6.38 – Variação da Força Real (FR) na Junta/Topo com o ângulo de topo. ....	138
Figura 6.39 – Variação da Força Real (FR) no TDP com o ângulo de topo. ....	138
Figura 6.40 – Variação da Força Axial (FX) com o ângulo de topo. ....	139
Figura 6.41 – Variação do Raio de Curvatura (RC) com o ângulo de topo. ....	139
Figura 6.42 – Variação da Força Axial (FX) na Conexão com o ângulo de topo. ....	140
Figura 6.43 – Variação da Força Axial (FX) na Junta/Topo com o ângulo de topo. ....	140
Figura 6.44 – Variação da Força Axial (FX) no TDP com o ângulo de topo.....	140
Figura 6.45 – Variação do Momento MY na Conexão com o ângulo de topo.....	141
Figura 6.46 – Variação do Momento MY na Junta/Topo com o ângulo de topo.....	141
Figura 6.47 – Variação do Momento MY no TDP com o ângulo de topo. ....	141

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Condutividade térmica.....	36
Tabela 2.2 – Condutividade térmica (W/m.K) de alguns materiais compósitos (VASILIEV e MOROZOV, 2007).....	37
Tabela 4.1 – Propriedades mecânicas do aço.....	67
Tabela 4.2 – Propriedades elásticas do carbono-epóxi (AS4) – (REDDY, 2004).....	68
Tabela 4.3 – Resultado analítico.....	69
Tabela 4.4 – Pressão de colapso linearizada.....	69
Tabela 4.5 – Pressão de colapso para diversas laminações (MPa).....	72
Tabela 5.1 – Coeficientes de resistência ( $\gamma_R$ ) dos materiais utilizados.....	80
Tabela 5.2 – Pressões internas e externas (MPa) ( $\rho_a = 1025 \text{ kg/m}^3$ , $g = 9.81 \text{ m/s}^2$ ).....	84
Tabela 5.3 – Propriedades mecânicas do aço API X65.....	85
Tabela 5.4 – Resistências mecânicas a longo-prazo do carbono-epóxi (AS4).....	85
Tabela 5.5 – Pesos específicos dos materiais ( $\text{kN/m}^3$ ).....	86
Tabela 5.6 – Espessura dos componentes do riser de aço.....	87
Tabela 5.7 – Ângulo de Topo e Offset.....	88
Tabela 5.8 – Esquema de laminação – Laminação 1.....	89
Tabela 5.9 – Pressão de colapso para o liner de 5 mm de espessura.....	90
Tabela 5.10 – Pressão de colapso (MPa) e fator de segurança – Laminação 1.....	90
Tabela 5.11 – Esquema de laminação – Laminação 2.....	91
Tabela 5.12 – Pressão de colapso (MPa) e fator de segurança – Laminação 2.....	91
Tabela 5.13 – Esquema de laminação – Laminação 3.....	92
Tabela 5.14 – Pressão de colapso (MPa) e fator de segurança – Laminação 3.....	93
Tabela 5.15 – Pesos da junta para a Laminação 3 ( $\text{kN/m}$ ).....	93
Tabela 5.16 – Pesos da junta para a Laminação 4 ( $\text{kN/m}$ ).....	94
Tabela 5.17 – Esquema de laminação – Laminação 5.....	95
Tabela 5.18 – Área de material da Laminação 5.....	95
Tabela 5.19 – Pressão de colapso para o liner de 6 mm de espessura.....	96
Tabela 5.20 – Pressão de colapso (MPa) e fator de segurança – Laminação 5.....	96
Tabela 5.21 – Pesos da junta para a Laminação 5 ( $\text{kN/m}$ ).....	96
Tabela 5.22 – Composição do riser.....	97
Tabela 5.23 – Força axial efetiva (kN) – Laminação 5.....	97
Tabela 5.24 – Força axial efetiva (kN) com FAD – Laminação 5.....	98
Tabela 5.25 – Força axial real (kN) – Laminação 5.....	98
Tabela 5.26 – Rigidez axial ( $10^6 \text{ kN}$ ) da Laminação 5.....	98
Tabela 5.27 – Tensões (MPa) e Fatores de Segurança – Teste Hidrostático – Laminação 5.....	99
Tabela 5.28 – Esquema de laminação – Laminação 6.....	100
Tabela 5.29 – Área de material da Laminação 6.....	100
Tabela 5.30 – Pressão de colapso (MPa) e fator de segurança – Laminação 6.....	101
Tabela 5.31 – Pesos da junta para a Laminação 6 ( $\text{kN/m}$ ).....	101
Tabela 5.32 – Força axial efetiva (kN) – Laminação 6.....	101
Tabela 5.33 – Força axial real (kN) – Laminação 6.....	102
Tabela 5.34 – Tensões (MPa) e Fatores de Segurança – Laminação 6.....	102
Tabela 5.35 – Fatores de Segurança da junta – Laminação 6.....	105
Tabela 6.1 – Propriedades básicas do CCR.....	107
Tabela 6.2 – Ângulo de Topo e Offset.....	107
Tabela 6.3 – Pesos das juntas de compósito ( $\text{kN/m}$ ).....	108

Tabela 6.4 – Propriedades equivalentes da junta do riser compósito.....	108
Tabela 6.5 – Composição do CCR. ....	108
Tabela 6.6 – Parâmetros extremos da onda Sudoeste (SW).....	109
Tabela 6.7 – Perfil vertical da corrente extrema (m/s) com direção Nordeste na superfície. .....	109
Tabela 6.8 – Cenário 1/Combinação A: Envoltórias (kN, m). ....	111
Tabela 6.9 – Cenário 1/Combinação B: Envoltórias (kN, m). ....	111
Tabela 6.10 – Cenário1/Combinação A: Esforços máximos (kN,m).....	112
Tabela 6.11 – Cenário1/Combinação B: Esforços máximos (kN,m). ....	113
Tabela 6.12 – Cenário 2/Combinação A: Envoltórias (kN, m). ....	115
Tabela 6.13 – Cenário 2/Combinação B: Envoltórias (kN, m). ....	116
Tabela 6.14 – Cenário 2/Combinação A: Esforços máximos (kN,m). ....	117
Tabela 6.15 – Cenário 2/Combinação B: Esforços máximos (kN,m). ....	118
Tabela 6.16 – Cenário 3/Combinação A: Envoltórias (kN, m). ....	120
Tabela 6.17 – Cenário 3/Combinação B: Envoltórias (kN, m). ....	121
Tabela 6.18 – Cenário 3/Combinação A: Esforços máximos (kN,m). ....	122
Tabela 6.19 – Cenário 3/Combinação B: Esforços máximos (kN,m). ....	123
Tabela 6.20 – Fatores de Segurança das juntas do riser compósito. ....	127
Tabela 6.21 – Variação dos Deslocamentos Globais X e Y com o ângulo de topo. ....	134

## SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS .....	v
RESUMO.....	vii
ABSTRACT .....	viii
LISTA DE FIGURAS.....	ix
LISTA DE TABELAS.....	xi
SUMÁRIO.....	xiii
1. INTRODUÇÃO .....	1
1.1. Histórico .....	3
1.2. Objetivos.....	7
1.3. Descrição do conteúdo.....	8
2. MATERIAIS COMPÓSITOS.....	10
2.1. Compósitos Laminados .....	13
2.2. Teoria de Primeira Ordem de Laminação (FSDT) .....	17
2.3. Teoria Clássica de Laminação (TCL).....	21
2.4. Tipos de Laminados .....	23
2.5. Critérios de Falha .....	27
2.5.1. Critério da Máxima Tensão.....	28
2.5.2. Critério da Máxima Deformação .....	30
2.5.3. Critério de Tsai-Hill .....	31
2.5.4. Critério de Tsai-Wu .....	31
2.6. Isolamento Térmico.....	33
2.7. Amortecimento Estrutural.....	38
3. RISERS DE MATERIAIS COMPÓSITOS.....	42
3.1. Requisitos dos Risers .....	44
3.2. Elementos de uma Junta .....	46
3.2.1. Revestimentos .....	47
3.2.2. Tubo Compósito.....	49
3.2.3. Terminações .....	50
3.3. Recomendações e Normas.....	52
3.4. Análise estrutural .....	54
3.4.1. Análise de Ruptura.....	55
3.4.2. Análise de Colapso (Estabilidade).....	55
3.4.3. Análise Global-Local .....	55
4. ESTABILIDADE DE RISERS COMPÓSITOS.....	58
4.1. Flambagem Global e Local devida às Forças Axiais de Compressão.....	62
4.2. Flambagem Circunferencial ( <i>Hoop Buckling</i> ) .....	64
5. PROJETO DE RISERS COMPÓSITOS EM CATENÁRIA .....	76
5.1. Metodologia de Projeto .....	76
5.2. Metodologia de Pré-Dimensionamento.....	77
5.3. Exemplo de Aplicação .....	83
5.3.1. Projeto conceitual e escolha dos materiais .....	84
5.3.2. Tubo compósito.....	87
6. ANÁLISE DO RISER PARA CONDIÇÕES EXTREMAS .....	107
6.1. Análise Global.....	110
6.1.1. Cenário 1 .....	110
6.1.2. Cenário 2 .....	115
6.1.3. Cenário 3 .....	120

<b>6.2. Análise Local</b> .....	<b>125</b>
<b>6.3. Análise Paramétrica</b> .....	<b>127</b>
<b>6.3.1. Cenário 1/Combinação A</b> .....	<b>127</b>
<b>6.3.2. Cenário 2/Combinação A</b> .....	<b>133</b>
<b>6.3.3. Cenário 3/Combinação A</b> .....	<b>138</b>
<b>7. CONCLUSÃO</b> .....	<b>142</b>
<b>7.1. Sugestões para Trabalhos Futuros</b> .....	<b>147</b>
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b> .....	<b>149</b>
<b>APÊNDICE A – PROPRIEDADES DE ALGUMAS FIBRAS E CARACTERÍSTICAS DE ALGUMAS RESINAS POLIMÉRICAS.</b> .....	<b>155</b>

## 1. INTRODUÇÃO

Nas últimas décadas a utilização de materiais compósitos tem despertado grande interesse por permitirem a fabricação de componentes estruturais com elevadas relações resistência/peso (resistência específica) e rigidez/peso (rigidez específica). Estes materiais têm sido usados crescentemente na fabricação de elementos estruturais leves de aeronaves, automóveis, estruturas offshore, equipamentos esportivos, entre outros.

Dentre os materiais compósitos, destacam-se os laminados. Os elementos estruturais fabricados utilizando os compósitos laminados são formados por uma série de camadas ou lâminas unidas de maneira a trabalharem solidariamente, onde cada lâmina pode ser constituída por um material com propriedades diferentes. Normalmente, os materiais mais utilizados são os compósitos reforçados por fibras (*Fiber Reinforced Composites*), onde a lâmina é formada por um conjunto de fibras de alta resistência e rigidez, como carbono e vidro, embebidas no material base ou matriz de menor resistência e rigidez, normalmente resinas poliméricas, como o epóxi (JONES, 1999; VASILIEV e MOROZOV, 2001).

Quando as fibras de uma lâmina são orientadas de maneira aleatória o comportamento macroscópico desta lâmina é praticamente isotrópico. Por outro lado, quando as fibras são alinhadas uniformemente em uma dada direção verifica-se que a lâmina se comporta macroscopicamente como um material ortotrópico, cujas direções principais são paralela e perpendicular às fibras.

Os compósitos são materiais versáteis, podendo ser produzidos das mais diversas formas de acordo com a necessidade de cada aplicação. Alterando os materiais ou o esquema de laminação das camadas de acordo com o carregamento atuante, é possível projetar laminados com rigidez, resistência e outras propriedades que atendam com grande eficiência aos requisitos de projeto do componente estrutural.

Aproveitando a característica ortotrópica de cada lâmina, pode-se fabricar componentes estruturais de compósitos laminados de maneira a obter a máxima vantagem possível de acordo com a situação específica. Isso pode ser obtido, colocando-se a direção das fibras ao longo das direções mais solicitadas, ou seja, no “caminho” das cargas. Isso é impossível de ser obtido utilizando materiais isotrópicos, uma vez que estes apresentam o mesmo comportamento em todas as direções.

Portanto, o uso de materiais compósitos permite obter projetos otimizados para cada situação específica variando o número, espessura e a orientação das fibras de cada camada



e até o material. No caso dos risers compósitos tem-se a atuação simultânea da pressão interna e externa, força normal e momento fletor. Em função destes esforços podem ser determinadas camadas com fibras na direção circunferencial para combater os efeitos da pressão e na direção axial para combater as tensões devidas à flexão e força normal.

A escassez de petróleo em terra e o esgotamento das reservas existentes, juntamente com o aumento da demanda mundial de petróleo e gás, têm levado à exploração em águas cada vez mais profundas, gerando a necessidade do desenvolvimento de novas tecnologias nas áreas de prospecção, produção, transporte e armazenamento.

Os risers são elementos essenciais à exploração de petróleo no mar, tanto nas atividades de perfuração como de produção, realizando a ligação da plataforma com os equipamentos localizados no fundo do mar, podendo ser classificados de acordo com as tarefas que eles desempenham. Assim, a função básica dos risers de perfuração é permitir a passagem das ferramentas de perfuração e a volta do material retirado do poço, como lama e cascalho. Por outro lado, a função principal de um riser de produção é transportar óleo, gás e fluidos em geral do piso marinho até uma plataforma ou outro tipo de unidade flutuante na superfície. Outros tipos de risers são utilizados para exportação, injeção, circulação de fluidos e completação (BAI, 2001).

Os risers também podem ser classificados quanto a seu comportamento à flexão em rígidos e flexíveis. Os risers rígidos podem ser utilizados em configurações verticais ou em catenária, enquanto os risers flexíveis têm normalmente a forma de catenária.

Os risers rígidos são tradicionalmente fabricados em aço, e, recentemente, tem havido um interesse no uso de materiais compósitos para a fabricação de risers para aplicação em águas profundas, devido às elevadas relações resistência/peso e rigidez/peso que os materiais compósitos apresentam, permitindo a redução do peso do riser, cujo valor tende a ser elevado devido ao grande comprimento e aos elevados esforços atuantes em águas profundas.

Os risers flexíveis são mais fáceis de ser instalados por não terem emendas e serem transportados enrolados. Contudo, são mais caros devido a sua maior complexidade, além de apresentarem limitações para o caso de grandes diâmetros e grandes pressões, o que dificulta sua aplicação em águas profundas. Daí o interesse na utilização de risers rígidos.

Assim, a utilização de materiais compósitos é uma forma de viabilizar a exploração em águas profundas. Os risers de aço para aplicações em águas profundas ficam comprometidos devido ao peso excessivo e à necessidade de plataformas cada vez maiores, pois a tensão no topo do riser é muito elevada, havendo a necessidade de mecanismos

tensionadores acoplados à plataforma que garantam essas tensões (OCHOA e SALAMA, 2005).

Apesar do custo individual de cada junta de compósito ser superior à de uma junta de aço equivalente, a redução do peso total e da tensão no topo, obtida pela utilização de risers de materiais compósitos pode levar a uma significativa redução de custos do total instalado (TAMARELLE e SPARKS, 1987; SALAMA, 1997; OCHOA e SALAMA, 2005; OCHOA, 2006).

É importante ressaltar que, além das elevadas relações resistência/peso e rigidez/peso, os materiais compósitos apresentam outras características importantes para aplicação em estruturas offshore, como boa resistência a impactos, alta resistência à corrosão, bom isolamento térmico e excelente amortecimento estrutural e resistência à fadiga (SALAMA *et al.*, 2002).

Contudo, a aplicação prática desta tecnologia tem se restringido a poucos casos experimentais, sendo a bibliografia encontrada sobre risers compósitos dedicada ao caso de risers tensionados no topo (*Top Tensioned Risers*) para plataformas do tipo TLP, e a literatura de riser compósitos em catenária (*Catenary Composite Risers - CCR*) bastante limitada ou inexistente.

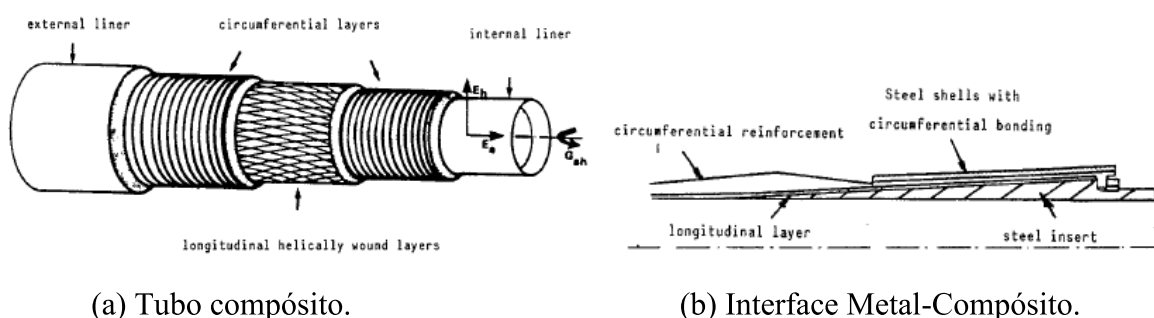
Além da dificuldade inerente à introdução de qualquer nova tecnologia, a utilização de compósitos em risers encontra outras dificuldades, como a maior complexidade dos materiais compósitos em relação aos metais e a pequena quantidade de dados disponíveis para conhecimento dos mecanismos de dano e previsão de vida útil, o desconhecimento do comportamento e dos métodos de análise de compósitos por parte dos engenheiros especialistas em risers e o pequeno número de normas técnicas e recomendações de projeto para risers compósitos (OCHOA e SALAMA, 2005).

Assim, a aplicação de materiais compósitos em risers para águas profundas é uma promessa e um desafio tecnológico, sendo objetivo principal deste trabalho o desenvolvimento de uma metodologia de projeto e análise de risers compósitos de produção em catenária para águas profundas.

## **1.1. Histórico**

Os primeiros avanços para projetar e fabricar juntas de risers compósitos para aplicações em águas profundas foi realizado pelo Institut Français du Pétrole (IFP) e pela Aerospatiale entre 1979 e 1987 no desenvolvimento do projeto de uma plataforma TLP

para lâmina d'água entre 500 e 1000m (OCHOA e SALAMA, 2005; SPARKS *et al.*, 1988). A junta consistia de *liners* interno e externo de borracha sintética (Buna-N), camadas circunferenciais de fibra de vidro orientadas a 90° e camadas de fibra de carbono enroladas a ângulos helicoidais de  $\pm 20^\circ$ . O objetivo do projeto era projetar, fabricar e qualificar 6 juntas de um riser de produção com diâmetro interno de 22,86 cm (9") e comprimento de 15 m. O esquema do corpo da junta e da Interface Metal-Compósito (IMC) são mostrados na Figura 1.1.



(a) Tubo compósito.

(b) Interface Metal-Compósito.

Figura 1.1 – Riser IFP-Aerospatiale (SPARKS *et al.*, 1988).

As juntas foram ensaiadas sob pressão interna, pressão externa, tração, flexão, fadiga, creep, envelhecimento, corrosão e abrasão. Todos estes requisitos de projeto foram satisfeitos. No teste de fadiga axial a junta foi submetida a três vezes o número de ciclos necessários para romper uma junta de aço equivalente e permaneceu intacta. Apesar destes sucessos, esforços subseqüentes para formar um *Joint Industry Projects* (JIP's) para continuar estas pesquisas não tiveram sucesso devido à falta de interesse por parte da indústria (OCHOA e SALAMA, 2005).

Em 1995 o Instituto Nacional de Normas e Tecnologia dos EUA (NIST), por meio do Programa de Tecnologia Avançada (ATP) financiou dois projetos visando desenvolver risers de material compósito para produção (BALDWIN *et al.*, 1997; DREY *et al.*, 1997; BALDWIN *et al.*, 1998; JOHNSON *et al.*, 1998; JOHNSON *et al.*, 1999) e perfuração (ANDERSEN *et al.*, 1997; ANDERSEN *et al.*, 1998a; ANDERSEN *et al.*, 1998b), para operação em águas de 915 a 1524 m (3000 a 5000 ft) de profundidade na região do Golfo do México.

A junta consistia de matriz epóxi com laminação híbrida de carbono (axial) e vidro (circunferencial) e *liners* de borracha sintética (HNBR). O objetivo do projeto era fabricar uma junta com diâmetro externo de 27,31 cm (10 ¾") e comprimento de 15 m. A Figura 1.2 mostra um detalhe da terminação utilizada no projeto da junta de produção NIST/ATP.

Mais de 80 juntas, a maioria de diâmetro real e comprimento reduzido (3 m), foram ensaiadas com cargas estáticas, cargas de fadiga estáticas (*creep*) e cíclicas, com o objetivo de avaliar o desempenho da estrutura e cumprir os requisitos de projeto. Os resultados foram positivos, atendendo a todas as especificações de projeto (PELSOCI, 2004).

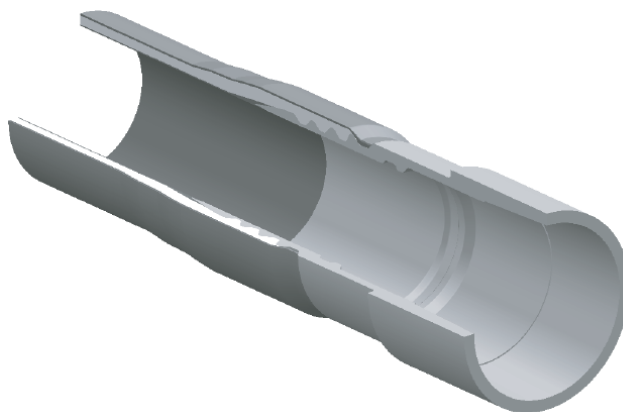


Figura 1.2 – Terminação do riser de produção NIST/ATP (PELSOCI, 2004).

Os resultados obtidos nos projetos citados anteriormente incentivaram a formação de uma JIP para projetar, fabricar e qualificar juntas de material compósito para serem instaladas no riser de perfuração da plataforma Heidrun TLP. Este projeto teve duração entre 2000 e 2002 e foi liderado pela Norske Conoco AS e Kvaerner Oilfield Products, com a participação de outras empresas, além de recursos do programa Thermie da União Européia (SALAMA *et al.*, 2002).

A junta considerada tinha 55,88 cm (22”) de diâmetro interno, 78,99 cm (31.10”) de diâmetro externo e 15 m de comprimento. O projeto da Interface Metal-Compósito teve como base os mesmos conceitos da junta desenvolvida no NIST/ATP. Contudo, devido às atividades de perfuração envolverem muito mais possibilidades de dano e desgaste devido à passagem de ferramentas e impacto de objetos, foi utilizado um *liner* interno de titânio e terminações do mesmo metal.



Figura 1.3 – Junta de teste do riser compósito de Heidrun (SALAMA *et al.*, 2002).

O programa de qualificação envolveu o ensaio de uma junta à ruptura por pressão interna (*burst*) e duas por fadiga em flexão. Todas as juntas eram de diâmetro real e comprimento reduzido, como mostrado na Figura 1.3. Após os testes de aceitação (*Factory Acceptance Tests – FAT*) uma junta foi instalada e utilizada na perfuração de mais de 10 poços entre 2001 e 2002, sendo instalada em diferentes posições ao longo do riser (OCHOA e SALAMA, 2005). O sucesso deste projeto levou à elaboração em 2003 da primeira norma de projeto de risers compósitos a DNV-RP-F202 – *Composite Risers – Recommended Practice*, por parte da Det Norske Veritas (DNV).

Embora o projeto Heidrun tenha mostrado maturidade e segurança na utilização de materiais compósitos em aplicações offshore, o projeto se tornou inviável economicamente devido à utilização do *liner* e dos conectores de titânio. Então, foi formada entre 2003 e 2005 outra JIP, composta pela ChevronTexaco, ConocoPhillips, Kvaerner Oilfield Products e Total contando ainda com recursos do Departamento de Energia dos Estados Unidos (SMITH e LEVEQUE, 2005). Este projeto foi desenvolvido visando demonstrar a viabilidade do projeto e fabricação de juntas de material compósito para serem utilizadas em substituição a algumas juntas de aço em um riser de produção da plataforma Magnólia TLP localizada no Golfo do México em uma lâmina d’água de 1433 m (4700 ft).

As juntas deveriam satisfazer os mesmos requisitos das juntas convencionais de aço (OCHOA e SALAMA, 2005). As principais características da junta projetada são: diâmetro interno de 24,29 cm (9.722”) e externo de 29,85 cm (11-3/4”); espessura da parede igual a 25,76 mm (1.014”); comprimento após conexão 15,94 m (62.75”); terminações em aço com Interface Metal-Compósito do tipo *traplock* e conexão tipo pino e caixa; pressão de trabalho 68,95 MPa (10000 psi). A configuração inicial da parede da junta e da Interface Metal-Compósito é mostrada na Figura 1.4.

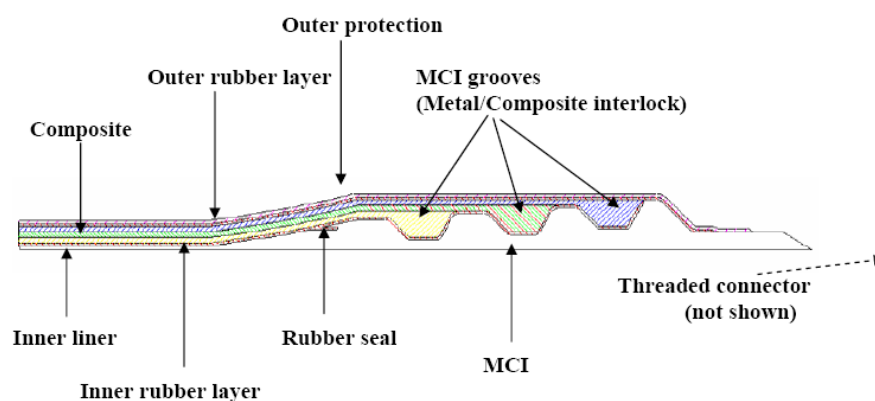


Figura 1.4 – Concepção inicial da junta do projeto Magnolia (SMITH e LEVEQUE, 2005).

Este projeto passou por sucessivas alterações de acordo com os resultados de ensaios. Os testes de aceitação identificaram problemas com as soldas utilizadas para ligar o *liner* metálico com a Interface Metal-Compósito (OCHOA e SALAMA, 2005; SMITH e LEVEQUE, 2005). Os problemas encontrados com as barreiras contra o vazamento de fluidos e nas soldas circulares de tubos de pequena espessura servem de alerta e mostram que estes temas devem ser tratados com cuidado.

## 1.2. Objetivos

Em termos gerais, esta dissertação consiste em desenvolver uma metodologia de projeto e análise de risers compósitos em catenária para águas profundas. Para isso, é desenvolvida uma metodologia de projeto do riser e de pré-dimensionamento da junta de material compósito e realizado o projeto da junta de riser compósito em catenária.

Neste sentido, os principais estudos realizados nesta dissertação são:

- Estudo do comportamento mecânico de materiais compósitos laminados, e das principais teorias utilizadas na análise de estruturas laminadas e os principais critérios de falhas utilizados para materiais compósitos, bem como o efeito do isolamento térmico e do amortecimento estrutural.
- Estudo da estabilidade elástica de risers compósitos, sendo confeccionados modelos numéricos de flambagem global e local de tubos compósitos, cujos resultados obtidos são comparados com soluções analíticas.
- Desenvolvimento de uma metodologia de projeto do riser e de pré-dimensionamento das juntas de um riser compósito em catenária e realização do pré-dimensionamento de uma junta de material compósito.
- Simulação do comportamento de um riser compósito em catenária sob condições extremas.
- Desenvolvimento de um modelo computacional para análise local das juntas críticas do riser compósito, com atuação simultânea da pressão interna e externa, força normal e momento fletor.
- Análise paramétrica da importância do ângulo de topo sobre os deslocamentos e esforços do riser compósito em catenária.

### 1.3. Descrição do conteúdo

Esta dissertação está dividida em 7 capítulos, como apresentado a seguir. O capítulo 2 discute os principais conceitos sobre materiais compósitos, dando ênfase aos laminados reforçados por fibras e apresenta a Teoria de Primeira Ordem de Placas Laminadas, também conhecida como Teoria das Deformações de Cisalhamento de Primeira Ordem (FSDT), e a Teoria Clássica de Laminação (TCL), sendo a TCL neste trabalho aplicada para estudar o comportamento mecânico do laminado. Em seguida são discutidos os principais critérios de falha adotados para materiais compósitos, bem como é feita uma breve discussão sobre isolamento térmico e amortecimento estrutural.

No capítulo 3, são apresentados os requisitos de projeto que um riser compósito deve atender, os principais elementos que compõem uma junta de riser compósito, como os revestimentos (*liner*), o tubo compósito e as terminações, incluindo a Interface Metal-Compósito (IMC), dando um maior destaque para o tubo compósito. Finalmente, são apresentadas as principais recomendações e normas de projeto de risers compósitos.

No capítulo 4, é realizada uma discussão sobre estabilidade de risers compósitos com base na teoria de cascas cilíndricas ortotrópicas de parede fina. A flambagem global, flambagem local da parede do riser devido às forças axiais e a flambagem circunferencial (*hoop buckling*) são tratadas de maneira mais detalhada, sendo também discutida a análise acoplada, que considera a interação entre os modos de flambagem. São desenvolvidos modelos computacionais baseados no Método dos Elementos Finitos (MEF) para verificação de estabilidade, sendo considerados tubos de materiais isotrópicos e compósitos. A adequação das expressões analíticas utilizadas para verificação da estabilidade é avaliada para diferentes geometrias e esquemas de laminação.

O capítulo 5 trata do desenvolvimento da metodologia de projeto e pré-dimensionamento de uma junta de riser compósito. A metodologia de pré-dimensionamento é demonstrada por meio da sua utilização na determinação do esquema de laminação de uma junta a partir de um conjunto de especificações técnicas definidas previamente.

O capítulo 6 trata da análise global e local do riser compósito em catenária, baseado na metodologia proposta no capítulo 5. Também é realizado um estudo paramétrico com o objetivo de tentar quantificar a influência do ângulo de topo sobre os deslocamentos e esforços do riser compósito.

O capítulo 7 trata das conclusões obtidas e comentários finais desta dissertação, bem como as sugestões para trabalhos futuros.



## 2. MATERIAIS COMPÓSITOS

Os materiais compósitos são formados por dois ou mais materiais combinados em escala macroscópica, visando obter um material com propriedades melhores que as dos materiais que o compõem quando utilizados isoladamente, ou seja, na sua forma convencional (JONES, 1999; REDDY, 2004). Esta característica macroscópica é que diferencia os materiais compósitos das ligas metálicas, onde os constituintes são combinados em escala microscópica (JONES, 1999).

Dentre as propriedades mecânicas e físicas dos compósitos destacam-se rigidez, resistência, leveza, isolamento térmico, condutividade térmica, amortecimento e resistência à fadiga e à corrosão. Obviamente, nem todas essas propriedades podem ser obtidas ao mesmo tempo, visto que algumas delas estão em conflito com outras, e. g., isolamento térmico versus condutividade térmica.

Os materiais compósitos podem ser classificados (JONES, 1999) como:

- Materiais compósitos particulados: formados por macro partículas em suspensão em uma matriz, como mostrado na Figura 2.1(a). Um exemplo clássico deste tipo de compósito é a areia (partículas) e o cimento (matriz) para fazer o concreto;
- Materiais compósitos fibrosos: formados por fibras de um material embebidas em uma matriz de outro material, como ilustrado na Figura 2.1(b);
- Materiais compósitos laminados: formados de camadas de diferentes materiais, inclusive de compósitos dos tipos (a) e (b), como mostrado na Figura 2.1(c);
- Combinação de alguns ou todos os materiais anteriores. Ex. concreto armado.

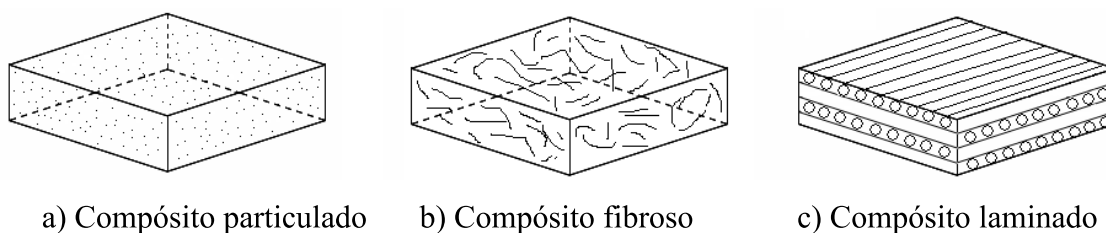


Figura 2.1 – Tipos de compósitos.

No caso de estruturas onde a obtenção de elevadas relações resistência/ peso e rigidez/ peso é o objetivo preponderante, os materiais compósitos mais utilizados são os reforçados por fibras (*Fiber Reinforced Composites - FRC*). Estes compósitos são formados por dois materiais: as fibras e a matriz.

As fibras são os elementos responsáveis por melhorar as características mecânicas do compósito, podendo ser contínuas ou descontínuas, unidirecionais ou bidirecionais, trançadas ou com distribuição randômica, como ilustra a Figura 2.2. Neste trabalho apenas os compósitos laminados reforçados por fibras unidirecionais serão considerados, pois são os mais utilizados devido ao seu alto desempenho estrutural.

A matriz por sua vez tem a função de proteger as fibras do ambiente externo, transmitir as solicitações mecânicas às fibras e entre elas e contribuir para a resistência à flambagem de fibras comprimidas. Além disso, a matriz faz com que as fibras trabalhem em conjunto, já que a resistência de uma fibra individual é pequena devido ao seu pequeno diâmetro.

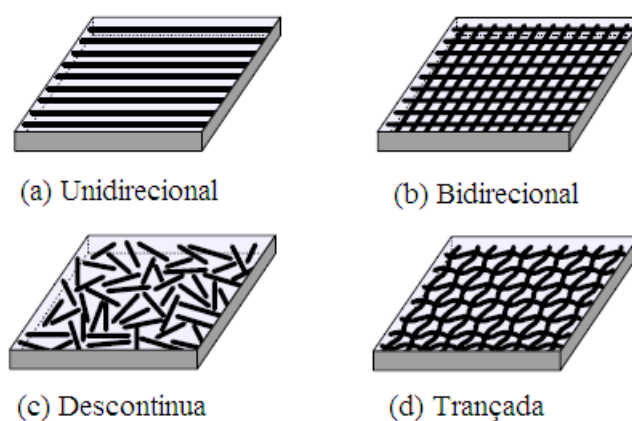


Figura 2.2 – Tipos de compósitos laminados reforçados por fibras (*fonte*: REDDY, 2004).

Na escolha da fibra e da matriz que formarão o material compósito devem ser observados os requisitos de aplicação do compósito (ex. resistência mecânica, rigidez, impermeabilidade), o ambiente em que este vai ser utilizado (umidade, temperatura, agressividade química, etc.), bem como a compatibilidade química e mecânica entre a fibra e a matriz.

Atualmente as fibras mais utilizadas são as fibras de vidro, carbono, grafite, boro e *kevlar* (aramida), enquanto para a matriz normalmente são utilizadas resinas poliméricas à base de epóxi, poliéster, vinil-éster e fenol (JONES, 1999; REDDY, 2004), sendo usadas também matrizes metálicas, cerâmicas e de carbono (JONES, 1999). As resinas poliméricas se dividem em termoplásticas e termorrígidas (termofixas), de acordo com a estrutura e o comportamento quanto à fusibilidade. No APÊNDICE A é mostrada uma lista com valores ilustrativos para propriedades de algumas fibras e as características de algumas resinas poliméricas.

A vantagem do uso de material em forma de fibras é que devido ao seu pequeno diâmetro a quantidade de defeitos no material é muito menor que no material em sua forma convencional ou volumétrica (*bulk form*). Esta menor quantidade de defeitos faz com que a resistência e rigidez das fibras sejam muito maiores do que as obtidas com o mesmo material na sua forma convencional, levando à obtenção de altas relações resistência/peso e rigidez/peso (JONES, 1999; VASILIEV & MOROZOV, 2001).

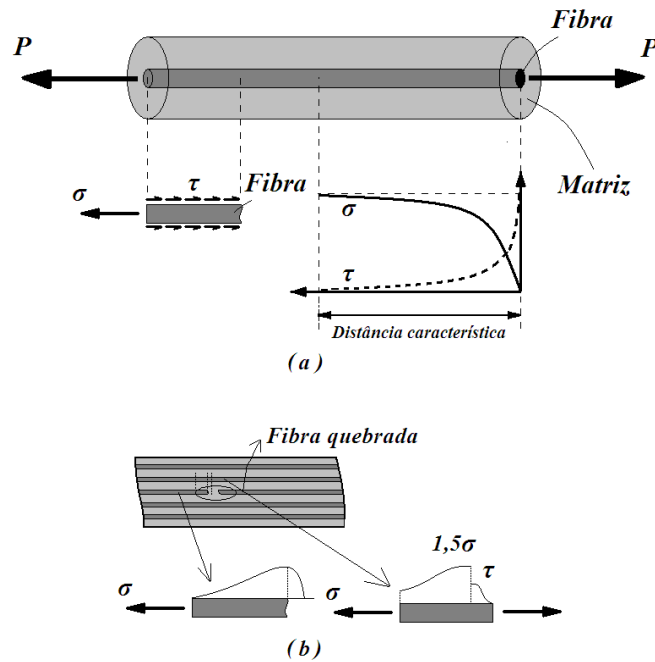


Figura 2.3 – Transferência de carga entre a matriz e a fibra.

O mecanismo básico de transferência das solicitações mecânicas entre a fibra e a matriz pode ser explicado considerando uma simples fibra como uma barra envolvida por um material matriz. A carga é transferida da fibra para a matriz por meio de tensões geradas na superfície de contato entre a matriz e a fibra, devido a um carregamento aplicado. A tensão de cisalhamento ( $\tau$ ), que aparece na superfície de contato, devido à aplicação da carga diminui ao longo da fibra chegando a zero, e a tensão normal ( $\sigma$ ) aumenta na fibra, como ilustra a Figura 2.3(a). A distância entre o ponto de tensão normal máxima e o ponto de tensão normal nula, é chamada de distância característica (REDDY, 2004).

É importante notar que este mecanismo permite também transferência de cargas entre fibras quebradas. Quando a fibra é quebrada, a carga transportada pela fibra é transferida através das tensões de cisalhamento das fibras vizinhas (REDDY, 2004), como mostra a Figura 2.3(b).

## 2.1. Compósitos Laminados

Os elementos estruturais fabricados utilizando compósitos laminados são formados por uma série de camadas ou lâminas unidas de maneira a trabalharem solidariamente. Nos compósitos reforçados por fibras, cada lâmina é formada por um conjunto de fibras de alta resistência e rigidez embebidas no material matriz de menor resistência e rigidez, mas principalmente de menor custo. Desta forma, cada lâmina se comporta macroscopicamente como um material ortotrópico, cujas direções principais são paralelas e perpendiculares às fibras.

Devido à característica ortotrópica de cada lâmina, os compósitos podem ser fabricados de maneira a obter a máxima vantagem em cada situação específica, colocando-se a direção das fibras ao longo das direções mais solicitadas (“caminho” das cargas). Desta forma pode-se obter projetos altamente otimizados para cada situação específica variando o número, espessura e seqüência das camadas, bem como a orientação das fibras de cada camada.

A lâmina representa o bloco fundamental dos compósitos laminados (REDDY, 2004) e apresenta elevada resistência e módulo de elasticidade na direção das fibras e baixos valores nas direções ortogonais às fibras. O laminado é o conjunto dessas lâminas empilhadas, onde cada camada terá uma espessura e será orientada de acordo com a direção principal das fibras. Essa seqüência de empilhamento é chamada de esquema de laminação (*lamination* ou *stacking sequence*).

O comportamento da lâmina pode ser analisado segundo abordagens micro e macro-mecânica (REDDY, 2004; JONES, 1999). A análise micro-mecânica considera as propriedades diferentes da fibra e da matriz de maneira a obter as propriedades equivalentes (médias) do compósito (homogeneização), bem como o seu arranjo e proporção. A modelagem micro-mecânica é bastante ampla, incluindo desde métodos simples como a Lei das Misturas até métodos sofisticados baseados na Teoria da Elasticidade, para se determinar os módulos de elasticidades equivalentes (JONES, 1999).

Uma vez obtidas estas propriedades, pode-se tratar o compósito como um material homogêneo e ortotrópico, cujos eixos principais dependem da direção das fibras. Esta abordagem, conhecida como macro-mecânica, é utilizada para calcular deslocamentos, deformações, tensões e esforços nos elementos estruturais de materiais compósitos. Nesta análise o material de cada lâmina é considerado homogêneo e ortotrópico no sistema de coordenadas do material  $(x_1, x_2, x_3)$ , onde o eixo  $x_1$  é orientado paralelamente as fibras,

fazendo um ângulo  $\theta$  com o eixo principal  $x$ , o eixo  $x_2$  é transversal às fibras e ao eixo  $x_3$  perpendicular à lâmina, como mostra a Figura 2.4.

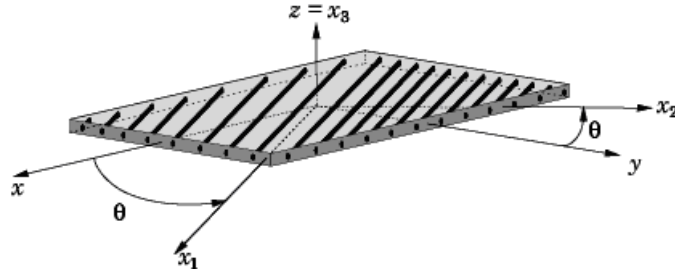


Figura 2.4 – Orientação das lâminas.

Verifica-se experimentalmente (JONES, 1999) que, nas condições usuais de serviço e para cargas estáticas de curta duração, o comportamento mecânico dos laminados pode ser considerado como linear elástico. Neste caso, o comportamento tensão-deformação pode ser representado pela lei de Hooke generalizada (JONES, 1999; REDDY, 2004). Devido à ortotropia das lâminas, a relação entre deformações ( $\boldsymbol{\varepsilon}$ ) e tensões ( $\boldsymbol{\sigma}$ ) no sistema do material é dada por:

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \varepsilon_3 \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{31} \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} & S_{13} & 0 & 0 & 0 \\ S_{12} & S_{22} & S_{23} & 0 & 0 & 0 \\ S_{13} & S_{23} & S_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & S_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & S_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & S_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_{23} \\ \tau_{31} \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} \Rightarrow \boldsymbol{\varepsilon}_1 = \mathbf{S} \boldsymbol{\sigma}_1 \quad (1)$$

onde  $\mathbf{S}$  é a matriz de flexibilidade (*compliance*) do material, cujos coeficientes são:

$$\begin{aligned} S_{11} &= \frac{1}{E_1}; \quad S_{12} = \frac{-\nu_{21}}{E_2} = \frac{-\nu_{12}}{E_1}; \quad S_{13} = \frac{-\nu_{31}}{E_3} = \frac{-\nu_{13}}{E_1}; \quad S_{22} = \frac{1}{E_2}; \\ S_{23} &= \frac{-\nu_{32}}{E_3} = \frac{-\nu_{23}}{E_2}; \quad S_{33} = \frac{1}{E_3}; \quad S_{44} = \frac{1}{G_{23}}; \quad S_{55} = \frac{1}{G_{31}}; \quad S_{66} = \frac{1}{G_{12}} \end{aligned} \quad (2)$$

Os índices aplicados nos coeficientes de flexibilidade devem-se à notação  $\varepsilon_4$ ,  $\varepsilon_5$  e  $\varepsilon_6$ , e  $\sigma_4$ ,  $\sigma_5$  e  $\sigma_6$  usada para as deformações  $\gamma_{23}$ ,  $\gamma_{31}$  e  $\gamma_{12}$ , e para as tensões  $\tau_{23}$ ,  $\tau_{31}$  e  $\tau_{12}$  de cisalhamento, respectivamente. As variáveis  $E_1$ ,  $E_2$  e  $E_3$  são os módulos de elasticidade nas direções principais, enquanto  $\nu_{12}$ ,  $\nu_{21}$ ,  $\nu_{13}$ ,  $\nu_{31}$ ,  $\nu_{23}$ ,  $\nu_{32}$  são os coeficientes de Poisson e  $G_{12}$ ,  $G_{13}$  e  $G_{23}$  são os módulos de elasticidade ao cisalhamento.

Normalmente a tensão  $\sigma_3$  é pequena quando comparadas as demais componentes de tensão devido à pequena espessura da lâmina. Assim, a relação deformação-tensão dada pela Eq. (1) pode ser simplificada para

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \varepsilon_4 \\ \varepsilon_5 \\ \varepsilon_6 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} & 0 & 0 & 0 \\ S_{12} & S_{22} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & S_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & S_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & S_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_4 \\ \sigma_5 \\ \sigma_6 \end{Bmatrix} \quad (3)$$

onde  $\mathbf{S}$  é a matriz de flexibilidade (*compliance*) do material, cujos coeficientes são:

$$S_{11} = \frac{1}{E_1}; \quad S_{12} = \frac{-\nu_{21}}{E_2} = \frac{-\nu_{12}}{E_1}; \quad S_{22} = \frac{1}{E_2}; \quad S_{44} = \frac{1}{G_{23}}; \quad S_{55} = \frac{1}{G_{31}}; \quad S_{66} = \frac{1}{G_{12}} \quad (4)$$

Finalmente, a inversão da Eq. (3) produz a relação tensão-deformação no sistema do material:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_4 \\ \sigma_5 \\ \sigma_6 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_{11} & Q_{12} & 0 & 0 & 0 \\ Q_{12} & Q_{22} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & Q_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & Q_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & Q_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \varepsilon_4 \\ \varepsilon_5 \\ \varepsilon_6 \end{Bmatrix} \Rightarrow \boldsymbol{\sigma}_1 = \mathbf{Q}\boldsymbol{\varepsilon}_1 \quad (5)$$

onde os coeficientes  $Q_{ij}$  são calculados a partir das propriedades do material de cada lâmina através das expressões:

$$Q_{11} = \frac{E_1}{1-\nu_{12}\nu_{21}}; \quad Q_{12} = \frac{\nu_{12}E_2}{1-\nu_{12}\nu_{21}}; \quad Q_{22} = \frac{E_2}{1-\nu_{12}\nu_{21}}; \quad Q_{44} = G_{23}; \quad Q_{55} = G_{13}; \quad Q_{66} = G_{12} \quad (6)$$

É importante notar que materiais elásticos ortotrópicos possuem 9 constantes independentes, pois os coeficientes de Poisson ( $\nu_{ij}$ ) devem satisfazer a relação:

$$\frac{\nu_{ij}}{E_i} = \frac{\nu_{ji}}{E_j} \quad (i, j=1,2,3) \quad (7)$$

uma vez que a matriz  $\mathbf{S}$  é simétrica.

Note que as equações constitutivas dos materiais ortotrópicos são escritas em função das componentes de tensão e deformação, referentes ao sistema de coordenadas  $(x_1, x_2, x_3)$ , enquanto que as equações que regem a solução do problema são escritas no sistema de coordenadas  $(x, y, z)$ , como ilustrado na Figura 2.4. A transformação de um sistema para o outro é dada pela relação:

$$\begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\theta & \text{sen}\theta & 0 \\ -\text{sen}\theta & \cos\theta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \\ z \end{Bmatrix} \Rightarrow \mathbf{x}_1 = \mathbf{A}\mathbf{x} \quad (8)$$

De maneira análoga, temos que a transformação do campo de deslocamentos  $u_1, u_2$  e  $u_3$  é:

$$\begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \theta & \text{sen} \theta & 0 \\ -\text{sen} \theta & \cos \theta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} \Rightarrow \mathbf{u}_1 = \mathbf{A}\mathbf{u} \quad (9)$$

As componentes de deformação são dadas por:

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{xz} \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial u_x}{\partial x} \\ \frac{\partial u_y}{\partial y} \\ \frac{\partial u_y}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial y} \\ \frac{\partial u_x}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial x} \\ \frac{\partial u_x}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial x} \end{Bmatrix} \quad e \quad \boldsymbol{\varepsilon}_1 = \begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{13} \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial u_1}{\partial x_1} \\ \frac{\partial u_2}{\partial y_2} \\ \frac{\partial u_2}{\partial x_3} + \frac{\partial u_3}{\partial x_2} \\ \frac{\partial u_1}{\partial x_3} + \frac{\partial u_3}{\partial x_1} \\ \frac{\partial u_1}{\partial x_2} + \frac{\partial u_2}{\partial x_1} \end{Bmatrix} \quad (10)$$

Utilizando as Eqs. (8), (9) e (10) pode-se demonstrar que as deformações podem ser transformadas através da relação matricial:

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{13} \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos^2 \theta & \text{sen}^2 \theta & 0 & 0 & \text{sen} \theta \cos \theta \\ \text{sen}^2 \theta & \cos^2 \theta & 0 & 0 & -\text{sen} \theta \cos \theta \\ 0 & 0 & \cos \theta & -\text{sen} \theta & 0 \\ 0 & 0 & \text{sen} \theta & \cos \theta & 0 \\ -2\text{sen} \theta \cos \theta & 2\text{sen} \theta \cos \theta & 0 & 0 & \cos^2 \theta - \text{sen}^2 \theta \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{xz} \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} \Rightarrow \boldsymbol{\varepsilon}_1 = \mathbf{T}\boldsymbol{\varepsilon} \quad (11)$$

Utilizando o Princípio dos Trabalhos Virtuais, pode-se mostrar (COOK *et al.*, 2002) que a transformação das tensões do sistema local para o sistema global é realizada através de:

$$\boldsymbol{\sigma} = \mathbf{T}'\boldsymbol{\sigma}_1 \quad (12)$$

Finalmente, substituindo as Eqs. (11) e (5) na Eq. (12) chega-se:

$$\boldsymbol{\sigma} = \mathbf{T}'\mathbf{Q}\mathbf{T} \boldsymbol{\varepsilon} \Rightarrow \boldsymbol{\sigma} = \overline{\mathbf{Q}}\boldsymbol{\varepsilon}, \quad (13)$$

onde  $\overline{\mathbf{Q}}$  é chamada de matriz de rigidez transformada, pois está no sistema global de coordenadas:

$$\overline{\mathbf{Q}} = \begin{bmatrix} \overline{Q}_{11} & \overline{Q}_{12} & 0 & 0 & \overline{Q}_{16} \\ \overline{Q}_{12} & \overline{Q}_{22} & 0 & 0 & \overline{Q}_{26} \\ 0 & 0 & \overline{Q}_{44} & \overline{Q}_{45} & 0 \\ 0 & 0 & \overline{Q}_{45} & \overline{Q}_{55} & 0 \\ \overline{Q}_{16} & \overline{Q}_{26} & 0 & 0 & \overline{Q}_{66} \end{bmatrix} \quad (14)$$

Os coeficientes  $\bar{Q}_{ij}$  podem ser facilmente explicitados:

$$\begin{aligned}
 \bar{Q}_{11} &= \cos^4 \theta Q_{11} + 2 \operatorname{sen}^2 \theta \cos^2 \theta (Q_{12} + 2Q_{66}) + \operatorname{sen}^4 \theta Q_{22} \\
 \bar{Q}_{12} &= (Q_{11} + Q_{22} - 4Q_{66}) \operatorname{sen}^2 \theta \cos^2 \theta + (\operatorname{sen}^4 \theta + \cos^4 \theta) Q_{12} \\
 \bar{Q}_{16} &= (Q_{11} - Q_{12} - 2Q_{66}) \operatorname{sen} \theta \cos^3 \theta + (Q_{12} - Q_{22} + 2Q_{66}) \operatorname{sen}^3 \theta \cos \theta \\
 \bar{Q}_{22} &= \operatorname{sen}^4 \theta Q_{11} + 2(Q_{12} + 2Q_{66}) \operatorname{sen}^2 \theta \cos^2 \theta + \cos^4 \theta Q_{22} \\
 \bar{Q}_{26} &= (Q_{11} - Q_{12} - 2Q_{66}) \operatorname{sen}^3 \theta \cos \theta + (Q_{12} - Q_{22} + 2Q_{66}) \operatorname{sen} \theta \cos^3 \theta \\
 \bar{Q}_{66} &= (Q_{11} + Q_{22} - 2Q_{12} - 2Q_{66}) \operatorname{sen}^2 \theta \cos^2 \theta + (\operatorname{sen}^4 \theta + \cos^4 \theta) Q_{66} \\
 \bar{Q}_{45} &= (Q_{55} - Q_{44}) \operatorname{sen} \theta \cos \theta \\
 \bar{Q}_{44} &= \cos^2 \theta Q_{44} + \operatorname{sen}^2 \theta Q_{55} \\
 \bar{Q}_{55} &= \operatorname{sen}^2 \theta Q_{44} + \cos^2 \theta Q_{55}
 \end{aligned} \tag{15}$$

Invertendo-se a Eq. (13) determina-se a relação entre deformações e tensões no sistema global:

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \bar{\mathbf{S}} \boldsymbol{\sigma} \Rightarrow \bar{\mathbf{S}} = \mathbf{T}' \bar{\mathbf{S}} \mathbf{T}, \tag{16}$$

onde  $\bar{\mathbf{S}}$  é matriz de flexibilidade do material no sistema global.

## 2.2. Teoria de Primeira Ordem de Laminação (FSDT)

Na Teoria de Primeira Ordem de Laminação, também conhecida como Teoria das Deformações de Cisalhamento de Primeira Ordem (*First-Order Shear Deformation Theory - FSDT*), o efeito do cisalhamento é considerado de maneira aproximada. Na FSDT assumem-se as hipóteses de Reissner-Mindlin (REDDY, 2004), onde uma reta normal ao plano médio da placa permanecerá reta, mas não necessariamente normal ao plano médio da placa após a deformação, como ilustrado na Figura 2.6. Isso implica que, por hipótese, a deformação normal  $\varepsilon_z$  é nula.

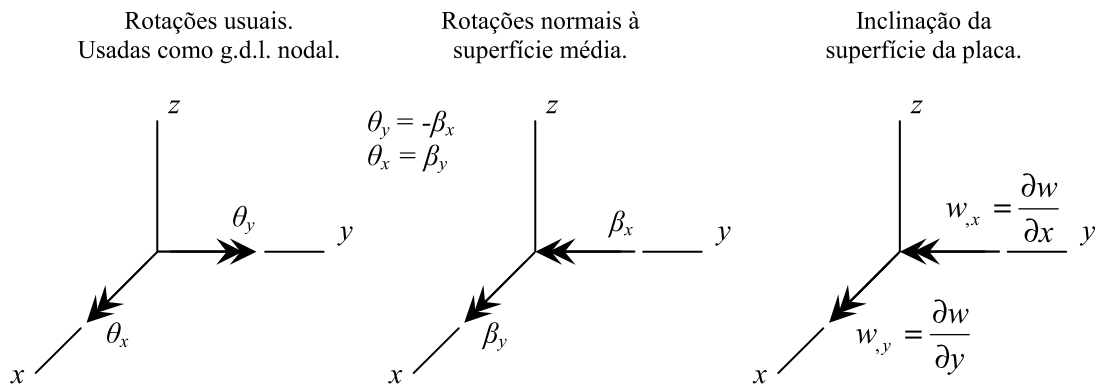


Figura 2.5 – Notação das componentes de rotação.



As rotações da reta normal  $\beta_x$  e  $\beta_y$  estão relacionadas com as rotações  $\theta_x$  e  $\theta_y$  do segmento de reta normal em torno dos eixos  $x$  e  $y$ , respectivamente, através das seguintes relações (COOK *et al.*, 2002):

$$\begin{aligned}\beta_x &= -\theta_y \\ \beta_y &= \theta_x\end{aligned}\quad (17)$$

sendo positivas quando os vetores representativos apontarem no sentido positivo dos eixos (regra da mão direita), como ilustra a Figura 2.5.

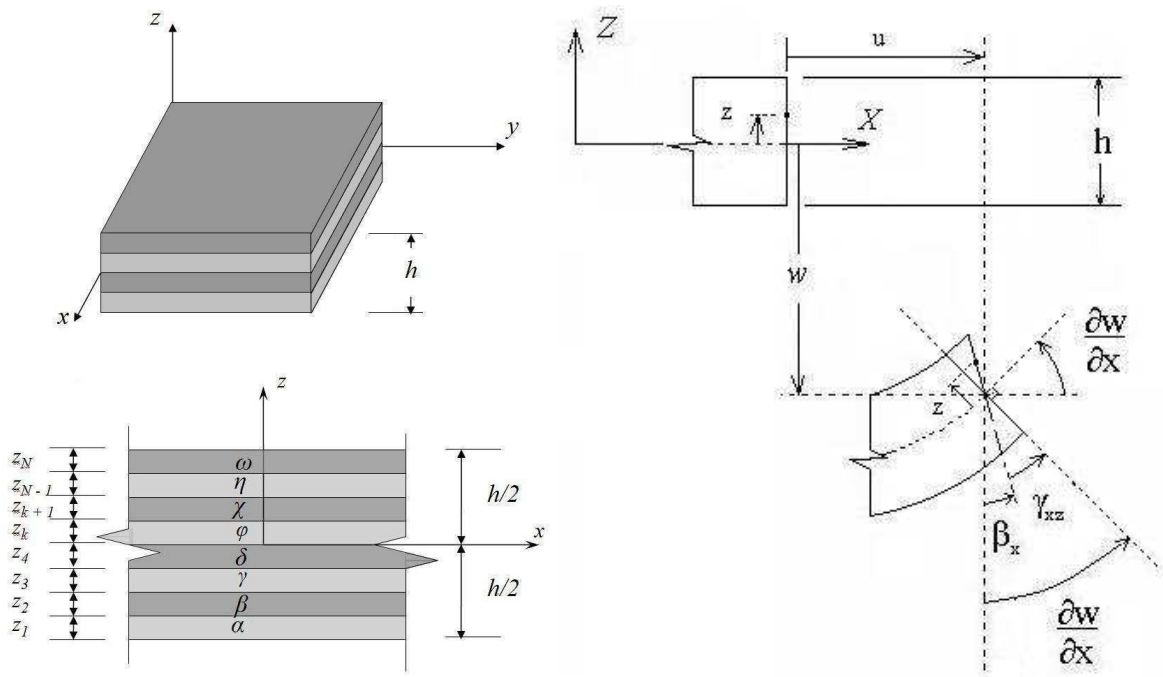


Figura 2.6 – Placa Laminada.

Seja uma placa de espessura total  $h$ , composta por  $N$  lâminas ortotrópicas com as coordenadas principais do material  $(x_1^k, x_2^k, x_3^k)$  de uma lâmina genérica  $k$  orientada de um ângulo  $\theta^k$  em relação ao eixo  $x$  do laminado, como mostra a Figura 2.4. Então, de acordo com as hipóteses supracitadas, verifica-se que os deslocamentos em qualquer ponto da placa são dados por:

$$\begin{aligned}u_x(x, y, z) &= u(x, y) - z\beta_x \\ u_y(x, y, z) &= v(x, y) - z\beta_y \\ u_z(x, y, z) &= w(x, y)\end{aligned}\quad (18)$$

onde  $u$ ,  $v$  e  $w$  são os deslocamentos dos pontos da superfície média da placa nas direções  $x$ ,  $y$  e  $z$ , respectivamente, e  $\beta_x$  e  $\beta_y$  são as rotações da reta normal.

Assim, utilizando às relações cinemáticas da Teoria da Elasticidade as deformações em qualquer ponto da placa podem ser escritas como:

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial u_x}{\partial x} \\ \frac{\partial u_y}{\partial y} \\ \frac{\partial u_x}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial x} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial y} \\ \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \end{Bmatrix} + z \begin{Bmatrix} \frac{\partial \theta_y}{\partial x} \\ -\frac{\partial \theta_x}{\partial y} \\ \left( \frac{\partial \theta_y}{\partial y} - \frac{\partial \theta_x}{\partial x} \right) \end{Bmatrix} \quad (19)$$

$$\boldsymbol{\gamma} = \begin{Bmatrix} \gamma_{xz} \\ \gamma_{yz} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \left( \frac{\partial w}{\partial x} + \theta_y \right) \\ \left( \frac{\partial w}{\partial y} - \theta_x \right) \end{Bmatrix}$$

Simbolicamente, estas deformações podem ser escritas como:

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \boldsymbol{\varepsilon}^m + z \boldsymbol{\kappa} \\ \boldsymbol{\gamma} = \boldsymbol{\gamma} \quad (20)$$

onde  $\boldsymbol{\varepsilon}^m$  são as deformações de membrana (da superfície média),  $\boldsymbol{\kappa}$  define as curvaturas da superfície média da placa e  $\boldsymbol{\gamma}$  são as deformações de cisalhamento transversal.

Nota-se na Eq. (19) que as rotações  $\theta_x$  e  $\theta_y$  não podem ser obtidas somente através das rotações em torno do plano médio da placa. Assim podem ser consideradas variáveis independentes. Utilizando a Eq. (13) e reorganizando-a, as tensões em uma lâmina genérica  $k$  podem ser obtidas a partir das deformações:

$$\boldsymbol{\sigma}^k = \overline{\mathbf{Q}}_b^k \boldsymbol{\varepsilon}^k \\ \boldsymbol{\tau}^k = \overline{\mathbf{Q}}_s^k \boldsymbol{\gamma}^k \quad (21)$$

onde

$$\overline{\mathbf{Q}}_b^k = \mathbf{T}_1^{t^k} \mathbf{Q}_b^k \mathbf{T}_1^k = \begin{bmatrix} \overline{Q}_{11} & \overline{Q}_{12} & \overline{Q}_{16} \\ \overline{Q}_{12} & \overline{Q}_{22} & \overline{Q}_{26} \\ \overline{Q}_{16} & \overline{Q}_{26} & \overline{Q}_{66} \end{bmatrix}^k \quad e \quad \overline{\mathbf{Q}}_s^k = \mathbf{T}_2^{t^k} \mathbf{Q}_s^k \mathbf{T}_2^k = \begin{bmatrix} \overline{Q}_{44} & \overline{Q}_{45} \\ \overline{Q}_{45} & \overline{Q}_{55} \end{bmatrix}^k \quad (22)$$

onde os coeficientes  $\overline{Q}_{ij}^k$  são obtidos a partir da Eq. (15) e as matrizes  $\mathbf{T}_1^k$  e  $\mathbf{T}_2^k$  são obtidas da Eq. (11):

$$\mathbf{T}_1^k = \begin{bmatrix} \cos^2 \theta & \sin^2 \theta & \sin \theta \cos \theta \\ \sin^2 \theta & \cos^2 \theta & -\sin \theta \cos \theta \\ -2\sin \theta \cos \theta & 2\sin \theta \cos \theta & \cos^2 \theta - \sin^2 \theta \end{bmatrix}^k \quad e \quad \mathbf{T}_2^k = \begin{bmatrix} \cos \theta & \sin \theta \\ -\sin \theta & \cos \theta \end{bmatrix}^k \quad (23)$$

No caso de placas e cascas é mais conveniente trabalhar com esforços resultantes por unidade de comprimento do que usar diretamente as tensões. Estas forças e momentos resultantes (tensões generalizadas) são obtidas por integração das tensões ao longo da espessura do laminado:

$$\mathbf{N} = \begin{Bmatrix} N_x \\ N_y \\ N_{xy} \end{Bmatrix} = \int_{-h/2}^{h/2} \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} dz, \quad \mathbf{M} = \begin{Bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{Bmatrix} = \int_{-h/2}^{h/2} \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} z dz, \quad \mathbf{Q} = \begin{Bmatrix} Q_{xz} \\ Q_{yz} \end{Bmatrix} = \int_{-h/2}^{h/2} \begin{Bmatrix} \tau_{xz} \\ \tau_{yz} \end{Bmatrix} dz. \quad (24)$$

É importante notar que, embora as componentes de deformação sejam contínuas ao longo da espessura do laminado, as componentes de tensão em geral não são contínuas entre as lâminas, devido à variação da matriz  $\bar{\mathbf{Q}}$  de uma lâmina para outra, causada tanto pela mudança de material como da orientação das fibras (ângulo  $\theta$ ).

Utilizando as Eqs. (20), (21) e (24), pode-se escrever a relação entre tensões e deformações generalizadas, i. e. forças/momentos e deformações/curvaturas, como:

$$\begin{Bmatrix} N_{xx} \\ N_{yy} \\ N_{xy} \\ M_{xx} \\ M_{yy} \\ M_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{16} & B_{11} & B_{12} & B_{16} \\ A_{12} & A_{22} & A_{26} & B_{12} & B_{22} & B_{26} \\ A_{16} & A_{26} & A_{66} & B_{16} & B_{26} & B_{66} \\ B_{11} & B_{12} & B_{16} & D_{11} & D_{12} & D_{16} \\ B_{12} & B_{22} & B_{26} & D_{12} & D_{22} & D_{26} \\ B_{16} & B_{26} & B_{66} & D_{16} & D_{26} & D_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ \gamma_{xy} \\ \kappa_{xx} \\ \kappa_{yy} \\ \kappa_{xy} \end{Bmatrix} \quad (25)$$

$$\begin{Bmatrix} Q_{yz} \\ Q_{xz} \end{Bmatrix} = k \begin{bmatrix} A_{44} & A_{45} \\ A_{45} & A_{55} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \gamma_{yz} \\ \gamma_{xz} \end{Bmatrix}$$

onde

$$A_{ij} = \sum_{l=1}^n \bar{Q}_{bij}^k (z_{l+1} - z_l) \quad B_{ij} = \sum_{l=1}^n \frac{\bar{Q}_{bij}^k (z_{l+1}^2 - z_l^2)}{2} \quad (26)$$

$$D_{ij} = \sum_{l=1}^n \frac{\bar{Q}_{bij}^k (z_{l+1}^3 - z_l^3)}{3} \quad G_{ij} = \sum_{l=1}^n k_{ij} \bar{Q}_{sij}^k (z_{l+1} - z_l)$$

e  $k_{ij}$  é o fator de correção das tensões de cisalhamento. De maneira simbólica podemos escrever a Eq. (25) em termos de sub-matrizes, como:

$$\begin{Bmatrix} \mathbf{N} \\ \mathbf{M} \\ \mathbf{Q} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{A} & \mathbf{B} & \mathbf{0} \\ \mathbf{B} & \mathbf{D} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{G} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \boldsymbol{\varepsilon}_m \\ \boldsymbol{\kappa} \\ \boldsymbol{\gamma} \end{Bmatrix} \Rightarrow \boldsymbol{\sigma} = \mathbf{C} \boldsymbol{\varepsilon} \quad (27)$$

onde a matriz  $\mathbf{A}$  representa a rigidez de membrana, a matriz  $\mathbf{D}$  a rigidez à flexão, a matriz  $\mathbf{B}$  o acoplamento membrana-flexão e a matriz  $\mathbf{G}$  a rigidez ao cisalhamento.

### 2.3. Teoria Clássica de Laminação (TCL)

A Teoria Clássica de Laminação (TCL), ou Teoria Clássica de Placas Laminadas (TCPL) é uma extensão para compósitos laminados da teoria clássica de placas (ou teoria de Kirchhoff) desenvolvida para placas delgadas com material homogêneo. Na TCPL assumem-se as hipóteses de *Kirchhoff* (REDDY, 2004). A hipótese básica é que um segmento de reta normal à superfície média da placa permanece reto e normal à superfície média da placa após a deformação e não varia de comprimento (inextensível). Isso implica que, por hipótese, a deformação normal  $\varepsilon_z$  e as deformações transversais  $\gamma_{xz}$  e  $\gamma_{yz}$  são nulas, e conseqüentemente o deslocamento transversal é independente da coordenada  $z$ .

A Teoria Clássica de Laminação pode ser encarada como um caso particular da Teoria de Primeira Ordem na qual o cisalhamento é nulo. Para este caso a Eq. (18) pode ser reescrita como:

$$\begin{aligned} u_x(x, y, z) &= u(x, y) + z\theta_y \\ u_y(x, y, z) &= v(x, y) - z\theta_x \\ u_z(x, y, z) &= w(x, y) \end{aligned} \quad (28)$$

onde  $u$ ,  $v$  e  $w$  são os deslocamentos dos pontos da superfície média da placa nas direções  $x$ ,  $y$  e  $z$ , respectivamente, e  $\theta_x$  e  $\theta_y$  são as rotações do segmento de reta normal em torno dos eixos  $x$  e  $y$ , respectivamente, sendo positivas quando os vetores representativos apontarem no sentido positivo dos eixos (regra da mão direita).

Assim, utilizando às relações cinemáticas da Teoria da Elasticidade as deformações em qualquer ponto da placa podem ser escritas como:

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial u_x}{\partial x} \\ \frac{\partial u_y}{\partial y} \\ \frac{\partial u_x}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial x} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial y} \\ \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \end{Bmatrix} + z \begin{Bmatrix} \frac{\partial \theta_y}{\partial x} \\ -\frac{\partial \theta_x}{\partial y} \\ \left( \frac{\partial \theta_y}{\partial y} - \frac{\partial \theta_x}{\partial x} \right) \end{Bmatrix} \quad (29)$$

Simbolicamente, estas deformações podem ser escritas como:

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \boldsymbol{\varepsilon}^m + z\boldsymbol{\kappa}, \quad (30)$$

onde  $\boldsymbol{\varepsilon}^m$  são as deformações de membrana (da superfície média) e  $\boldsymbol{\kappa}$  define as curvaturas da superfície média da placa.

Utilizando a Eq. (13) as tensões em uma lâmina genérica  $k$  podem ser obtidas a partir das deformações:

$$\boldsymbol{\sigma}^k = \bar{\mathbf{Q}}_b^k \boldsymbol{\varepsilon}^k \quad (31)$$

onde

$$\bar{\mathbf{Q}}_b^k = \bar{\mathbf{Q}}^k = \begin{bmatrix} \bar{Q}_{11} & \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{16} \\ \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{22} & \bar{Q}_{26} \\ \bar{Q}_{16} & \bar{Q}_{26} & \bar{Q}_{66} \end{bmatrix}. \quad (32)$$

é chamada de matriz de rigidez transformada de uma lâmina genérica  $k$ . Os coeficientes  $\bar{Q}_{ij}$  se encontram na Eq. (15).

No caso da TCL o efeito do cisalhamento transversal é desconsiderado, assim como a tensão  $\sigma_z$ . As forças e momentos resultantes (tensões generalizadas) obtidas por integração das tensões ao longo da espessura do laminado são dados por:

$$\mathbf{N} = \begin{Bmatrix} N_x \\ N_y \\ N_{xy} \end{Bmatrix} = \int_{-h/2}^{h/2} \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} dz, \quad \mathbf{M} = \begin{Bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{Bmatrix} = \int_{-h/2}^{h/2} \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} z dz. \quad (33)$$

Assim, utilizando as Eqs. (30), (31) e (33), pode-se escrever a relação entre tensões e deformações generalizadas, i. e., forças/momentos e deformações/curvaturas, como:

$$\begin{Bmatrix} N_{xx} \\ N_{yy} \\ N_{xy} \\ M_{xx} \\ M_{yy} \\ M_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{16} & B_{11} & B_{12} & B_{16} \\ A_{12} & A_{22} & A_{26} & B_{12} & B_{22} & B_{26} \\ A_{16} & A_{26} & A_{66} & B_{16} & B_{26} & B_{66} \\ B_{11} & B_{12} & B_{16} & D_{11} & D_{12} & D_{16} \\ B_{12} & B_{22} & B_{26} & D_{12} & D_{22} & D_{26} \\ B_{16} & B_{26} & B_{66} & D_{16} & D_{26} & D_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ \gamma_{xy} \\ \kappa_{xx} \\ \kappa_{yy} \\ \kappa_{xy} \end{Bmatrix} \quad (34)$$

onde coeficientes  $A_{ij}$ ,  $B_{ij}$  e  $D_{ij}$  são obtidos a partir da Eq. (26). De maneira simbólica podemos escrever a Eq. (34) em termos de sub-matrizes, como:

$$\begin{Bmatrix} \mathbf{N} \\ \mathbf{M} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{A} & \mathbf{B} \\ \mathbf{B} & \mathbf{D} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \boldsymbol{\varepsilon}_m \\ \boldsymbol{\kappa} \end{Bmatrix} \Rightarrow \boldsymbol{\sigma} = \mathbf{C} \boldsymbol{\varepsilon} \quad (35)$$

onde a matriz  $\mathbf{A}$  representa a rigidez de membrana, a matriz  $\mathbf{D}$  a rigidez à flexão e a matriz  $\mathbf{B}$  o acoplamento membrana-flexão.

As Eqs. (34) e (26) mostram que, para uma laminação geral, todos os termos da matriz  $\mathbf{C}$  que relacionam esforços e deformações são não nulos. Portanto, os efeitos de membrana e de flexão na placa laminada devem ser tratados de forma acoplada. Contudo,

alguns destes acoplamentos são indesejáveis e podem ser eliminados de acordo com o esquema de laminação adotado, como será discutido a seguir. A escolha do esquema de laminação deve considerar a análise e o tipo de carregamento.

## 2.4. Tipos de Laminados

O comportamento estrutural dos compósitos laminados depende dos materiais, das espessuras e do esquema de laminação utilizado. O esquema de laminação define a orientação das fibras em cada camada e pode ser descrito como  $[\alpha / \beta / \gamma / \dots / \omega]$ , onde  $\alpha$  é a orientação das fibras da primeira camada,  $\beta$  é a orientação das fibras da segunda camada, e assim por diante, como ilustrado pela Figura 2.7. A numeração das camadas é feita de baixo para cima, no sentido positivo do eixo  $z$ . O ângulo de orientação das fibras deve estar compreendido entre  $-90^\circ$  e  $90^\circ$ , sendo positivo conforme indicado na Figura 2.4.

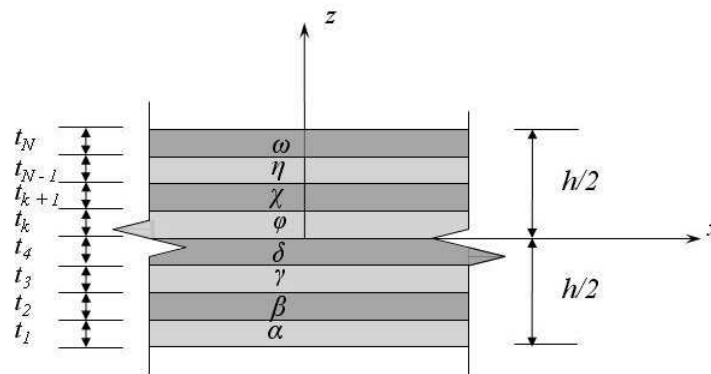


Figura 2.7 – Esquema de Laminação.

A literatura classifica os compósitos quanto aos ângulos de orientação em *cross-ply* e *angle-ply*. O laminado é chamado de *cross-ply* quando houver somente fibras orientadas a  $0^\circ$  ou  $90^\circ$ . Por exemplo,  $[0/90/0/90/0]$  é um laminado *cross-ply* com cinco lâminas. Por outro lado, quando as fibras tiverem qualquer orientação, o laminado é chamado de *angle-ply*. Por exemplo,  $[15/-60/0/90]$  é um laminado *angle-ply* com quatro lâminas. Índices e parênteses podem ser usados para simplificar repetições de camadas ou grupos de camadas idênticos. Por exemplo,  $[90_2 / (45 / -30)_2] = [90 / 90 / 45 / -30 / 45 / -30]$  e  $[(\pm 30)_2 / 0 / \pm 45] = [\pm 30 / \pm 30 / 0 / \pm 45] = [30 / -30 / 30 / -30 / 0 / 45 / -45]$ .

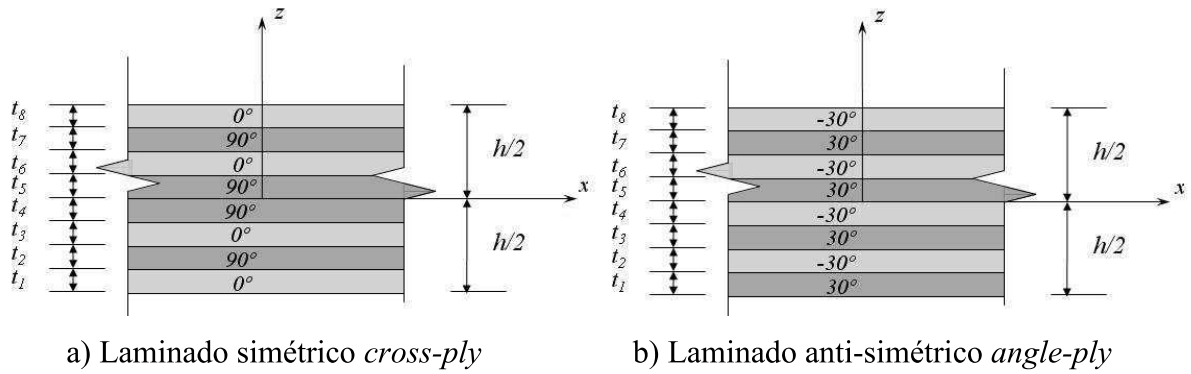


Figura 2.8 – Tipos de laminados.

O laminado também pode ser classificado de acordo com a seqüência das lâminas em relação à superfície média, como simétrico ou anti-simétrico. O laminado é dito *simétrico* quando apresentar material, espessura e esquema de laminação simétricos em relação à superfície média, como ilustra a Figura 2.8 (a). Devido à simetria, não ocorre o acoplamento de membrana–flexão, e a matriz  $\mathbf{B}$  é nula. Isto permite tratar os efeitos de membrana e flexão desacoplados e analisar a placa ou membrana (Estado Plano de Tensão) de acordo com o tipo de carregamento aplicado (transversal ou no plano). Neste caso, a Eq. (34) torna-se

$$\begin{Bmatrix} N_{xx} \\ N_{yy} \\ N_{xy} \\ M_{xx} \\ M_{yy} \\ M_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{16} & 0 & 0 & 0 \\ A_{12} & A_{22} & A_{26} & 0 & 0 & 0 \\ A_{16} & A_{26} & A_{66} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & D_{11} & D_{12} & D_{16} \\ 0 & 0 & 0 & D_{12} & D_{22} & D_{26} \\ 0 & 0 & 0 & D_{16} & D_{26} & D_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ \gamma_{xy} \\ \kappa_{xx} \\ \kappa_{yy} \\ \kappa_{xy} \end{Bmatrix} \quad (36)$$

A indicação de que um laminado é simétrico é feita utilizando o sub-índice  $s$  após a referência dos ângulos das lâminas abaixo da superfície média. No caso do laminado *cross-ply* simétrico da Figura 2.8(a) escreve-se  $[0/90/0/90]_s \equiv [0/90/0/90/90/0/90/0]$ . Um laminado simétrico com número ímpar de camadas pode ser representado, exemplificando, na forma  $[0/90/0/90/0] = [0/90/\bar{0}]_s$ , indicando que a terceira camada é dividida ao meio pela superfície média. É como se tivessem duas subcamadas idênticas no centro.

Nos laminados simétricos *cross-ply*, os termos  $A_{16}$ ,  $A_{26}$ ,  $D_{16}$  e  $D_{26}$  são nulos. Assim, além da ausência de acoplamento membrana–flexão, também não há os acoplamentos cisalhamento–extensão e flexão–torção. A Eq. (34) torna-se (REDDY, 2006):

$$\begin{Bmatrix} N_{xx} \\ N_{yy} \\ N_{xy} \\ M_{xx} \\ M_{yy} \\ M_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ A_{12} & A_{22} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & A_{66} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & D_{11} & D_{12} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & D_{12} & D_{22} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & D_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \epsilon_{xx} \\ \epsilon_{yy} \\ \gamma_{xy} \\ \kappa_{xx} \\ \kappa_{yy} \\ \kappa_{xy} \end{Bmatrix}. \quad (37)$$

Os laminados são ditos *anti-simétricos* quando apresentam um esquema de laminação anti-simétrico e material e espessura simétrico em relação à superfície média (REDDY, 2004), como ilustra a Figura 2.8 (b). É um laminado com número par de camadas. Por exemplo,  $[30/-30]_4 \equiv [30/-30/30/-30/30/-30/30/-30]$ . Nos laminados anti-simétricos existe o acoplamento membrana-flexão, pois alguns termos da matriz  $\mathbf{B}$  não são nulos, mas os termos  $A_{16}$ ,  $A_{26}$ ,  $D_{16}$  e  $D_{26}$  são nulos não havendo acoplamento cisalhamento-extensão e flexão-torção (REDDY, 2004). A Eq (34) torna-se:

$$\begin{Bmatrix} N_{xx} \\ N_{yy} \\ N_{xy} \\ M_{xx} \\ M_{yy} \\ M_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & 0 & B_{11} & B_{12} & B_{16} \\ A_{12} & A_{22} & 0 & B_{12} & B_{22} & B_{26} \\ 0 & 0 & A_{66} & B_{16} & B_{26} & B_{66} \\ B_{11} & B_{12} & B_{16} & D_{11} & D_{12} & 0 \\ B_{12} & B_{22} & B_{26} & D_{12} & D_{22} & 0 \\ B_{16} & B_{26} & B_{66} & 0 & 0 & D_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \epsilon_{xx} \\ \epsilon_{yy} \\ \gamma_{xy} \\ \kappa_{xx} \\ \kappa_{yy} \\ \kappa_{xy} \end{Bmatrix} \quad (38)$$

Quando os laminados anti-simétricos são *cross-ply*, onde as lâminas são orientadas em ângulos de  $0^\circ$  ou  $90^\circ$ , como por exemplo,  $[0/90]_2 = [0/90/0/90]$ , os termos  $B_{12}$ ,  $B_{16}$ ,  $B_{26}$  e  $B_{66}$  são nulos, mas haverá o efeito de acoplamento membrana-flexão, pois os termos  $B_{11}$  e  $B_{22}$  não são nulos e  $B_{22} = -B_{11}$ . Assim, a relação entre forças/momentos e deformações/curvaturas pode ser escrita como

$$\begin{Bmatrix} N_{xx} \\ N_{yy} \\ N_{xy} \\ M_{xx} \\ M_{yy} \\ M_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & 0 & B_{11} & 0 & 0 \\ A_{12} & A_{22} & 0 & 0 & -B_{11} & 0 \\ 0 & 0 & A_{66} & 0 & 0 & 0 \\ B_{11} & 0 & 0 & D_{11} & D_{12} & 0 \\ 0 & -B_{11} & 0 & D_{12} & D_{22} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & D_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \epsilon_{xx} \\ \epsilon_{yy} \\ \gamma_{xy} \\ \kappa_{xx} \\ \kappa_{yy} \\ \kappa_{xy} \end{Bmatrix} \quad (39)$$

Essa laminação apresenta uma particularidade interessante. Para um laminado com espessura fixa, quando se aumenta o número de lâminas ( $[0/90]_2$ ,  $[0/90]_4$ ,  $[0/90]_8$ ), o



termo  $B_{11}$  tende a zero. Portanto, o efeito do acoplamento diminui, permitindo que os efeitos de membrana e flexão sejam desacoplados.

Os laminados anti-simétricos *angle-ply* tem-se que  $A_{16} = A_{26} = D_{16} = D_{26} = 0$  e  $B_{11} = B_{22} = B_{12} = B_{66} = 0$  (REDDY, 2004). Um exemplo deste tipo de laminado é  $[-45/40/-15/15/-40/45]$ . Portanto:

$$\begin{Bmatrix} N_{xx} \\ N_{yy} \\ N_{xy} \\ M_{xx} \\ M_{yy} \\ M_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & 0 & 0 & 0 & B_{16} \\ A_{12} & A_{22} & 0 & 0 & 0 & B_{26} \\ 0 & 0 & A_{66} & B_{16} & B_{26} & 0 \\ 0 & 0 & B_{16} & D_{11} & D_{12} & 0 \\ 0 & 0 & B_{26} & D_{12} & D_{22} & 0 \\ B_{16} & B_{26} & 0 & 0 & 0 & D_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \epsilon_{xx} \\ \epsilon_{yy} \\ \gamma_{xy} \\ \kappa_{xx} \\ \kappa_{yy} \\ \kappa_{xy} \end{Bmatrix} \quad (40)$$

Da mesma forma que ocorre com os laminados anti-simétricos *cross-ply*, nos laminados anti-simétricos *angle-ply* com espessura fixa, os termos  $B_{16}$  e  $B_{26}$  tendem a zero quando se aumenta o número de lâminas, reduzindo o acoplamento membrana-flexão.

Os laminados são ditos balanceados quando para cada lâmina, existe uma outra lâmina com mesmo material e espessura, mas com orientação oposta (REDDY, 2004). Os pares de camadas não precisam estar simetricamente distribuídos em relação à superfície média. A característica dos laminados balanceados é que os termos  $\bar{Q}_{16}$  e  $\bar{Q}_{26}$  da Eq. (15) têm sinais opostos, devido aos pares de lâminas orientadas opostamente, e  $A_{16} = A_{26} = 0$ .

Para esses laminados a Eq. (34) torna-se:

$$\begin{Bmatrix} N_{xx} \\ N_{yy} \\ N_{xy} \\ M_{xx} \\ M_{yy} \\ M_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & 0 & B_{11} & B_{12} & B_{16} \\ A_{12} & A_{22} & 0 & B_{12} & B_{22} & B_{26} \\ 0 & 0 & A_{66} & B_{16} & B_{26} & B_{66} \\ B_{11} & B_{12} & B_{16} & D_{11} & D_{12} & D_{16} \\ B_{12} & B_{22} & B_{26} & D_{12} & D_{22} & D_{26} \\ B_{16} & B_{26} & B_{66} & D_{16} & D_{26} & D_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \epsilon_{xx} \\ \epsilon_{yy} \\ \gamma_{xy} \\ \kappa_{xx} \\ \kappa_{yy} \\ \kappa_{xy} \end{Bmatrix} \quad (41)$$

Esta característica dos laminados balanceados não se altera se ele contiver camadas a  $0^\circ$  ou  $90^\circ$ , pois nestes casos os termos  $\bar{Q}_{16}$  e  $\bar{Q}_{26}$  são nulos, assim como a contribuição destas camadas para os termos  $A_{16}$  e  $A_{26}$ . Por isso REDDY (1996) exemplifica este caso com o laminado não-simétrico  $(\pm 35 / 0)_T = (35 / -35 / 0)$  e o simétrico  $(\pm 35 / 0)_S = (35 / -35 / 0 / 0 / -35 / 35)$ . No caso de um laminado balanceado simétrico a Eq. (36) torna-se:

$$\begin{Bmatrix} N_{xx} \\ N_{yy} \\ N_{xy} \\ M_{xx} \\ M_{yy} \\ M_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ A_{12} & A_{22} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & A_{66} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & D_{11} & D_{12} & D_{16} \\ 0 & 0 & 0 & D_{12} & D_{22} & D_{26} \\ 0 & 0 & 0 & D_{16} & D_{26} & D_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ \gamma_{xy} \\ \kappa_{xx} \\ \kappa_{yy} \\ \kappa_{xy} \end{Bmatrix}. \quad (42)$$

O conceito de laminado balanceado não parece ainda unânime. JONES (1999) enfatiza que os laminados balanceados necessariamente são simétricos, o que leva aos desacoplamentos já comentados.

Os laminados denominados quase-isotrópicos são formados por três ou mais lâminas ortotrópicas de mesmo material e espessura que são orientadas do mesmo ângulo em relação às lâminas adjacentes, isto é,  $\theta^{k+1} = \theta^k + \Delta\theta$ . Estes compósitos apresentam isotropia no plano do laminado no sentido que  $A_{11}=A_{22}$ ,  $A_{66}=(A_{11}-A_{22})/2$  e  $A_{16}=A_{26}=0$ . Como exemplos citam-se: (90 / 60 / 30 / 0 / -30 / -60 / -90) ( $\Delta\theta=-30$ ); (90 / 45 / 0 / -45) ( $\Delta\theta=-45$ ).

Finalmente, se o esquema de laminação não for simétrico e nem anti-simétrico o laminado é dito assimétrico, por exemplo, [15 / -45 / 30 / -60 / 0 / -25 / 90].

## 2.5. Critérios de Falha

Os compósitos, por serem materiais não homogêneos e constituídos por dois ou mais materiais, apresentam vários mecanismos de falha. Estes mecanismos podem ocorrer isoladamente ou combinados em consequência um do outro. Sendo os principais tipos a ruptura da fibra, a flambagem da fibra, a fissuração da matriz, o descolamento na interface fibra/matriz e a delaminação (OCHOA, 2006).

Assim como o comportamento da lâmina, a resistência de uma lâmina pode ser analisada segundo abordagens micro e macro-mecânica. A abordagem micro-mecânica permite entender os mecanismos e processos de falhas, bem como a interação entre os constituintes do compósito (fibra, matriz e interfase). Contudo, devido à possível interação entre os mecanismos de falha, o problema fica bastante complexo e torna-se difícil obter uma previsão confiável da resistência da lâmina para condições gerais de carregamento (DANIEL e ISHAI, 2006). Assim, a abordagem macro-mecânica ou fenomenológica é a mais utilizada para verificação da resistência. Esta abordagem somente prediz a ocorrência de falha, porém não fornece informação sobre o modo de falha (DANIEL e ISHAI, 2006).

Os critérios de falha para materiais homogêneos e isotrópicos, como o da Máxima Tensão Normal (Rankine), da Máxima Tensão de Cisalhamento (Tresca) e da Máxima Energia de Distorção (von Mises) são bem estabelecidos e amplamente utilizados. Os dois últimos critérios são utilizados para metais e são definidos a partir de um único parâmetro de resistência.

No caso dos materiais compósitos laminados a resistência de cada lâmina varia com a direção de aplicação da tensão. Assim os critérios de falha em lâmina devem ser definidos por três parâmetros básicos de resistência, referentes às três direções principais do material, assim como são definidas suas propriedades mecânicas.

Existem diversos critérios de falha para prever a falha no compósito, sendo a maioria extensão e adaptação dos critérios para materiais isotrópicos (BARBERO, 1998; JONES, 1999; DANIEL e ISHAI, 2006). Em geral, os modos de falha de uma lâmina são classificados em modos da fibra e modos da matriz.

Os critérios de falha para materiais compósitos podem ser classificados (DANIEL e ISHAI, 2006), segundo a interação entre diferentes componentes de tensão, como:

- Critérios não-interativos: as componentes de tensões e deformações em cada direção da lâmina são comparadas isoladamente com as respectivas tensões e deformações últimas, e, portanto, não havendo interação entre si. Exemplos: critérios da Máxima Tensão e da Máxima Deformação.
- Critérios interativos: todas as componentes de tensão consideradas simultaneamente através de uma única equação. A falha é predita sem referência a um modo de falha particular. Exemplos: critérios de Tsai-Hill e de Tsai-Wu.
- Critérios parcialmente interativos: são apresentados critérios de falha distintos para as falhas da fibra e da matriz. Exemplos: critérios de Hashin-Rotem e de Puck.

### **2.5.1. Critério da Máxima Tensão**

No critério da máxima tensão a falha ocorre quando pelo menos uma das componentes de tensão no sistema de coordenadas do material excede ao valor da resistência do material (DANIEL e ISHAI, 2006). No caso mais geral, problemas 3D, é necessário determinar 6 componentes de tensão ( $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, \tau_4, \tau_5, \tau_6$ ) e 9 parâmetros de

resistência do material ( $F_{1t}$ ,  $F_{1c}$ ,  $F_{2t}$ ,  $F_{2c}$ ,  $F_3$ ,  $F_{3c}$ ,  $F_4$ ,  $F_5$ ,  $F_6$ ), o que torna o problema complexo.

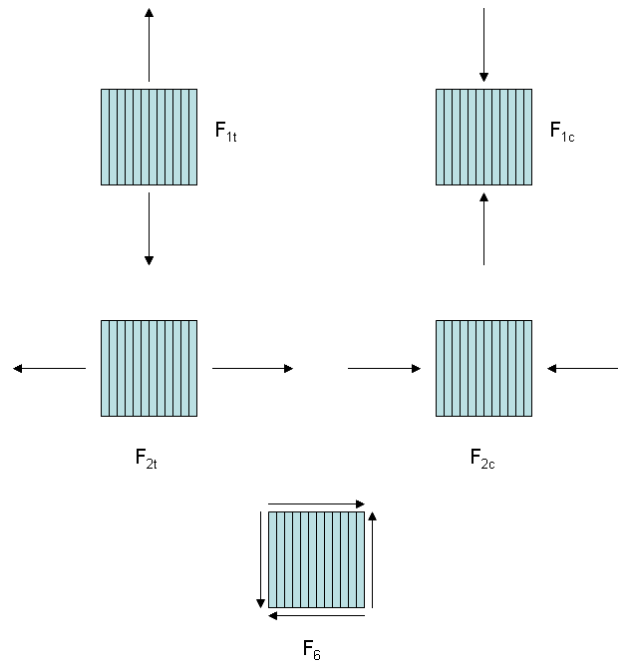


Figura 2.9 – Parâmetros de resistência de uma lâmina unidirecional.

No caso de compósitos laminados reforçados por fibras, devido à pequena espessura das lâminas, admite-se que a lâmina está sob um Estado Plano de Tensão, reduzindo o problema para duas dimensões. Assim, são necessários apenas 5 parâmetros ( $F_{1t}$ ,  $F_{1c}$ ,  $F_{2t}$ ,  $F_{2c}$ ,  $F_6$ ) para caracterizar a resistência do material. Estes parâmetros são ilustrados na Figura 2.9. Neste caso, a condição de falha desse critério é expressa através de sub-critérios pelas seguintes equações:

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= \begin{cases} F_{1t} & \text{quando } \sigma_1 > 0 \\ F_{1c} & \text{quando } \sigma_1 < 0 \end{cases} \\ \sigma_2 &= \begin{cases} F_{2t} & \text{quando } \sigma_2 > 0 \\ F_{2c} & \text{quando } \sigma_2 < 0 \end{cases} \\ \tau_6 &= F_6 \end{aligned} \quad (43)$$

Nota-se que cada sub-critério representa um modo de falha diferente não existindo interação entre os modos de falha, pois cada componente é tratada de forma independente. Assim, para um estado de tensão biaxial, este critério pode não apresentar bons resultados.

Uma vantagem do critério da máxima tensão é que ele fornece informação sobre o modo de falha. Então, o projeto do laminado pode ser alterado a fim de reduzir a

probabilidade de falha em um modo específico (BARBERO, 1998). Por exemplo, pode-se mudar o ângulo das fibras ou adicionar mais material na orientação desejada.

A teoria da máxima tensão é mais aplicada para os modos de falha frágeis do material (DANIEL e ISHAI, 2006), e não leva em consideração qualquer interação entre as componentes de tensão para um estado de tensão biaxial.

### 2.5.2. Critério da Máxima Deformação

O critério da máxima deformação é similar ao critério da máxima tensão. No entanto, as deformações são limitadas ao invés das tensões. Logo, a falha ocorre quando pelo menos uma das componentes de deformação no sistema de coordenadas do material excede a sua correspondente deformação última (DANIEL e ISHAI, 2006). O critério para problemas 2D é dado por:

$$\begin{aligned}\varepsilon_1 &= \begin{cases} \varepsilon_{1t}^u & \text{quando } \varepsilon_1 > 0 \\ \varepsilon_{1c}^u & \text{quando } \varepsilon_1 < 0 \end{cases} \\ \varepsilon_2 &= \begin{cases} \varepsilon_{2t}^u & \text{quando } \varepsilon_2 > 0 \\ \varepsilon_{2c}^u & \text{quando } \varepsilon_2 < 0 \end{cases} \\ \gamma_6 &= \gamma_6^u\end{aligned}\quad (44)$$

onde o índice  $u$  representa o valor último da deformação, isto é, o valor no qual a resistência do material é ultrapassada.

É importante notar que, apesar das deformações serem tratadas de forma independente, este critério permite alguma interação entre as componentes de tensões devido ao efeito do coeficiente de Poisson. Portanto, utilizando a relação tensão-deformação, pode-se escrever esse critério em termos das tensões:

$$\begin{aligned}\sigma_1 - \nu_{12}\sigma_2 &= \begin{cases} F_{1t} & \text{quando } \varepsilon_1 > 0 \\ F_{1c} & \text{quando } \varepsilon_1 < 0 \end{cases} \\ \sigma_2 - \nu_{21}\sigma_1 &= \begin{cases} F_{2t} & \text{quando } \varepsilon_2 > 0 \\ F_{2c} & \text{quando } \varepsilon_2 < 0 \end{cases} \\ \tau_6 &= F_6\end{aligned}\quad (45)$$

Assim, a diferença principal entre o Critério da Máxima Tensão, Eq. (43), e o Critério da Máxima Deformação, Eq. (45), é a consideração do efeito do coeficiente de Poisson pelo segundo critério.

### 2.5.3. Critério de Tsai-Hill

O Critério de Hill é uma extensão do critério de escoamento de von Mises para materiais ortotrópicos, mas contrário do critério de Von Mises não tem relação com a energia de distorção. Para o estado de tensão bidimensional, o critério de escoamento de von Mises é expresso por:

$$\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2 = \sigma_Y^2 \quad (46)$$

onde  $\sigma_Y$  é a tensão de escoamento do material. Após a modificação realizada por Hill, o critério tomou a forma seguinte:

$$A\sigma_1^2 + B\sigma_2^2 + C\sigma_1\sigma_2 + D\tau_6^2 = 1 \quad (47)$$

onde os coeficientes  $A$ ,  $B$ ,  $C$  e  $D$  dependem dos valores de resistência do material nas direções de ortotropia:

$$A = \frac{1}{F_1^2}; B = \frac{1}{F_2^2}; C = -\frac{1}{F_1^2}; D = \frac{1}{F_6^2} \quad (48)$$

Substituindo os coeficientes, tem-se a forma final do Critério de Tsai-Hill para o caso 2D:

$$\frac{\sigma_1^2}{F_1^2} + \frac{\sigma_2^2}{F_2^2} - \frac{\sigma_1\sigma_2}{F_1^2} + \frac{\tau_6^2}{F_6^2} = 1 \quad (49)$$

Note que esse critério é expresso apenas por uma equação, Eq. (49), ao invés de vários sub-critérios, como no Critério da Máxima Tensão e no Critério da Máxima Deformação e que esta equação representa uma envoltória de ruptura. Observa-se também que o critério de Tsai-Hill leva em consideração a interação entre as componentes de tensão. A grande desvantagem deste critério é não distinguir diretamente as tensões de tração e compressão, sendo necessário o uso das resistências  $F_1$  e  $F_2$  apropriadas em função das tensões atuantes.

### 2.5.4. Critério de Tsai-Wu

O Critério de Tsai-Wu é uma modificação da teoria polinomial de falha proposta por Gol'denblat e Kopnov, que utiliza tensores baseados na resistência do material. O critério procura melhorar a correlação entre resultados teóricos e experimentais aumentando o número de termos na equação do critério de falha (JONES, 1999). A forma original do

critério proposto por Gol'denblat e Kopnov, em notação indicial (DANIEL e ISHAI, 2006), é expressa pela seguinte equação:

$$(f_i \sigma_i)^\alpha + (f_{ij} \sigma_i \sigma_j)^\beta + (f_{ijk} \sigma_i \sigma_j \sigma_k)^\gamma + \dots = 1 \quad (50)$$

onde  $i, j, k = 1, 2, \dots, 6$ . Tsai e Wu simplificaram o critério, assumindo a existência de uma superfície de falha no espaço das tensões, dando a ela a seguinte forma:

$$f_i \sigma_i + f_{ij} \sigma_i \sigma_j = 1 \quad (51)$$

onde  $f_i$  e  $f_{ij}$  são as componentes dos tensores de resistência de segunda e quarta ordem, respectivamente. Expandindo a expressão anterior, tem-se:

$$\begin{aligned} & f_1 \sigma_1 + f_2 \sigma_2 + f_3 \sigma_3 + f_4 \tau_4 + f_5 \tau_5 + f_6 \tau_6 + f_{11} \sigma_1^2 + f_{22} \sigma_2^2 + f_{33} \sigma_3^2 + f_{44} \tau_4^2 \\ & + f_{55} \tau_5^2 + f_{66} \tau_6^2 + 2f_{12} \sigma_1 \sigma_2 + 2f_{13} \sigma_1 \sigma_3 + 2f_{14} \sigma_1 \tau_4 + 2f_{15} \sigma_1 \tau_5 + 2f_{16} \sigma_1 \tau_6 \\ & + 2f_{23} \sigma_2 \sigma_3 + 2f_{24} \sigma_2 \tau_4 + 2f_{25} \sigma_2 \tau_5 + 2f_{26} \sigma_2 \tau_6 + 2f_{34} \sigma_3 \tau_4 + 2f_{35} \sigma_3 \tau_5 \\ & + 2f_{36} \sigma_3 \tau_6 + 2f_{45} \tau_4 \tau_5 + 2f_{46} \tau_4 \tau_6 + 2f_{56} \tau_5 \tau_6 = 1 \end{aligned} \quad (52)$$

Um aspecto importante é que a presença de termos lineares nas tensões normais permite a distinção entre as resistências à tração e à compressão e que os coeficientes  $f_{12}$ ,  $f_{13}$  e  $f_{23}$  permitem a interação entre as tensões normais  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  e  $\sigma_3$ . A resistência ao cisalhamento não depende do sinal da tensão de cisalhamento, bem como entre tensões cisalhantes em diferentes planos. Assim vários coeficientes se anulam.

Considerando apenas materiais transversalmente isotrópicos (plano 2-3), o critério de Tsai-Wu pode ser escrito como:

$$\begin{aligned} & f_1 \sigma_1 + f_2 (\sigma_2 + \sigma_3) + f_{11} \sigma_1^2 + f_{22} (\sigma_2^2 + \sigma_3^2) + \\ & 2f_{12} (\sigma_1 \sigma_2 + \sigma_1 \sigma_3) + 2f_{23} \sigma_2 \sigma_3 + f_{44} \tau_4^2 + f_{66} (\tau_5^2 + \tau_6^2) = 1 \end{aligned} \quad (53)$$

No caso 2D, o critério se reduz a:

$$f_1 \sigma_1 + f_2 \sigma_2 + f_{11} \sigma_1^2 + f_{22} \sigma_2^2 + 2f_{12} \sigma_1 \sigma_2 + f_{66} \tau_6^2 = 1 \quad (54)$$

onde os coeficientes podem ser obtidos considerando os estados de tensão correspondentes aos ensaios unidimensionais de tensão e compressão nas direções paralela e perpendicular as fibras bem como no cisalhamento puro:

$$f_1 = \frac{1}{F_{1t}} - \frac{1}{F_{1c}}; \quad f_2 = \frac{1}{F_{2t}} - \frac{1}{F_{2c}}; \quad f_{11} = \frac{1}{F_{1t} F_{1c}}; \quad f_{22} = \frac{1}{F_{2t} F_{2c}}; \quad f_{66} = \frac{1}{F_6^2} \quad (55)$$

A determinação do termo  $f_{12}$  é mais complexa, pois requer um ensaio de tensões biaxiais. Como é muito difícil realizar este tipo de ensaio, normalmente utilizam-se aproximações obtidas através da imposição de restrições na superfície de falha (LIU e TSAI, 1998). Para

compósitos de fibra de carbono e vidro, o termo  $f_{12}$  é delimitado como (DANIEL e ISHAI, 2006):

$$-0.9(f_{11}f_{22})^{1/2} \leq f_{12} \leq 0 \quad (56)$$

LIU e TSAI (1998) realizaram testes com alguns materiais compósitos, entre eles os compósitos reforçados por fibras de carbono e resina epóxi (AS4/3501-6) e estimaram o valor médio de  $-1/2$ , referido como o modelo generalizado de von Mises, como uma aproximação razoável para os materiais testados.

Assim, uma aproximação razoável para o termo  $f_{12}$  é dada por (LIU e TSAI, 1998; BARBERO 1998; DANIEL e ISHAI, 2006):

$$f_{12} = -\frac{1}{2}\sqrt{f_{11}f_{22}} \quad (57)$$

O critério de Tsai-Wu é expresso em termos de uma equação englobando todas as tensões e apresenta distinção entre as tensões de tração e compressão, através dos termos lineares. Por ser operacionalmente simples e facilmente programado computacionalmente, este é um dos critérios mais utilizados na verificação da resistência de materiais compósitos.

## 2.6. Isolamento Térmico

Os risers utilizados na exploração e produção de petróleo em águas profundas estão submetidos a uma temperatura de aproximadamente  $4^{\circ}\text{C}$  no fundo do mar (ALVES, 2009) e a elevadas temperaturas do fluido que está sendo transportado. Quando o escoamento é interrompido para manutenção dos equipamentos ou por algum outro motivo, o fluido fica parado no interior da linha e tende a se resfriar até atingir a temperatura ambiente. O resfriamento do fluido no interior da linha é um dos grandes problemas de produção de petróleo *offshore*, podendo levar à obstrução da tubulação devido à formação de hidratos ou deposição de parafina.

Isso ocorre devido à transferência de calor causada pela diferença de temperatura entre o interior do duto e o ambiente externo. A transferência de calor acontece quando existe um gradiente térmico dentro de um sistema ou quando são posicionados dois sistemas de temperaturas diferentes, podendo haver a transferência de energia térmica entre eles. Assim, pode-se definir a transferência de calor como sendo a transmissão de energia de uma região a outra, resultante da diferença de temperaturas entre elas.



No estudo clássico de transferência de calor, é possível identificar três modos distintos de transmissão de calor: condução, convecção e radiação. A Segunda Lei da Termodinâmica diz que esta transferência de calor flui da região de temperatura mais alta para a região de temperatura mais baixa (KREITH, 1973). Então, no caso dos risers tende a ocorrer uma transferência de calor do fluido quente em direção a água do mar. Este fenômeno deve ser evitado, pois a formação de hidrato ou deposição de parafina no interior da tubulação pode diminuir a seção transversal do duto e em alguns casos obstruir completamente a passagem do fluido. A Figura 2.10 ilustra bem estes problemas.

É importante lembrar que a variação de temperatura também altera a viscosidade do fluido, mudando a sua condição de fluxo. Portanto, a fim de evitar ou reduzir a perda de calor, o riser deve ser isolado termicamente.



a) Hidrato no interior da linha.



b) Remoção de hidratos com *Pig*.



c) Deposição de parafina no interior do duto.

Figura 2.10 – Formação de hidratos e deposição de parafina (QUEIROZ, 2007).

Vários parâmetros, como os valores de coeficientes de transferência de calor e as variações de condutividade térmica do fluido transportado e as características do sistema

de isolamento térmico, devem ser consideradas no projeto do sistema de isolamento (SOLANO, 2005).

Isolamento térmico é definido como materiais ou combinações de materiais que retardam o fluxo de calor pelos três modos de transferência (condução, convecção e radiação). Além da exigência de baixa condutividade térmica, a escolha do sistema de isolamento térmico pode levar em consideração outras características, tais como, rigidez, absorção acústica de energia, resistência ao fogo, facilidade e custo de aplicação (SOLANO, 2005).

No caso de estruturas de materiais compósitos, suas propriedades são afetadas pelas condições ambientais e operacionais. Esta influência é mais pronunciada nos compósitos que para os metais convencionais, devido à maior sensibilidade dos materiais compósitos à temperatura, à umidade e ao tempo. Portanto, o conhecimento do comportamento térmico dos compósitos é um requisito fundamental na concepção dos componentes compósitos em condições de serviço que envolvam operações em condições extremas de temperaturas (McCARTNEY e KELLY, 2007).

De acordo com a lei de condução de Fourier (SOLANO, 2005), a taxa de transferência de calor por condução ( $q_k$ ) é dada por (KREITH, 1973; HOLMAN, 1983):

$$q_k = -k A \frac{dT}{dx} \quad (58)$$

onde  $dT/dx$  é o gradiente de temperatura,  $A$  é a área através da qual o calor é transferido e  $k$  é a condutividade térmica, que é uma propriedade física do meio. O sinal negativo na equação indica que o fluxo de calor ocorre na direção da temperatura mais alta para a mais baixa em consequência da segunda lei da termodinâmica.

A condutividade térmica é uma propriedade do material que indica a quantidade de calor que fluirá por unidade de tempo através de uma unidade de área quando o gradiente de temperatura for unitário (SOLANO, 2005). Os materiais compósitos são bastante sensíveis à temperatura e apresentam baixa condutividade térmica. Os valores da condutividade térmica de alguns materiais são mostrados na Tabela 2.1.

As fibras apresentam dois coeficientes de condutividade térmica, um na direção paralela e outro na direção perpendicular às fibras, como mostra a Tabela 2.1. O mesmo acontece com os materiais compósitos reforçados por fibras embebidas em uma matriz, como mostra a Tabela 2.2. No caso de tubos com fluido em movimento em seu interior o coeficiente de condutividade térmica que interessa é o da direção perpendicular às fibras, devido ao fluxo de calor radial.

Observa-se na Tabela 2.2 que os materiais compósitos apresentam uma condutividade térmica relativamente baixa, quando comparados com a condutividade dos metais e valores próximos dos materiais isolantes, como mostra a Tabela 2.1.

Tabela 2.1 – Condutividade térmica.

Materiais	Condutividade Térmica ( $k$ ) (W/m.°C)	
	Metais [1]	
Cobre (puro)	385	
Alumínio (puro)	202	
Ferro (puro)	73	
Aço carbono, 1%C	43	
Aço cromo-níquel (18% Cr, 8% Ni)	16,3	
Isolantes		
Espuma de uretano	16-20 ( $10^{-3}$ ) [1]	
Folha de elastômero	36-39 ( $10^{-3}$ ) [1]	
Contorno pré-moldado de elastômero	36-39 ( $10^{-3}$ ) [1]	
Prancha e bloco de espuma de uretano	16-20 ( $10^{-3}$ ) [1]	
Contorno pré-moldado de fibra mineral	35-91 ( $10^{-3}$ ) [1]	
Manta de fibra mineral	37-81 ( $10^{-3}$ ) [1]	
Bloco de lã mineral	52-130 ( $10^{-3}$ ) [1]	
HNBR	320 ( $10^{-3}$ ) [4]	
Fibras [2]		
	Paralela	Perpendicular
E-glass	1,13	1,13
Fibra de carbono	~20	0,32
Aramida (Kevlar 49)	0,52	0,16
Polietileno	~20	0,35-0,5
Resinas		
Poliéster	0,19 [2]	
Vinil Ester	0,19 [2]	
Fenólica	0,25-0,38 [2]	
Epóxi	0,23 [2]	
Polipropileno (PP - sólido)	0,18 [2] / 0,22 [3]	
Polipropileno Sintático (PP - Sintático)	0,16 [5]	
PEEK	0,25 [2,3]	

[1] - (HOLMAN, 1983); [2] - (MOURITZ e GIBSON, 2006); [3] - (SOUZA *et al.*, 2007); [4] - (EMBURY e ARMOUR, 2004); [5] - (ALVES, 2009).

Tabela 2.2 – Condutividade térmica (W/m.K) de alguns materiais compósitos  
(VASILIEV e MOROZOV, 2007).

Condutividade térmica (W/mK)	Vidro- Epóxi	Carbono - Epóxi	Aramida - Epóxi	Boro- Epóxi	Tecido de Vidro - Epóxi	Tecido de Aramida - Epóxi
Longitudinal	0.6	1.0	0.17	0.5	0.35	0.13
Transversal	0.4	0.6	0.1	0.3	0.35	0.13

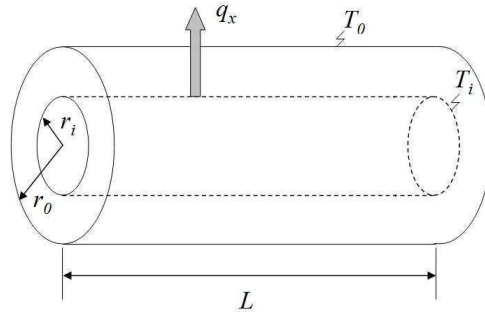


Figura 2.11 – Condução de calor radial através de um cilindro.

O caso da transferência de calor em cilindros ocos com fluido em movimento em seu interior pode ser tratado como um problema de fluxo de calor radial por condução. Considera-se um cilindro longo de comprimento  $L$ , raio interno  $r_i$  e raio externo  $r_o$ , com temperaturas das superfícies interna e externa,  $T_i$  e  $T_o$ , respectivamente, como mostrado na Figura 2.11. A taxa de transferência de calor por condução através do cilindro segue a Lei de Fourier, Eq. (58). Logo, desenvolvendo-a para o caso do cilindro vazado encontra-se a seguinte expressão (KREITH, 1973; HOLMAN, 1983):

$$q_k = -kA \frac{dT}{dx} \Rightarrow q_k = 2\pi Lk \frac{T_i - T_o}{\ln(r_o/r_i)} \quad (59)$$

Observa-se que o fluxo de calor varia diretamente com o comprimento  $L$ , a condutividade térmica ( $k$ ) e a diferença entre as temperaturas da superfície interna e externa ( $T_i - T_o$ ), e inversamente ao logaritmo da razão entre os raios externo e interno ( $r_o/r_i$ ). A partir da Eq. (59), o fluxo de calor pode ser expresso como

$$q_k = \frac{T_i - T_o}{R} \quad (60)$$

onde a resistência térmica  $R$  é dada por

$$R = \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi Lk} \quad (61)$$

No caso de risers compósitos, tem-se um problema de fluxo de calor radial através de cilindros concêntricos de condutividades térmicas diferentes devido a várias camadas de diferentes materiais existentes (*liner*, tubo compósito, revestimento térmico e camadas de proteção).

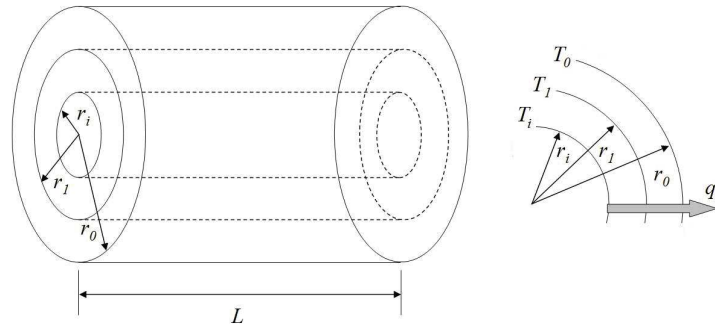


Figura 2.12 – Condução de calor radial através de cilindros concêntricos.

Em um sistema com  $n$  cilindros concêntricos, o fluxo de calor é o mesmo em todos os cilindros, como mostra a Figura 2.12. Assim:

$$q_k = \frac{T_1 - T_i}{R_1} = \frac{T_2 - T_1}{R_2} = \dots = \frac{T_0 - T_n}{R_n} \Rightarrow q_k (R_1 + R_2 + \dots + R_n) = T_0 - T_i \quad (62)$$

Portanto, o fluxo de calor pode ser determinado a partir da diferença entre as temperaturas externa e interna e da resistência térmica equivalente ( $R_{eq}$ ) do sistema:

$$q_k = \frac{T_0 - T_i}{R_{eq}} \Rightarrow R_{eq} = \sum_{i=1}^n R_i \quad (63)$$

A partir desta equação pode-se determinar a espessura necessária do revestimento térmico.

## 2.7. Amortecimento Estrutural

Os materiais compósitos são conhecidos por apresentarem excelentes propriedades de amortecimento, atribuídas principalmente à presença da matriz polimérica (KIM, 2007). Portanto, é esperado que risers compósitos tenham amortecimento superior e sofram menos com as vibrações causadas pelo mar (ondas e correntes) do que risers convencionais de aço. Assim, o amortecimento é um importante parâmetro no estudo do comportamento dinâmico de estruturas de materiais compósitos.

CHANDRA *et al.* (1999) apresentam uma compilação bastante abrangente de trabalhos publicados sobre amortecimento em compósitos reforçados por fibras,

descrevendo os principais tipos de mecanismos e metodologias aplicadas para análise do amortecimento.

O mecanismo de amortecimento em materiais compósitos é completamente diferente dos metais convencionais e das ligas metálicas. O amortecimento dos compósitos é um fenômeno complexo devido às múltiplas fontes de energia de dissipação dentro do material, tal como a natureza viscoelástica dos materiais constituintes, interfase, dano, entre outras (KIM, 2007; MAHI *et al.*, 2008).

Entre as diferentes fontes de dissipação de energia em compósitos reforçados por fibras pode-se citar (CHANDRA *et al.*, 1999):

- A natureza viscoelástica do material matriz e/ou fibras: a maior contribuição para o amortecimento é devido à matriz. Contudo, o amortecimento da fibra pode ser incluído, caso a fibra tenha um amortecimento elevado quando comparado com outros tipos de fibras. Ex. Fibras de carbono e Kevlar possuem elevado amortecimento.
- Amortecimento devido à interfase: região adjacente à superfície da fibra ao longo de todo o seu comprimento. A natureza da interfase, fraca, ideal ou forte, afeta as propriedades mecânicas do compósito e, por sua vez, o amortecimento.
- Amortecimento devido ao dano: principalmente de dois tipos: *friccional* devido ao deslizamento na região descolada entre a interface da fibra e a matriz; e devido à *dissipação de energia* nas áreas de fissuras na matriz, fibras quebradas, etc.
- Amortecimento viscoplástico em grandes amplitudes de vibração e altos níveis de tensão/deformação: especialmente em materiais compósitos termoplásticos que exibem um evidente grau de amortecimento não-linear devido à presença de elevadas concentrações de tensões e deformações existentes em regiões entre as fibras.
- Amortecimento termoelástico: devido ao fluxo de calor cíclico da região de tensões de compressão para regiões de tensões de tração, especialmente em compósitos termoplásticos. Compósitos termoplásticos apresentam elevado aumento de temperatura que é uma função da carga aplicada, frequência, espessura e do número de ciclos.

Numerosos modelos analíticos para predição do amortecimento micro-mecânico, macro-mecânico e estrutural são baseados na hipótese da viscoelasticidade linear. Os principais métodos para predição do amortecimento em materiais compósitos são o Princípio da Correspondência Elástica-Viscoelástica e o Método da Energia de Deformação (CHANDRA *et al.*, 1999).

O comportamento de um material viscoelástico linear sob a ação de cargas cíclicas pode ser estudado através do módulo complexo ( $E^*$ ). Este parâmetro é composto por uma parte real e uma parte imaginária, que representam o módulo de armazenamento ( $E'$ ) e o módulo de perda ( $E''$ ), respectivamente. A relação entre o módulo de perda e o módulo de armazenamento é chamada de fator de perda ( $\eta$ ).

$$\eta = \frac{E''}{E'} \quad (64)$$

Logo, o módulo complexo pode ser escrito como:

$$E^* = E' + E''i = E'(1 + \eta i) \quad (65)$$

Esta abordagem encontra ampla aceitação de diversos pesquisadores, sendo aplicada em modelos micro-mecânicos para predição do amortecimento em compósitos reforçados por fibras contínuas e descontínuas bem como em combinação com a Teoria Clássica de Laminação (TCL) para determinar o fator de perda em laminados compósitos (CHANDRA *et al.*, 2002; 2003a; 2003b).

O Método da Energia de Deformação é baseado no fato do amortecimento do material poder ser caracterizado pela relação entre a energia dissipada ( $\Delta U$ ) e a energia armazenada ( $U$ ), chamada de capacidade de amortecimento específico ( $\psi$ ).

$$\psi = \frac{\Delta U}{U} \quad (66)$$

Em laminados compósitos a energia dissipada pode ser separada em três componentes, na direção da fibra ( $\Delta U_1$ ), na direção transversal ( $\Delta U_2$ ) à fibra e no cisalhamento ( $\Delta U_{12}$ ), quando desprezada a energia de dissipação fora do plano (KIM, 2007; TSAI e CHANG, 2008).

$$\Delta U = \Delta U_1 + \Delta U_2 + \Delta U_{12} \quad (67)$$

A aplicação destes métodos em materiais compósitos depende se a análise é micro-mecânica ou macro-mecânica. A análise micro-mecânica inclui os elementos constituintes, tais como a fibra, a matriz e sua interação, os vazios e a interfase (CHANDRA *et al.*, 2002). Por outro lado, na análise macro-mecânica, cada lâmina é um elemento cuja energia

de dissipação e energia de deformação somadas dão o fator de perda global do laminado (CHANDRA *et al.*, 1999).

Assim, vários esforços têm sido feitos para obter o fator de perda ( $\eta$ ) ou a capacidade de amortecimento específico ( $\psi$ ) de laminados unidirecionais com base nas propriedades constituintes, tanto experimentalmente como numericamente (CHANDRA *et al.*, 2002; 2003a; 2003b; KIM, 2007; TSAI e CHANG, 2008; MAHI *et al.*, 2008). Contudo, as dificuldades envolvidas têm limitado a consideração do amortecimento na análise dinâmica de estruturas de material compósito.



### 3. RISERS DE MATERIAIS COMPÓSITOS

Risers rígidos, verticais ou em catenária, são bastante utilizados na exploração e produção de petróleo em águas profundas. Estes risers são tradicionalmente fabricados em aço, porém, recentemente, tem havido o interesse no uso de materiais compósitos, especialmente fibras de vidro e carbono em matriz de epóxi, para fabricação de risers para uso em águas profundas. Este interesse deve-se as várias vantagens dos materiais compósitos, como elevada resistência específica (relação resistência/peso) e rigidez específica (relação rigidez/peso), que permitem a redução do peso do riser, cujo valor tende a ser elevado devido ao seu grande comprimento e aos elevados esforços atuantes em águas profundas.

A redução de peso obtida pela utilização de risers e tendões (*tethers*) de materiais compósitos em substituição ao aço é substancial, podendo levar a uma significativa redução de custos. O custo individual de uma junta de riser compósito é maior que a de uma junta de riser de aço equivalente (TAMARELLE e SPARKS, 1987; SALAMA, 1997; SALAMA *et al.*, 2002; OCHOA, 2006). Contudo, o custo global de implantação e operação pode ser reduzido se o projeto for pensado em nível de sistema completo, incluindo a plataforma, os risers e a ancoragem (TAMARELLE e SPARKS, 1987; SALAMA, 1997).

A função principal de uma plataforma de petróleo é suportar o peso dos equipamentos e do *deck* da plataforma, além das trações nos risers e no sistema de ancoragem. Assim, o projeto de uma plataforma dependerá do tipo e tamanho da plataforma, lâmina d'água, das condições ambientais e da posição de carga (*load position*) (SALAMA, 1997). Portanto, a redução de peso tem impacto direto no custo da plataforma.

No caso de plataforma do tipo TLP para lâminas d'água superiores a 3000 m, a redução no custo total da plataforma instalada, incluindo redução da tensão no topo, do peso total (risers e deck), flutuadores e sistema de ancoragem, pode chegar a 37% (OCHOA e SALAMA, 2005).

Mas essa comparação deve ser vista com cuidado, uma vez que os custos de uma plataforma de petróleo dependem de vários fatores, como a situação de mercado, localização do projeto, as taxas de câmbio, preço do barril de petróleo, entre outros. Contudo, nas últimas décadas, tem-se verificado que o preço relativo entre uma junta de material compósito e uma junta tradicional de aço vem reduzindo entre 3:1 (TAMARELLE

e SPARKS, 1987) para aproximadamente 2:1 (BALDWIN *et al.*, 1997; 1998; JOHNSON *et al.*, 1998; 1999) e mais recentemente para 1,3:1 (SALAMA *et al.*, 2002).

A utilização de risers de produção compósito, por reduzir o peso plataforma juntamente com flutuadores e tensionadores, torna possível a construção de uma plataforma de produção para águas profundas, permitindo também a transferência de plataformas existentes de campos exauridos para novos campos com profundidades maiores. Além disso, proporciona o aumento da quantidade de risers que uma plataforma originalmente projetada para risers de aço pode suportar, aumentando a sua capacidade de produção (PELSOCI, 2004).

No caso de plataforma de perfuração, o uso de risers compósitos pode estender a capacidade de plataformas existentes permitindo que sejam utilizadas em profundidades maiores do que originalmente projetadas para risers de aço. Isso gera impacto direto sobre o custo de perfuração, uma vez que uma plataforma para águas profundas custa cerca de três vezes mais que uma plataforma para médias profundidades (OCHOA e SALAMA, 2005).

É importante ressaltar que, além da elevada resistência específica e rigidez específica, os compósitos apresentam outras vantagens atrativas para aplicações offshore. Dentre as várias se destacam a alta resistência à corrosão, bom isolamento térmico, excelentes amortecimento e resistência à fadiga (DREY *et al.*, 1997; SALAMA, 1997; OCHOA, 2006).

Os compósitos apresentam também grande facilidade de ser adaptados a situações específicas (*tailorability*), possibilitando a fabricação de componentes estruturais de maneira a obter a máxima vantagem possível de acordo com as condições de carregamento e as especificações de projeto, o que pode ser realizado colocando as fibras ao longo das direções onde se necessita de mais de resistência e rigidez. Desta forma, variando o número, espessura e a orientação das fibras de cada camada pode-se obter projetos altamente otimizados.

Estas propriedades têm motivado a indústria a promover a utilização de compósitos em várias aplicações offshore, como risers e tendões (*tethers*) (OCHOA e SALAMA, 2005).

### 3.1. Requisitos dos Risers

Os risers são elementos acoplados as plataformas que fazem a ligação com o piso marinho ou dutos de produção, sendo essenciais para as atividades de exploração e produção do reservatório. Os riser de perfuração têm a função de permitir a passagem dos equipamentos de perfuração e completação (*workover*) e a retirada dos sedimentos do poço, além do fluido de perfuração. Portanto, estes risers devem apresentar resistência a impactos mecânicos, abrasão e corrosão.

No caso dos risers de produção, a função principal é transportar os fluidos e gases do piso marinho até as plataformas de petróleo ou outros tipos de unidade flutuante. Portanto, o riser deve ser capaz de conter os fluidos internos e de garantir a integridade estrutural durante toda a sua vida em serviço (OCHOA, 2006).

Assim, um dos requisitos que riser de produção deve atender é a estanqueidade, evitando o vazamento do fluido interno (óleo e gás) e perda de pressão interna. Contudo, os materiais compósitos não capazes de garantir a estanqueidade, pois são porosos e sujeitos à microfissuras devido ao carregamento e ao processo de fabricação, principalmente quando sujeitos a altas pressões. Portanto, se faz necessário o uso de revestimentos (*liners*) que atuem como barreira para conter os fluidos internos e garantam a estanqueidade dos risers.

Além da estanqueidade, o riser deve ser capaz de resistir à ruptura devido à pressão interna (*burst*) e o colapso devido à pressão externa. Na Figura 3.1 e Figura 3.2, respectivamente, são mostrados exemplos destes modos de falha.



Figura 3.1 – Ruptura devido à pressão interna (SMITH e LEVEQUE, 2005).

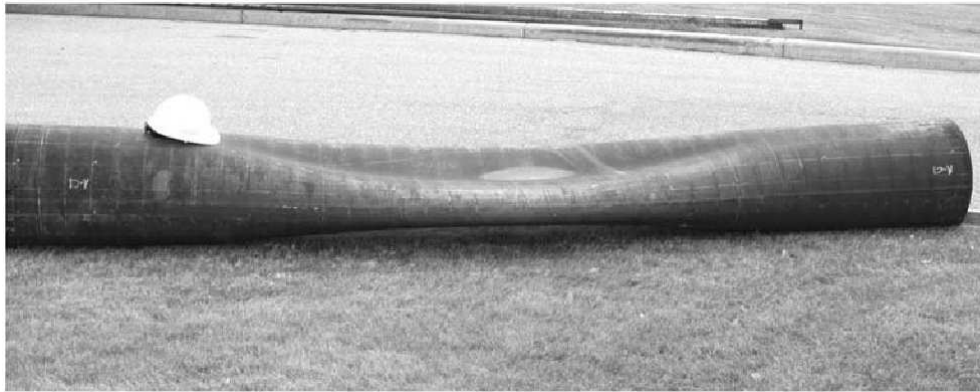


Figura 3.2 – Modo de colapso devido à pressão externa (KYRIAKIDES *et al.*, 2007).

É importante notar que, se ocorrer uma falha no *liner*, o riser composto pode perder a capacidade de conter os fluidos internos mesmo sem sofrer grandes danos estruturais. Portanto, o projeto deve minimizar os esforços que atuam diretamente sobre o *liner*. Na Figura 3.3 pode-se observar um exemplo de falha por colapso do *liner* metálico devido atuação direta da pressão. Nota-se que o composto permanece íntegro.



Figura 3.3 – Colapso do *liner* metálico devido à ausência de *liner* externo (OLIVEIRA, 2006).

Para garantir a integridade estrutural do riser é necessário considerar também os efeitos das demais ações externas, como ondas, correntes e movimentos do flutuante, tanto em condições extremas quanto operacionais. Neste último caso, é importante considerar os efeitos da fadiga sobre a vida útil dos risers compostos. Efeitos dinâmicos e não-lineares, físicos e geométricos, bem como diversos casos de carga devem ser considerados. Propriedades de longo prazo (*long-term*) devem ser utilizadas na definição das resistências admissíveis.

### 3.2. Elementos de uma Junta

Os risers rígidos são tubos, de aço ou de compósito, formados por uma série de juntas que variam entre 12 e 23 metros de comprimento conectadas umas as outras através de terminações metálicas. Geralmente as terminações das juntas são do mesmo material do *liner* interno, buscando manter a compatibilidade entre o *liner* interno e os conectores, evitando problemas com soldas.

Nos risers compósitos, devido à necessidade de terminações metálicas, o comprimento de cada junta deve ser maximizado a fim de aumentar sua eficiência. Portanto, o comprimento da junta deve ser o maior valor permitido pelas condições de fabricação, transporte, armazenagem e instalação. Na Figura 3.4 é ilustrada uma junta de riser compósito de perfuração com *liner* e conectores titânio utilizados na plataforma Heidrun TLP.



Figura 3.4 – Juntas de riser de perfuração em compósito (SALAMA *et al.*, 2002).

Existem também os risers flexíveis que são compostos por várias camadas de diferentes materiais e podem ser transportados enrolados em grandes comprimentos sem emendas. Esta opção não será tratada neste trabalho que se concentra no caso de risers rígidos.

Uma junta de riser compósito é normalmente composta por três elementos distintos: os *liners*, o tubo compósito e as terminações (ABS, 2006; OCHOA, 2006). Estes elementos que serão detalhados a seguir. Uma representação esquemática de uma junta é mostrada na Figura 3.5.

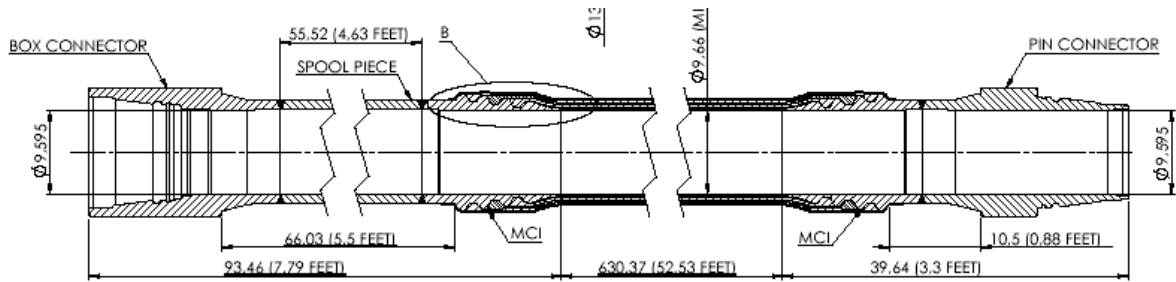


Figura 3.5 – Esquema de uma junta de material compósito (SMITH e LEVEQUE, 2005).

### 3.2.1. Revestimentos

Os revestimentos (*liners*) têm a função de conter os fluidos impedindo vazamentos e garantindo a estanqueidade do riser. No caso dos risers compósitos estes elementos são necessários, devido tanto às elevadas pressões que os risers estão submetidos quanto ao fato que os materiais compósitos são porosos e sujeitos microfissuras, como comentado anteriormente. Normalmente são utilizados dois revestimentos, um interno e outro externo.

Porém revestimentos intermediários entre o *liner* interno e a camada de compósito podem ser utilizados para fornecer redundância ao sistema, melhorar o coeficiente de expansão térmica, reduzir o dano devido a impactos, além de fornecer segurança adicional contra vazamentos (SMITH e LEVEQUE, 2005; ABS, 2006). Um exemplo de aplicação são as juntas de risers de produção desenvolvidas para serem utilizadas na plataforma Magnólia TLP.

Os revestimentos internos podem ser de elastômeros (borracha sintética), polímeros termoplásticos ou metálicos (aço ou titânio). Na seleção do material, além de garantia de estanqueidade do riser contra vazamentos e perda de pressão, outros critérios devem ser observados, como por exemplo, custo, facilidade de manipulação, adesibilidade ao compósito e às terminações metálicas, resistência ao desgaste (abrasão) e corrosão devido aos fluidos transportados, resistência a impacto e desgaste devido à passagem de ferramentas e estabilidade térmica (TAMARELLE e SPARKS, 1987; ABS, 2006; OCHOA, 2006).

Um exemplo de *liner* metálico é mostrado na Figura 3.6, onde é possível visualizar ainda parte do equipamento utilizado para o enrolamento filamental. É importante notar que o próprio revestimento pode ser usado como mandril na confecção do riser.



Figura 3.6 – *Liner* metálico (SMITH e LEVEQUE, 2005).

Os revestimentos elastoméricos são borrachas sintéticas, como Buna-N e HNBR, que possuem excelentes propriedades, incluído resistência a impactos, a corrosão e altas temperaturas. O uso de revestimentos elastoméricos simplifica o projeto da terminação da junta (SALAMA *et al.*, 2002). Em aplicações onde o tubo não está em contato permanente com o fluido ou gás, a borracha sintética Buna pode ser usada como *liner* interno (TAMARELLE e SPARKS, 1987).

No caso de risers de perfuração, os revestimentos metálicos são preferidos devido aos problemas de dano causados pelo impacto das ferramentas de perfuração (SALAMA *et al.*, 2002). O uso de polímeros termoplásticos em revestimentos é restrito a situações em que a temperatura de operação é inferior à temperatura de transição vítrea.

Os revestimentos metálicos podem ter função estrutural, e resistir à pressão interna (*burst*) e ao colapso devido à pressão externa. Entretanto, geralmente recomenda-se que a contribuição dos revestimentos seja desprezada nas análises. Em qualquer caso, a falha do revestimento deve ser analisada.

O revestimento externo, geralmente, é constituído de borrachas sintéticas ou polímeros termoplásticos. A principal função do revestimento externo é atuar como barreira contra a água do mar e proteção contra impactos mecânicos (KIM, 2007; OCHOA, 2006). Em alguns casos, camadas adicionais de fibras de vidro são utilizadas como camada de sacrifício para proteger o revestimento externo (OCHOA, 2006).



É importante lembrar que os materiais compósitos são porosos e sujeitos a microfissuras. Portanto, a entrada de água do mar no riser pode criar uma pressão externa atuando diretamente sobre o revestimento interno, o que pode levar ao colapso do *liner* interno, como mostrado na Figura 3.3.

Na escolha do material para o revestimento externo alguns requisitos devem ser observados: resistência aos efeitos ambientais e a corrosão resultante do contato direto com água do mar, resistência a impactos, efeito da temperatura, radiação ultra-violeta (TAMARELLE e SPARKS, 1987; OCHOA, 2006).

### 3.2.2. Tubo Compósito

O tubo compósito é o principal elemento estrutural do riser, sendo constituído por várias camadas alternadas na direção circunferencial (*hoop*), para resistir à pressão interna e externa, e na direção axial, para resistir às tensões normais e de flexão, além de fornecer rigidez axial e de flexão ao riser. Um exemplo da seção transversal de um tubo compósito é mostrado na Figura 3.7.

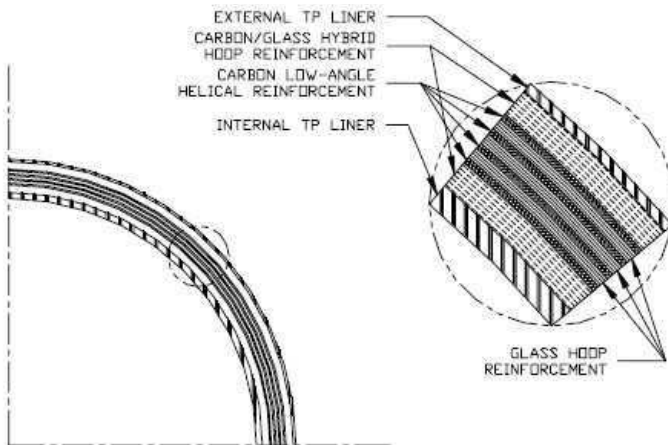


Figura 3.7 – Parede de um riser compósito (JOHNSON *et al.*, 1999).

É importante notar que a espessura e orientação das camadas axiais influenciam a resposta do riser sob tensão normal e de flexão combinadas (OCHOA, 2006). Portanto, no projeto do tubo compósito, o esquema de laminação e as fibras devem ser escolhidos de acordo com os esforços atuantes e a rigidez axial e de flexão desejada. A utilização do compósito reduz significativamente o peso do riser, conseqüentemente, os esforços axiais e momentos fletores no riser compósito serão muito menores que os esforços no riser de aço equivalente.



Nas camadas axiais, as fibras são tão alinhadas quanto possível com o eixo global do riser. Contudo, devido a restrições do processo de fabricação, o ângulo de enrolamento pode chegar até  $\pm 10^\circ$  (OCHOA, 2006). Neste caso, a rigidez axial e a resistência específica serão um pouco comprometidas. As camadas circunferenciais são orientadas em ângulos de  $90^\circ$  ou próximos de  $90^\circ$ , em relação ao eixo global do riser. Este esquema de laminação é quase uma laminação do tipo *cross-ply*. Por outro lado, existem experiências onde as camadas axiais estão em ângulos de até  $\pm 20^\circ$  (TAMARELLE e SPARKS, 1987; SPARKS *et al.*, 1988, MENICONI *et al.*, 2001). Neste caso, a contribuição destas camadas para a resistência circunferencial deve ser considerada.

Como já foi dito anteriormente, as camadas circunferenciais têm a função de resistir aos efeitos da pressão interna e externa, sendo um fator decisivo para a resistência à ruptura e ao colapso do riser. Portanto, se as camadas circunferenciais não fornecem resistência suficiente para resistir a estes esforços, a espessura do *liner* interno de ser aumentada para evitar a falha do *liner*, prejudicando a economia de peso (OCHOA, 2006).

As fibras mais comuns são as de carbono e de vidro, enquanto que a matriz é normalmente uma resina epóxi. Fibras de vidro possuem menor resistência e rigidez em comparação com as fibras de carbono. Por outro lado, seu custo é inferior e possuem maior resistência a impactos. As fibras de carbono possuem excelente resistência à fadiga, resistência química e alta resistência e rigidez (OCHOA, 2006). Na prática têm sido utilizadas tanto laminações só com fibras de carbono como laminações híbridas com carbono e vidro.

### **3.2.3. Terminações**

As terminações das juntas são peças metálicas, normalmente de aço ou titânio, compostas por duas partes: a Interface Metal-Compósito (IMC) e o sistema de conexão. A conexão e a IMC podem ser fabricadas como uma peça única, eliminando a soldagem e os problemas de fadiga associados, como também podem ser fabricadas separadamente e depois soldadas. Na Figura 3.8 é ilustrado o esquema da terminação utilizada em risers compósitos.

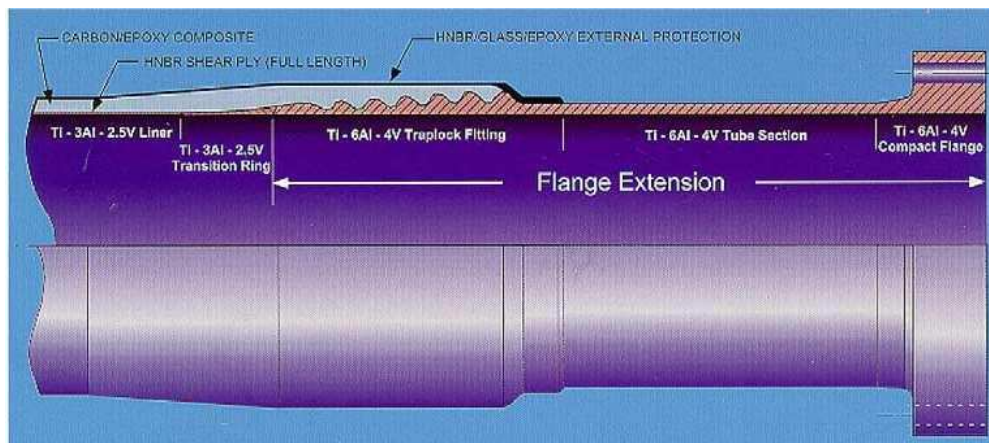


Figura 3.8 – Esquema da IMC e conexão da Junta de riser compósito do projeto Heidrun (OCHOA e SALAMA, 2005).

O sistema de conexão é tipicamente metálico, sendo responsável por fazer a ligação entre as juntas para formar o riser completo. As conexões podem ser do tipo pino e caixa, como ilustra a Figura 3.5, ou flangeadas como mostra a Figura 3.8. Como exemplos práticos, conexões flangeadas foram utilizadas no riser de Heidrun (SALAMA *et al.*, 2002) e conexões do tipo pino e caixa no projeto Magnólia (SMITH e LEVEQUE, 2005).

A Interface Metal-Compósito deve prover uma ligação segura entre o tubo compósito e a conexão metálica nas duas terminações da junta. O principal requisito do projeto da IMC é que ela seja capaz de transferir os esforços da conexão para o tubo compósito.

O projeto da IMC mais utilizado é a junta de encaixe (*traplock*), constituída por uma série de ranhuras (*grooves*), onde as lâminas axiais são presas por compósitos de alta rigidez enrolados na direção circunferencial. O mecanismo de transferência de esforços na *traplock* depende da geometria da peça (BALDWIN *et al.*, 1997). Este conceito de IMC foi utilizado com sucesso nos projetos NIST/ATP e Heidrun (ver Figura 3.8). Outros tipos de IMC são ligações coladas com adesivos e ligações com adesivos e compressão mecânica simultânea (ABS, 2006). A IMC utilizada no projeto IFP-Aerospatiale pertence a este último tipo.

Devido a vários fatores que afetam o seu desempenho, o projeto e a análise da IMC do tipo *traplock* é bastante complexa (BALDWIN *et al.*, 1997). A escolha do tipo de interface depende dos esforços atuantes, uma vez que esquemas que funcionam bem a tração, podem não funcionar bem sob esforços de compressão ou torção (BALDWIN *et al.*, 1998).

Ensaio mostram que a Interface Metal-Compósito é uma região crítica da junta e que a falha na IMC é mais comum que no tubo compósito quando sujeito à ação combinada de esforço normal e de pressões interna (BALDWIN *et al.*, 1998; JOHNSON *et al.*, 1999). Assim, sugere-se que as juntas sejam projetadas para ter a mesma resistência que o tubo compósito (BALDWIN e JOHNSON, 2002), visto que caso a resistência do tubo compósito seja muito maior que a resistência requerida, o projeto da IMC será superestimado, e conseqüentemente, haverá aumento no custo e perda na economia de peso da junta de riser compósito.

A análise de tensões na IMC é complexa devido à consideração do estado de tensões residuais, causado pelo processo de fabricação, pelo complexo estado de tensões nesta interface e devido à necessidade de considerar ações e propriedades mecânicas de longo prazo.

Existem recomendações de projeto sugerindo utilizar a transferência de cargas sempre através de meios mecânicos, incluindo atrito, e não confiar em adesivos para funções críticas ao funcionamento do riser (ABS, 2006). Outros autores sugerem que a discussão entre as alternativas de ligação requer um programa de testes detalhado para as cargas limites de projeto, considerando ainda as ações ambientais com gradientes de temperatura, efeito da água do mar e do fluido interno, bem como a variação destes parâmetros ao longo do tempo (OCHOA, 2006). De qualquer forma, é prudente desprezar a contribuição da matriz para a resistência da IMC (ABS, 2006) devido à grande presença de microfissuras nesta região.

### **3.3. Recomendações e Normas**

Os requisitos funcionais dos risers compósitos são idênticos aos dos convencionais, portanto boa parte do processo de projeto é a mesma para todos os tipos de risers. Assim, as recomendações e normas de risers compósitos tratam apenas dos aspectos onde há diferenças em relação aos risers convencionais.

Verificou-se que as recomendações que tratam especificamente de riser compósitos são: a *DNV-RP-F202 – Composite Risers – Recommended Practice* (DNV, 2003b); o *Guide for Building and Classing Subsea Riser Systems* (ABS, 2006); e *Composite Riser: Experience and Design Guidance* (OCHOA, 2006).

A DNV-RP-F202 (DNV, 2003b) fornece recomendações práticas de critérios, requisitos e guia de projeto estrutural e análise de riser de materiais compósitos submetido

a cargas estáticas e dinâmicas para aplicação na indústria offshore de petróleo e gás natural. Ela fornece recomendações internacionais de segurança para risers compósitos utilizados para perfuração, completção (*workover*), produção, injeção ou transporte de hidrocarbonetos (importação / exportação) nas indústrias de petróleo e gás, no que diz respeito à filosofia de projeto, cargas e análise estrutural. O objetivo principal é abordar o projeto e análise de risers compósitos tensionados no topo e complacente (*compliant*) operados em plataformas flutuantes ou fixas.

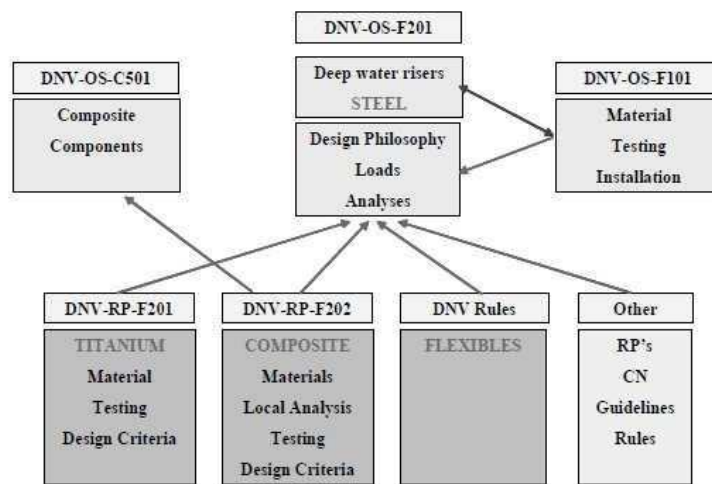


Figura 3.9 – Relação entre as normas DNV (DNV, 2003b).

É importante lembrar que a DNV-RP-F202 (DNV, 2003b) não deve ser utilizada como documento único. Seu uso deve ser em conjunto com a DNV-OS-F201 – *Dynamics Risers* (DNV, 2001), que trata de filosofia de projeto, cargas e aspectos da análise global de risers em geral, e com a DNV-OS-F101 – *Submarine Pipeline Systems* (DNV, 2007), que trata dos materiais, testes e instalação. Esta ainda está relacionada com a DNV-OS-C501 – *Composite Components* (DNV, 2003a), que abrange padrões para os componentes de material compósito. A Figura 3.9 mostra a relação entre as normas da DNV e a Figura 3.10 mostra uma relação direta entre as normas supracitadas.

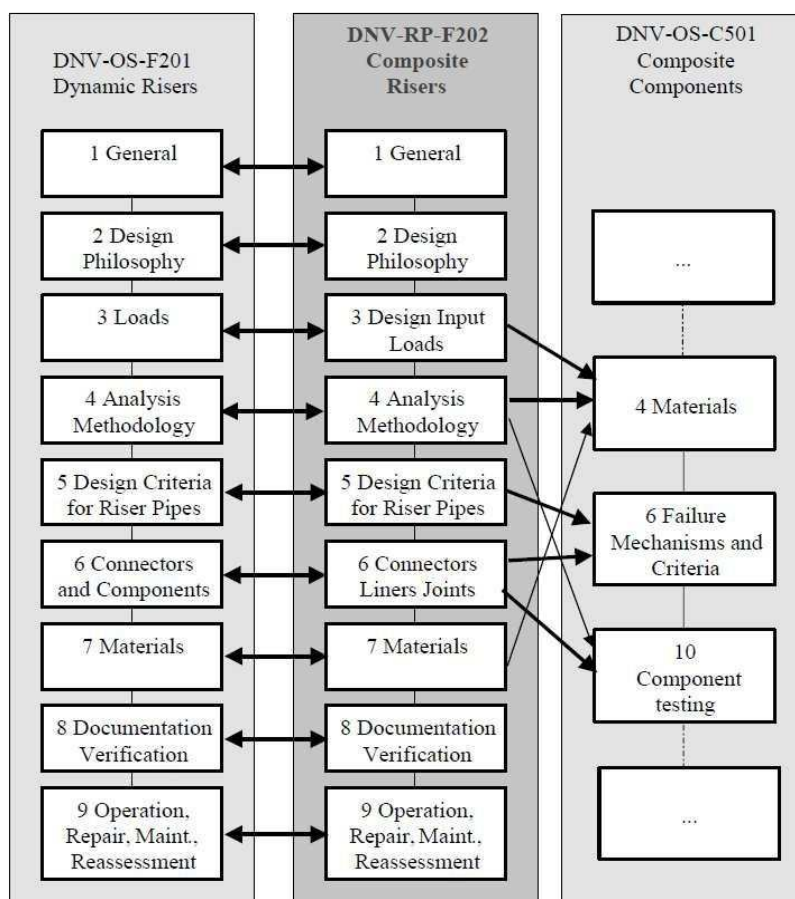


Figura 3.10 – Relação direta das normas da DNV (DNV, 2003b).

### 3.4. Análise estrutural

A análise estrutural do riser tem como objetivo determinar o seu comportamento mecânico quando submetido a carregamentos externos, como as pressões interna e externa, efeito da onda e corrente, movimento do flutuante, entre outros. As tensões determinadas nesta análise são utilizadas na verificação dos risers de material compósito utilizando critérios de resistência apropriados (item 2.5).

É importante notar que as soluções analíticas fechadas para estruturas de materiais compósitos são limitadas a estruturas com geometria, carregamento e condições de contorno bem simples, mesmo quando considerado o comportamento elástico linear. Assim, o Método dos Elementos Finitos (HUGHES, 1987; BATHE, 1996; ZIENKIEWICZ e TAYLOR, 2000; COOK *et al.*, 2002) é a ferramenta mais utilizada na análise de estruturas de materiais compósitos.

A seguir são discutidas as principais análises realizadas para a verificação da segurança de risers de material compósito.

### **3.4.1. Análise de Ruptura**

Como discutido anteriormente, a resistência à ruptura devido à pressão interna (*burst*) é um dos requisitos básicos necessários para garantir a segurança do projeto de risers devido às altas pressões as quais os risers serão submetidos. A análise de ruptura é realizada normalmente durante a etapa de pré-dimensionamento, quando os esforços internos atuantes na junta são desconhecidos.

Admitindo-se o comportamento linear elástico até a primeira falha, a primeira análise de ruptura pode ser realizada através de soluções analíticas baseadas na Teoria da Elasticidade (MENICONI *et al.*, 2001; HERAKOVICH, 1998). Contudo, estas soluções são muito complexas e formulações simplificadas baseadas na hipótese de paredes finas também são utilizadas.

Alternativamente, o MEF pode ser utilizado. Devido à presença do liner e a espessura do tubo, normalmente são utilizados elementos finitos axissimétricos (ROCHA *et al.*, 2009) ou sólidos. De acordo com a literatura, a análise de ruptura só considera o efeito da pressão hidrostática (OCHOA, 2006; KIM, 2007). Contudo, neste trabalho verificou-se que as forças axiais são muito elevadas e não faz sentido analisar o efeito da pressão separadamente das forças axiais.

### **3.4.2. Análise de Colapso (Estabilidade)**

Além da garantia de segurança contra a ruptura devido às pressões interna e externa, é necessário também determinar a pressão externa que leva o riser ao colapso por flambagem. Como a aplicação de materiais compósitos é motivada pela utilização em águas profundas é importante que o riser seja capaz de suportar elevadas pressões externas. Esta análise será discutida detalhadamente no próximo capítulo.

### **3.4.3. Análise Global-Local**

A modelagem completa do riser utilizando elementos sólidos ou de cascas é impossível do ponto de vista computacional. Diante disso, a análise do riser é realizada em dois níveis: global e local. Esta aproximação tem sido bastante utilizada para risers flexíveis, composto por camadas metálicas e poliméricas (WITZ, 1996) e tem sido recomendada para risers compósitos (DNV, 2003; OCHOA, 2006; KIM, 2007).

Devido ao grande comprimento do riser, a análise global normalmente é realizada utilizando elementos de barra (pórtico, treliça ou cabo). Estes elementos permitem incorporar de maneira simples e eficiente os efeitos dinâmicos e não-lineares no comportamento do riser. A análise global tem por objetivo determinar os deslocamentos, rotações, curvaturas e esforços seccionais utilizados para verificação da resistência e da fadiga do riser, bem como a interferência (*clashing*) entre risers próximos.

A análise global de risers compósitos pode ser realizada utilizando métodos numéricos e programas já utilizados para análise de risers metálicos e flexíveis. Condições extremas e operacionais devem ser consideradas de acordo com os cenários esperados durante a vida útil do riser. A seleção das ações a considerar e dos casos e combinações de carga também é realizada de acordo com os mesmos critérios utilizados para risers convencionais (OCHOA, 2006; ABS, 2006; DNV, 2003b).

Devido a sua rigidez à flexão relativamente alta, os risers compósitos normalmente são modelados utilizando elementos de pórtico não-linear. Contudo, para que os resultados sejam satisfatórios é importante que sejam utilizadas propriedades seccionais ( $EA$ ,  $EI$ ,  $GJ$ ) correspondentes à laminação adotada. É importante ressaltar que a determinação das propriedades seccionais de risers compósitos utilizadas na análise global é bem mais complexa do que no caso de risers metálicos, uma vez que a rigidez (e.g.  $EI$ ) de uma estrutura laminada não pode ser calculada simplesmente multiplicando a propriedade do material (e.g.  $E$ ) pela propriedade geométrica correspondente (e.g.  $I$ ). Neste trabalho, as propriedades mecânicas equivalentes são calculadas pelo Método da Homogeneização (MENDONÇA, 2005) baseado na Teoria Clássica de Laminação (TCL).

No caso de risers metálicos, expressões da Resistência dos Materiais ou da Teoria da Elasticidade podem ser utilizadas para determinar o estado de tensões da junta diretamente a partir dos esforços internos calculados pela análise global do riser. Contudo, o mesmo não ocorre no caso de risers flexíveis e de risers compósitos. Nestes casos, os esforços (ou deslocamentos) calculados na análise global são utilizados como dados de entrada para a análise local, como ilustrado na Figura 3.11.

No caso de risers compósitos, a análise local normalmente é realizada utilizando elementos de casca ou elementos sólidos, dependendo da espessura do tubo e da presença de liner metálico. Devido a atuação do momento fletor não é possível utilizar elementos axissimétricos. Independente do tipo de elemento finito utilizado no modelo local, este deve permitir a definição das propriedades e orientação em cada lâmina e ser capaz de

calcular tensões e deformações em cada camada, de maneira a permitir a utilização dos critérios de resistência discutidos no item 2.5.

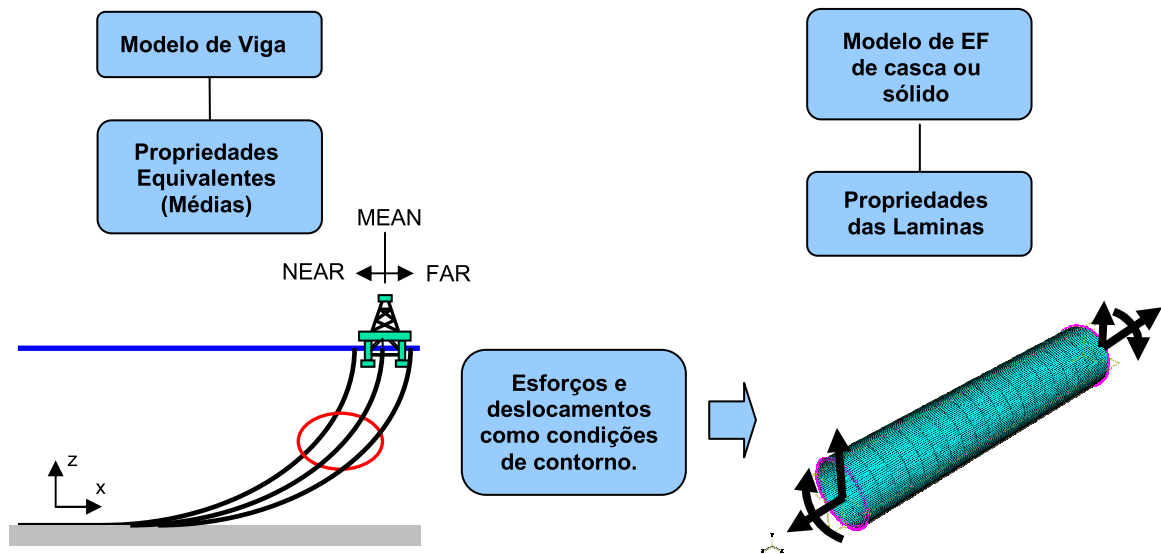


Figura 3.11 – Relação entre as análises global e local.



#### 4. ESTABILIDADE DE RISERS COMPÓSITOS

Durante a sua instalação e utilização, os risers rígidos podem ser submetidos a elevadas tensões de compressão, o que pode levar ao colapso por flambagem. Portanto, é essencial que o projeto seja capaz de garantir a integridade estrutural do riser devido à flambagem, principalmente no caso de uma junta de riser compósito com *liner* interno metálico, que é um fator complicador no projeto da junta (OCHOA, 2006).

É importante notar que, estruturas fabricadas de materiais compósitos são normalmente bastante esbeltas devido à alta resistência destes materiais. Por outro lado, sabe-se que estruturas esbeltas submetidas a esforços compressivos podem entrar em colapso por perda de estabilidade mesmo com o material mantendo sua integridade estrutural, fazendo com que a flambagem ocorra ainda no regime elástico (BAZANT e CEDOLIN, 1991).

Um aspecto importante no estudo da estabilidade estrutural das cascas cilíndricas é a consideração das imperfeições geométricas iniciais causadas pelo processo de fabricação, uma vez que os efeitos destas imperfeições podem reduzir significativamente a resistência das estruturas reais em relação às estruturas perfeitas (BAZANT e CEDOLIN, 1991). Portanto, os efeitos destas imperfeições sobre a estabilidade dos risers devem ser levados em consideração a fim de se obter estimativas realistas de sua capacidade de carga. Assim, a determinação da resistência final do riser requer uma análise mais detalhada considerando as não-linearidades geométricas e físicas (OCHOA, 2006).

Devido à sua importância, o estudo de estabilidade de cascas tem atraído interesse de muitos pesquisadores desde meados dos anos 50 (RASHEED e YOUSIF, 2005) e vários artigos sobre flambagem e o comportamento pós-crítico de estruturas de material compósito podem ser encontrados na literatura. WEINGARTEN *et al.* (1968) fez uma compilação de expressões analíticas das cargas de flambagem de cascas cilíndricas, tanto isotrópicas quanto ortotrópicas, para diversos tipos de carregamento como compressão axial, flexão, torção e pressão externa, além das possíveis combinações entre estes carregamentos. Este trabalho foi encomendado pela NASA e mais tarde serviu como base para a verificação de estabilidade pela norma de risers compósitos da DNV (2003b).

Mais tarde, no fim dos anos 90, Shen estudou o comportamento pós-crítico de cascas laminadas sob carregamento combinado de pressão externa e compressão axial, incluindo os efeitos das deformações pré-flambagem, grandes deflexões e imperfeições geométricas

iniciais (SHEN, 1997; 1998). Neste trabalho, a técnica de perturbação foi usada para determinar a carga de flambagem e o caminho pós-crítico de cascas cilíndricas laminadas *cross-ply* perfeitas e imperfeitas. Shen mostrou que o comportamento pós-crítico é instável quando a carga axial é o principal fator e que a estrutura é sensível às imperfeições iniciais. No caso de anéis rígidos laminados o comportamento pós-crítico é estável e a estrutura não é sensível à imperfeição.

Em 1997, YANG *et al.* desenvolveram um modelo analítico para flambagem de tubos compósitos de parede espessa sobre pressão externa considerando a teoria de placas de primeira ordem de laminados anisotrópicos aplicando o Método de Ritz para determinar a pressão de colapso. Excelentes resultados foram encontrados quando comparados os resultados analíticos com os resultados experimentais, exceto para o caso de grandes relações espessura-raio. O comportamento pós-crítico não foi investigado.

RASHEED e YOUSIF (2005) concluíram estudos sobre a flambagem de anéis anisotrópicos finos e moderadamente espessos e cilindros longos. Utilizando a Teoria Clássica da Laminação (TCL) e a formulação de energia eles desenvolveram uma expressão analítica fechada generalizada para a análise de flambagem de anéis anisotrópicos finos e cilíndricos longos submetidos à pressão externa. Os resultados obtidos foram comparados com os resultados da análise não-linear por elementos finitos de anéis anisotrópicos moderadamente espessos e excelentes resultados foram obtidos.

TAFRESHI e BAILEY (2007) investigaram o comportamento de cascas cilíndricas laminadas sob ação de cargas combinadas de compressão axial, torção, flexão e pressão externa usando análise não-linear por elementos finitos. Análises pós-críticas considerando imperfeições geométricas na forma do modo de flambagem foram realizadas para estudar o efeito da amplitude da imperfeição na carga crítica de flambagem. Os resultados mostraram que cascas cilíndricas laminadas sob torção são menos sensíveis a imperfeições geométricas do que sob compressão axial ou flexão. Ainda foi observado que o aumento da magnitude da amplitude da imperfeição inicial diminui a rigidez pré-flambagem e torna o caminho pós-crítico estável. Além disso, foi observado que o efeito das imperfeições são maiores quando a casca cilíndrica laminada está sujeita a carregamentos combinados.

A fim de investigar a validade do uso do Método dos Elementos Finitos para estudar a flambagem e o comportamento pós-crítico de cascas cilíndricas laminadas sujeitas à pressão hidrostática externa, HAN *et al.* (2008) desenvolveram testes experimentais com painéis cilíndricos e comparam a solução com a carga crítica linearizada de um modelo de elementos finitos, cuja carga crítica é obtida através de um problema de autovalor, e com a

resposta não-linear deste modelo cuja curva carga-deslocamento foi determinada pelo Método do Comprimento de Arco. Os resultados experimentais e de elementos finitos apresentaram boa concordância.

HUR *et al.* (2008) investigaram o comportamento pós-crítico e a falha de cilindros compósitos sujeitos a pressão hidrostática externa usando o Método dos Elementos Finitos e dados experimentais. Um programa de elementos finitos não-linear foi utilizado para a análise de falha progressiva pós-flambagem de cilindros compósitos. Para verificar os resultados de elementos finitos, cinco cilindros compósitos de carbono-epóxi foram fabricados e testados. Os resultados mostram que a carga de flambagem sem considerar o efeito das imperfeições iniciais, foi estimada com um desvio de aproximadamente 15,5% dos resultados experimentais em comparação com os resultados numéricos.

Devido à complexidade do problema, o uso do Método dos Elementos Finitos (BATHE, 1996; COOK *et al.*, 1999) é o mais indicado para uma análise detalhada da estabilidade de risers compósitos. Por outro lado, as soluções analíticas simplificadas (WEINGARTEN *et al.*, 1968; DNV, 2003b) são importantes durante o projeto devido a sua maior praticidade.

Estas expressões para determinação da carga normalmente são obtidas considerando estruturas perfeitas e o material linear elástico, enquanto fatores de correção obtidos a partir de ensaios experimentais são utilizados para considerar o efeito das imperfeições iniciais, de forma a obter estimativas realistas da capacidade de carga da estrutura (WEINGARTEN *et al.*, 1968; DNV, 2003b). Nas etapas iniciais do projeto é mais adequado utilizar estas expressões fechadas para a verificação da estabilidade devido à simplicidade e rapidez de utilização.

O riser pode vir a flambar globalmente semelhante a uma coluna (flambagem de Euler), localmente de maneira semelhante a cascas cilíndricas ou em uma combinação destas duas formas (DNV, 2003b). Os risers estão submetidos a diferentes tipos de carregamento, o que leva a uma distribuição de esforços bastante complexa. Em consequência verifica-se que os risers podem perder a estabilidade de diferentes maneiras, sendo as principais (DNV, 2003b):

- Flambagem global do riser devido a forças de compressão;
- Flambagem local da parede do riser devido a tensões axiais de compressão;
- Flambagem local da parede do riser devido à pressão externa (*hoop buckling*);
- Flambagem local da parede do riser devido à flexão;

- Flambagem local da parede do riser devido à torção.

Havendo a atuação simultânea de mais de alguns destes esforços é necessário verificar a interação entre os respectivos modos de flambagem.

Em OCHOA (2006) e KIM (2007), a verificação da estabilidade dos risers compósitos se limita à flambagem local da parede do riser devido à pressão externa (*hoop buckling*), chamada pelos autores de Análise de Colapso. Estes trabalhos foram desenvolvidos para risers tensionados no topo (TTRs), onde os tensionadores são projetados de forma a garantir que não ocorram forças axiais de compressão no riser, impedindo que ocorra a flambagem global.

Além do colapso por flambagem da parede do riser (*hoop buckling*), também pode ocorrer flambagem global do riser devido a forças axiais compressivas. A diferença entre os risers e as colunas é que os risers estão submetidos a pressões internas e externas que influenciam na estabilidade. Portanto, mesmo não havendo tensões compressivas na parede do riser, ele pode vir a flambar globalmente devido à pressão interna.

Quando existem tensões axiais compressivas na parede do riser tanto há possibilidade de ocorrer flambagem local da parede da junta (como casca) quanto a flambagem global do riser (como coluna), sendo necessário considerar a interação entre estes efeitos. Normalmente apenas a flambagem local precisa ser considerada, visto que a flambagem global de risers pode ser aceita desde que não leve à falha do material.

Em alguns casos os diversos tipos de flambagem podem ser verificados de maneira independente, pois a interação entre eles não é significativa. Por outro lado, existem casos em que a ocorrência de flambagem devido a uma ação externa acarreta redução da resistência à flambagem devida à outra ação. De acordo com WEINGARTEN *et al.* (1968) e DNV (2003b), a consideração de várias condições de carregamento atuando simultaneamente pode ser realizada de maneira conservadora assumindo uma relação linear:

$$\frac{\sigma_d}{\hat{\sigma}_{cr}} + \frac{p_d}{\hat{p}_{cr}} + \frac{M_d}{\hat{M}_{cr}} + \frac{T_d}{\hat{T}_{cr}} \leq 1 \quad (68)$$

onde  $\sigma$ ,  $p$ ,  $M$  e  $T$  são a tensão axial compressiva, pressão externa, momento de flexão e momento torsor, respectivamente, e o subscrito  $d$  indica os valores de projeto, isto é, já multiplicados pelo coeficiente de majoração das cargas e o subscrito  $cr$  indica os valores críticos, isto é, já multiplicados pelo seus respectivos coeficientes de redução.

No caso de risers em catenária não existe garantia que o riser esteja todo tracionado e os outros de tipos de flambagem devem ser considerados. A parte suspensa do riser em catenária trabalha tracionada, sendo o valor da tração controlado pelo ângulo de topo. Assim, usando um ângulo de topo adequado, pode-se reduzir ou eliminar a compressão na região do TDP (*touchdown point*), devido ao movimento do flutuante e ao atrito com o solo, reduzindo a possibilidade de flambagem global.

#### 4.1. Flambagem Global e Local devida às Forças Axiais de Compressão

O riser pode vir a flambar globalmente semelhante a uma coluna (flambagem de Euler) quando submetido a forças axiais de compressão. Portanto, o seu comportamento global pode ser analisado considerando-o uma estrutura unidimensional. Contudo, devido ao grande comprimento suspenso do riser o valor da carga crítica é muito pequeno. Neste caso, a fim de evitar a flambagem global, é necessário que não apareçam forças axiais de compressão no riser.

Porém, existe uma diferença entre os risers e as colunas, uma vez que os risers estão submetidos a pressões internas e externas que influenciam na estabilidade. Portanto, mesmo não havendo tensões compressivas na parede do riser, ele pode vir a flambar globalmente devido à pressão interna. De fato, pode-se demonstrar que a estabilidade global do riser depende da força axial efetiva ( $N_{ef}$ ) (SPARKS, 2007; FYRILEIV e COLLBERG, 2005):

$$N_{ef} = N + p_e A_e - p_i A_i \quad (69)$$

onde  $N$  é a força axial real na parede do riser,  $p_e$  é a pressão externa,  $A_e$  é a área externa,  $p_i$  é a pressão interna,  $A_i$  é a área interna da seção transversal. Uma vez calculada a força axial efetiva, a força real ( $N$ ) pode ser obtida através da equação:

$$N = N_{ef} + p_i A_i - p_e A_e \quad (70)$$

Para fins de projeto, é conveniente escrever as equações em termos de tensão crítica. Portanto, considerando uma casca cilíndrica com laminação simétrica, a tensão crítica de flambagem global é dada por (DNV, 2003b):

$$\sigma_{cr\ global} = \frac{\pi^2 E_{xx}}{2} \left( \frac{R}{L} \right)^2 \quad (71)$$

onde  $E_{xx}$  é o módulo de elasticidade equivalente do laminado na direção axial e  $L$  é o comprimento efetivo do riser para flambagem global, isto é, flambagem como uma viga-

coluna. A DNV-RP-F202 (DNV, 2003b) recomenda a aplicação de um coeficiente de redução nesta expressão, de maneira a considerar o efeito das imperfeições. Assim, a tensão crítica reduzida é dada por:

$$\hat{\sigma}_{cr\ global} = k_{A\ global} \sigma_{cr\ global} \quad (72)$$

onde  $k_{A\ global} = 0,67$  é o coeficiente de redução (*knock-down factor*) recomendado por esta norma. É importante notar que a flambagem global do riser é aceita desde que não cause problemas como flambagem local, deslocamentos inaceitáveis e problemas de fadiga da junta (DNV, 2003b).

A flambagem local da parede do riser devido à compressão axial de forma semelhante a uma casca cilíndrica pode ocorrer na presença de tensões reais de compressão na parede do riser (DNV, 2003b; FYRILEIV e COLLBERG, 2005). É importante notar que cascas cilíndricas comprimidas axialmente são estruturas bastante sensíveis a imperfeições iniciais.

A tensão crítica de flambagem local para cascas cilíndricas com laminação simétricas é dada por (DNV, 2003b):

$$\sigma_{cr\ local} = \frac{K_1 E_{xx}}{\sqrt{3(1 - \nu_{x\theta} \nu_{\theta x})}} \frac{t}{R} \quad (73)$$

onde  $K_1$  é um fator de anisotropia dado por:

$$K_1 = \left\{ 2 \left[ 1 + \nu_{x\theta} \left( \frac{E_{\theta\theta}}{E_{xx}} \right)^{1/2} \right] \left( \frac{E_{\theta\theta}}{E_{xx}} \right)^{1/2} \frac{G_{x\theta}}{E_{xx}} \right\}^{1/2} \quad (74)$$

Nestas expressões  $E_{xx}$ ,  $E_{\theta\theta}$ ,  $G_{x\theta}$ ,  $\nu_{x\theta}$  e  $\nu_{\theta x}$  são as propriedades equivalentes do laminado para deformação no plano, obtidas através de Métodos de Homogeneização (MENDONÇA, 2005).

Para fins de projeto, o valor da tensão crítica deve ser multiplicado por um coeficiente de redução para considerar a redução das tensões de flambagem devido ao efeito das imperfeições. Assim, a tensão crítica reduzida é dada por:

$$\hat{\sigma}_{cr\ local} = k_{A\ local} \sigma_{cr\ local} \quad (75)$$

onde  $k_{A\ local} = 0,50$  é o coeficiente de redução recomendado pela DNV-RP-F202 (DNV, 2003b). A redução neste caso é maior devido à maior sensibilidade a imperfeições iniciais de cascas cilíndricas sob compressão axial.

Quando existem tensões axiais compressivas há possibilidade tanto de flambagem local da parede da junta (como casca) quanto de flambagem global do riser (como coluna), sendo necessário considerar a interação entre estes efeitos. Segundo a DNV-RP-F202 (DNV, 2003b) esta interação é dada pela seguinte expressão:

$$\frac{1}{\hat{\sigma}_{cr}} = \frac{1}{\hat{\sigma}_{cr\ global}} + \frac{1}{\hat{\sigma}_{cr\ local}} \quad (76)$$

Normalmente apenas a flambagem local precisa ser considerada, já que a flambagem global pode ser aceita, como discutido anteriormente.

#### 4.2. Flambagem Circunferencial (*Hoop Buckling*)

A flambagem circunferencial (*hoop buckling*) é uma flambagem local da parede do riser, de maneira semelhante a uma casca cilíndrica, causada pela atuação da pressão externa, como ilustra a Figura 4.1. Esta pressão externa causa tensões de compressão na direção circunferencial (*hoop stresses*) podendo levar à flambagem local da parede do riser.

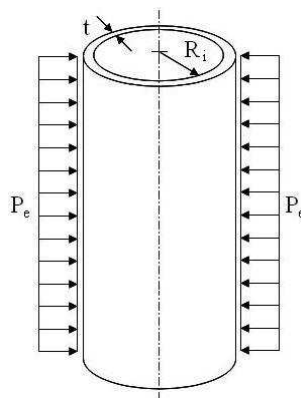


Figura 4.1 – Tubo sob pressão externa.

Normalmente, na situação de operação, um riser está sujeito a uma pressão interna superior à pressão externa fazendo com que o diferencial de pressão

$$\Delta p = p_i - p_e \quad (77)$$

seja positivo e que a parede do riser esteja tracionada, evitando o colapso por flambagem. Contudo, durante a instalação, o riser está vazio, fazendo com que apenas a pressão externa atue sobre a parede do riser. Neste caso, o diferencial de pressão será negativo, podendo levar à flambagem local da parede do riser na direção circunferencial. Um exemplo da flambagem circunferencial é mostrado na Figura 3.2.

A flambagem circunferencial é um das principais preocupações dos dutos e risers em águas profundas devido às elevadas pressões hidrostáticas atuantes. Como a aplicação de materiais compósitos é motivada pela utilização em águas profundas, é importante que o riser seja capaz de suportar elevadas pressões hidrostáticas. Por exemplo, para uma lâmina d'água de 2500 m tem-se uma pressão externa da ordem de 25,14 MPa, o que é um valor bastante significativo.

A pressão crítica de tubos cilíndricos depende da geometria e parâmetros do material. Além disso, as condições de contorno influenciam fortemente no modo de flambagem de cascas curtas aumentando a pressão de flambagem. Quando o comprimento aumenta, a influência das condições de contorno se torna menos significativa. Contudo, resultados teóricos e experimentais mostram que a classificação de cascas curtas ou longas não depende somente do comprimento, mas também do raio e espessura do tubo. No caso de cascas cilíndricas isotrópicas (BATDORF, 1947; BRUSH e ALMROTH, 1975; JONES, 2006), um simples parâmetro geométrico  $Z$ , conhecido como parâmetro de curvatura ou parâmetro de Batdorf:

$$Z = \left(\frac{L}{R}\right)^2 \left(\frac{R}{t}\right) \sqrt{1-\nu^2} \quad (78)$$

onde  $L$  é o comprimento do tubo,  $R$  é o raio médio,  $t$  é a espessura da parede e  $\nu$  é o coeficiente Poisson do material, pode ser usado para representar a variação da pressão de colapso (WEINGARTEN *et al.*, 1968). É interessante notar que o aumento da espessura tem o efeito semelhante a uma redução no comprimento do cilindro.

É possível mostrar que a pressão crítica de flambagem elástica de cascas cilíndricas longas de materiais isotrópicos, correspondente à flambagem do cilindro na forma oval, é dada por:

$$P_{cr} = \frac{E}{4(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{R}\right)^3 \quad (79)$$

onde  $E$  é o módulo de elasticidade e  $\nu$  o coeficiente de Poisson do material,  $t$  a espessura da parede e  $R$  o raio médio da casca cilíndrica. Como aplicação prática, a determinação da pressão crítica por esta expressão é um dos parâmetros usados na verificação do colapso de risers de aço (DNV, 2001).

É sabido que as imperfeições geométricas reduzem a capacidade de carga de cascas cilíndricas devido aos efeitos das não-linearidades geométricas, fazendo com que os resultados experimentais apresentem diferenças significativas em relação à pressão crítica



calculada analiticamente. Portanto, para fins de projeto recomenda-se que a pressão de colapso ( $p_{col}$ ) seja obtida através da expressão:

$$p_{col} = k_p p_{cr} \quad (80)$$

onde  $k_p$  é um coeficiente de redução da pressão crítica calculada analiticamente. Em WEINGARTEN *et al.* (1968) recomenda-se considerar  $k_p = 0,75$  para cascas cilíndricas curtas e  $k_p = 0,9$  para cascas cilíndricas longas.

Para materiais compósitos é necessário considerar a ortotropia do material e a variação da orientação das lâminas. No caso de cascas cilíndricas de comprimento intermediário (WEINGARTEN *et al.*, 1968; DNV, 2003), a pressão de flambagem ( $p_{cr}$ ) é dada por:

$$p_{cr} = \frac{5.5D_{22}}{LR^{3/2}t^{1/2}} \left[ \frac{(A_{11}A_{22} - A_{12}^2)t^2}{A_{22}D_{22}} \right]^{1/4} \quad (81)$$

onde os coeficientes  $A_{ij}$  e  $D_{ij}$ , representam a rigidez à extensão e flexão do laminado, respectivamente, e são calculados de acordo com a Eq. (26). Esta expressão assume um laminado simétrico, uma vez que o acoplamento extensão-flexão é negligenciado. Além disso, esta expressão é válida somente quando:

$$\bar{Z} = \left( \frac{D_{22}}{D_{11}} \right)^{3/2} \left[ \frac{(A_{11}A_{22} - A_{12}^2)t^2}{12A_{22}D_{11}} \right]^{1/2} \left( \frac{L}{R} \right)^2 \left( \frac{R}{t} \right) \geq 500 \quad (82)$$

O parâmetro  $\bar{Z}$  reduz-se a  $Z$  para materiais isotrópicos ( $E_1 = E_2 = E$  e  $\nu_{12} = \nu_{21} = \nu$ ), podendo ser interpretado como um parâmetro de curvatura para cascas cilíndricas ortotrópicas. De acordo WEINGARTEN *et al.* (1968), DNV (2003), e VINSON e SIERAKOWSKI (2002), a pressão crítica para cascas cilíndricas ortotrópicas longas é dada por:

$$p_{cr} = \frac{3}{R^3} \left( D_{22} - \frac{B_{22}^2}{A_{22}} \right) \quad (83)$$

onde  $A_{22}$ ,  $B_{22}$  e  $D_{22}$  são calculados de acordo com a Eq. (26). Para efeito de projeto recomenda-se utilizar um coeficiente de redução  $k_p = 0,75$  (WEINGARTEN *et al.*, 1968; DNV, 2003).

Os coeficientes de rigidez citados anteriormente são calculados a partir da Eq. (26) obtida através da Teoria de Primeira Ordem de Placas Laminadas ou Teoria Clássica da Laminação, discutidas no Capítulo 2. Na Eq. (15)  $\theta$  representa o ângulo de enrolamento das fibras, isto é, o ângulo que as fibras fazem com a direção axial, logo  $\theta = 90^\circ$

corresponde a fibras na direção circunferencial. Em consequência, as direções 1 e 2 nas Eqs. (83) e (26) correspondem às direções axial e circunferencial, respectivamente.

É interessante notar que, no caso de cascas isotrópicas tem-se que  $B_{ij} = 0$  e  $D_{22} = D = Et^3/12(1 - \nu^2)$ , portanto a Eq. (83) reduz-se à Eq. (79). A Eq. (83) mostra que o uso de laminações não-simétricas não é recomendado, pois  $B_{22} \neq 0$  tende a reduzir a pressão crítica. Esta equação é simples e conveniente, pois os efeitos de outros termos da Eq. (26) não são considerados.

Finalmente, é importante ressaltar que estas expressões foram obtidas para cascas finas. Portanto, para o caso de cascas espessas o cisalhamento deve ser considerado, o que torna o problema mais complexo. Neste caso é necessário utilizar soluções em série ou o Método dos Elementos Finitos.

A análise de colapso por flambagem pelo Método dos Elementos Finitos requer a utilização de um modelo cilíndrico que seja suficientemente longo, uma vez que a pressão crítica e o modo de flambagem dependem, até certo ponto, do comprimento do modelo. Uma estimativa da pressão e do modo de colapso é obtida realizando uma análise de flambagem linearizada (OCHOA, 2006) através da solução de um problema de autovalor generalizado. É importante notar que este processo não permite levar em conta os efeitos das imperfeições geométricas.

## Verificação

As expressões analíticas apresentadas anteriormente são simples e convenientes, porém sua precisão precisa ser verificada. Além disso, o efeito do comprimento sobre a pressão crítica e o efeito das imperfeições iniciais sobre o comportamento pós-crítico precisam ser investigados. Para atingir estes objetivos modelou-se um riser compósito com diâmetro interno de 0,1746 m e espessura total de 0,010 m ( $R/t = 9,23$ ) através do MEF. Os materiais utilizados são o aço e carbono-epóxi, cujas propriedades mecânicas são apresentadas nas Tabela 4.1 e Tabela 4.2, respectivamente. O comprimento do riser foi variado conforme ilustrado na Tabela 4.4.

Tabela 4.1 – Propriedades mecânicas do aço.

$E$ (GPa)	$\nu$
200	0,3

Tabela 4.2 – Propriedades elásticas do carbono-epóxi (AS4) – (REDDY, 2004).

$E_1$ (GPa)	$E_2$ (GPa)	$E_3$ (GPa)	$G_{12}$ (GPa)	$G_{13}$ (GPa)	$G_{23}$ (GPa)	$\nu_{12}$	$\nu_{13}$	$\nu_{23}$
137,9	9,0	9,0	7,1	7,1	6,2	0,30	0,30	0,49

Foram analisados um tubo de aço e três tubos compósitos com diferentes esquemas de laminação, conforme mostrado na Tabela 4.4. Na modelagem do problema foram utilizados elementos finitos de casca quadrático com 8 nós e integração reduzida (S8R do ABAQUS) (SIMULIA, 2007), tendo sido adotada uma malha com 80 elementos na direção circunferencial e 100 elementos na direção longitudinal, como ilustrado na Figura 4.2. A fim de avaliar o efeito das condições de contorno na pressão de colapso, dois modelos diferentes foram usados, primeiro considerando uma placa rígida nas extremidades do tubo para simular a conexão entre as juntas de um riser e o segundo sem esta placa, mas com todos os deslocamentos e rotações restringidos.

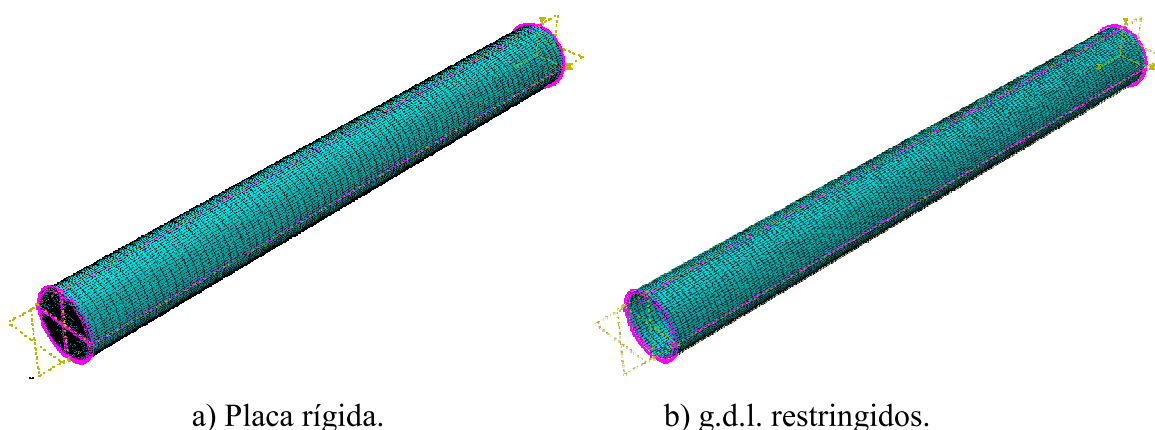


Figura 4.2 – Modelo de EF.

É importante notar que a pressão hidrostática atua sempre perpendicular à superfície da casca se comportando como uma força seguidora (*follower force*). A não consideração da mudança de direção da pressão após a deformação da casca pode levar a uma superestimação da carga crítica real. A fim de evitar este problema, este efeito foi incluído na análise através da consideração da matriz de rigidez das cargas (*load stiffness*) devida à pressão externa (SCHWEIZERHOF e RAMM, 1984; MOK *et al.*, 1999).

Inicialmente a pressão de colapso para tubos perfeitos foi determinada utilizando a análise de flambagem linearizada (problema de autovalor). A Tabela 4.4 mostra os valores da pressão de colapso (*hoop buckling*) para diferentes comprimentos, esquemas de laminação e condições de contorno. A pressão de colapso analítica para tubos longos de

aço e laminados foi determinada através da Eq. (79) e da Eq. (83), respectivamente, e os resultados são mostrados na Tabela 4.3. Nota-se que os resultados de elementos finitos estão em boa concordância com os valores esperados (TEÓFILO *et al.*, 2009).

Tabela 4.3 – Resultado analítico.

<b>Tubo</b>	<b>P<sub>cr</sub> (MPa)</b>
Aço	72,846
Laminação (90/0/90) <sub>s</sub>	33,414
Laminação (45/-45/45/-45) <sub>s</sub>	14,434
Laminação (45/0) <sub>4</sub>	8,475

Com esperado, os resultados da Tabela 4.4 mostram que as condições de contorno têm maior influência para tubos curtos. Para tubos moderadamente longos, como é o caso de juntas de risers, os resultados utilizando diferentes condições de contorno são similares. Por outro lado, o comprimento do tubo tem forte influência na pressão de colapso, com os tubos curtos apresentando elevadas pressões de colapso, devido ao efeito das extremidades (TEÓFILO *et al.*, 2009).

Tabela 4.4 – Pressão de colapso linearizada.

<b>L/D</b>	<b>Steel</b>			<b>(90/0/90)<sub>s</sub></b>		
	<b>Z</b>	<b>B1</b>	<b>B2</b>	<b>Z̄</b>	<b>B1</b>	<b>B2</b>
<b>1</b>	36,92	568,04	550,40	157,85	126,38	125,57
<b>2</b>	147,68	256,48	255,35	631,41	71,99	72,37
<b>4</b>	590,72	112,83	117,53	2525,64	38,33	38,24
<b>6</b>	1329,12	83,12	83,61	5682,68	33,52	33,40
<b>10</b>	3692,00	74,06	73,66	15785,23	31,82	31,68
<b>15</b>	8307,00	72,42	72,01	35516,77	31,51	31,36
<b>L/D</b>	<b>(45/-45/45/-45)<sub>s</sub></b>			<b>(45/0)<sub>4</sub></b>		
	<b>Z̄</b>	<b>B1</b>	<b>B2</b>	<b>Z̄</b>	<b>B1</b>	<b>B2</b>
<b>1</b>	26,82	124,77	111,58	5,59	89,41	89,21
<b>2</b>	107,28	53,97	51,04	22,35	39,64	39,00
<b>4</b>	429,13	23,36	22,44	89,40	21,23	20,38
<b>6</b>	965,53	16,29	15,92	201,14	11,85	12,03
<b>10</b>	2682,04	14,12	13,89	558,73	8,41	8,88
<b>15</b>	6034,58	13,62	13,41	1257,14	7,58	8,21

<sup>1</sup>B1: Placa rígida; <sup>2</sup>B2: Engaste.

A pressão de colapso foi normalizada pelo respectivo resultado analítico para tubos longos e as relações obtidas são mostradas na Figura 4.3. Nota-se que, em todos os casos, a pressão de colapso converge para o valor esperado para tubos longos, quando a relação  $L/D$  (ou  $\bar{Z}$ ) aumenta, mas para os laminados simétricos *cross-ply* converge mais rapidamente do que as outras laminações. Assim, verifica-se que para tubos com relação  $L/D > 10$  (ou  $\bar{Z} > 5000$ ) os tubos podem ser considerados longos, independentes da laminação, devido ao valor do parâmetro de curvatura  $\bar{Z}$  ser grande. É importante notar que, a laminação  $(45/0)_4$  é anti-simétrica, portanto o parâmetro de curvatura  $\bar{Z}$  não é válido para esta laminação.

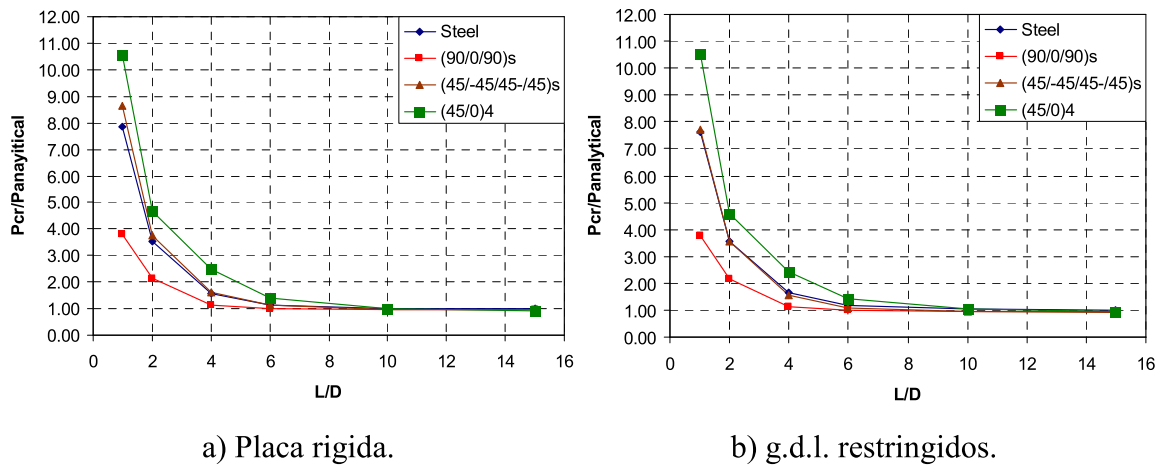


Figura 4.3 – Variação da pressão de colapso.

Os resultados calculados mostram que o esquema de laminação tem grande influência na pressão de colapso. Usando o mesmo número e espessura de camadas (i.e. a mesma quantidade de material compósito) e mudando somente a orientação das camadas, pode-se obter diferenças na pressão de colapso superiores a 280% (TEÓFILO *et al.*, 2009).

As expressões analíticas apresentadas anteriormente, Eq. (83), mostram que a resistência ao colapso é governada principalmente pela rigidez à flexão da parede do tubo laminado na direção circunferencial, representada pelo parâmetro  $D_{22}$ . Este parâmetro depende basicamente dos módulos de elasticidade dos materiais e da sua distribuição ao longo da parede do laminado, uma vez que a espessura total foi mantida constante em todos os casos. Além disso, como pode ser observado na Tabela 4.3, o parâmetro  $B_{22}$  reduz a pressão de colapso, explicando porque as laminações simétricas têm uma maior pressão de colapso ( $B_{22} = 0$  para laminados simétricos).

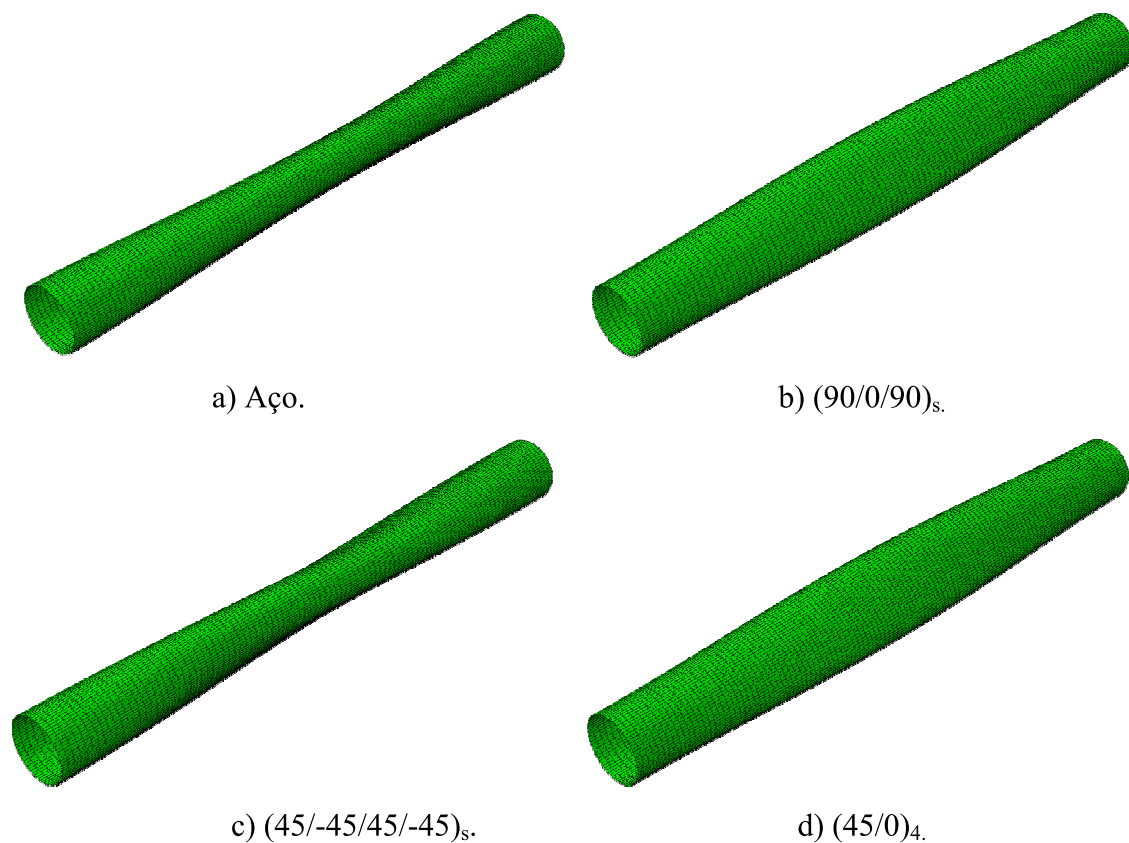


Figura 4.4 – Primeiro Modo de flambagem.

É importante notar que o esquema de laminação do tubo afeta não somente a pressão de colapso, mas também influencia no modo de flambagem, como mostra a Figura 4.4. Os modos de flambagem dos laminados *angle-ply* apresentam uma característica de torção, enquanto a flexão na direção circunferencial é dominante no modelo isotrópico e nos laminados *cross-ply*.

As diferenças entre as respostas analíticas e do MEF variam com o esquema de laminação, mas nota-se que a resposta numérica para tubos longos é sempre inferior à analítica, indicando que as expressões analíticas superestimam a pressão de colapso (TEÓFILO *et al.*, 2009), como pode ser observado na Tabela 4.4.

É importante notar que o elemento S8R (SIMULIA, 2007) utilizado na modelagem do problema é um elemento de casca espessa, onde o efeito do cisalhamento transversal é considerado de acordo com as hipóteses de Reissner-Mindlin (COOK *et al.*, 2002). Por outro lado, as expressões analíticas foram obtidas para o caso de cascas finas e não consideram o efeito da deformação de cisalhamento transversal, o que explica parte das diferenças observadas entre as respostas analíticas e do MEF.

## Efeito do esquema de laminação

É importante lembrar que as laminações 1 a 4 são denominadas *cross-ply* e as laminações 5 a 7 são chamadas de *angle-ply*. Quanto a configuração em relação superfície média, as laminações 1, 2, 5 e 6 são ditas simétricas, não existe o acoplamento membrana-flexão ( $\mathbf{B} = \mathbf{0}$ ), e as laminações 3, 4 e 7 são chamadas de anti-simétricas, onde existe o acoplamento membrana-flexão ( $\mathbf{B} \neq \mathbf{0}$ ).

A fim de investigar o efeito do esquema de laminação na pressão de colapso, o número de camadas, a sua espessura e o ângulo de orientação foram variados. A espessura total permaneceu constante em todos os casos. É importante notar que a escolha do esquema de laminação depende do carregamento do tubo (pressão interna e externa, força axial, flexão e torção).

A Tabela 4.5 mostra os resultados da pressão de colapso ( $L/D = 10$  e grandes valores de  $\bar{Z}$ ) para diferentes esquemas de laminação. Nota-se que, para as laminações *cross-ply*, a pressão de colapso é bem superior aos valores encontrados para as laminações *angle-ply*. Portanto, o acoplamento membrana-flexão realmente tem um efeito prejudicial sobre a pressão de colapso do tubo compósito.

Tabela 4.5 – Pressão de colapso para diversas laminações (MPa).

Laminação	$\bar{Z}$	Analítico	Rigid plate		Restrained dofs	
			FEM	Diferença	FEM	Diferença
1 (90/0/90) <sub>s</sub>	15785,233	33,414	31,823	4,76%	31,678	5,20%
2 (90/0/90/0/90/0/90)	13996,697	32,204	30,761	4,48%	30,623	4,91%
3 (90/0) <sub>5</sub>	3689,505	22,948	22,609	1,48%	22,588	1,57%
4 (90/0) <sub>4</sub>	3679,505	22,642	22,363	1,23%	22,361	1,24%
5 (45/-45/45-45) <sub>s</sub>	2682,036	14,434	14,118	2,19%	13,893	3,75%
6 (45/0/45/0) <sub>s</sub>	1190,751	10,823	10,166	6,07%	10,909	-0,80%
7 (45/0) <sub>4</sub>	558,727	8,475	8,410	0,76%	8,875	-4,72%

É importante notar que, embora tenha sido calculado o parâmetro de curvatura  $\bar{Z}$  para as laminações (90/0)<sub>5</sub>, (90/0)<sub>4</sub> e (45/0)<sub>4</sub>, este não é válido para estas laminações, pois elas são não-simétricas.

Verifica-se também que as laminações simétricas têm pressão de colapso maior do que as anti-simétricas. Portanto, o esquema de laminação de tubos compósitos deve ser cuidadosamente escolhido, a fim de aumentar a resistência à flambagem.

## Comportamento pós-crítico

A fim de investigar o comportamento pós-crítico de tubos laminados longos e o efeito das imperfeições iniciais, foram realizadas análises geometricamente não-lineares. O Método do Comprimento de Arco (CRISFIELD, 1991) foi adotado para traçar o caminho de equilíbrio a fim de ultrapassar os pontos limite e tratar os *snap-throughs*.

Para reduzir o esforço computacional, um estudo de convergência foi realizado pra definir uma malha de elementos finitos eficiente para análise não-linear. Uma malha mais simples com 32 elementos na direção circunferencial e 40 elementos na direção longitudinal, mostrada na Figura 4.5, foi escolhida. A relação  $L/D = 10$ , onde os valores do parâmetro de curvatura ( $\bar{Z}$ ) são maiores que 500 (ver Tabela 4.5), foi usada a fim de simular o comportamento de um tubo longo com baixo custo computacional (TEÓFILO *et al.*, 2009).

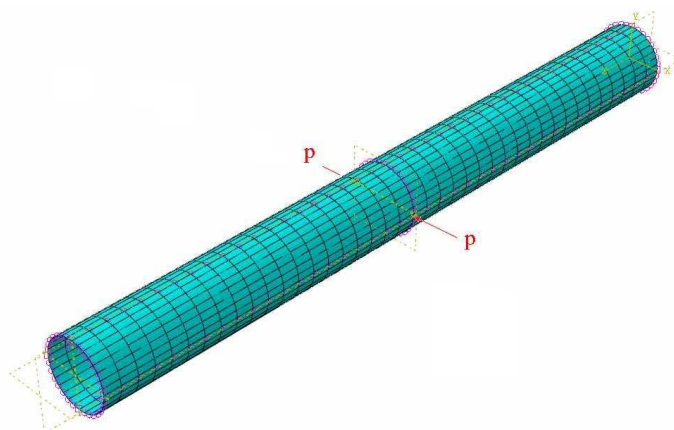


Figura 4.5 – Malha de EF para a análise não-linear.

Os tubos laminados reais não são perfeitamente circulares e a espessura da parede não é constante. Além disso, em tubos laminados a espessura e orientação de cada camada não são idênticas aos valores especificados. É sabido que pequenas imperfeições geométricas podem levar a uma acentuada redução na capacidade de carga de cascas cilíndricas. Portanto, estas imperfeições devem ser consideradas na análise não-linear. No entanto, uma vez que a forma exata da imperfeição geométrica não é conhecida e a consideração desta imperfeição requer a modificação da geometria da malha de elementos finitos, imperfeições de carga foram usadas neste trabalho, uma vez que são mais simples de considerar na análise de elementos finitos. Assim, duas forças concentradas e opostas, perpendiculares à parede do tubo apontando para dentro, foram aplicadas no meio do modelo (TEÓFILO *et al.*, 2009).



A Figura 4.6 mostra o caminho não-linear de equilíbrio obtido pelo modelo de elementos finitos. A pressão externa foi normalizada com a respectiva pressão crítica de colapso (Tabela 4.4), enquanto o deslocamento radial dos nós carregados foi normalizado em relação ao raio do tubo. As curvas não-lineares mostram que cascas cilíndricas isotrópicas (aço) e laminadas sujeitas à pressão externa não são estruturas sensíveis a imperfeições, ao contrário de cascas cilíndricas comprimidas axialmente. Obviamente, a capacidade de carga diminui com a imperfeição inicial, mas analisando o caminho de equilíbrio pode-se concluir que esse efeito é relativamente pequeno.

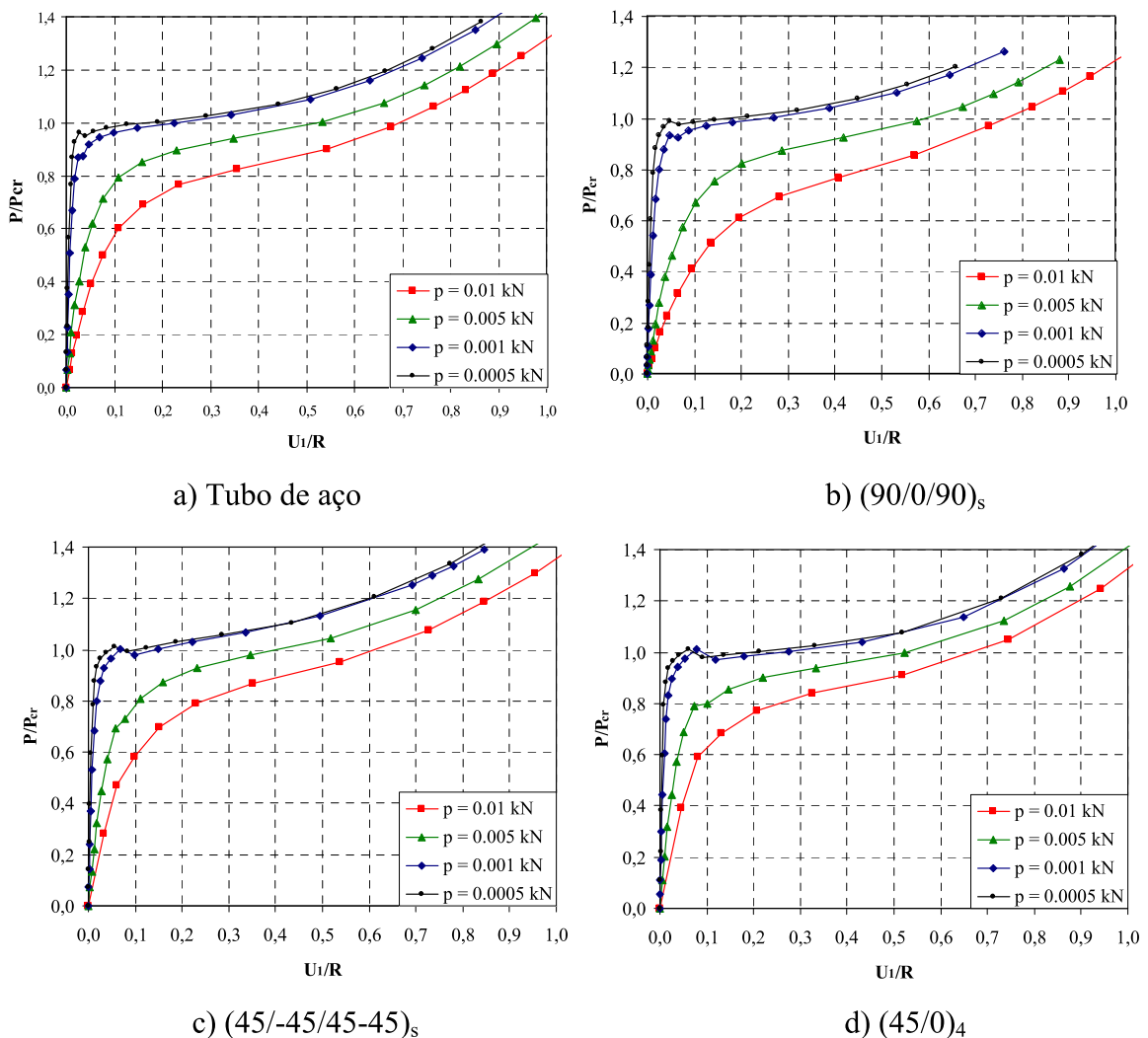


Figura 4.6 – Caminho de equilíbrio de tubos com imperfeição de carga.

Tubos quase perfeitos (i.e. tubos com imperfeições muito pequenas) apresentam uma pequena queda na curva carga-deslocamento depois do primeiro ponto limite, mas o

caminho é estável depois do segundo ponto limite. Um aumento adicional na imperfeição de carga elimina o ponto limite levando a um caminho de equilíbrio estável.

O efeito das imperfeições é incluído no projeto utilizando-se fatores de redução (*knock-down factors*). Geralmente, os mesmos fatores são usados independentes do esquema de laminação, mas a análise não-linear mostra que a queda na resistência à flambagem é grande para as laminações simétricas cross-ply. Portanto, estudos adicionais são necessários a fim de avaliar a possibilidade do uso de diferentes fatores de redução dependendo do esquema de laminação.

## 5. PROJETO DE RISERS COMPÓSITOS EM CATENÁRIA

O objetivo deste capítulo é apresentar e discutir o projeto de um riser composto. Inicialmente é proposta uma metodologia de projeto do riser e de pré-dimensionamento de uma junta de riser composto. Em seguida, o pré-dimensionamento de um riser composto em catenária é desenvolvido a partir da aplicação destas metodologias.

### 5.1. Metodologia de Projeto

Neste item é descrita a metodologia proposta para o projeto de risers de material composto. A Figura 5.1 descreve de maneira sucinta o fluxo de projeto de um riser composto. As etapas que aparecem neste fluxograma serão discutidas a seguir. É importante notar que a verificação da fadiga não foi tratada neste trabalho, portanto ela não aparece no fluxograma.

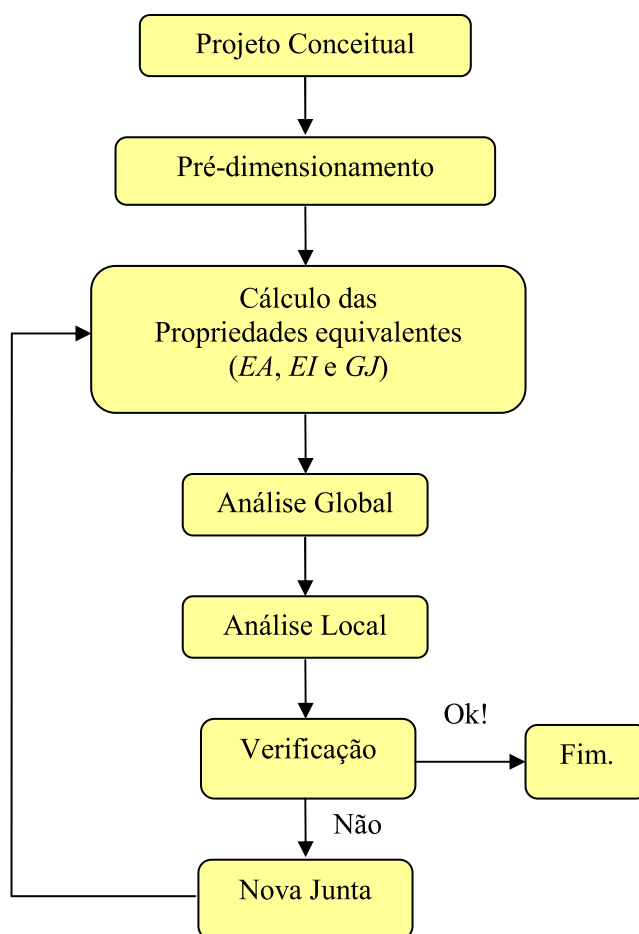


Figura 5.1 – Fluxo de projeto.

O processo é iniciado com o projeto conceitual da junta, que envolve a definição dos materiais utilizados em cada elemento da junta de compósito: o tubo compósito, os *liners* interno e externo e a camada de proteção mecânica. Definidos os materiais de cada elemento, parte-se para a definição da seqüência de camadas e o pré-dimensionamento da junta. A etapa de pré-dimensionamento da junta será descrita no próximo item.

Ao final do pré-dimensionamento, com a junta definida, são calculadas as propriedades seccionais equivalentes da junta ( $EA$ ,  $EI$  e  $GJ$ ) necessárias para a análise global do riser. Neste trabalho optou-se pela utilização do Método de Homogeneização baseado na Teoria Clássica de Laminação (TCL), discutida no Capítulo 2, devido a sua simplicidade.

A próxima etapa é a realização da análise global do riser para determinação dos deslocamentos e esforços resultantes, incluindo os efeitos dinâmicos e não-lineares. Contudo, é importante lembrar que no caso dos risers compósitos a análise global não é suficiente para determinar o estado de tensões e deformações em um determinado ponto do riser utilizado para verificação dos critérios de resistência.

Neste caso, após a análise global é necessário identificar as regiões mais críticas ao longo do riser e realizar uma análise local para determinação das tensões e deformações a partir dos esforços internos ou deslocamentos atuantes na junta. Em seguida é feita uma verificação da resistência da junta considerando o efeito dos esforços internos e utilizando um critério de resistência apropriado. Caso estas verificações sejam atendidas, o projeto da junta é considerado tecnicamente viável. Caso contrário, uma nova junta deve ser proposta e o processo recomeça a partir da determinação das propriedades equivalentes da nova junta.

## **5.2. Metodologia de Pré-Dimensionamento**

O projeto de uma junta exige a definição de um conjunto de especificações que descrevem os requisitos do riser. Estas especificações incluem parâmetros geométricos do riser, condições de instalação e operação, dados do flutuante, ações ambientais, entre outros.

No fluxograma mostrado na Figura 5.2, tem-se que o primeiro passo da etapa de pré-dimensionamento é a determinação das espessuras iniciais (*liner*, camada de proteção mecânica, revestimento térmico) a partir da pressão interna máxima definida nas especificações básicas do riser.

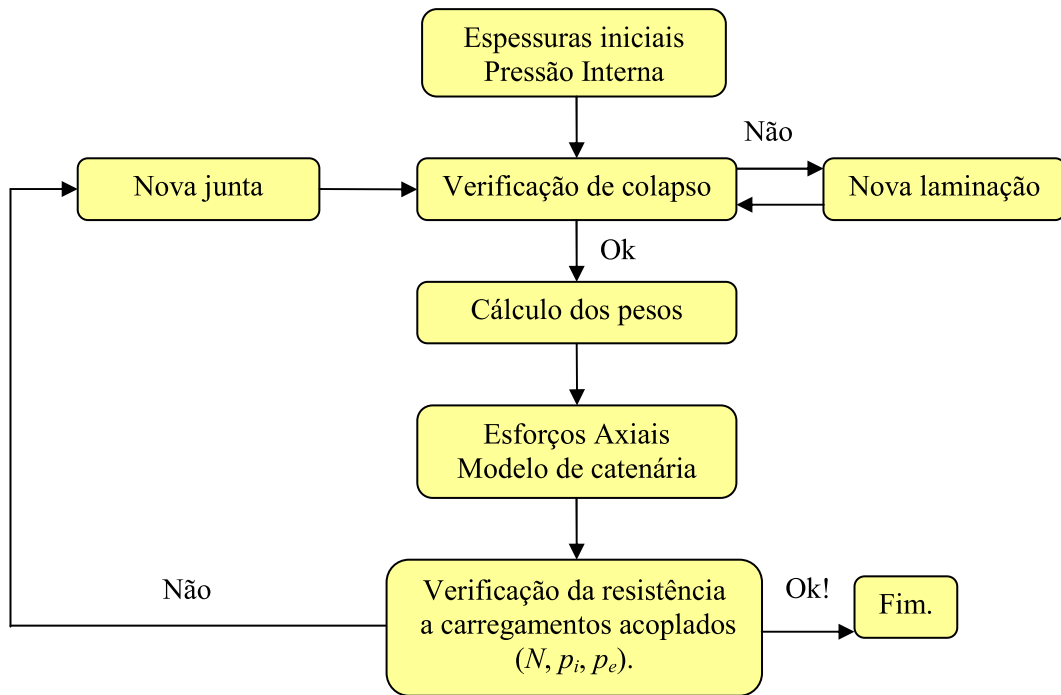


Figura 5.2 – Pré-dimensionamento de uma junta.

A partir daí, o esquema de laminação do tubo compósito deve ser determinado, definindo o tipo de laminação, o número de lâminas e a espessura e orientação de cada uma destas lâminas. Esta determinação depende das situações consideradas no projeto, tendo sido adotados três situações distintas neste trabalho: Instalação (riser vazio), Operação (riser com fluido interno) e Teste Hidrostático (riser com água).

A partir das especificações básicas são calculadas as pressões internas e externas para os cenários de projeto adotados. Sabendo que a pressão hidrostática varia linearmente com a profundidade, apenas as pressões no topo (superfície) e na base (fundo do mar) do riser precisam ser calculadas para cada um dos cenários.

Com base nos valores de pressões calculados, são determinados os valores dos diferenciais de pressão críticos que a junta deve ser capaz de suportar. No caso do diferencial de pressão externa (sobre-pressão externa), o valor de projeto a ser adotado deve ser obtido multiplicando o valor calculado pelo coeficiente de majoração das cargas funcionais ( $\gamma_F = 1,1$ ), segundo a Tabela 5-2 da norma DNV-RP-F201 (2001).

Na verificação da pressão externa é importante notar que, caso exista um *liner* interno de aço (caso adotado neste trabalho), o mesmo contribui para a resistência da junta. A tensão característica do aço pode ser calculada através da norma DNV-OS-F201 (DNV, 2001):

$$f_k = \min\left(f_y, \frac{f_u}{1,15}\right) \quad (84)$$

onde,  $f_y$  é a tensão de escoamento e  $f_u$  é tensão de última. A partir deste valor, calcula-se a tensão admissível de projeto do aço ( $f_d$ ).

No início do pré-dimensionamento, as tensões são calculadas utilizando expressões simplificadas. Caso a laminação proposta seja considerada satisfatória, é realizada uma análise mais realista pelo Método dos Elementos Finitos.

Com o objetivo de definir a quantidade e a espessura mínima das lâminas na direção circunferencial (*hoop*), utilizam-se os valores de pressões externas máximas calculadas para as situações citadas anteriormente. A tensão circunferencial ( $\sigma_\theta$ ) em tubos homogêneos de parede fina pode ser calculada através da conhecida expressão da Resistência dos Materiais:

$$\sigma_\theta = \frac{pD}{2t} \quad (85)$$

onde  $p$  é a pressão atuante,  $D$  é o diâmetro médio e  $t$  a espessura da parede do tubo. A partir da Eq. (85) pode-se estimar a espessura de parede necessária como:

$$t_{hoop} = \frac{pD}{2f_{dc}} \quad (86)$$

onde  $f_{dc}$  é a tensão admissível na direção circunferencial. Utilizando os valores das resistências mecânicas dos materiais adotados, calculam-se as tensões admissíveis (tração e compressão) das lâminas circunferenciais ( $f_{dc}$ ).

Caso este valor seja inferior tanto a  $f_d$  quanto a  $f_{dc}$ , a espessura de compósito adotada na direção circunferencial ( $90^\circ$ ) é suficiente para evitar a ruptura devido à pressão interna e ao esmagamento por pressão externa. Caso contrário, uma espessura maior de compósito deve ser arbitrada.

O próximo passo é estimar a espessura inicial na direção axial, de maneira a definir um esquema de laminação inicial. Considerando o riser como um cilindro homogêneo de parede fina, a tensão axial ( $\sigma_a$ ) pode ser calculada através da conhecida expressão da Resistência dos Materiais:

$$\sigma_a = \frac{pD}{4t} \Rightarrow \sigma_a = \frac{\sigma_\theta}{2} \quad (87)$$

Portanto, pode-se estimar a espessura inicial na direção axial a partir da expressão:

$$t_{axial} = \frac{t_{hoop}}{2} \quad (88)$$

A partir desta laminação inicial calcula-se a pressão de colapso. Contudo, a análise de colapso do riser compósito é mais complicada do que o riser de aço tradicional devido à presença do *liner* metálico. Caso o *liner* externo sofra algum dano, pode haver penetração da água do mar e acúmulo de pressão diretamente sobre o *liner* interno, acarretando a perda de aderência entre o *liner* e o compósito. Desta forma, o *liner* interno pode vir a flambar mesmo que o tubo compósito permaneça intacto, como mostra a Figura 3.3.

Em aplicações em águas profundas, normalmente a pressão hidrostática é superior à pressão de colapso do *liner*. Logo é necessário evitar a atuação da pressão externa diretamente sobre o *liner* interno. Isto pode ser obtido por meio da utilização de um revestimento (*liner*) externo adequado.

Na modelagem da interação entre o *liner* interno e o tubo compósito foram realizadas duas simulações. A primeira simulação considera a perfeita aderência entre o aço e o compósito, de maneira que eles trabalhem solidariamente. Na segunda simulação considerou-se um descolamento total entre o *liner* interno e o compósito como uma maneira simplificada e conservadora de considerar a perda de aderência entre o *liner* interno e o compósito.

Os fatores de segurança encontrados para estas pressões de colapso são comparados a valores mínimos admissíveis e irão definir se esta laminação continua a ser testada. Uma vez verificada a pressão de colapso, deve-se avaliar a capacidade da junta em resistir aos esforços axiais. Estes esforços são obtidos, de forma mais precisa, a partir de uma análise global do riser utilizando o Método dos Elementos Finitos considerando os efeitos dinâmicos e não-lineares e os carregamentos de onda, corrente e movimento do flutuante.

Vale destacar que os coeficientes propostos dependem do tipo de material e do tipo de análise realizada. Os valores do coeficiente de resistência ( $\gamma_R$ ) adotados neste trabalho são apresentados na

Tabela 5.1. Estes valores foram definidos tomando como base nos coeficientes recomendados pela DNV (2003a; 2003b), sendo adotados valores um pouco mais conservadores, mesmo para o caso de análise pelo MEF onde a DNV permite um valor mínimo de 2,29.

Tabela 5.1 – Coeficientes de resistência ( $\gamma_R$ ) dos materiais utilizados.

<b>Análise</b>	<b>Aço</b>	<b>Compósito</b>
Simplificada	1,50	3,0
MEF	1,25	2,5

Ainda com relação aos coeficientes, devido às várias incertezas próprias do problema e às várias simplificações realizadas em virtude do caráter preliminar da análise de colapso, adotou-se um Fator de Segurança (FS) mínimo igual a 3,0 para o colapso por flambagem, valor adotado nos testes de qualificação da junta quanto à resistência ao colapso (ABS, 2006).

Neste trabalho, os esforços axiais para efeito de pré-dimensionamento serão estimados a partir do modelo de catenária inextensível. Este tipo de análise permite considerar o peso próprio, fluido interno e empuxo, atuantes no riser, bem como o *offset* do flutuante. Por outro lado, não são considerados os efeitos dinâmicos e as tensões de flexão.

Portanto, devido à simplicidade das análises e às incertezas quanto ao comportamento da junta na análise dinâmica, além do desconhecimento dos esforços de flexão, é adotado um Fator de Amplificação Dinâmico (FAD) de 1,3 para estimar a força axial efetiva no cenário de Operação.

É importante notar que a determinação da quantidade de compósito necessária na direção axial ( $A_0$ ) depende das forças axiais desenvolvidas no riser, que dependem do peso molhado das juntas. Por outro, para o cálculo dos pesos da junta é necessário determinar a espessura das camadas. Portanto, a determinação das espessuras das lâminas axiais é um processo iterativo.

A fim de obter o peso total de uma junta, considerou-se que o comprimento das terminações equivale a 15% do comprimento total da junta de compósito. Então, os pesos por unidade de comprimento do riser em compósito e do riser de aço são determinados, onde o peso do riser cheio inclui o peso do fluido interno. Sendo consideradas as situações às quais o riser será exposto.

A configuração inicial do riser e o valor da tração efetiva ( $N_{ef}$ ) são estimados a partir dos pesos por metro, ângulo de topo e lâmina d'água utilizando o modelo de catenária inextensível. A partir do resultado desta análise verifica-se em qual situação a força normal efetiva máxima ocorre e qual o valor desta força.

De acordo com a Eq. (70), a tração real ( $N$ ) é obtida a partir da tração efetiva considerando o efeito da pressão interna e externa:

$$N = N_{ef} + p_i A_i - p_e A_e$$

Para fins de dimensionamento, a junta deve ser verificada para uma tração real de projeto ( $N_d$ ) dada por:

$$N_d = \gamma_F N = 1,1 \times N \quad (89)$$



onde o valor do coeficiente de majoração das cargas funcionais ( $\gamma_F$ ) é obtido da Tabela 5-2 da norma da DNV-OS-F201 (DNV, 2001).

Devido à compatibilidade das deformações, o aço e o compósito sofrem a mesma deformação axial ( $\varepsilon_z$ ). Portanto, pode-se escrever a equação de equilíbrio no regime elástico como:

$$N_d = \overline{EA} \varepsilon_z \quad (90)$$

onde  $\overline{EA}$  é a rigidez axial da junta e  $\varepsilon_z$  é a deformação axial. O valor da rigidez axial do conjunto aço/compósito pode ser obtido somando a rigidez axial do *liner* aço e a rigidez axial do tubo compósito obtida por homogeneização.

A partir desta equação pode-se então determinar a deformação axial

$$\varepsilon_z = \frac{N_d}{\overline{EA}} \quad (91)$$

e as tensões na junta. A tensão axial no aço ( $\sigma_s$ ) é dada por:

$$\sigma_s = E_s \varepsilon_z \quad (92)$$

No caso do compósito, as tensões variam de uma lâmina para outra. Para lâminas axiais ( $\theta = 0^\circ$ ) as deformações são  $\varepsilon_1 = \varepsilon_z$  e  $\varepsilon_2 = \varepsilon_4 = \varepsilon_5 = \varepsilon_6 = 0$ . Assim, utilizando a Eq. (5), as tensões são dadas por

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= Q_{11} \varepsilon_z \\ \sigma_2 &= Q_{12} \varepsilon_z \end{aligned} \quad (93)$$

Já para lâminas circunferenciais ( $\theta = 90^\circ$ ), temos  $\varepsilon_2 = \varepsilon_z$  e  $\varepsilon_1 = \varepsilon_4 = \varepsilon_5 = \varepsilon_6 = 0$  e as tensões iguais a

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= Q_{12} \varepsilon_z \\ \sigma_2 &= Q_{22} \varepsilon_z \end{aligned} \quad (94)$$

onde  $\sigma_1$  é a tensão na direção das fibras e  $\sigma_2$  a tensão na direção perpendicular às fibras. A partir destes valores, os Fatores de Segurança para o aço e o compósito são calculados dividindo a resistência do material pela tensão encontrada. Em seguida, verifica-se se estes estão acima dos valores especificados.

Caso os Fatores de Segurança estejam acima dos valores admissíveis, o próximo passo é uma verificação mais realista da resistência da junta através do Método dos Elementos Finitos, que corresponde no fluxograma da Figura 5.2 à etapa de “Verificação da resistência a carregamentos acoplados”. Portanto, no modelo de elementos finitos é considerada a atuação simultânea da força normal e das pressões internas e externas.

Com base nos resultados obtidos nas etapas anteriores, são selecionados os cenários críticos para a verificação de resistência da junta, sendo o riser analisado de acordo com os carregamentos correspondentes a cada cenário e as tensões no *liner* de aço e no compósito são calculadas.

No caso do *liner* de aço, considera-se na verificação da segurança a tensão de von Mises:

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\frac{1}{2}((\sigma_r - \sigma_\theta)^2 + (\sigma_r - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_\theta)^2) + 3(\tau_{rz}^2 + \tau_{r\theta}^2 + \tau_{\theta z}^2)} \quad (95)$$

Para o compósito, pode-se utilizar um dos critérios discutidos no item 2.5 do Capítulo 2, tendo o Critério da Máxima Tensão sido escolhido neste trabalho devido à sua simplicidade. Assim, a partir das tensões de von Mises e das tensões nos eixos de cada lâmina são calculados os Fatores de Segurança para o *liner* de aço e o compósito e comparam-se estes valores com os valores dos coeficientes de resistência dos materiais.

Caso esta condição seja atendida, a laminação é aceita, caso contrário, é necessário propor uma nova laminação aumentando a área de compósito na direção axial. O último passo da etapa de pré-dimensionamento, ainda na etapa de “verificação de resistência a carregamentos acoplados”, é a verificação da resistência à flambagem devido à compressão axial, que pode ocorrer quando o riser fica vazio (e.g. durante a instalação), e a verificação da interação entre os tipos de flambagem que podem ocorrer.

### 5.3. Exemplo de Aplicação

Neste item será realizado o pré-dimensionamento de uma junta de acordo com os procedimentos descritos nos itens 5.1 e 5.2. Abaixo são listados os parâmetros básicos do riser de material compósito a ser estudado neste trabalho:

- Diâmetro interno: 0,25 m.
- Comprimento da junta: 15,00 m.
- Lâmina d'água: 2500 m.
- Pressão interna máxima no topo: 25 MPa.
- Peso específico do fluido interno: 6 kN/m<sup>3</sup>.
- Configuração em catenária livre com ângulo de topo igual a 20°.
- Offset do flutuante igual a 7,5 % da lâmina d'água (187,5 m).
- Riser compósito, com juntas de aço na região próxima à superfície.

Estas especificações são suficientes para o projeto básico de uma junta de material compósito. A partir destes parâmetros básicos foram calculadas as pressões internas e externas para as seguintes situações: Instalação (vazio), Operação (fluido interno) e Teste Hidrostático (água). Os valores obtidos são apresentados na Tabela 5.2. Foi considerado que o riser será instalado vazio, por isso a pressão interna é nula nesta situação. No caso do Teste Hidrostático, a pressão interna foi considerada 1,25 vezes o valor da pressão interna de Operação (ABS, 2006).

Tabela 5.2 – Pressões internas e externas (MPa) ( $\rho_a = 1025 \text{ kg/m}^3$ ,  $g = 9.81 \text{ m/s}^2$ ).

Situação	Pressão Interna		Pressão Externa		Diferencial ( $\Delta p$ )	
	Topo	Base	Topo	Base	Topo	Base
Instalação	0,00	0,00	0,00	25,14	0,00	-25,14
Operação	25,00	40,00	0,00	25,14	25,00	14,86
Hidrostático	31,25	56,39	0,00	25,14	31,25	31,25

O diferencial de pressões ( $\Delta p$ ) foi definido de acordo com a expressão  $\Delta p = p_i - p_e$ . Logo, valores negativos indicam sobre-pressão externa. A partir dos valores apresentados na Tabela 5.2, determinou-se que a junta deve ser capaz de suportar:

- Um diferencial de pressão interna de 31,25 MPa no Teste Hidrostático.
- Um diferencial de pressão externa de  $1,1 \times 25,14 = 27,654$  MPa na Instalação.

Estes carregamentos serão utilizados para determinar a espessura das camadas circunferenciais (90°).

### 5.3.1. Projeto conceitual e escolha dos materiais

O projeto conceitual envolve a definição dos materiais utilizados em cada elemento da junta de compósito. Os materiais normalmente utilizados nos risers de material compósito são os compósitos reforçados por fibras, metais e elastômeros (ABS, 2006). O mais importante na escolha destes materiais é selecionar tipos capazes de se manter em serviço por longo tempo sob ações ambientais e mecânicas (OCHOA, 2006).

Os materiais utilizados neste trabalho em cada elemento da junta de compósito são:

- *Liner* interno de aço (API X65).
- Tubo compósito de fibras de carbono (AS4) e resina epóxi (3501-6).
- *Liner* externo elastomérico (HNBR).

- Revestimento térmico e camada de proteção mecânica (PP-sólido).

Neste trabalho foi adotada a espessura inicial do *liner* interno de aço de 5 mm. Este valor foi escolhido de maneira não aumentar muito o peso seco e evitar que a junta tenha peso aparente negativo quando o riser estiver vazio. Dependendo dos resultados da análise de resistência (ruptura) e estabilidade (colapso) este valor pode vir a ser alterado.

A escolha por *liner* interno de aço API X65 deve-se a sua boa soldabilidade e sua utilização em risers de aço. Além disso, para evitar os problemas de falha nas soldas, como ocorrido no riser de produção da plataforma TLP Magnólia, causadas em parte pelo uso de um *liner* muito fino, optou-se por utilizar um *liner* com espessura mínima de 5 mm. Outro aspecto relevante é que o uso de um *liner* metálico mais espesso facilita a fabricação e aumenta a resistência mecânica da junta. Por outro lado, o aumento da espessura do *liner* metálico aumenta o peso da junta.

As propriedades do aço API X65 utilizadas para a análise de tensões e verificação de resistência estão indicadas na Tabela 5.3, onde  $f_y$  é a tensão de escoamento e  $f_u$  a tensão de ruptura.

Tabela 5.3 – Propriedades mecânicas do aço API X65.

$E$ (GPa)	$\nu$	$f_y$ (MPa)	$f_u$ (MPa)
200	0,3	448,2	530,9

As fibras mais comuns usadas em risers são as de vidro e de carbono, sendo que em alguns projetos são usados os dois tipos de forma a obter compósitos híbridos (OCHOA, 2006). Neste projeto escolheu-se o material compósito carbono-epóxi AS4/3501-6 devido a sua alta resistência e rigidez, o que faz com que ele seja um dos mais utilizados na fabricação de componentes estruturais. As resistências mecânicas de longo prazo deste material foram obtidas do trabalho de SALAMA (1997) e são apresentadas na Tabela 5.4.

Tabela 5.4 – Resistências mecânicas a longo-prazo do carbono-epóxi (AS4).

$f_{lt}$ (MPa)	$f_{lc}$ (MPa)	$f_{2t}$ (MPa)	$f_{2c}$ (MPa)	$f_o$ (MPa)
1517	1034	34,48	151,7	68,95

Na Tabela 5.5 são apresentados os pesos específicos dos materiais utilizados neste trabalho. Estes valores serão utilizados para o cálculo dos pesos seco e molhado da junta, tanto para o riser vazio quanto cheio.

Tabela 5.5 – Pesos específicos dos materiais (kN/m<sup>3</sup>).

Material	Água do mar	Fluido interno	Aço	Carbono / epóxi	HNBR	Revestimento (PP-sólido)
Peso Específico	10,0553	6,0	77,0085	15,4998	9,4176	9,0

O *liner* externo é necessário para impedir a penetração da água do mar através dos poros e das micro-fissuras dos materiais compósitos, evitando que a pressão externa atue diretamente na parede do *liner* interno, o que certamente o levaria ao colapso. Neste trabalho optou-se pela utilização do HNBR como material do *liner* externo, devido a sua resistência ao desgaste e compatibilidade com a resina utilizada (SALAMA *et al.*, 2002).

Para proteger o *liner* externo de impactos mecânicos, principalmente durante o transporte e a instalação, utiliza-se uma camada de proteção mecânica e para o isolamento térmico da junta, utiliza-se uma camada de revestimento térmico.

A escolha do material a ser utilizado no sistema de isolamento térmico de dutos submarinos dependerá das necessidades requeridas pelo projeto, da temperatura máxima de utilização do material e do custo (ALVES, 2009). Os materiais utilizados no isolamento térmico de dutos submarinos são: Polipropileno sólido, Polipropileno espuma, Polipropileno sintático, Poliuretano sólido, Poliuretano espuma *pipe-in-pipe* e o Poliuretano sintático (ALVES, 2009).

Normalmente, o polipropileno sintático (PP-sintático) é utilizado no isolamento térmico de dutos por possuir uma baixa resistência térmica em relação aos demais isolantes, além da fácil aplicação e baixo custo em relação ao PP-sólido (ALVES, 2009). Já o PP – sólido, geralmente, é utilizado como camada de proteção mecânica devido a sua boa resistência a impactos. Contudo, embora a condutividade térmica do PP-sólido seja alta em relação aos demais isolantes, optou-se pela sua utilização, tanto para a camada de proteção quanto para o revestimento térmico, devido a sua boa resistência a impactos. Vale ressaltar que o PP-sólido é mais adequado a aplicações em águas profundas devido a sua maior resistência mecânica (SILVEIRA, 2005 *apud* ALVES, 2009).

Portanto, a parede do riser compósito será formada pelo *liner* interno de aço (API X65), o tubo compósito de fibras de carbono e resina epóxi (AS4/3501-6), o *liner* externo elastomérico (HNBR) e a camada de revestimento térmico e proteção mecânica (PP-Sólido). A determinação do esquema de laminação bem como da espessura do revestimento térmico será discutida no próximo item.

### 5.3.2. Tubo compósito

Na definição do esquema de laminação do compósito, optou-se pela laminação do tipo *cross-ply*, por ser mais simples e já ter sido utilizada com sucesso em outros projetos de risers compósitos (SMITH e LEVEQUE, 2005; KIM, 2007).

A partir da Tabela 5.1 e da Tabela 5.4, são calculadas as tensões admissíveis das lâminas, utilizando o coeficiente  $\gamma_R$  para análise simplificada:

- Tração na direção das fibras:  $f_{1td} = 1517/3 = 505,67$  MPa.
- Compressão na direção das fibras:  $f_{1cd} = 1034/3 = 344,67$  MPa.
- Tração perpendicular às fibras:  $f_{2td} = 34,48/3 = 11,49$  MPa.
- Compressão perpendicular as fibras:  $f_{2cd} = 151,7/3 = 50,67$  MPa.

Na verificação da pressão externa é importante lembrar que a existência do *liner* de aço contribui para a resistência. Então, a partir da Eq. (84), a tensão característica do aço pode ser calculada

$$f_k = \min\left(f_y, \frac{f_u}{1,15}\right) \Rightarrow f_k = 448,2 \text{ MPa} \quad (96)$$

Logo, a partir dos valores da Tabela 5.3 e da Eq. (96) se define a tensão admissível do aço como  $f_d = 448,2/1,5 = 298,8$  MPa.

No trecho próximo da plataforma, optou-se pela utilização de um segmento em riser de aço, a fim de evitar problemas na conexão e próximo a ela devido a incêndios e impactos mecânicos. A fim de estimar a espessura do revestimento térmico do riser compósito, foi arbitrado um riser de aço com espessuras dos materiais apresentadas na Tabela 5.6.

Tabela 5.6 – Espessura dos componentes do riser de aço.

Aço	Revestimento
22 mm	50 mm

Uma das vantagens do uso de compósito é o isolamento térmico proporcionado pela matriz polimérica. Assim, para estimar a espessura do revestimento térmico necessário para o riser compósito foi utilizado o conceito de resistência térmica equivalente discutido no item 2.6. Admitindo que o riser compósito deva ter a mesma resistência térmica do riser de aço, então, com base nas Eqs. (62) e (63) e nas propriedades térmicas dos materiais utilizados (ver Tabela 2.1 e Tabela 2.2), pode-se estimar a espessura do revestimento

térmico do riser compósito necessária para manter a mesma resistência térmica do riser de aço.

A resistência térmica equivalente ( $R_{eq}$ ) do riser é dada pela seguinte equação:

$$R_{eq} = R_{aço} + R_{rev} = R_{Li} + R_{comp} + R_{Le} + R'_{rev} \quad (97)$$

onde  $R_{aço}$ ,  $R_{rev}$ ,  $R_{Li}$ ,  $R_{comp}$ ,  $R_{Le}$  e  $R'_{rev}$  são as resistências térmicas do riser de aço, do revestimento térmico do riser de aço, do *liner* interno do riser compósito, do tubo compósito, do *liner* externo do riser compósito e do revestimento térmico do riser de compósito, respectivamente. Neste caso, o revestimento térmico também serve como proteção mecânica, devido à boa resistência a impacto que o PP-sólido apresenta.

A partir da Eq. (97), a resistência térmica do revestimento do riser compósito ( $R'_{rev}$ ) é calculada e determina-se a espessura necessária do revestimento térmico ( $t'_{rev}$ ) para que o riser compósito tenha a mesma resistência térmica do riser de aço.

A Tabela 5.7 mostra as situações nas quais o riser será exposto, juntamente com o ângulo de topo e o *offset* em função da lâmina d'água (LDA).

Tabela 5.7 – Ângulo de Topo e Offset.

Situação	Ângulo de topo	Offset	Configuração
Teste Hidrostático	20°	-	-
Instalação 1	10°	-	-
Instalação 2	20°	150 + 2,0% da LDA	NEAR
Operação	20°	7,5% da LDA	NEAR/FAR

## Laminação 1

Na definição da laminação, inicialmente, utiliza-se a Eq. (86) para o cálculo do valor da espessura necessária para resistir à pressão interna máxima (Teste Hidrostático) desprezando a contribuição do *liner* metálico:

$$t \geq \frac{31,25 \text{ MPa} \times 250,00 \text{ mm}}{2 \times 379,25 \text{ MPa}} = 7,72 \text{ mm}$$

Então, adotou-se para o compósito  $t = 9$  mm. Somando-se a espessura do *liner* interno de aço (5 mm), definida no projeto conceitual, e do tubo compósito (9 mm), tem-se uma espessura total (14 mm) que é utilizada para o cálculo da tensão circunferencial média ( $\sigma_\theta$ ) dada pela Eq. (85). Assim, a tensão circunferencial de compressão média é dada por:

$$\sigma_\theta = \frac{27,65 \text{ MPa} \times 276 \text{ mm}}{2 \times 14,0 \text{ mm}} = 274,54 \text{ MPa}$$

Como este valor é inferior tanto a  $f_d$  quanto a  $f_{dc}$ , espera-se que uma espessura de compósito de 9 mm na direção circunferencial (90°) seja suficiente para evitar a ruptura por pressão interna e o esmagamento por pressão externa.

Tabela 5.8 – Esquema de laminação – Laminação 1.

Camada	Laminação 1		
	Material	Espessura (mm)	Ângulo
1	Aço X65	5,00	0°
2	Carbono-Epóxi	1,75	90°
3	Carbono-Epóxi	0,75	0°
4	Carbono-Epóxi	1,25	90°
5	Carbono-Epóxi	0,75	0°
6	Carbono-Epóxi	1,00	90°
7	Carbono-Epóxi	1,00	0°
8	Carbono-Epóxi	1,00	90°
9	Carbono-Epóxi	1,00	0°
10	Carbono-Epóxi	1,00	90°
11	Carbono-Epóxi	0,75	0°
12	Carbono-Epóxi	1,25	90°
13	Carbono-Epóxi	0,75	0°
14	Carbono-Epóxi	1,75	90°

Então, definida a espessura na direção circunferencial, decidiu-se adotar uma espessura de 5 mm de compósito para a direção axial (0°), com base nas Eqs. (87) e (88),



resultando na laminação apresentada na Tabela 5.8. Caso, a pressão de colapso da laminação não seja aceita é necessário aumentar a espessura de compósito a fim de aumentar a pressão de colapso.

Antes de determinar a pressão de colapso da junta, determinou-se através das Eqs. (79) e (80) a pressão de colapso do *liner* interno de aço desprezando o confinamento fornecido pelo tubo compósito. O resultado é apresentado na Tabela 5.9. Como esperado, a pressão de colapso do *liner* é muito baixa, mostrando que ele não é capaz de resistir ao colapso. O Fator de Segurança (FS) foi calculado dividindo a pressão de colapso pela pressão externa de projeto (27,654 MPa). Este resultado mostra a importância do *liner* externo, que tem a função de impedir a atuação direta da pressão hidrostática sobre o *liner* interno o que o levaria fatalmente ao colapso.

Tabela 5.9 – Pressão de colapso para o liner de 5 mm de espessura.

Laminação	$p_{col}$ (MPa)	FS
Liner	2,49	0,09

A pressão de colapso da laminação proposta, considerando o efeito das imperfeições, foi calculada através das Eqs. (80) e (83) e os resultados são apresentados na Tabela 5.10. Foram realizadas duas simulações, a primeira considerando o *liner* de aço e a segunda sem considerar o *liner* de aço.

Tabela 5.10 – Pressão de colapso (MPa) e fator de segurança – Laminação 1.

$p_{col}$	FS	$p_{col}$ s/ liner	FS
75,00	2,71	22,04	0,80

Como pode ser notado, o fator de segurança ficou muito inferior ao Fator de Segurança ao colapso especificado (3,0). Desta forma, o processo foi interrompido e outra laminação foi proposta.

## Laminação 2

Outras laminações foram propostas aumentando somente a espessura do compósito na direção circunferencial, porém os Fatores de Segurança obtidos foram muito baixos. Assim, resolveu-se adotar a mesma espessura de compósito na direção axial (9 mm) e circunferencial, como ilustra a Tabela 5.11.

Tabela 5.11 – Esquema de laminação – Laminação 2.

Camada	Laminação 2		
	Material	Espessura (mm)	Ângulo
1	Aço X65	5,00	0°
2	Carbono-Epóxi	1,50	90°
3	Carbono-Epóxi	0,25	0°
4	Carbono-Epóxi	1,00	90°
5	Carbono-Epóxi	0,50	0°
6	Carbono-Epóxi	0,75	90°
7	Carbono-Epóxi	0,75	0°
8	Carbono-Epóxi	0,50	90°
9	Carbono-Epóxi	1,50	0°
10	Carbono-Epóxi	0,50	90°
11	Carbono-Epóxi	1,50	0°
12	Carbono-Epóxi	0,50	90°
13	Carbono-Epóxi	1,50	0°
14	Carbono-Epóxi	0,50	90°
15	Carbono-Epóxi	1,50	0°
16	Carbono-Epóxi	0,50	90°
17	Carbono-Epóxi	0,75	0°
18	Carbono-Epóxi	0,75	90°
19	Carbono-Epóxi	0,50	0°
20	Carbono-Epóxi	1,00	90°
21	Carbono-Epóxi	0,25	0°
22	Carbono-Epóxi	1,50	90°

Tabela 5.12 – Pressão de colapso (MPa) e fator de segurança – Laminação 2.

$p_{col}$	FS	$p_{col}$ s/ liner	FS
117,55	4,25	42,74	1,55

A pressão de colapso calculada para esta laminação e os resultados obtidos para o compósito com e sem liner são apresentados na Tabela 5.12. Novamente, o Fator de Segurança ao colapso da laminação proposta não atendeu ao Fator de Segurança mínimo estipulado (3,0).

### Laminação 3

Como o Fator de Segurança para as laminações propostas anteriormente estão muito abaixo do Fator de Segurança mínimo exigido, resolve-se aumentar a espessura de

compósito para 24 mm, sendo 12 mm na direção axial e 12 mm na direção circunferencial, como ilustra a Tabela 5.13.

Tabela 5.13 – Esquema de laminação – Laminação 3.

Camada	Laminação 3		
	Material	Espessura (mm)	Ângulo
1	Aço X65	5,00	0°
2	Carbono-Epóxi	1,75	90°
3	Carbono-Epóxi	0,25	0°
4	Carbono-Epóxi	1,75	90°
5	Carbono-Epóxi	0,50	0°
6	Carbono-Epóxi	0,50	90°
7	Carbono-Epóxi	0,75	0°
8	Carbono-Epóxi	0,50	90°
9	Carbono-Epóxi	1,00	0°
10	Carbono-Epóxi	0,50	90°
11	Carbono-Epóxi	1,25	0°
12	Carbono-Epóxi	0,50	90°
13	Carbono-Epóxi	1,50	0°
14	Carbono-Epóxi	0,50	90°
15	Carbono-Epóxi	1,50	0°
16	Carbono-Epóxi	0,50	90°
17	Carbono-Epóxi	1,50	0°
18	Carbono-Epóxi	0,50	90°
19	Carbono-Epóxi	1,25	0°
20	Carbono-Epóxi	0,50	90°
21	Carbono-Epóxi	1,00	0°
22	Carbono-Epóxi	0,50	90°
23	Carbono-Epóxi	0,75	0°
24	Carbono-Epóxi	0,50	90°
25	Carbono-Epóxi	0,50	0°
26	Carbono-Epóxi	1,75	90°
27	Carbono-Epóxi	0,25	0°
28	Carbono-Epóxi	1,75	90°
29	HNBR	2,00	-
30	PP-sólido	39,00	-

Neste caso, o cálculo da pressão de colapso da laminação proposta fornece os resultados apresentados na Tabela 5.14.

Tabela 5.14 – Pressão de colapso (MPa) e fator de segurança – Laminação 3.

$p_{col}$	FS	$p_{col}$ s/ liner	FS
220,58	7,98	95,25	3,44

Os resultados mostram que a laminação proposta é capaz de suportar as pressões externas mesmo sem a contribuição do *liner*, apresentando um Fator de Segurança superior ao especificado (FS = 3,0). Como era de se esperar, nota-se também que o Fator de Segurança considerando a contribuição do *liner* é muito superior a 3,0. Desta forma, considerou-se a laminação proposta viável.

A fim de estimar a espessura necessária de revestimento térmico de polipropileno (PP-sólido) utilizou-se a Eq. (97) e os valores de condutividade térmica apresentados nas Tabela 2.1 e Tabela 2.2.

É importante notar que, devido à alta resistência térmica oferecida pelo compósito em relação ao aço, obteve-se uma redução significativa de 11 mm na camada de revestimento em relação ao revestimento do riser de aço, mostrado na Tabela 5.6. Embora o valor da espessura do revestimento térmico seja uma estimativa, percebe-se o quão o compósito efetivamente contribui para o isolamento térmico da junta.

Desta forma, é importante notar que apenas as camadas 1 a 28 da laminação proposta (Tabela 5.13) têm função estrutural. As demais camadas não têm efeito estrutural, mas são consideradas no cálculo do peso e dos efeitos hidrodinâmicos.

Uma vez verificada a resistência ao colapso, agora se deve avaliar a capacidade da junta a resistir aos esforços axiais. Utilizando o peso específico dos materiais fornecidos na Tabela 5.5, calcula-se o peso por unidade de comprimento das juntas de aço e de compósito. Os pesos por unidade de comprimento do riser compósito e do riser de aço são mostrados na Tabela 5.15, onde o peso do riser cheio inclui o peso do fluido interno.

Tabela 5.15 – Pesos da junta para a Laminação 3 (kN/m).

Junta	Riser vazio (Instalação)		Riser cheio (Operação)		Teste Hidrostático	
	Peso seco	Peso molhado	Peso seco	Peso molhado	Peso seco	Peso molhado
Aço	1,95067	0,72192	2,24519	1,01644	2,44426	1,21550
Compósito s/ terminações	1,04575	-0,15544	1,34027	0,13908	1,53933	0,33814
Compósito c/ terminações	1,18149	-0,01970	1,47601	0,27482	1,67507	0,47388

A Tabela 5.15 mostra que o peso molhado da junta de material compósito com terminações para a Situação de Instalação (riser vazio) é negativo, o que faria o riser

flutuar. No caso de riser em catenária não é aceito que a junta tenha peso molhado negativo em nenhuma situação considerada. Portanto, o peso molhado da junta de riser em catenária deve ser sempre positivo para evitar a flutuação do riser.

É importante notar que existem outras configurações de risers, como *Pliant wave*, *Lazy wave* e *Steep wave*, onde um trecho do riser tem peso efetivo negativo, o que normalmente requer o uso de flutuadores. Neste caso, a utilização de uma junta leve de material compósito pode ser uma alternativa para estes tipos de configurações, permitindo a eliminação do uso de flutuadores.

#### Laminação 4

A opção encontrada para aumentar o peso da junta, evitando a flutuação do riser, foi aumentar a espessura do *liner* de aço, mantida a espessura total do compósito. Inicialmente, a espessura do *liner* foi aumentada para 5,5 mm, obtendo-se os pesos apresentados na Tabela 5.16.

Tabela 5.16 – Pesos da junta para a Laminação 4 (kN/m).

Junta	Riser vazio (Instalação)		Riser cheio (Operação)		Teste Hidrostático	
	Peso seco	Peso molhando	Peso seco	Peso molhando	Peso seco	Peso molhando
Aço	1,95067	0,72192	2,24519	1,01644	2,44426	1,21550
Compósito s/ terminações	1,07959	-0,12777	1,37411	0,16676	1,57317	0,36582
Compósito c/ terminações	1,21025	0,00289	1,50478	0,29742	1,70384	0,49648

É observado que o peso molhado da junta com terminações na Situação de Instalação (riser vazio) tornar-se positivo, porém, este valor é muito pequeno. Portanto, julgou-se esta laminação insatisfatória e decidiu-se aumentar mais um pouco a espessura do *liner*.

#### Laminação 5

Assim, a espessura do *liner* de aço foi aumentada para 6,0 mm e a espessura total do compósito foi mantida (24 mm), como mostra a Tabela 5.17. A espessura do revestimento térmico foi recalculada e o seu valor quase não se alterou devido à resistência térmica do aço ser muito baixa. Por isso seu valor permaneceu o mesmo da laminação anterior. A Tabela 5.18 apresenta as áreas de material da Laminação 5.

Tabela 5.17 – Esquema de laminação – Laminação 5.

Camada	Laminação 5		
	Material	Espessura (mm)	Ângulo
1	Aço X65	6,00	0°
2	Carbono-Epóxi	1,75	90°
3	Carbono-Epóxi	0,25	0°
4	Carbono-Epóxi	1,75	90°
5	Carbono-Epóxi	0,50	0°
6	Carbono-Epóxi	0,50	90°
7	Carbono-Epóxi	0,75	0°
8	Carbono-Epóxi	0,50	90°
9	Carbono-Epóxi	1,00	0°
10	Carbono-Epóxi	0,50	90°
11	Carbono-Epóxi	1,25	0°
12	Carbono-Epóxi	0,50	90°
13	Carbono-Epóxi	1,50	0°
14	Carbono-Epóxi	0,50	90°
15	Carbono-Epóxi	1,50	0°
16	Carbono-Epóxi	0,50	90°
17	Carbono-Epóxi	1,50	0°
18	Carbono-Epóxi	0,50	90°
19	Carbono-Epóxi	1,25	0°
20	Carbono-Epóxi	0,50	90°
21	Carbono-Epóxi	1,00	0°
22	Carbono-Epóxi	0,50	90°
23	Carbono-Epóxi	0,75	0°
24	Carbono-Epóxi	0,50	90°
25	Carbono-Epóxi	0,50	0°
26	Carbono-Epóxi	1,75	90°
27	Carbono-Epóxi	0,25	0°
28	Carbono-Epóxi	1,75	90°
29	HNBR	2,00	-
30	PP-sólido	39,00	-

Tabela 5.18 – Área de material da Laminação 5.

$A_{LINER}$	$A_0$	$A_{90}$
4825,0 mm <sup>2</sup>	10782,0 mm <sup>2</sup>	10782,0 mm <sup>2</sup>

A partir da mudança na espessura do *liner* de aço, as pressões de colapso e Fatores de Segurança para a nova laminação foram recalculadas e os valores obtidos são apresentados na Tabela 5.20. Em relação à Laminação 3, pode-se perceber que houve um ligeiro

aumento na pressão de colapso considerando o *liner*, assim como as áreas de material na direção axial ( $A_0$ ) e circunferencial ( $A_{90}$ ) (ver Tabela 5.18), e uma ligeira diminuição na pressão de colapso desconsiderando a presença do *liner*, devido ao aumento da espessura do *liner*. Assim como verificado anteriormente, a pressão de colapso do *liner*, sem considerar seu confinamento no interior do tubo compósito, é muito baixa, como mostra a Tabela 5.19.

Tabela 5.19 – Pressão de colapso para o *liner* de 6 mm de espessura.

Laminação	$p_{col}$ (MPa)	FS
Liner	4,24	0,15

Tabela 5.20 – Pressão de colapso (MPa) e fator de segurança – Laminação 5.

$p_{col}$	FS	$p_{col}$ s/ <i>liner</i>	FS
242,16	8,76	93,26	3,37

Com a alteração da espessura do *liner* de aço, obviamente, o peso da junta aumentou, como mostrado na Tabela 5.21.

Tabela 5.21 – Pesos da junta para a Laminação 5 (kN/m).

Junta	Riser vazio (Instalação)		Riser cheio (Operação)		Teste Hidrostático	
	Peso seco	Peso molhado	Peso seco	Peso molhado	Peso seco	Peso molhado
Aço	1,95067	0,72192	2,24519	1,01644	2,44426	1,21550
Compósito s/ terminações	1,11355	-0,09998	1,40808	0,19454	1,60714	0,39359
Compósito c/ terminações	1,23912	0,02558	1,53364	0,32010	1,73270	0,51917

O riser compósito, com um segmento em aço no trecho próximo à superfície e o outro segmento em compósito, foi modelado no ANFLEX. O comprimento do segmento em compósito no fundo do mar, da âncora até um trecho próximo a superfície (segmento 1) e o comprimento do segmento em aço na conexão com a plataforma (segmento 2) são apresentados na Tabela 5.22. O trecho do segundo segmento em aço corresponde a 3 juntas.

Tabela 5.22 – Composição do riser.

Segmento	Material	Comprimento (m)
1	Compósito	5000
2	Aço	45

A ligação do riser com a plataforma flutuante foi considerada rotulada e as configurações *near*, *mean* e *far* obtidas pelo modelo de catenária são mostradas na Figura 5.3.

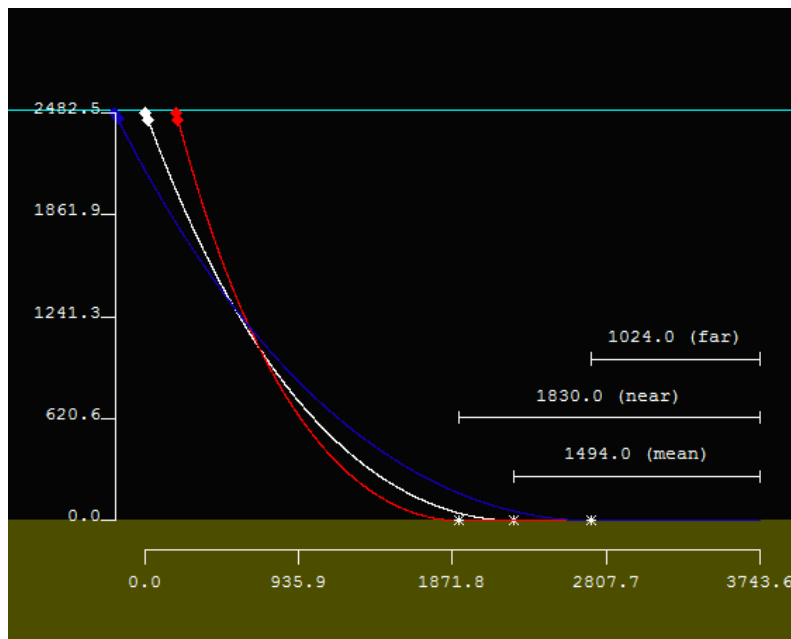


Figura 5.3 – Configuração do riser composto com *offset* de operação.

A Tabela 5.23 mostra a força axial efetiva na conexão e na âncora, calculada pelo modelo de catenária inextensível para os casos adotados.

Tabela 5.23 – Força axial efetiva (kN) – Laminação 5.

Situação	Conexão			Âncora		
	FAR	MEAN	NEAR	FAR	MEAN	NEAR
<b>Teste Hidrostático</b>	-	3833,158	-	-	1311,02	-
<b>Instalação 1</b>	-	113,2324	-	-	19,6626	-
<b>Instalação 2</b>	-	139,5841	122,918	-	47,7406	29,9412
<b>Operação</b>	2786,325	2343,841	2061,620	1244,92	801,641	518,901



A fim de considerar o efeito dinâmico e dos esforços de flexão aplicou-se um FAD de 1,3 na força axial efetiva na Situação de Operação, como discutido anteriormente. Os resultados obtidos são apresentados na Tabela 5.24.

Tabela 5.24 – Força axial efetiva (kN) com FAD – Laminação 5.

Situação	Conexão			Âncora		
	FAR	MEAN	NEAR	FAR	MEAN	NEAR
<b>Operação</b>	3622,223	3046,993	2680,079	1618,3963	1042,1329	674,5709

A partir destes resultados determinou-se a força axial real atuante na parede do riser utilizando a Eq. (70). Os resultados obtidos são apresentados na Tabela 5.25.

Tabela 5.25 – Força axial real (kN) – Laminação 5.

Situação	Conexão			Âncora		
	FAR	MEAN	NEAR	FAR	MEAN	NEAR
<b>Teste Hidrostático</b>	-	5367,133	-	-	741,719	-
<b>Instalação 1</b>	-	1340,412	-	-	-3317,570	-
<b>Instalação 2</b>	-	1366,764	1350,097	-	-3289,492	-3307,291
<b>Operação*</b>	4849,402	4274,173	3907,259	244,651	-331,612	-699,174

\*Considerando o FAD.

Para fins de projeto, a partir da Eq. (89) é calculada a tração real de projeto ( $N_d$ ):

$$N_d = \gamma_F N$$

onde, o valor de  $\gamma_F = 1,1$  é o coeficiente de majoração das cargas funcionais, segundo a Tabela 5-2 da norma DNV-RP-F201 (2001).

O valor da rigidez axial  $EA$  do conjunto aço/compósito é obtido somando-se a rigidez axial do *liner* de aço ( $EA_{liner}$ ) e do tubo compósito ( $EA_{comp}$ ), como mostra a Tabela 5.26. A rigidez axial do tubo compósito foi calculada pelo o Método da Homogeneização, uma vez que este método fornece bons resultados para laminações simétricas.

Tabela 5.26 – Rigidez axial ( $10^6$  kN) da Laminação 5.

Rigidez Axial do Liner de aço ( $EA_{liner}$ )	0,9651
Rigidez Axial do Compósito ( $EA_{comp}$ )	1,5911
Rigidez Axial do Conjunto ( $EA$ )	2,5562

Finalmente, utilizando as Eqs. (90) a (94), chega-se às deformações axiais e tensões no aço e no compósito. A força normal real máxima de projeto ( $N_d$ ) ocorre na conexão para a Situação de Teste Hidrostático, cujo valor é 5903,85 kN. A partir dos valores da força normal real de projeto e utilizando a Eq. (91) calcula-se a deformação axial

$$\varepsilon_z = \frac{5903,85 \text{ kN}}{2,5562 \times 10^6 \text{ kN/m}} = 2,3098 \times 10^{-3} \text{ m}$$

As tensões de tração no aço e no compósito, calculadas através das Eqs. (92) a (94), são mostradas na Tabela 5.27 junto com os seus respectivos Fatores de Segurança. O Fator de Segurança foi calculado dividindo a resistência do material (ver Tabela 5.3 e Tabela 5.4) pela tensão encontrada.

Tabela 5.27 – Tensões (MPa) e Fatores de Segurança – Teste Hidrostático – Laminação 5.

Aço		Camada 0°				Camada 90°			
$\sigma_s$	FS	$\sigma_1$	FS <sub>1t</sub>	$\sigma_2$	FS <sub>2t</sub>	$\sigma_1$	FS <sub>1t</sub>	$\sigma_2$	FS <sub>2t</sub>
461,92	0,979	320,38	4,735	6,273	5,497	6,273	241,837	20,909	1,649

Verifica-se que o Fator de Segurança do aço está abaixo do especificado (1,50). No caso do compósito, apesar dos Fatores de Segurança para as lâminas a 0° serem bastante altos, o Fator de Segurança do compósito a 90° está abaixo do valor adotado (3,0), indicando falha na matriz. Portanto, a laminação foi considerada insatisfatória e decidiu-se aumentar a espessura em ambas às direções, principalmente na direção axial.

É importante ressaltar que o valor da tensão no aço ( $\sigma_s$ ) pode ser menor, uma vez que este valor não está levando em consideração a tensão circunferencial, que de acordo com a Eq. (95) pode reduzir o valor da tensão de von Mises no aço. A tensão circunferencial não foi considerada devido à complexidade de se obter um valor aproximado desta tensão em tubos laminados.

## Laminação 6

A fim de reduzir as tensões no *liner* de aço, resolveu-se reforçar o tubo aumentando a área de compósito, principalmente na direção axial, resultando em uma laminação com 26 mm na direção axial e 14 mm de espessura na direção circunferencial (espessura total de compósito de 40 mm). O novo esquema de laminação e as áreas de material são apresentados na Tabela 5.28 e Tabela 5.29, respectivamente.

Tabela 5.28 – Esquema de laminação – Laminação 6.

Camada	Laminação		
	Material	Espessura (mm)	Ângulo
1	Aço X65	6,00	0°
2	Carbono-Epóxi	1,75	90°
3	Carbono-Epóxi	1,25	0°
4	Carbono-Epóxi	1,75	90°
5	Carbono-Epóxi	1,25	0°
6	Carbono-Epóxi	0,75	90°
7	Carbono-Epóxi	1,75	0°
8	Carbono-Epóxi	0,50	90°
9	Carbono-Epóxi	1,75	0°
10	Carbono-Epóxi	0,50	90°
11	Carbono-Epóxi	1,75	0°
12	Carbono-Epóxi	0,50	90°
13	Carbono-Epóxi	1,75	0°
14	Carbono-Epóxi	0,50	90°
15	Carbono-Epóxi	1,75	0°
16	Carbono-Epóxi	0,50	90°
17	Carbono-Epóxi	1,75	0°
18	Carbono-Epóxi	0,50	90°
19	Carbono-Epóxi	1,75	0°
20	Carbono-Epóxi	0,50	90°
21	Carbono-Epóxi	1,75	0°
22	Carbono-Epóxi	0,50	90°
23	Carbono-Epóxi	1,75	0°
24	Carbono-Epóxi	0,50	90°
25	Carbono-Epóxi	1,75	0°
26	Carbono-Epóxi	0,50	90°
27	Carbono-Epóxi	1,75	0°
28	Carbono-Epóxi	0,50	90°
29	Carbono-Epóxi	1,75	0°
30	Carbono-Epóxi	0,75	90°
31	Carbono-Epóxi	1,25	0°
32	Carbono-Epóxi	1,75	90°
33	Carbono-Epóxi	1,25	0°
34	Carbono-Epóxi	1,75	90°
35	HNBR	2,00	-
36	PP-sólido	36,00	-

Tabela 5.29 – Área de material da Laminação 6.

$A_{\text{LINER}}$	$A_0$	$A_{90}$
4825,0 mm <sup>2</sup>	24668,0 mm <sup>2</sup>	13283,0 mm <sup>2</sup>

A espessura do revestimento de polipropileno (PP-sólido) e as pressões de colapso foram recalculadas para a nova laminação e os resultados obtidos são apresentados na Tabela 5.28 e na Tabela 5.30, respectivamente. Observa-se que houve um aumento significativo da área de material na direção axial ( $A_0$ ) e nos Fatores de Segurança com e sem o *liner* em relação à Laminação 5.

Tabela 5.30 – Pressão de colapso (MPa) e fator de segurança – Laminação 6.

$P_{col}$	FS	$P_{col}$ s/ <i>liner</i>	FS
585,20	21,16	264,50	9,57

Como houve variação na espessura total do compósito foi necessário calcular novamente os pesos da junta. Observa-se que os pesos aumentaram significativamente em relação à Laminação 5. Os resultados obtidos se encontram na Tabela 5.31.

Tabela 5.31 – Pesos da junta para a Laminação 6 (kN/m).

Junta	Riser vazio (Instalação)		Riser cheio (Operação)		Teste Hidrostático	
	Peso seco	Peso Molhado	Peso seco	Peso Molhado	Peso seco	Peso Molhado
	Aço	1,950672	0,721917	2,245195	1,016440	2,444256
Compósito s/ terminações	1,369009	-0,010848	1,663533	0,283675	1,862593	0,482736
Compósito c/ terminações	1,456259	0,076401	1,750782	0,370924	1,949843	0,569985

Assim, devido às alterações observadas nos pesos da junta, foi necessário recalculas as forças axiais do riser usando o modelo de catenária inextensível. Os valores da força axial calculada na conexão e na âncora para os quatros casos (ver Tabela 5.7), são apresentados na Tabela 5.32. As forças axiais efetivas e reais são apresentadas na Tabela 5.32 e na Tabela 5.33, respectivamente.

Tabela 5.32 – Força axial efetiva (kN) – Laminação 6.

Situação	Conexão			Âncora		
	FAR	MEAN	NEAR	FAR	MEAN	NEAR
Teste Hidrostático	-	4021,616	-	-	1375,47	-
Instalação 1	-	263,3255	-	-	45,726	-
Instalação 2	-	328,5794	287,822	-	112,381	70,7088
Operação	3010,45	2532,32	2227,26	1344,92	866,105	560,613

Tabela 5.33 – Força axial real (kN) – Laminação 6.

Situação	Conexão			Âncora		
	FAR	MEAN	NEAR	FAR	MEAN	NEAR
<b>Teste Hidrostático</b>	-	5555,5909	-	-	348,7999	-
<b>Instalação 1</b>	-	1490,5052	-	-	-3748,8825	-
<b>Instalação 2</b>	-	1555,7591	1515,0013	-	-3682,2277	-3723,8997
<b>Operação*</b>	5140,765	4519,196	4122,619	-82,719	-705,185	-1102,325

\*Considerando o FAD.

A força normal real máxima de projeto ( $N_d$ ) ocorre na conexão para a Situação de Teste Hidrostático e na âncora para a Situação de Instalação 1, cujo valores são 6111,15 kN e -4123,77 kN, respectivamente.

A partir dos valores da força normal real de projeto e utilizando a Eq. (91) calculou-se o deformação axial para as Situações de Teste Hidrostático e Instalação 1:

$$\overline{EA} = 4,5020 \times 10^6 \text{ kN}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \bullet \text{ para o Teste Hidrostático : } \varepsilon_z = 1,3574 \times 10^{-3} \text{ m} \\ \bullet \text{ para a Instalação 1 : } \varepsilon_z = 0,9160 \times 10^{-3} \text{ m} \end{array} \right.$$

Em seguida, são calculadas as tensões e os Fatores de Segurança para o aço e o compósito. Os resultados obtidos são apresentados na Tabela 5.34. É importante ressaltar que as tensões para a Situação de Teste Hidrostático são tensões de tração, enquanto para a Situação de Instalação 1 são tensões compressivas.

Tabela 5.34 – Tensões (MPa) e Fatores de Segurança – Laminação 6.

Teste Hidrostático									
Aço		Camada 0°				Camada 90°			
$\sigma_s$	FS	$\sigma_1$	FS <sub>1t</sub>	$\sigma_2$	FS <sub>2t</sub>	$\sigma_1$	FS <sub>1t</sub>	$\sigma_2$	FS <sub>2t</sub>
271,49	1,651	188,30	8,056	3,687	9,352	3,687	411,477	12,289	2,806
Instalação 1									
Aço		Camada 0°				Camada 90°			
$\sigma_s$	FS	$\sigma_1$	FS <sub>1c</sub>	$\sigma_2$	FS <sub>2c</sub>	$\sigma_1$	FS <sub>1c</sub>	$\sigma_2$	FS <sub>2c</sub>
183,20	2,447	127,06	8,138	2,488	60,978	2,488	415,632	8,293	18,293

No Teste Hidrostático, verifica-se que o Fator de Segurança no aço está acima do valor adotado (1,50). Porém, observa-se que o Fator de Segurança na camada 90° está abaixo do valor adotado (3,0), indicando falha na matriz. Contudo, como o Fator de Segurança do compósito está acima do valor adotado para a análise por elementos finitos,

resolveu-se continuar o processo. No caso da Situação de Instalação 1 os Fatores de Segurança estão bem acima dos valores adotados.

É importante lembrar que as análises acima são simplificadas e não consideram a atuação simultânea entre a pressão hidrostática e a tração real. Assim, é necessário realizar uma análise mais realista através do Método dos Elementos Finitos.

A Tabela 5.33 mostra a força axial real para todos os casos. Embora a força efetiva na âncora apresente valores menores do que na conexão, como mostrado Tabela 5.32, observa-se que nos casos de Instalação 1 e 2 a força axial real máxima na âncora apresenta valores significativos. Portanto, os resultados críticos ocorreram na conexão, para o Teste Hidrostático, e na âncora, para a Instalação 1 (configuração *mean*) e Operação (configuração *far*). Com base nos itens anteriores foram selecionados três cenários críticos para verificação da resistência da junta:

- Cenário A: Junta no topo – Teste Hidrostático:
  - Pressão interna = 31,25 MPa.
  - Pressão externa = 0,0.
  - Força normal real de projeto =  $1,1 \times 5555,59 \text{ kN} = 6111,15 \text{ kN}$ .
- Cenário B: Junta no fundo – Instalação 1 (riser vazio) – configuração *MEAN*:
  - Pressão interna = 0,0.
  - Pressão externa =  $1,1 \times 25,14 \text{ MPa} = 27,654 \text{ MPa}$ .
  - Força normal real de projeto =  $-1,1 \times 3748,88 \text{ kN} = -4123,77 \text{ kN}$ .
- Cenário C: Junta no topo – Operação (riser cheio) – configuração *FAR*:
  - Pressão interna = 25,00 MPa.
  - Pressão externa = 0,0.
  - Força normal real de projeto com FAD =  $1,1 \times 5140,765 \text{ kN} = 5654,84 \text{ kN}$ .

A avaliação das tensões na junta de material compósito foi realizada no programa de elementos finitos FEMOOP (MARTHA e PARENTE, 2002) utilizando um modelo de elementos finitos axissimétrico (ROCHA *et al.*, 2009). Foram utilizados elementos finitos quadráticos de oito nós e integração reduzida com 0,25 mm de espessura, totalizando 184 elementos, como ilustra a Figura 5.4. As condições de contorno corresponderam a um Estado Plano Generalizado de Deformação (EPGD), portanto foram utilizadas restrições de forma a garantir que os deslocamentos dos nós de todos os elementos do topo da malha sejam iguais.

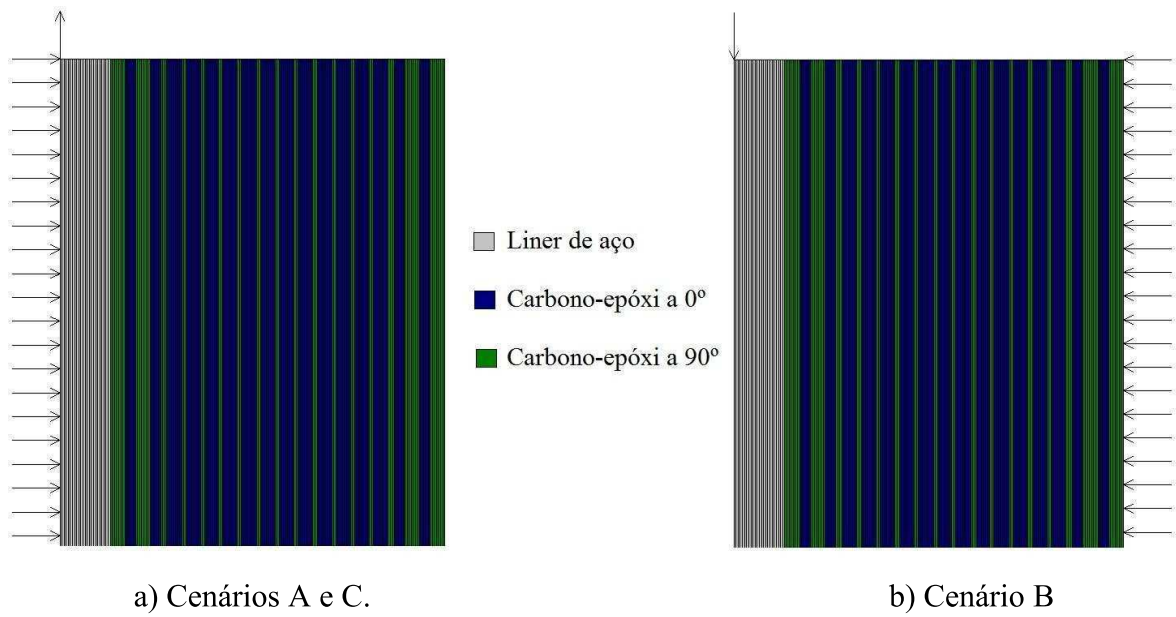


Figura 5.4 – Modelos de elementos finitos axissimétricos da junta.

O Critério da Máxima Tensão, discutido no Capítulo 2, foi utilizado para avaliar a falha do compósito. No caso do *liner* de aço, a verificação da resistência é realizada utilizando o critério de von Mises. Nas figuras a seguir, são apresentados os valores dos Fatores de Segurança da junta para os três cenários críticos selecionados.

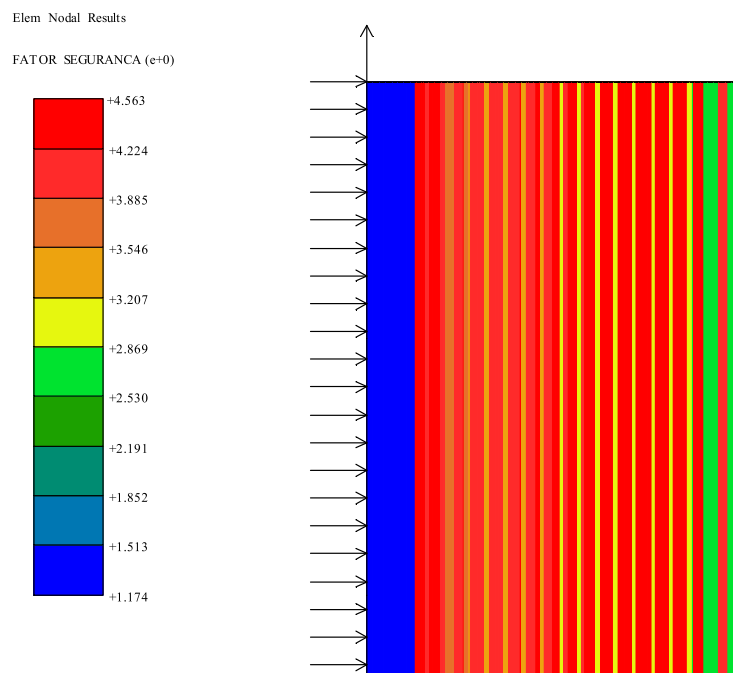


Figura 5.5 – Fator de Segurança (FS) – Cenário A – Laminação 6.

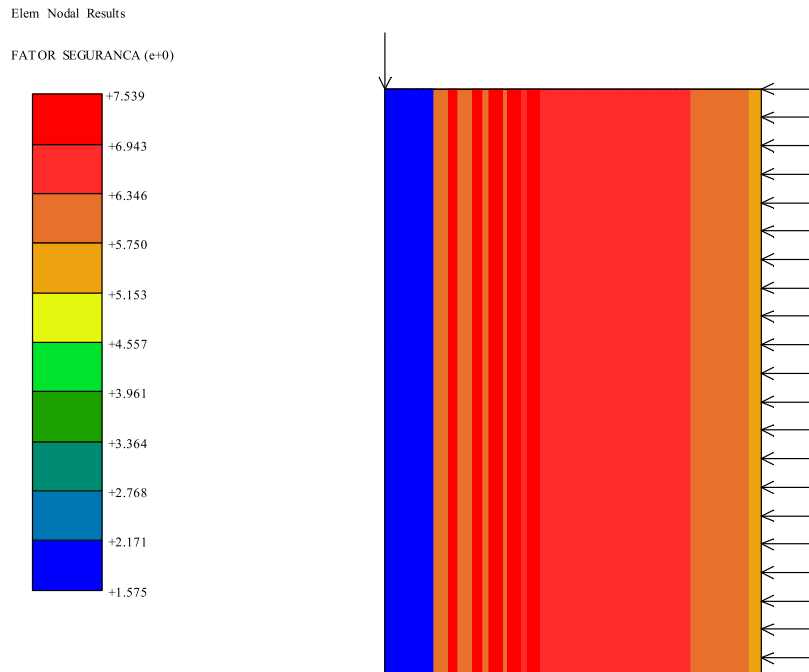


Figura 5.6 – Fator de Segurança (FS) – Cenário B – Laminação 6.

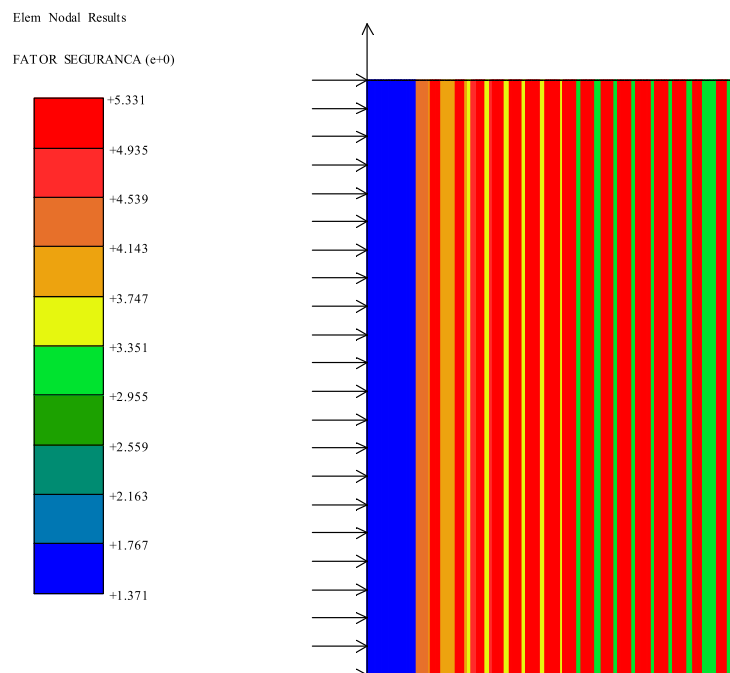


Figura 5.7 – Fator de Segurança (FS) – Cenário C – Laminação 6.

Tabela 5.35 – Fatores de Segurança da junta – Laminação 6.

Cenários	Aço		Compósito 90°	Compósito 0°
	$\sigma_{vm}$ (MPa)	FS	FS	FS
A	381,64	1,174	2,673	4,100
B	284,56	1,575	5,486	5,780
C	326,92	1,371	2,932	4,885



Como pode se observar na Tabela 5.35, o Fator de Segurança obtido para o Teste Hidrostático no *liner* de aço esta abaixo do valor adotado na Tabela 5.1, que é de 1,25. Por outro lado, os outros cenários apresentam Fatores de Segurança acima dos valores adotados. Contudo, o Teste Hidrostático (Cenário A) é uma situação controlada e ocorre apenas uma vez, após a instalação e antes da operação, podendo ser admitido um Fator de Segurança inferior aos adotados. Como os demais Fatores de Segurança estão acima dos valores especificados, a laminação foi considerada satisfatória.

Finalmente, é necessário verificar a flambagem da parede do riser devido à força de compressão no Cenário B. Para materiais isotrópicos, a tensão axial crítica para o caso de cascas laminadas simétricas, Eq. (73), se reduz à seguinte expressão:

$$\sigma_{crlocal} = \frac{E}{\sqrt{3(1-\nu^2)}} \frac{t}{R} \quad (98)$$

A tensão de compressão crítica na direção axial no *liner* de aço, desprezando o confinamento fornecido pelo tubo compósito, e aplicando um coeficiente de redução de 0,5 recomendado pela DNV-RP-F202 (DNV, 2003b) é igual a 2,905 GPa. Esta tensão corresponde a uma força de compressão crítica de 14017,17 kN, sendo este valor bem superior ao da força normal de projeto encontrada no Cenário B (junta no fundo - riser vazio – configuração *MEAN*), que é igual a  $N_d = -4123,77$  kN. Portanto, a flambagem axial não é relevante para este caso.

Como discutido no Capítulo 4, estas verificações não levam em consideração a interação entre os diversos tipos de flambagem que podem ocorrer, o que levaria a uma redução na resistência à flambagem. Assim, esta consideração pode ser feita de maneira simplificada, através da Eq. (68). Para o Cenário B, temos:

$$\frac{\sigma_d}{\hat{\sigma}_{cr}} + \frac{p_d}{\hat{p}_{cr}} \leq 1 \Rightarrow \frac{0,855 \text{ GPa}}{2,905 \text{ GPa}} + \frac{27,654 \text{ MPa}}{585,20 \text{ MPa}} = 0,341 < 1$$

É importante lembrar que os esforços de flexão e os efeitos dinâmicos foram considerados de forma simplificada através do Fator de Amplificação Dinâmico (FAD), que é um parâmetro difícil de prever. Portanto, a seguir será realizada a análise dinâmica do riser compósito em catenária considerando os efeitos de onda e corrente extremas na Situação de Operação, onde estes efeitos são mais importantes. Os esforços obtidos nesta análise serão utilizados para a verificação final da resistência da junta.

## 6. ANÁLISE DO RISER PARA CONDIÇÕES EXTREMAS

Neste capítulo será discutida a análise do riser para condições extremas e apresentados os resultados obtidos. Será utilizada a abordagem global-local discutida no item 3.4. Por conveniência, as características do riser, apresentadas no Capítulo 5, são resumidas abaixo:

- Lâmina d'água: 2500 m.
- Comprimento da junta: 15 m.
- Configuração em catenária livre com ângulo de topo igual a 20° na configuração *MEAN*.
- Offset do flutuante igual a 7,5 % da lâmina d'água (187,5 m).
- Riser compósito com juntas convencionais de aço na região próxima à superfície.

O riser em catenária livre tem um comprimento total desde a conexão até o ponto de truncamento de 5045,0 m. Por conveniência as propriedades básicas adotadas são mostradas na Tabela 6.1. Foi utilizada uma *flexjoint* no topo do riser, com o objetivo de absorver os esforços de flexão gerados na conexão entre o riser e a plataforma.

Tabela 6.1 – Propriedades básicas do CCR.

Diâmetro interno	0,250 m
Pressão interna máxima no topo	25,0 MPa
Peso específico do fluido interno	6,0 kN/m <sup>3</sup>

O riser será exposto à Situação de Operação descrita no item 5.3.2 (ver Tabela 5.7). Por conveniência, parte desta tabela é apresentada aqui. Os pesos específicos dos materiais utilizados para o cálculo dos pesos da junta de compósito são fornecidos na Tabela 5.5.

Tabela 6.2 – Ângulo de Topo e Offset.

Situação	Ângulo de topo	Offset	Configuração
Operação	20°	7,5% da LDA	NEAR/FAR

A parede do riser compósito é formada pelo *liner* interno de aço (API X65), o tubo compósito de fibras de carbono e resina epóxi (AS4/3501-6), o *liner* externo elastomérico (HNBR) e a camada de revestimento térmico e proteção mecânica (PP-Sólido). A determinação do esquema de laminação bem como da espessura do revestimento térmico foi discutida no Capítulo 5, sendo a Laminação 6 a escolhida (ver Tabela 5.28).

É importante notar que as camadas com função estrutural são as camadas 1 a 28, sendo as demais camadas utilizadas para proteção mecânica e revestimento térmico, bem como para impedir a penetração da água do mar. Apesar de não terem função estrutural, as camadas externas correspondem a uma espessura de 38 mm, que é considerada no cálculo dos pesos da junta. Os pesos por unidade de comprimento da junta de riser compósito (Laminação 6) definida no Capítulo 5, para a Situação de Operação são apresentados na Tabela 6.3.

Tabela 6.3 – Pesos das juntas de compósito (kN/m).

Junta	Riser cheio (Operação)	
	Peso seco	Peso Molhado
Compósito s/ terminações	1,663533	0,283675
Compósito c/ terminações	1,750782	0,370924

As propriedades equivalentes do riser compósito,  $EA$ ,  $EI$  e  $GJ$ , foram calculadas pelo Método da Homogeneização e os valores obtidos são apresentados na Tabela 6.4.

Tabela 6.4 – Propriedades equivalentes da junta do riser compósito.

Rigidez Axial ( $EA$ )	4,5020 ( $10^6$ kN)
Rigidez à Flexão ( $EI$ )	48,9404 ( $10^3$ kN.m <sup>2</sup> )
Rigidez à Torção ( $GJ$ )	12,3364 ( $10^3$ kN.m <sup>2</sup> )

No trecho próximo da plataforma optou-se pela utilização de um segmento em riser de aço (3 juntas), a fim de evitar problemas na conexão e próximo a ela devido a incêndios e impactos mecânicos. O riser é composto por um segmento em compósito no fundo do mar, da ancora até um trecho próximo a superfície (segmento 1) e outro segmento em aço na conexão com a plataforma (segmento 2), a composição é apresentada na Tabela 6.5.

Tabela 6.5 – Composição do CCR.

Segmento	Tipo	Comprimento (m)
1	Compósito	5000
2	Aço	45
3	<i>FlexJoint</i>	0

A fim de avaliar o comportamento do riser compósito sob condições de carregamento extremo, foi realizada uma análise global do riser para três cenários de carregamentos. O Cenário 1 consiste na consideração do efeito da onda e corrente, ambas

alinhadas com a direção do riser. O Cenário 2 corresponde ao efeito da onda e corrente alinhadas na direção perpendicular ao plano do riser. Por último, o Cenário 3 que considera o riser alinhado na direção contrária ao efeito da onda e corrente. Em todos os cenários foram consideradas duas combinações de cargas ambientais:

- Combinação A: Corrente Nordeste Centenária (NE100) e Onda Sudoeste Decenária (SW10);
- Combinação B: Corrente Nordeste Decenária (NE10) e Onda Sudoeste Centenária (SW100).

Os parâmetros característicos da onda por período de retorno (anos), relacionados com nível médio do mar são mostrados na Tabela 6.6, apresentando os parâmetros extremos da onda.

Tabela 6.6 – Parâmetros extremos da onda Sudoeste (SW).

Direção	Parâmetros	Período de retorno (anos)	
		10	100
SW	H <sub>s</sub> : Altura Significativa da Onda (m)	7,20	7,80
	T <sub>p</sub> : Período de Pico Associado a H <sub>s</sub> (s)	14,80	15,50
	T <sub>z</sub> : Período de Cruzamento Zero (s)	10,80	11,30
	H <sub>max</sub> : Altura Máxima da Onda (m)	13,30	14,50
	T <sub>hmax</sub> : Período Associado a H <sub>max</sub> (s)	14,40	15,00

O perfil vertical da corrente extrema com superfície na direção Nordeste utilizado nas análises foi arbitrado. Os valores deste perfil são apresentados na Tabela 6.7.

Tabela 6.7 – Perfil vertical da corrente extrema (m/s) com direção Nordeste na superfície.

	Período de retorno (anos)		Direção
	10	100	
<b>Superfície</b>	1,20	1,30	NE
<b>100m</b>	1,10	1,20	NE
<b>350m</b>	1,00	1,10	NE
<b>500m</b>	0,60	0,65	NE
<b>1000m</b>	0,60	0,65	NE
<b>1250m</b>	0,45	0,50	NE
<b>1500m</b>	0,30	0,35	NE
<b>2000m</b>	0,30	0,35	NE
<b>2500m</b>	0,30	0,35	NE

É importante ressaltar que os valores dos parâmetros extremos da onda e dos perfis de corrente utilizados neste trabalho são dados fictícios.

## **6.1. Análise Global**

Os cenários são descritos em termos do azimute do riser e das direções da onda e corrente na superfície. A seguir serão realizadas análises dinâmicas para condições de carregamento extremo considerando a Situação de Operação descrita na Tabela 6.2, sendo apresentados os resultados obtidos.

As análises dinâmicas não-lineares foram realizadas utilizando o programa ANFLEX (MOURELLE, 1993; AGUIAR e MOURELLE, 2007). Foram realizadas análises determinísticas utilizando a opção *Equivalent Harmonic - Heave* (SAGRILO *et al.* 2000) e os dados de onda da Tabela 6.6. Os parâmetros de análise foram os defaults do ANFLEX, exceto quando houve dificuldade de convergência da análise estática. Nestes casos, o número de incremento foi aumentado a fim de facilitar a convergência do algoritmo de análise não-linear.

É importante ressaltar que adotou-se neste trabalho a convenção da Resistência do Materiais. Portanto, valores positivos de FX indicam esforços de tração em todas as tabelas e gráficos a seguir.

### **6.1.1. Cenário 1**

Neste cenário o efeito da onda e da corrente atuam alinhado com a direção do riser, como mostrado na Figura 6.1. O objetivo deste cenário é estudar a força axial quando o riser estiver sendo comprimido, devido aos efeitos de onda e corrente.

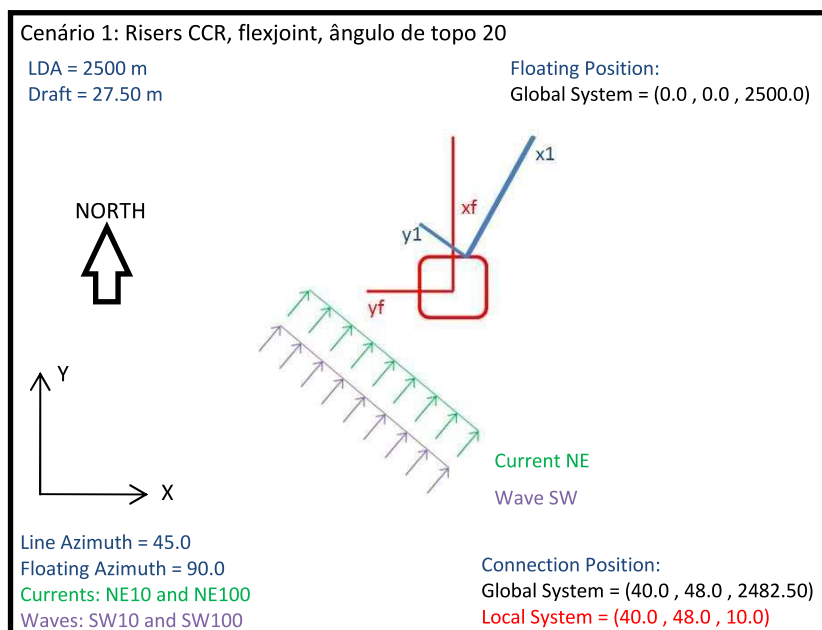


Figura 6.1 – Azimute, onda e corrente para o Cenário 1.

Na tabela a seguir são apresentados os valores máximos e mínimos das envoltórias para o Cenário 1/Combinação A e Cenário 1/Combinação B.

Tabela 6.8 – Cenário 1/Combinação A: Envoltórias (kN, m).

		Des X		Des Y		FX		RC	
		Posição	Valor	Posição	Valor	Posição	Valor	Posição	Valor
Far	Mínimo	5045,0	-135,265	5045,0	-135,230	1162,0	-157,705	5045,0	139,482
	Máximo	2426,0	21,216	2426,0	21,217	5045,0	4280,923	2,0	999,990
Mean	Mínimo	5045,0	-2,682	5045,0	-2,647	1622,0	-158,656	1638,0	176,142
	Máximo	4022,0	14,896	4032,0	14,874	5045,0	3499,443	2,0	999,990
Near	Mínimo	2378,0	-18,596	2378,0	-18,596	1948,0	-194,086	1962,0	136,222
	Máximo	5045,0	135,265	5045,0	135,230	5045,0	2956,850	2,0	999,990

Tabela 6.9 – Cenário 1/Combinação B: Envoltórias (kN, m).

		Des X		Des Y		FX		RC	
		Posição	Valor	Posição	Valor	Posição	Valor	Posição	Valor
Far	Mínimo	5045,0	-135,691	5045,0	-135,653	1152,0	-300,098	5045,0	136,486
	Máximo	2414,0	20,956	2414,0	20,958	5045,0	4408,415	2,0	999,990
Mean	Mínimo	5045,0	-3,108	5045,0	-3,071	1622,0	-270,124	1632,0	145,285
	Máximo	4038,0	13,355	4062,0	13,328	5045,0	3600,383	2,0	999,990
Near	Mínimo	2386,0	-18,619	2386,0	-18,619	1940,0	-274,771	1954,0	118,046
	Máximo	5045,0	135,691	5045,0	135,653	5045,0	3044,081	2,0	999,990

Os deslocamentos globais máximos X e Y, em ambas as combinações de carregamento, ocorreram na conexão (Configuração NEAR) e são aproximadamente iguais à projeção do offset estático na direção do riser ( $187,5 \cos(45^\circ) = 132,583 \text{ m}$ ).

Os valores da força axial (FX) máxima ocorrem para o Cenário 1/Combinação B, na conexão e para a configuração FAR. Observa-se ainda que, ocorre compressão na região do TDP, mas esta não foi suficiente para causar flambagem do riser.

O raio de curvatura (RC) mínimo ocorre na conexão para a configuração FAR, onde é utilizada uma junta de aço, e na região próxima ao TDP nas configurações MEAN e NEAR. Os valores do RC para as combinações de carregamento estão bem próximos na configuração FAR, porém nas configurações MEAN e NEAR os RC são maiores na Combinação A e ocorrem na região próxima do TDP.

Os resultados dos esforços máximos obtidos para juntas selecionadas ao longo do riser são apresentados nas Tabela 6.10 e Tabela 6.11.

Tabela 6.10 – Cenário1/Combinação A: Esforços máximos (kN,m).

<b>Condição</b>		<b>FAR</b>		<b>MEAN</b>		<b>NEAR</b>	
<b>Corrente NE100</b>							
<b>Onda SW10</b>		<b>Máximo</b>	<b>Mínimo</b>	<b>Máximo</b>	<b>Mínimo</b>	<b>Máximo</b>	<b>Mínimo</b>
<b>Conexão</b>	<b>FX</b>	4301,912	1372,754	3482,042	1298,853	2953,858	1251,675
	<b>FY</b>	1,434	-1,180	1,414	-3,707	1,369	-1,539
	<b>FZ</b>	-5,349	-65,855	6,067	-44,117	18,199	-20,058
	<b>MX</b>	0,007	-0,005	0,036	-0,029	0,014	-0,008
	<b>MY</b>	-31,864	-249,200	24,508	-170,852	110,769	-70,816
	<b>MZ</b>	4,417	-6,127	24,322	-7,850	9,186	-5,780
	<b>FR</b>	5514,865	2590,585	4694,995	2516,685	4166,363	2469,763
<b>Junta/Topo</b>	<b>FX</b>	4262,106	1336,380	3438,721	1261,674	2906,192	1215,844
	<b>FY</b>	0,095	-0,067	0,540	-0,228	0,094	-0,081
	<b>FZ</b>	0,518	-2,588	0,614	-2,589	0,389	-2,635
	<b>MX</b>	0,007	-0,004	0,036	-0,029	0,014	-0,008
	<b>MY</b>	23,978	-8,424	26,167	-8,871	27,939	-9,256
	<b>MZ</b>	1,171	-0,627	3,473	-0,746	1,338	-0,853
	<b>FR</b>	5418,398	2501,444	4592,800	2424,580	4058,102	2377,879
<b>TDP</b>	<b>FX</b>	2419,939	-173,459	1483,048	-171,145	908,070	-190,151
	<b>FY</b>	0,016	-0,009	0,010	-0,020	0,016	-0,012
	<b>FZ</b>	14,989	-15,179	15,044	-17,118	14,270	-13,199
	<b>MX</b>	0,017	-0,012	0,029	-0,026	0,018	-0,010
	<b>MY</b>	32,439	-234,272	16,587	-269,978	-15,976	-353,113
	<b>MZ</b>	0,030	-0,159	0,076	-0,518	0,127	-0,466
	<b>FR</b>	930,881	-1663,565	-4,702	-1659,352	-578,869	-1679,824

Tabela 6.11 – Cenário1/Combinação B: Esforços máximos (kN,m).

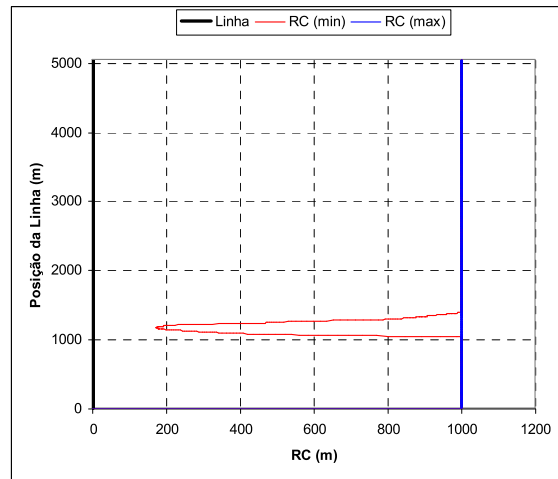
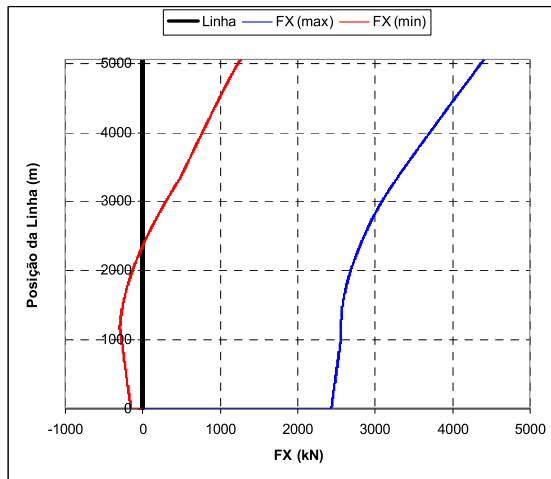
<b>Condição</b>		<b>FAR</b>		<b>MEAN</b>		<b>NEAR</b>	
<b>Corrente NE10</b>							
<b>Onda SW100</b>		<b>Máximo</b>	<b>Mínimo</b>	<b>Máximo</b>	<b>Mínimo</b>	<b>Máximo</b>	<b>Mínimo</b>
<b>Conexão</b>	<b>FX</b>	4418,302	1246,101	3599,503	1218,687	3030,029	1215,033
	<b>FY</b>	1,631	-1,334	3,215	-2,570	2,704	-1,894
	<b>FZ</b>	-3,712	-68,570	6,443	-46,324	20,197	-17,646
	<b>MX</b>	0,009	-0,005	0,021	-0,016	0,019	-0,008
	<b>MY</b>	-23,291	-256,178	28,201	-177,480	122,083	-61,493
	<b>MZ</b>	4,854	-7,009	16,038	-18,047	10,640	-11,760
	<b>FR</b>	5631,049	2464,132	4811,861	2436,719	4242,387	2433,401
<b>Junta/Topo</b>	<b>FX</b>	4378,774	1209,156	3554,977	1181,052	2982,767	1179,406
	<b>FY</b>	0,105	-0,070	0,399	-0,122	0,150	-0,101
	<b>FZ</b>	0,674	-2,839	0,514	-2,865	0,397	-2,854
	<b>MX</b>	0,009	-0,005	0,022	-0,016	0,019	-0,008
	<b>MY</b>	26,821	-10,004	28,744	-10,074	30,215	-9,707
	<b>MZ</b>	1,342	-0,602	2,316	-0,781	1,259	-0,879
	<b>FR</b>	5534,571	2374,424	4708,012	2344,177	4134,255	2341,838
<b>TDP</b>	<b>FX</b>	2572,727	-297,043	1584,658	-274,219	998,441	-262,068
	<b>FY</b>	0,007	-0,009	0,015	-0,009	0,020	-0,010
	<b>FZ</b>	22,430	-10,597	19,402	-18,566	14,767	-15,274
	<b>MX</b>	0,018	-0,012	0,025	-0,017	0,023	-0,012
	<b>MY</b>	30,791	-241,336	52,979	-337,268	-3,024	-397,986
	<b>MZ</b>	0,034	-0,176	0,076	-0,598	0,129	-0,529
	<b>FR</b>	1083,856	-1786,630	97,115	-1762,604	-485,776	-1752,214

Verifica-se que os valores dos momentos fletores (MY e MZ) e torsões (MX) na junta compósita são pequenos em relação aos esforços axiais.

A consideração do efeito da onda e corrente permite avaliar de maneira mais realista a tração nas juntas de material compósito. Assim, a maior tração efetiva ocorreu para o Cenário 1/ Combinação B (Corrente decenária e Onda centenária) sendo igual a 4378,774 kN. Em relação ao valor da força axial efetiva de 3010,45 kN, calculada na etapa de pré-dimensionamento (ver Tabela 5.32), houve um aumento de 41,58% para o Cenário 1/ Combinação A e de 45,45% para o Cenário 1/ Combinação B, indicando que o valor do FAD (1,30) utilizado na etapa de pré-dimensionamento para considerar os efeitos dinâmicos foi muito baixo.

Por serem julgadas mais importantes para este cenário, apenas as envoltórias da força axial efetiva (FX) e do raio de curvatura (RC) para o Cenário 1/Combinação B são apresentadas a seguir, visto que os valores das envoltórias para as duas combinações de carregamento são similares e a amplitude dos valores são maiores para a Combinação B.

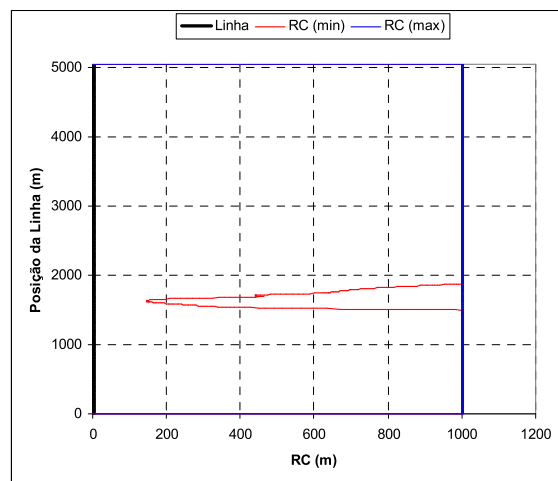
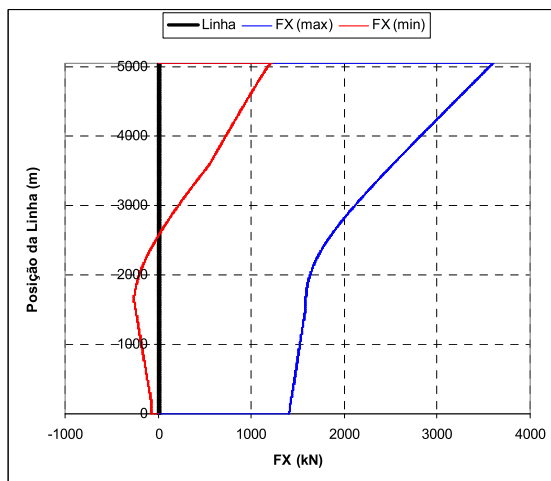




a) Força axial efetiva (FX).

b) Raio de curvatura (RC).

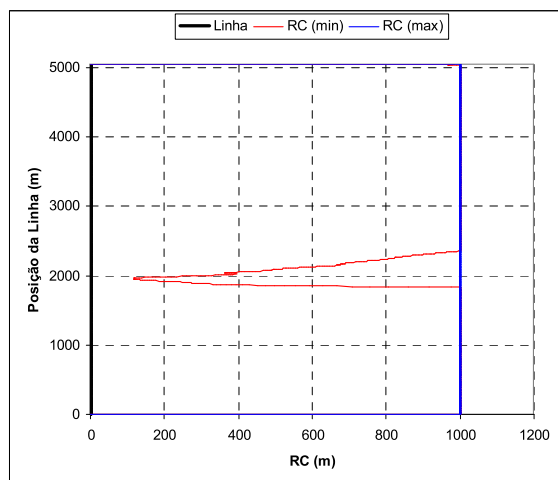
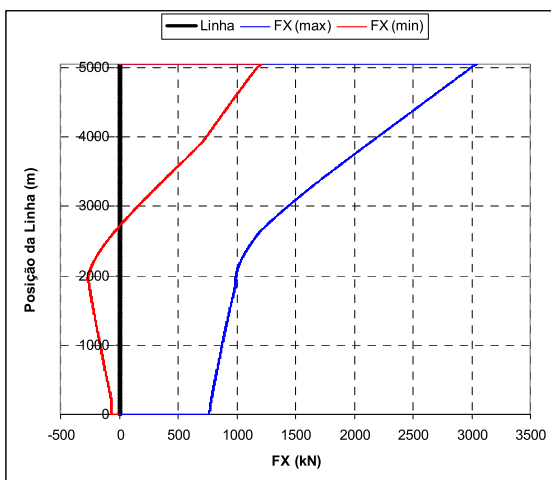
Figura 6.2 – Cenário 1: Envoltórias - Combinação B (FAR).



a) Força axial efetiva (FX).

b) Raio de curvatura (RC).

Figura 6.3 – Cenário 1: Envoltórias - Combinação B (MEAN).



a) Força axial efetiva (FX).

b) Raio de curvatura (RC).

Figura 6.4 – Cenário 1: Envoltórias - Combinação B (NEAR).

Estas envoltórias permitem visualizar claramente a região de compressão no trecho inicial do riser e as regiões de pequeno raio de curvatura no TDP e na conexão.

### 6.1.2. Cenário 2

Neste cenário o efeito da onda e da corrente atuam perpendicularmente ao riser, como mostrado na Figura 6.5. O objetivo deste cenário é estudar a magnitude das deflexões laterais sofridas pelo riser.

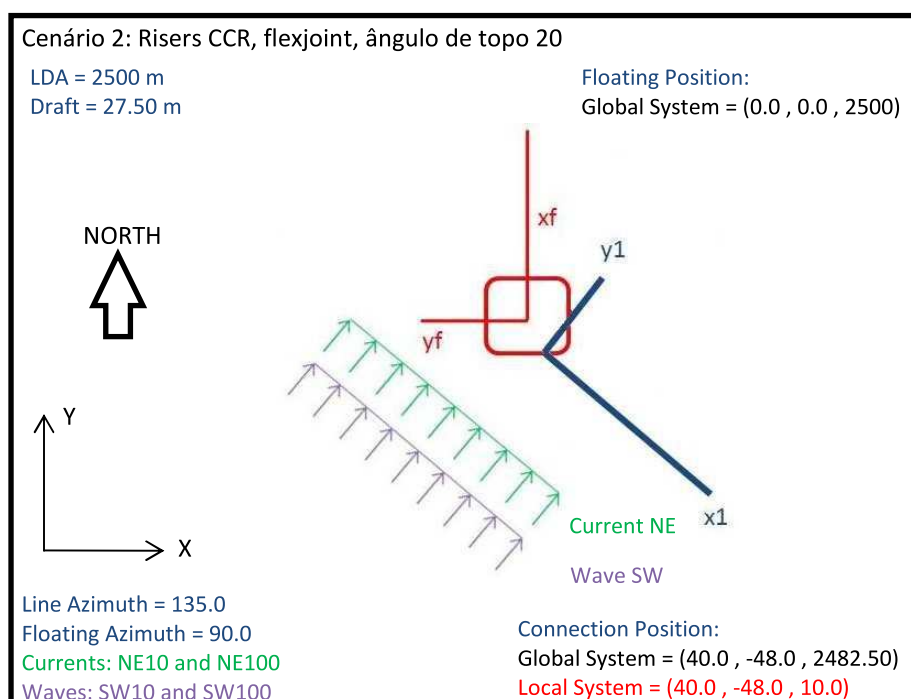


Figura 6.5 – Azimute, onda e corrente para o Cenário 2.

Na tabela a seguir são apresentados os valores máximos e mínimos das envoltórias para o Cenário 2/Combinação A e Cenário 2/Combinação B.

Tabela 6.12 – Cenário 2/Combinação A: Envoltórias (kN, m).

		Des X		Des Y		FX		RC	
		Posição	Valor	Posição	Valor	Posição	Valor	Posição	Valor
Far	Mínimo	5045,0	-135,254	2,0	0,000	1060,0	317,691	5045,0	193,271
	Máximo	2426,0	60,048	5045,0	135,230	5045,0	4215,255	2,0	999,990
Mean	Mínimo	5045,0	-2,671	5045,0	-2,647	1538,0	277,800	5045,0	202,402
	Máximo	3022,0	43,410	3082,0	42,819	5045,0	3363,514	2,0	999,990
Near	Mínimo	1220,0	-0,102	5045,0	-135,230	1858,0	150,630	5045,0	183,784
	Máximo	5045,0	135,254	2584,0	56,531	5045,0	2859,243	2,0	999,990

Tabela 6.13 – Cenário 2/Combinação B: Envoltórias (kN, m).

		Des X		Des Y		FX		RC	
		Posição	Valor	Posição	Valor	Posição	Valor	Posição	Valor
Far	Mínimo	5045,0	-135,679	2,0	0,000	1076,0	173,675	5045,0	195,003
	Máximo	2420,0	51,451	5045,0	135,653	5045,0	4331,500	2,0	999,990
Mean	Mínimo	5045,0	-3,096	5045,0	-3,071	1546,0	159,642	5045,0	200,677
	Máximo	3126,0	34,720	3172,0	35,451	5045,0	3429,989	2,0	999,990
Near	Mínimo	1270,0	-0,110	5045,0	-135,653	1866,0	65,028	5045,0	184,754
	Máximo	5045,0	135,679	2568,0	49,112	5045,0	2912,250	2,0	999,990

O deslocamento transversal máximo ao riser ocorre na configuração MEAN para o Cenário 2/Combinação A na posição 3052, cujos deslocamentos globais X e Y são iguais a 43,404 m e 42,812 m, respectivamente. Assim, o deslocamento transversal máximo do riser é igual a  $\sqrt{(43,404)^2 + (42,812)^2} = 60,966$  m. Os deslocamentos globais máximos X e Y, em ambas as combinações, ocorreram na conexão, sendo aproximadamente iguais à projeção do offset estático na direção do riser ( $187,5 \cos(45^\circ) = 132,583$  m).

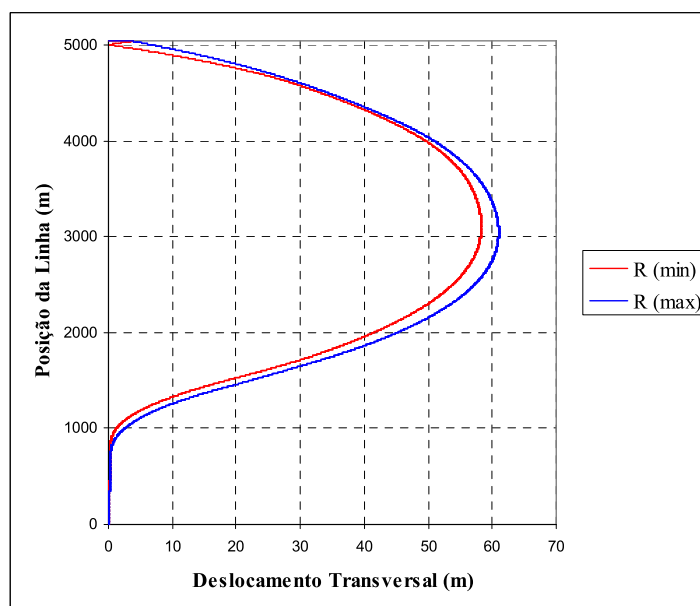


Figura 6.6 – Deslocamento Transversal ( $R = \sqrt{X^2 + Y^2}$ ) – Combinação A (MEAN).

Para o Cenário 2/Combinação A (Corrente centenária e Onda decenária) a amplitude dos deslocamentos é maior, mostrando a importância do efeito da corrente sobre estes deslocamentos.

Assim como no cenário anterior, a força axial (FX) máxima ocorreu na conexão para o Cenário 2/Combinação B. É importante observar que o riser está todo tracionado, não havendo compressão na região do TDP como foi observado no Cenário 1.

Os valores do raio de curvatura (RC) para ambas as combinações de carregamento são similares e ocorrem na conexão, sendo que a Combinação A leva a uma pequena redução do raio de curvatura mínimo.

Tabela 6.14 – Cenário 2/Combinação A: Esforços máximos (kN,m).

<b>Condição</b>		<b>FAR</b>		<b>MEAN</b>		<b>NEAR</b>	
<b>Corrente NE100</b>							
<b>Onda SW10</b>		<b>Máximo</b>	<b>Mínimo</b>	<b>Máximo</b>	<b>Mínimo</b>	<b>Máximo</b>	<b>Mínimo</b>
<b>Conexão</b>	<b>FX</b>	4208,310	1762,243	3352,056	1675,356	2859,243	1592,630
	<b>FY</b>	-3,830	-40,261	1,938	-44,419	-4,470	-40,674
	<b>FZ</b>	-11,606	-29,017	1,803	-0,300	22,201	11,069
	<b>MX</b>	0,012	-0,033	-0,014	-0,070	-0,062	-0,117
	<b>MY</b>	-69,308	-113,605	2,302	-6,479	91,479	52,914
	<b>MZ</b>	141,244	15,893	172,884	-15,026	168,063	18,543
	<b>FR</b>	5422,052	2978,829	4565,373	2892,489	4072,474	2809,858
<b>Junta/Topo</b>	<b>FX</b>	4164,680	1725,678	3304,776	1638,472	2810,264	1554,949
	<b>FY</b>	0,098	-2,088	0,129	-2,035	0,154	-1,977
	<b>FZ</b>	0,571	0,054	0,424	0,052	0,299	0,043
	<b>MX</b>	0,013	-0,031	-0,014	-0,071	-0,063	-0,121
	<b>MY</b>	-4,594	-7,060	-3,847	-6,176	-2,982	-5,301
	<b>MZ</b>	2,502	-15,670	3,654	-16,780	4,810	-18,247
	<b>FR</b>	5321,282	2887,765	4458,367	2799,499	3962,365	2714,831
<b>TDP</b>	<b>FX</b>	2371,330	317,518	1491,574	280,869	992,769	152,326
	<b>FY</b>	0,872	-0,266	0,782	-0,710	0,450	-0,573
	<b>FZ</b>	3,682	-6,868	2,729	-4,960	2,499	-1,632
	<b>MX</b>	0,035	-0,061	-0,001	-0,086	-0,049	-0,136
	<b>MY</b>	1,757	-104,498	-17,995	-103,783	-38,689	-142,395
	<b>MZ</b>	4,447	-13,935	4,197	-13,901	0,306	-14,800
	<b>FR</b>	882,010	-1173,404	3,317	-1210,495	-493,939	-1337,776

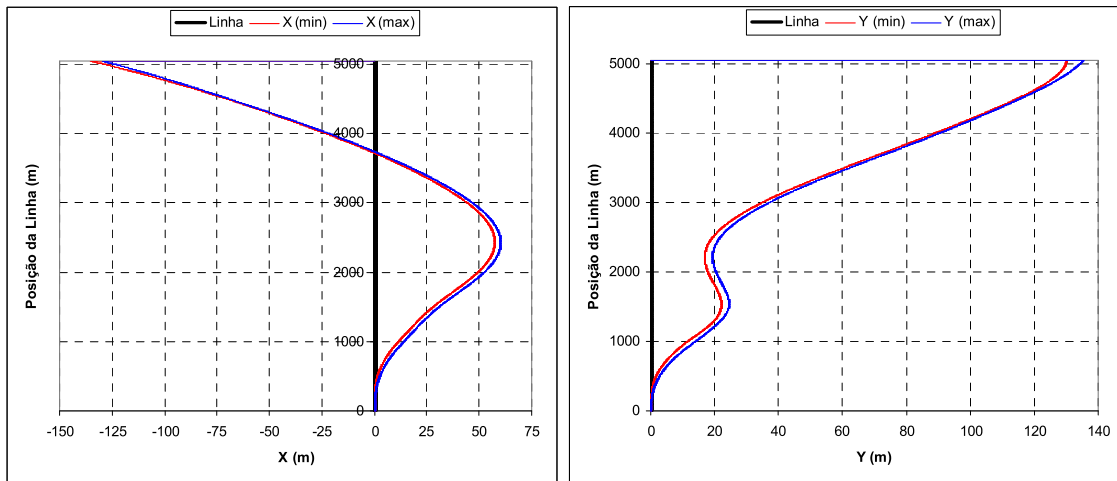
Tabela 6.15 – Cenário 2/Combinação B: Esforços máximos (kN,m).

<b>Condição</b>		<b>FAR</b>		<b>MEAN</b>		<b>NEAR</b>	
<b>Corrente NE10</b>							
<b>Onda SW100</b>		<b>Máximo</b>	<b>Mínimo</b>	<b>Máximo</b>	<b>Mínimo</b>	<b>Máximo</b>	<b>Mínimo</b>
<b>Conexão</b>	<b>FX</b>	4317,916	1647,908	3428,653	1588,466	2859,243	1592,630
	<b>FY</b>	-1,934	-40,177	4,619	-45,509	-4,470	-40,674
	<b>FZ</b>	-11,843	-29,409	2,163	-0,218	22,201	11,069
	<b>MX</b>	0,018	-0,033	-0,003	-0,066	-0,062	-0,117
	<b>MY</b>	-72,493	-114,237	3,304	-6,250	91,479	52,914
	<b>MZ</b>	138,655	6,231	174,311	-29,244	168,063	18,543
	<b>FR</b>	5531,738	2864,635	4641,810	2805,621	4072,474	2809,858
<b>Junta/Topo</b>	<b>FX</b>	4274,891	1611,497	3381,343	1551,217	2810,264	1554,949
	<b>FY</b>	0,116	-2,225	0,136	-2,159	0,154	-1,977
	<b>FZ</b>	0,618	0,031	0,460	0,039	0,299	0,043
	<b>MX</b>	0,018	-0,031	-0,003	-0,067	-0,063	-0,121
	<b>MY</b>	-4,590	-7,105	-3,809	-6,360	-2,982	-5,301
	<b>MZ</b>	2,919	-16,773	4,099	-17,818	4,810	-18,247
	<b>FR</b>	5431,494	2773,845	4534,546	2712,233	3962,365	2714,831
<b>TDP</b>	<b>FX</b>	2512,111	176,823	1597,967	160,967	992,949	152,654
	<b>FY</b>	0,958	-0,726	0,979	-0,552	0,431	-0,555
	<b>FZ</b>	6,196	-8,528	3,718	-3,334	2,727	-1,102
	<b>MX</b>	0,041	-0,060	0,008	-0,083	-0,049	-0,136
	<b>MY</b>	5,248	-129,580	-13,017	-138,743	-37,818	-145,337
	<b>MZ</b>	4,141	-17,331	4,025	-15,967	0,265	-15,053
	<b>FR</b>	1023,342	-1313,915	111,749	-1329,701	-493,395	-1337,076

Verifica-se que os valores dos momentos fletores (MY e MZ) e torsões (MX) na junta compósita são pequenos em relação aos esforços axiais.

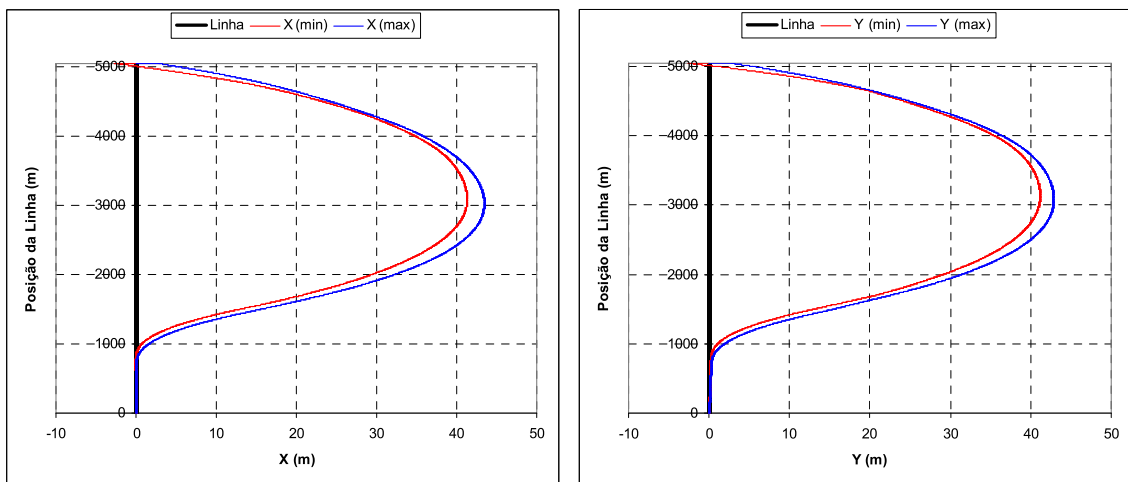
Assim como no cenário anterior, a maior tração efetiva ocorreu para a Combinação B e é igual a 4274.891 kN. Tendo um aumento de 38,34% para o Cenário 1/ Combinação A e de 42,00% para o Cenário 1/ Combinação B, em relação ao valor da força axial efetiva de 3010,45 kN calculada na etapa de pré-dimensionamento. Novamente, sendo maior que o FAD (1,30) utilizado para considerar os efeitos dinâmicos e dos esforços de flexão na etapa de pré-dimensionamento.

Como o objetivo deste cenário é avaliar o deslocamento transversal do riser, apenas as envoltórias dos deslocamentos globais X e Y são apresentadas a seguir, sendo ilustradas apenas as envoltórias para o Cenário2/Combinação A devido à amplitude dos deslocamentos máximos serem maiores.



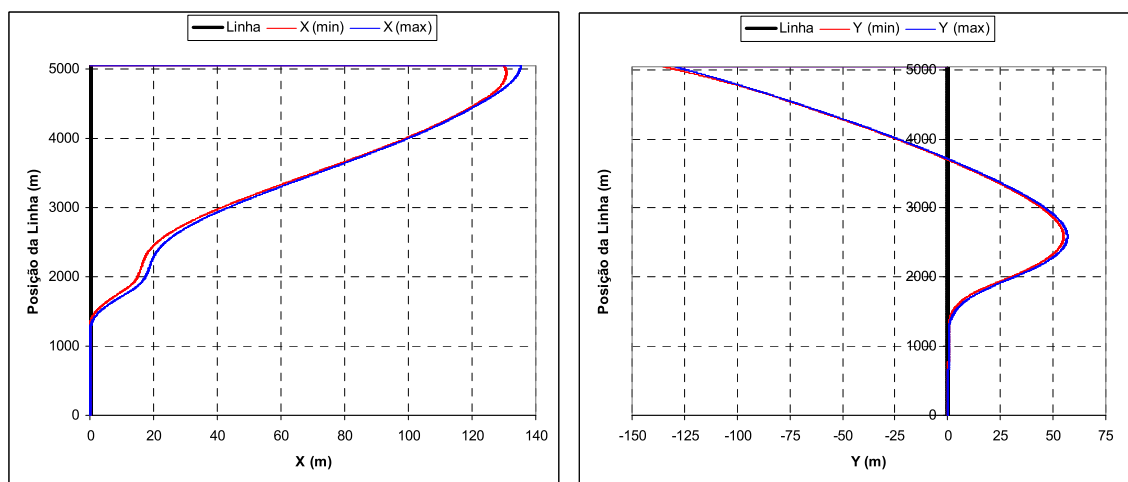
a) Deslocamento Global em X.      b) Deslocamento Global em Y.

Figura 6.7 – Cenário 2: Envoltórias - Combinação A (FAR).



a) Deslocamento Global em X.      b) Deslocamento Global em Y.

Figura 6.8 – Cenário 2: Envoltórias - Combinação A (MEAN).



a) Deslocamento Global em X.      b) Deslocamento Global em Y.

Figura 6.9 – Cenário 2: Envoltórias - Combinação A (NEAR).

### 6.1.3. Cenário 3

Neste cenário o riser está alinhado na direção contrária ao efeito da onda e da corrente, como mostrado na Figura 6.10. O objetivo deste cenário é estudar a força axial quando o riser estiver tracionado, devido aos efeitos da onda e da corrente.

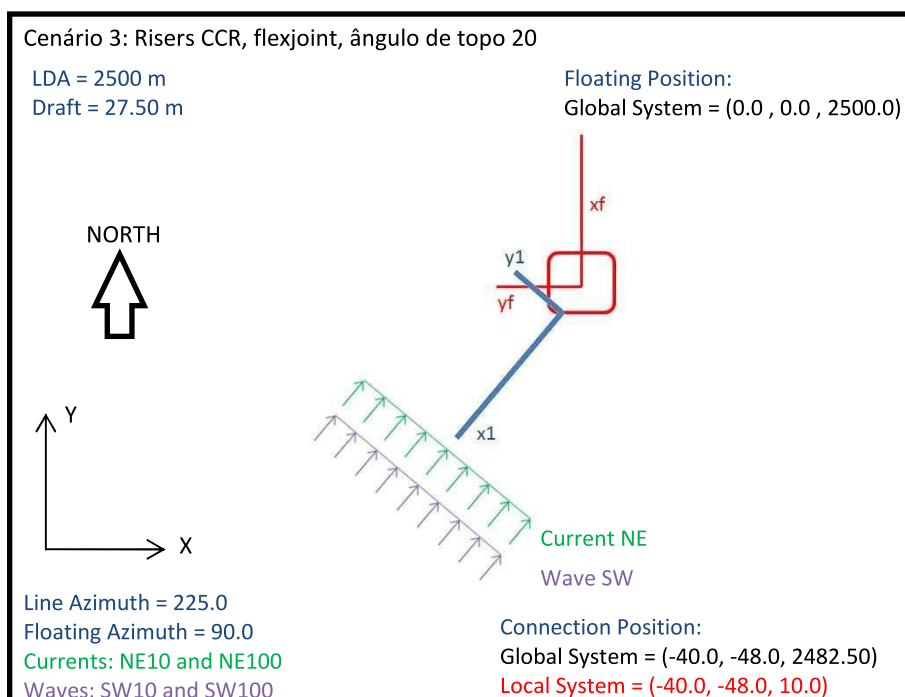


Figura 6.10 – Azimute, onda e corrente para o Cenário 3.

Na Tabela 6.16 são apresentados os valores máximos e mínimos das envoltórias para o Cenário 3/Combinação A, enquanto na Tabela 6.17 são mostrados os resultados da Combinação B.

Tabela 6.16 – Cenário 3/Combinação A: Envoltórias (kN, m).

		Des X		Des Y		FX		RC	
		Posição	Valor	Posição	Valor	Posição	Valor	Posição	Valor
Far	Mínimo	2280,0	-18,745	2280,0	-18,745	984,0	174,889	5045,0	284,554
	Máximo	5045,0	135,254	5045,0	135,237	5045,0	4610,830	2,0	999,990
Mean	Mínimo	5045,0	-2,671	5045,0	-2,654	1440,0	128,650	5045,0	209,110
	Máximo	4042,0	16,022	4032,0	15,982	5045,0	3783,444	2,0	999,990
Near	Mínimo	5045,0	-135,254	5045,0	-135,237	1746,0	118,433	5045,0	142,036
	Máximo	2550,0	18,619	2550,0	18,619	5045,0	3212,835	2,0	999,990

Tabela 6.17 – Cenário 3/Combinação B: Envoltórias (kN, m).

		Des X		Des Y		FX		RC	
		Posição	Valor	Posição	Valor	Posição	Valor	Posição	Valor
<b>Far</b>	<b>Mínimo</b>	2286,0	-18,864	2286,0	-18,864	990,0	69,434	5045,0	260,981
	<b>Máximo</b>	5045,0	135,679	5045,0	135,661	5045,0	4680,843	2,0	999,990
<b>Mean</b>	<b>Mínimo</b>	5045,0	-3,097	5045,0	-3,078	1452,0	59,743	5045,0	196,670
	<b>Máximo</b>	4066,0	14,455	4056,0	14,437	5045,0	3823,359	2,0	999,990
<b>Near</b>	<b>Mínimo</b>	5045,0	-135,679	5045,0	-135,661	1794,0	82,213	5045,0	137,084
	<b>Máximo</b>	2534,0	18,604	2534,0	18,603	5045,0	3218,859	2,0	999,990

Assim como no Cenário 1, os deslocamentos globais máximos X e Y ocorreram na conexão em ambas as combinações de carregamento, porém na configuração FAR, sendo aproximadamente iguais à projeção do offset estático na direção do riser ( $187,5 \cos(45^\circ) = 132,583 \text{ m}$ ).

Novamente os valores da força axial (FX) são maiores para a Combinação B e ocorrem na conexão para a configuração FAR. É importante observar que o riser está todo tracionado.

Os valores do raio de curvatura (RC) mínimo para este cenário são maiores do que os outros dois cenários e ocorrem na conexão. Observa-se que os valores de RC são maiores que na configuração FAR e menores na configuração NEAR, sendo que os valores para a configuração MEAN estão próximos.

As Tabela 6.18 e Tabela 6.19 apresentam os esforços máximos para as Combinações A e B, respectivamente. Verifica-se que os valores dos momentos fletores (MY e MZ) e torsões (MX) na junta compósita são pequenos em relação aos esforços axiais. Contudo, em relação à conexão, os valores dos momentos fletores na região próxima ao TDP estão próximos dos valores na conexão para configuração FAR. Observa-se ainda que os valores para as combinações de carregamento estão próximos, sendo maiores na Combinação B.



Tabela 6.18 – Cenário 3/Combinação A: Esforços máximos (kN,m).

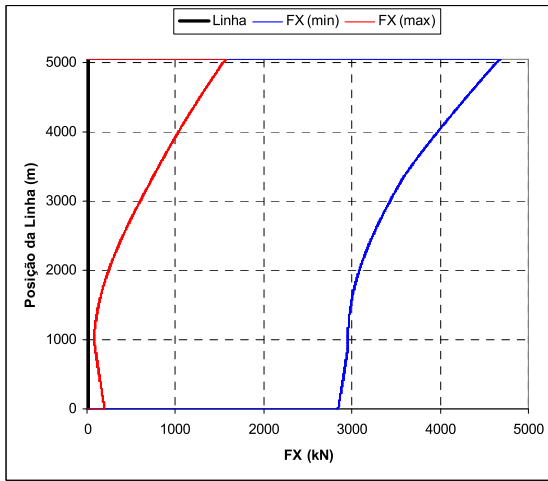
<b>Condição</b>		<b>FAR</b>		<b>MEAN</b>		<b>NEAR</b>	
<b>Corrente NE100</b>							
<b>Onda SW10</b>		<b>Máximo</b>	<b>Mínimo</b>	<b>Máximo</b>	<b>Mínimo</b>	<b>Máximo</b>	<b>Mínimo</b>
	<b>FX</b>	4608,876	1652,192	3767,911	1449,285	3177,708	1397,570
	<b>FY</b>	10,524	-13,579	2,576	-3,425	0,376	-0,352
	<b>FZ</b>	16,637	-23,145	47,240	-4,376	63,529	9,721
<b>Conexão</b>	<b>MX</b>	0,064	-0,037	0,016	-0,024	0,006	-0,008
	<b>MY</b>	37,859	-131,920	166,979	-34,341	245,631	40,436
	<b>MZ</b>	48,398	-37,099	17,331	-13,695	0,986	-1,331
	<b>FR</b>	5823,676	2867,198	4981,569	2665,522	4391,367	2614,810
	<b>FX</b>	4562,261	1615,544	3718,092	1411,969	3127,522	1360,748
	<b>FY</b>	0,044	-0,139	0,046	-0,081	0,048	-0,078
	<b>FZ</b>	2,950	-0,099	2,683	-0,107	2,450	-0,074
<b>Junta/Topo</b>	<b>MX</b>	0,058	-0,037	0,016	-0,024	0,006	-0,009
	<b>MY</b>	-1,100	-21,887	-0,083	-22,335	1,486	-23,126
	<b>MZ</b>	0,774	-0,903	1,369	-0,748	0,755	-0,835
	<b>FR</b>	5718,964	2774,015	4870,744	2570,698	4279,124	2520,090
	<b>FX</b>	2841,590	192,016	1963,648	133,794	1435,381	138,831
	<b>FY</b>	0,004	-0,008	0,007	-0,019	0,010	-0,014
	<b>FZ</b>	7,208	-9,932	7,577	-12,204	4,935	-9,146
<b>TDP</b>	<b>MX</b>	0,033	-0,040	0,024	-0,019	0,013	-0,013
	<b>MY</b>	9,881	-134,315	5,958	-121,217	3,421	-153,187
	<b>MZ</b>	0,071	-0,046	0,166	-0,043	0,233	-0,061
	<b>FR</b>	1353,141	-1299,797	473,931	-1357,564	-54,394	-1351,777

Tabela 6.19 – Cenário 3/Combinação B: Esforços máximos (kN,m).

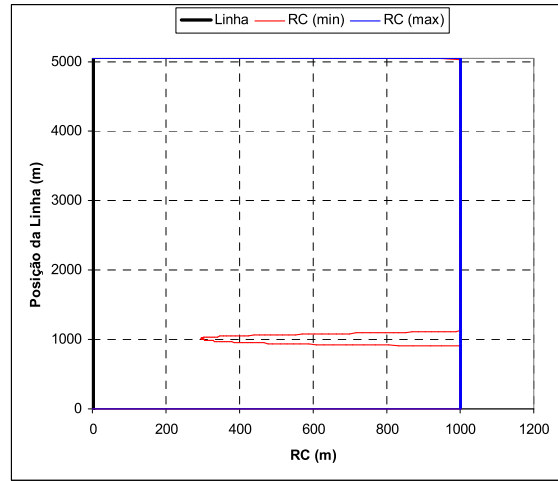
<b>Condição</b>		<b>FAR</b>		<b>MEAN</b>		<b>NEAR</b>	
<b>Corrente NE10</b>							
<b>Onda SW100</b>		<b>Máximo</b>	<b>Mínimo</b>	<b>Máximo</b>	<b>Mínimo</b>	<b>Máximo</b>	<b>Mínimo</b>
	<b>FX</b>	4662,435	1560,637	3812,288	1376,653	3215,733	1305,071
	<b>FY</b>	4,653	-12,480	2,799	-4,865	0,400	-0,316
	<b>FZ</b>	18,813	-25,553	50,557	-3,575	66,304	6,558
<b>Conexão</b>	<b>MX</b>	0,044	-0,133	0,031	-0,020	0,007	-0,009
	<b>MY</b>	45,565	-144,214	177,525	-26,622	254,456	24,493
	<b>MZ</b>	44,648	-21,971	23,344	-22,145	0,879	-1,538
	<b>FR</b>	5877,280	2775,593	5026,253	2592,941	4429,178	2522,380
	<b>FX</b>	4616,049	1524,620	3763,075	1339,868	3165,170	1268,249
	<b>FY</b>	0,234	-0,420	0,896	-0,140	0,050	-0,084
	<b>FZ</b>	3,176	-0,837	2,914	-0,726	2,675	-0,230
<b>Junta/Topo</b>	<b>MX</b>	0,044	-0,139	0,026	-0,021	0,007	-0,009
	<b>MY</b>	-0,734	-23,355	0,435	-23,506	2,234	-24,441
	<b>MZ</b>	1,366	-0,650	3,301	-2,217	0,849	-0,858
	<b>FR</b>	5773,710	2683,178	4916,316	2498,879	4316,350	2427,822
	<b>FX</b>	2948,277	70,831	2042,617	64,277	1487,346	78,688
	<b>FY</b>	0,015	-0,004	0,011	-0,004	0,011	-0,007
	<b>FZ</b>	10,890	-11,999	9,144	-12,856	6,823	-10,962
<b>TDP</b>	<b>MX</b>	0,037	-0,042	0,022	-0,032	0,013	-0,014
	<b>MY</b>	22,574	-142,344	20,073	-155,825	6,210	-167,305
	<b>MZ</b>	0,022	-0,153	0,134	-0,052	0,193	-0,087
	<b>FR</b>	1459,959	-1420,028	554,613	-1425,854	-0,420	-1412,710

Novamente, a maior tração efetiva ocorreu para a Combinação B sendo igual a 4616.049 kN, sendo este valor 53,33% maior do que o valor da força axial efetiva calculado na etapa de pré-dimensionamento (3010,45 kN).

A seguir, serão apresentadas as envoltórias da força axial efetiva (FX) e do raio de curvatura (RC) para a Combinação B.

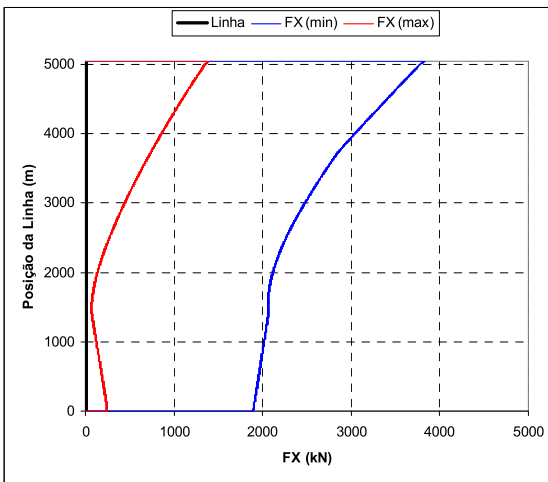


a) Força axial efetiva (FX).

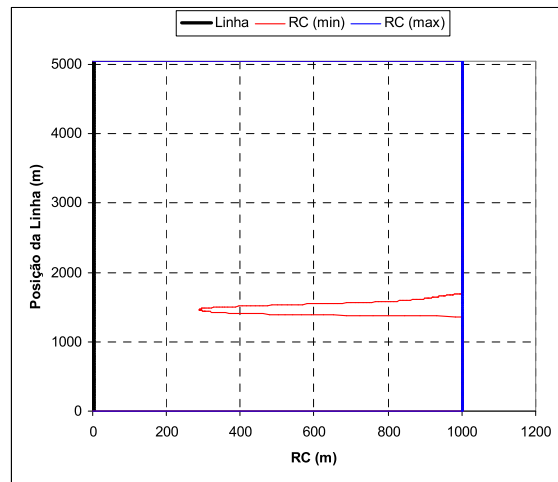


b) Raio de curvatura (RC).

Figura 6.11 – Cenário 3: Envoltórias - Combinação B (FAR).

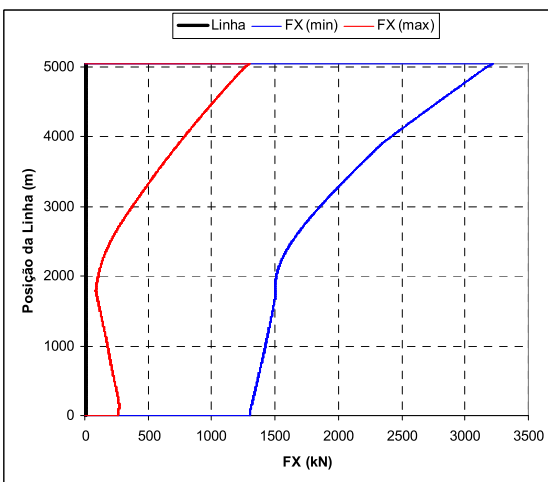


a) Força axial efetiva (FX).

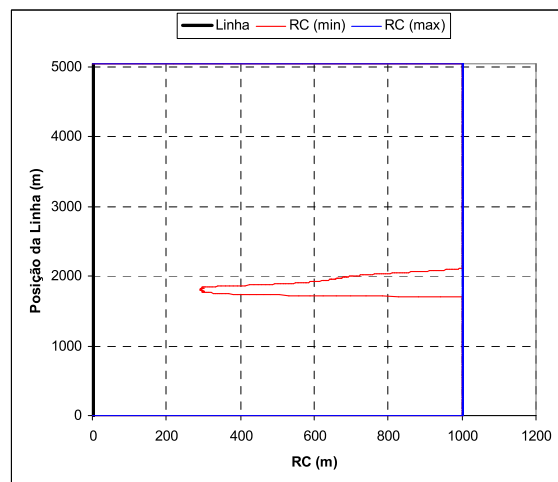


b) Raio de curvatura (RC).

Figura 6.12 – Cenário 3: Envoltórias - Combinação B (MEAN).



a) Força axial efetiva (FX).



b) Raio de curvatura (RC).

Figura 6.13 – Cenário 3: Envoltórias - Combinação B (NEAR).

## 6.2. Análise Local

A partir dos resultados da análise global foram selecionadas para a análise local as juntas críticas e os casos de carga associados. Assim, foram escolhidas três juntas críticas para a análise local, a junta no topo no Cenário 3/Combinação B para avaliar a força axial no topo (Junta Topo), e duas juntas na região próxima do TDP no Cenário 1/Combinação B, uma para avaliar a força compressiva (Junta TDP2) e a outra os momentos fletores (Junta TDP1) no TDP, cujos esforços estão marcados nas

Tabela 6.11 e Tabela 6.19:

- Junta Topo: Configuração FAR - Cenário 3/Combinação B:
  - Pressão interna = 25,358 MPa.
  - Pressão externa = 0,600 MPa.
  - Força normal real = 5805,809 kN.
  - MY = -23,355 kN.m.
  - MZ = -0,650 kN.m.
  - MR = 23,364 kN.m.
- Junta TDP1: Configuração NEAR - Cenário 1/Combinação B:
  - Pressão interna = 40,000 MPa.
  - Pressão externa = 25,138 MPa.
  - Força normal real = -497,261 kN.
  - MY = -397,986 kN.m.
  - MZ = -0,529 kN.m.
  - MR = 397,986 kN.m.
- Junta TDP2: Configuração FAR - Cenário 1/Combinação B:
  - Pressão interna = 40,000 MPa.
  - Pressão externa = 25,138 MPa.
  - Força normal real = -1784,916 kN.
  - MY = 30,791 kN.m.
  - MZ = 0,034 kN.m.
  - MR = 30,791 kN.m.

onde os momentos resultantes são determinados através da soma vetorial

$$M_R = \sqrt{M_Y^2 + M_Z^2}.$$

A avaliação das tensões na junta de material compósito foi realizada no programa de elementos finitos ABAQUS (SIMULIA, 2007) utilizando um modelo de elementos finitos sólido. Foram utilizados elementos finitos sólidos quadráticos de vinte nós (C3D20 do ABAQUS) e integração com 3x3x3 pontos de Gauss. A integração reduzida não foi utilizada para evitar os modos espúrios, tendo sido adotada uma malha com 40 elementos na direção circunferencial e 90 elementos na direção longitudinal e 2 elementos na direção radial, sendo um elemento correspondendo ao *liner* de aço e outro ao tubo compósito, como ilustra a Figura 6.14.

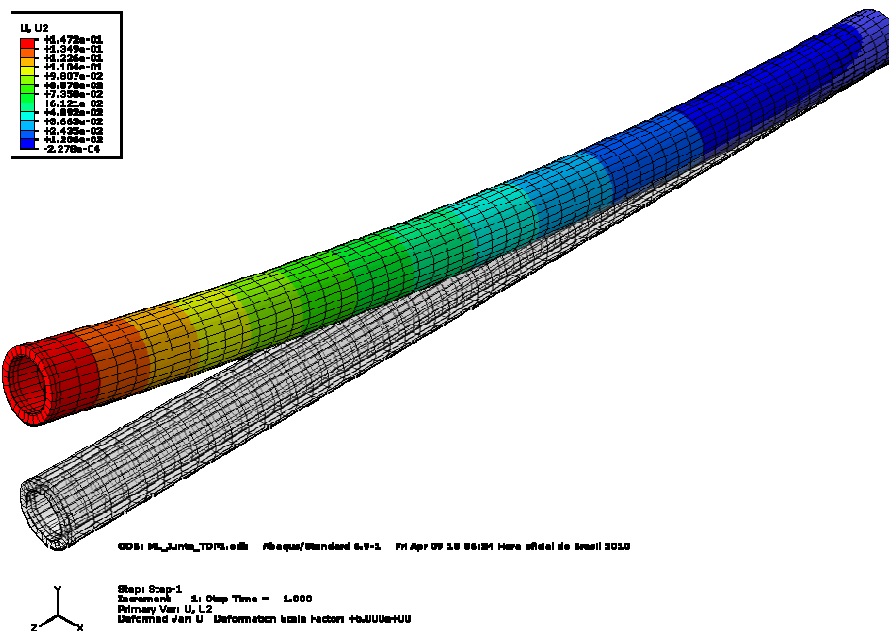


Figura 6.14 – Modelo de elementos finitos sólidos da junta do riser compósito.

As condições de contorno são impostas ao modelo de elementos finitos de maneira que os deslocamentos radiais ficassem livres e os deslocamentos axiais e rotações restringidos em uma das extremidades do tubo e as cargas foram aplicadas na extremidade livre do tubo. O momento resultante (MR) foi aplicado na forma de um binário com cargas aplicadas no ponto superior e inferior da seção transversal.

A fim de evitar concentração de tensões na região onde a carga concentrada foi aplicada, utilizou-se um anel rígido de material isotrópico de comprimento igual à espessura da parede do tubo (46 mm) e com módulo de elasticidade de 1000 vezes o do aço para distribuir melhor as cargas no tubo compósito. O modelo permite calcular as tensões em todas as lâminas e a partir das tensões obtidas calcular os Fatores de Segurança da junta do riser compósito.

Tabela 6.20 – Fatores de Segurança das juntas do riser compósito.

<b>Cenários</b>	<b>Aço</b>	<b>Camadas 90°</b>	<b>Camadas 0°</b>
<b>Junta Topo</b>	1,448	2,822	3,410
<b>Junta TDP1</b>	2,043	4,471	4,376
<b>Junta TDP2</b>	2,834	5,106	4,728

A Tabela 6.20 apresenta os Fatores de Segurança calculados em cada material. O Fator de Segurança para o aço foi calculado usando as tensões de von Mises e o Critério da Máxima Tensão foi utilizado para calcular os Fatores de Segurança no compósito.

O menor Fator de Segurança para o compósito ocorre na Junta Topo na direção perpendicular às fibras (camadas 90°), onde o material compósito é mais fraco. Porém, o Fator de Segurança é superior a 2,50. Nas demais juntas críticas, o menor Fator de Segurança para o compósito ocorreu nas camadas 0°. Esta elevada reserva de segurança ocorre porque o dimensionamento do tubo compósito é comandado pela estabilidade da junta, uma vez que é desprezada a contribuição do liner de aço na verificação da flambagem circunferencial.

### 6.3. Análise Paramétrica

A fim de estudar a importância do ângulo de topo sobre o comportamento do riser em catenária, é realizado um estudo paramétrico com o objetivo de tentar quantificar a influência do ângulo de topo sobre os deslocamentos e esforços do riser compósito. Assim, a partir do modelo de riser compósito utilizado anteriormente, o riser foi avaliado para ângulos de topo diferentes, variando de 10° a 25° com intervalos de 5°. Apenas os resultados obtidos para a Combinação A dos Cenários são apresentados a seguir, visto que os resultados de ambas as combinações de carregamento são similares.

#### 6.3.1. Cenário 1/Combinação A

Os carregamentos e azimute do riser considerados aqui são idênticos aos considerados no item 6.1.1. Como a onda e a corrente estão alinhados com o riser, os principais resultados para este cenário são a tração efetiva (FX) e o raio de curvatura (RC) mínimo. Os valores para o ângulo de topo de 20° são mostrados na Tabela 6.8.

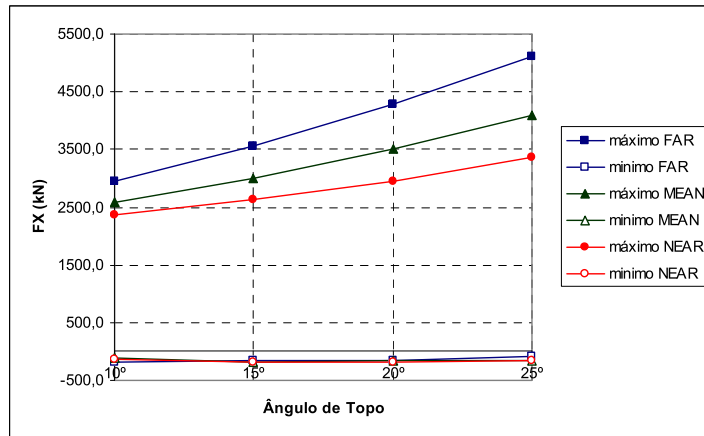


Figura 6.15 – Variação da Força Axial (FX) com o ângulo de topo.

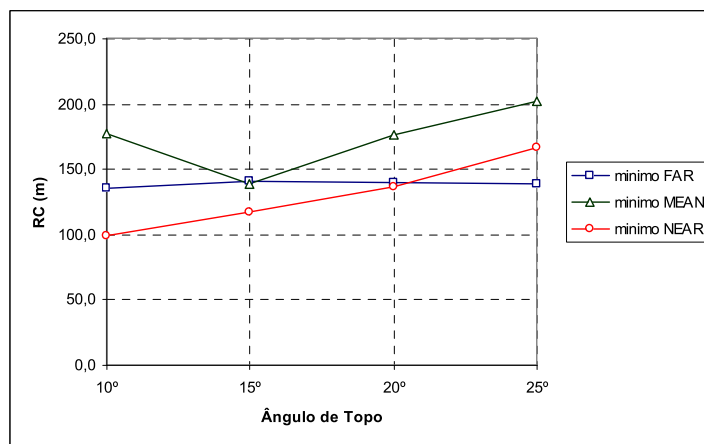


Figura 6.16 – Variação do Raio de Curvatura (RC) com o ângulo de topo.

Como era esperado, o aumento do ângulo de topo eleva a força axial efetiva (ver Figura 6.15) para os valores mínimos da envoltória. Os valores máximos da envoltória pouco se alteram. O efeito sobre o raio de curvatura não é bem definido, principalmente na configuração MEAN, sendo que pouco se altera na configuração FAR e na configuração NEAR tende a aumentar como mostra a Figura 6.16. Um aspecto relevante é o aparecimento de compressão na região do TDP e pequena tendência de aumento desta compressão com o ângulo de topo.

Os valores numéricos dos esforços para o ângulo de topo de 20° são apresentados nas Tabela 6.10. Os gráficos da variação dos esforços na conexão, junta topo e TDP são mostrados nas Figura 6.17 a Figura 6.25. Verifica-se que a força axial efetiva (FX) e força axial real (FR) aumentam com o ângulo de topo, enquanto que, os momentos fletores na região próxima ao TDP tendem a diminuir. Já na conexão para a configuração FAR, o momento fletor apresenta um leve aumento. Observa-se ainda que na Junta/Topo (junta de material compósito mais próxima da conexão) onde os momentos fletores são bem

pequenos, observa-se uma tendência de aumento para as configurações MEAN e NEAR para ângulos de topo até 15°. Contudo, para ângulos de topos maiores os momentos tendem a aumentar. Os momentos fletores na região do TDP, onde ocorre compressão no riser são bem maiores (ver Figura 6.22), já na Junta/Topo, onde a força axial é maior, os momentos fletores são bem pequenos (ver Figura 6.21).

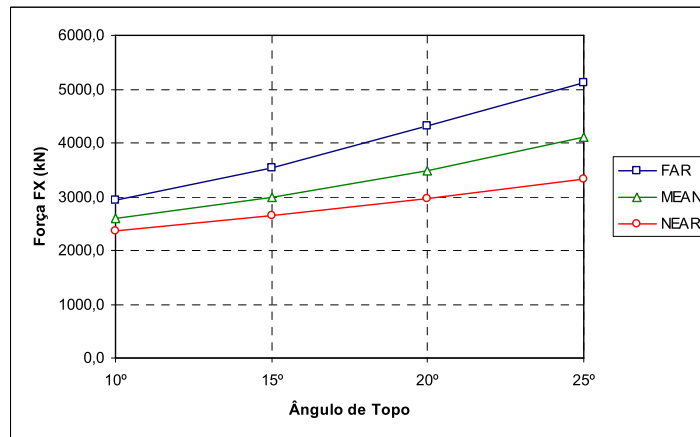


Figura 6.17 – Variação da Força Axial (FX) na conexão com o ângulo de topo.

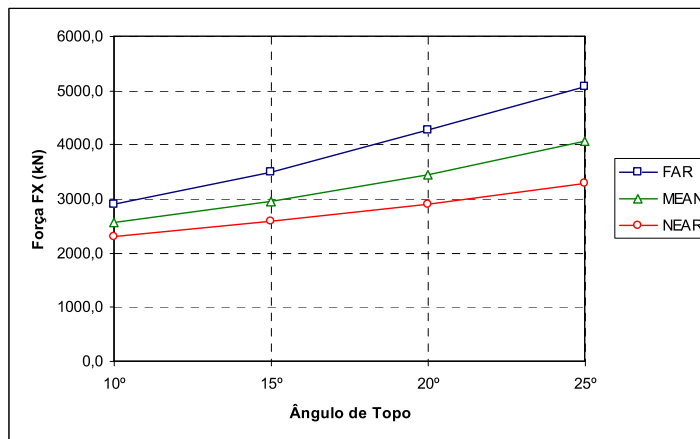


Figura 6.18 – Variação da Força Axial (FX) na Junta/Topo com o ângulo de topo.



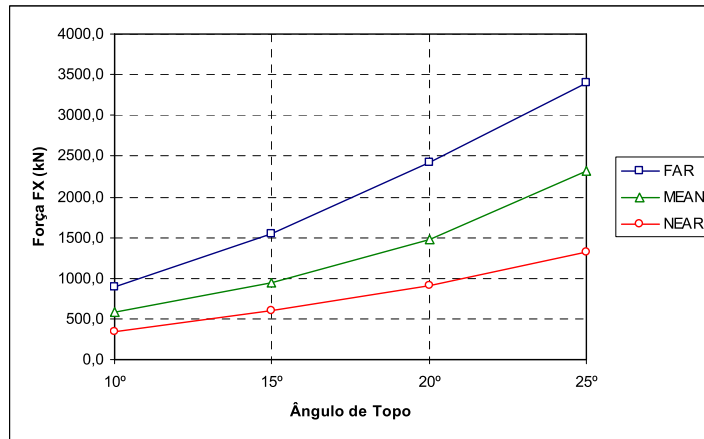


Figura 6.19 – Variação da Força Axial (FX) no TDP com o ângulo de topo.

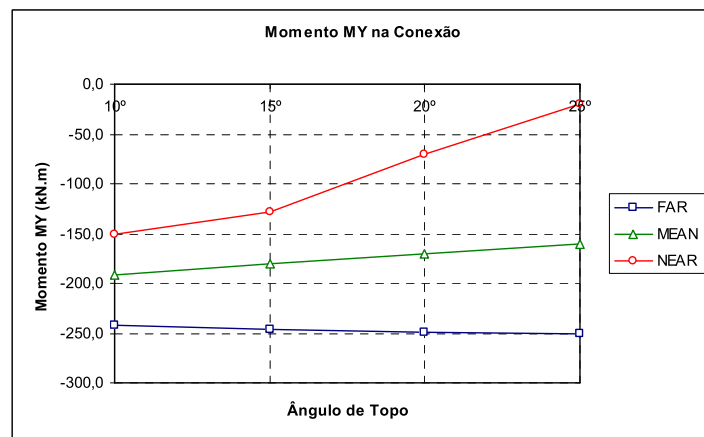


Figura 6.20 – Variação do Momento Fletor (MY) na conexão com o ângulo de topo.

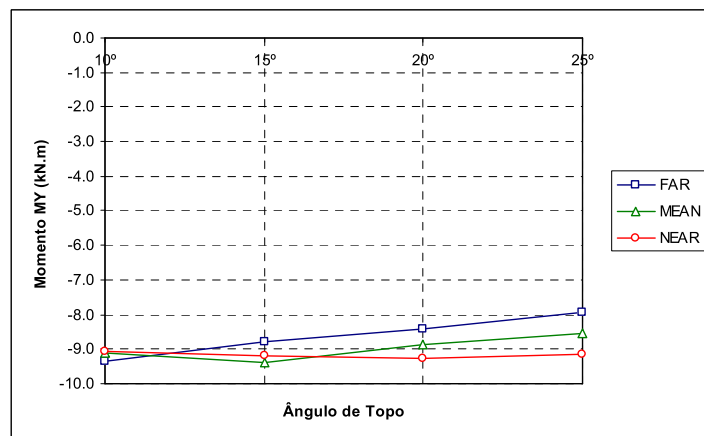


Figura 6.21 – Variação do Momento Fletor (MY) na Junta/Topo com o ângulo de topo.

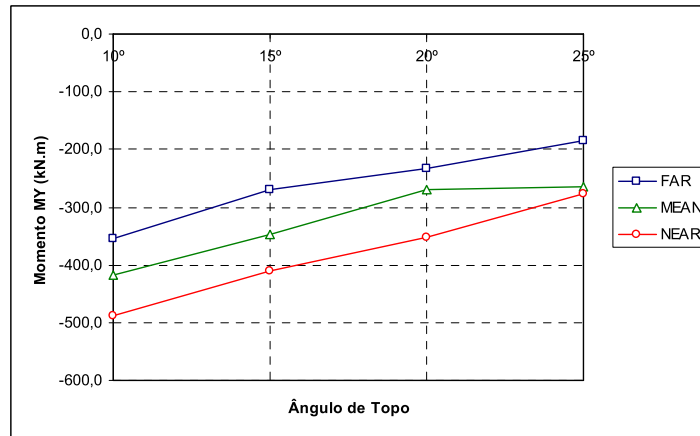


Figura 6.22 – Variação do Momento MY no TDP com o ângulo de topo.

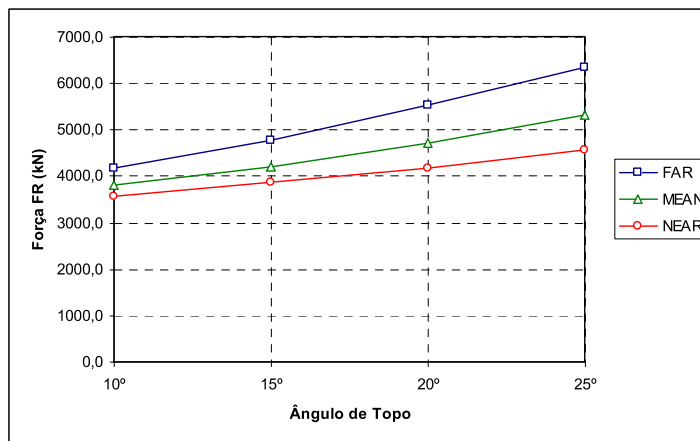


Figura 6.23 – Variação da Força Real (FR) na conexão com o ângulo de topo.

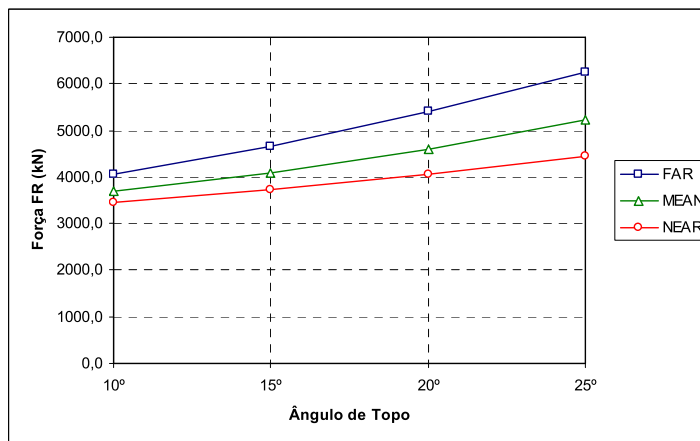


Figura 6.24 – Variação da Força Real (FR) na Junta/Topo com o ângulo de topo.

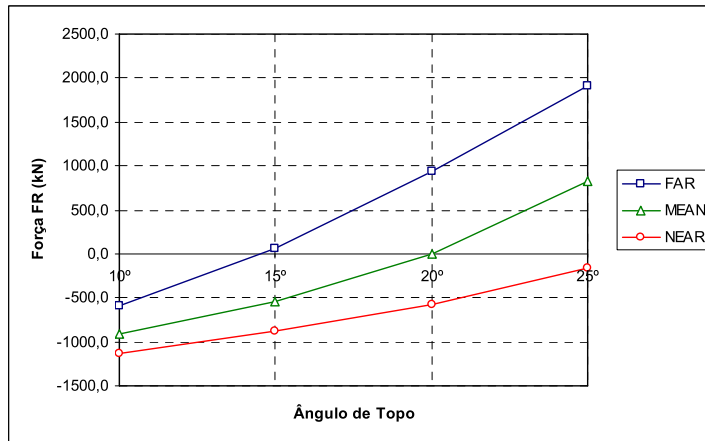


Figura 6.25 – Variação da Força Real (FR) no TDP com o ângulo de topo.

### 6.3.2. Cenário 2/Combinação A

Os carregamentos e azimute do riser considerados aqui são idênticos aos considerados no item 6.1.2. Os principais resultados para este cenário são os deslocamentos (X e Y), a tração efetiva (FX) e o raio de curvatura (RC) mínimo. Os valores para o ângulo de topo de 20° são mostrados na Tabela 6.12. Observa-se que em termos de esforços este cenário está similar ao cenário anterior, porém menos crítico em relação à força axial e mais crítico em relação aos momentos no TDP, como pode ser observado na Figura 6.26 e Figura 6.27.

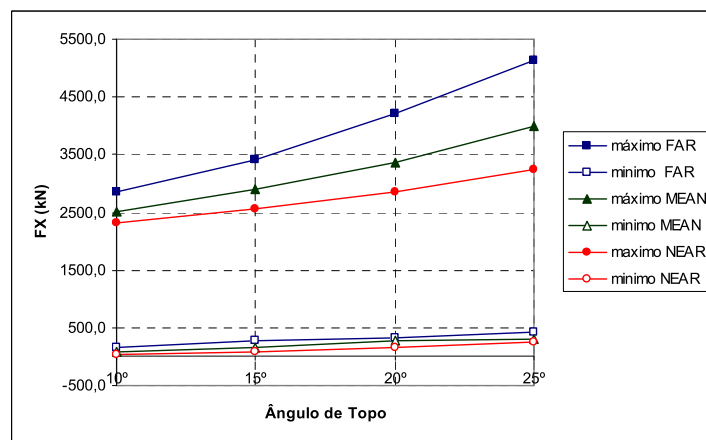


Figura 6.26 – Variação da Força Axial (FX) com o ângulo de topo.

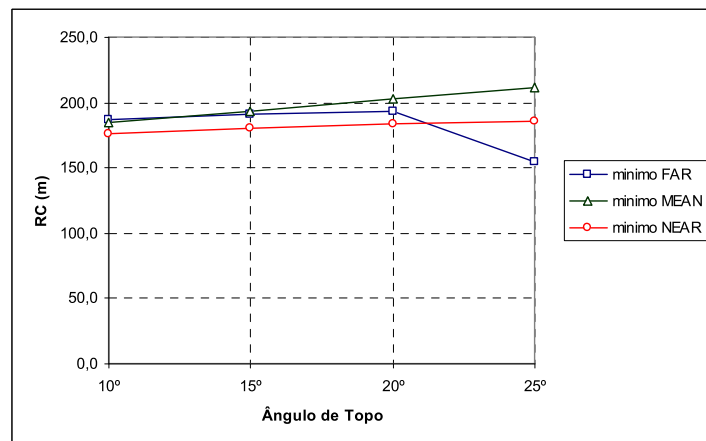


Figura 6.27 – Variação do Raio de Curvatura (RC) com o ângulo de topo.

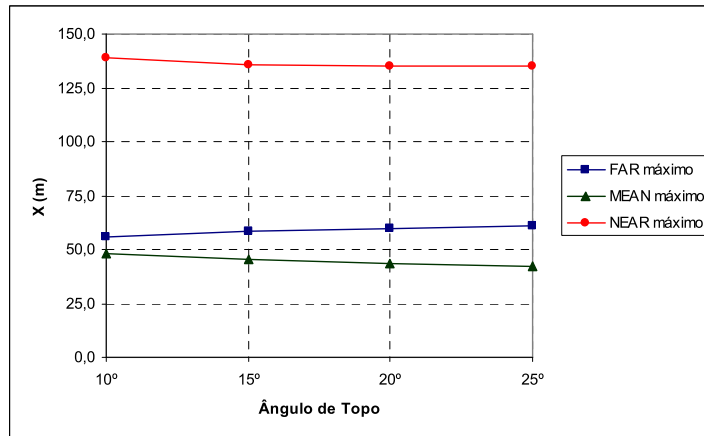


Figura 6.28 – Variação do Deslocamento Global X com o ângulo de topo.

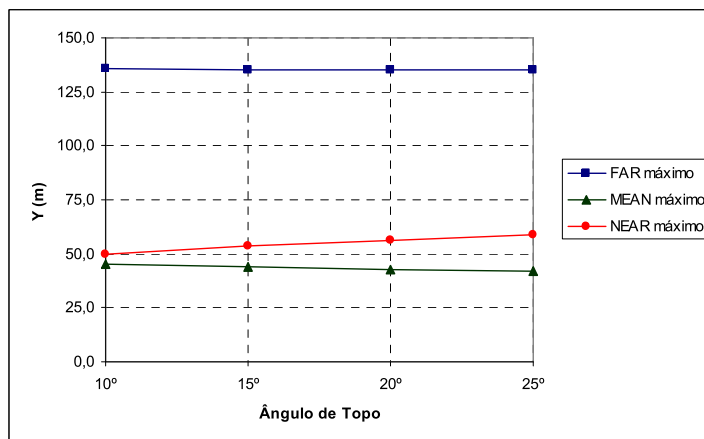


Figura 6.29 – Variação do Deslocamento Global Y com o ângulo de topo.

Tabela 6.21 – Variação dos Deslocamentos Globais X e Y com o ângulo de topo.

Ângulo de Topo		MEAN			
		Des X		Des Y	
		Posição	Valor	Posição	Valor
10°	Mínimo	5045.000	-2.671	5045.000	-2.647
	Máximo	3142.000	47.986	3222.000	45.447
15°	Mínimo	5045.000	-2.671	5045.000	-2.647
	Máximo	3096.000	45.323	3160.000	43.781
20°	Mínimo	5045.000	-2.671	5045.000	-2.647
	Máximo	3022.000	43.410	3082.000	42.819
25°	Mínimo	5045.000	-2.671	5045.000	-2.647
	Máximo	2924.000	41.967	2986.000	42.338

A partir dos Deslocamentos Globais X e Y para os ângulos de topo de 10°, 15°, 20° e 25°, tem-se que os deslocamentos transversais do riser para a configuração MEAN são 66,092 m, 63,015 m, 60,975 m e 59,914 m, respectivamente, calculados através da soma

vetorial dos deslocamentos globais X e Y ( $R = \sqrt{X^2 + Y^2}$ ). Observa-se uma tendência de redução do deslocamento transversal do riser com o aumento do ângulo de topo.

Os valores numéricos dos esforços para o ângulo de topo de 20° são apresentados na Tabela 6.14. Os gráficos da variação dos esforços na conexão, junta topo e TDP são mostrados nas Figura 6.30 a Figura 6.39. Novamente, verifica-se que a força axial efetiva (FX) e força axial real (FR) aumentam com o ângulo de topo e os momentos fletores MY e MZ na região próxima ao TDP tendem a diminuir. Porém, observa-se que para ângulos de topo maiores, os momentos a pouco se alteraram. Quanto aos momentos fletores na conexão, observa-se que o MY apresenta um comportamento diferente nas três configurações (ver Figura 6.33). Na configuração MEAN o seu valor é praticamente constante, enquanto que na configuração NEAR tende a diminuir, ao contrário da configuração FAR que tende a aumentar. O momento MZ na conexão se apresenta comportamento bem definido, com a tendência de diminuir com o aumento do ângulo de topo (ver Figura 6.35).

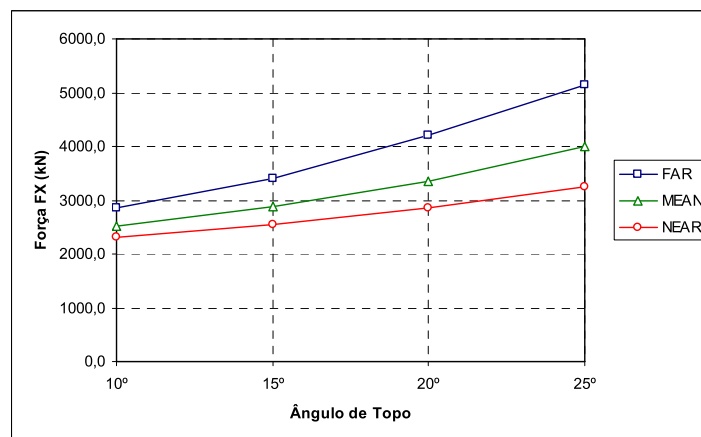


Figura 6.30 – Variação da Força Axial (FX) na conexão com o ângulo de topo.

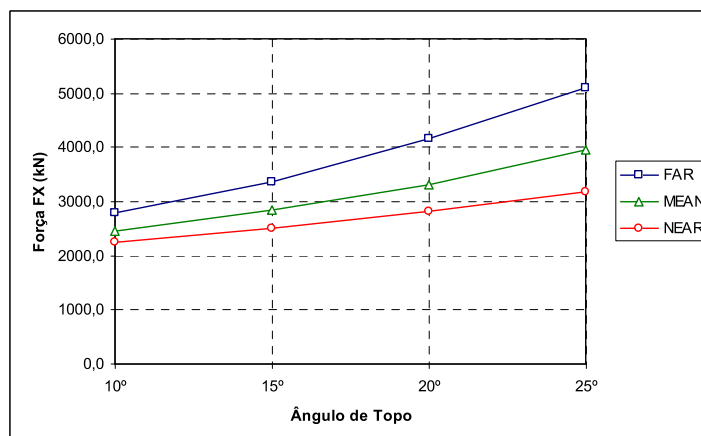


Figura 6.31 – Variação da Força Axial (FX) na Junta/Topo com o ângulo de topo.

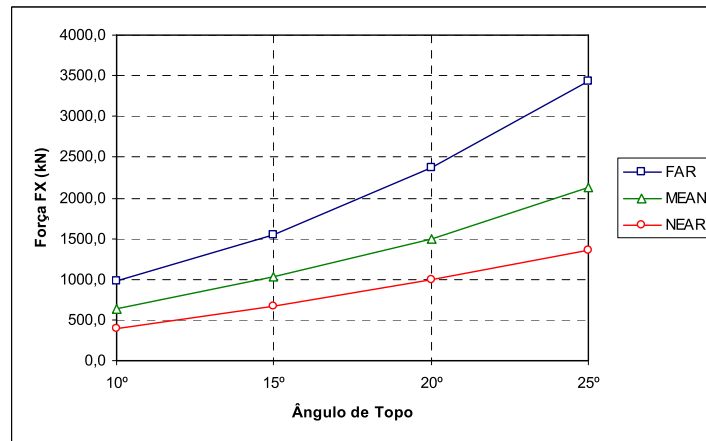


Figura 6.32 – Variação da Força Axial (FX) no TDP com o ângulo de topo.

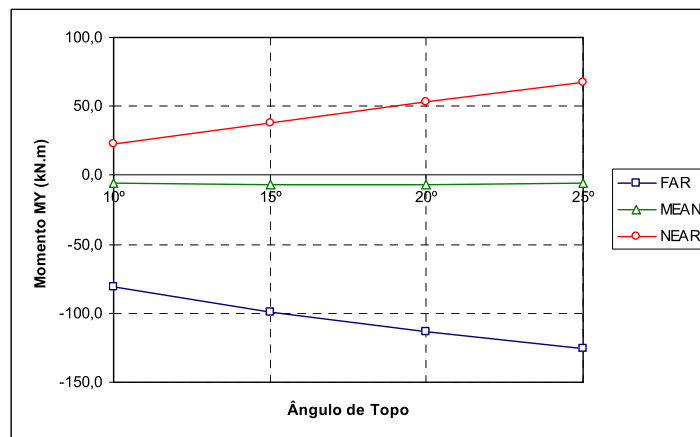


Figura 6.33 – Variação do Momento MY na Conexão com o ângulo de topo.

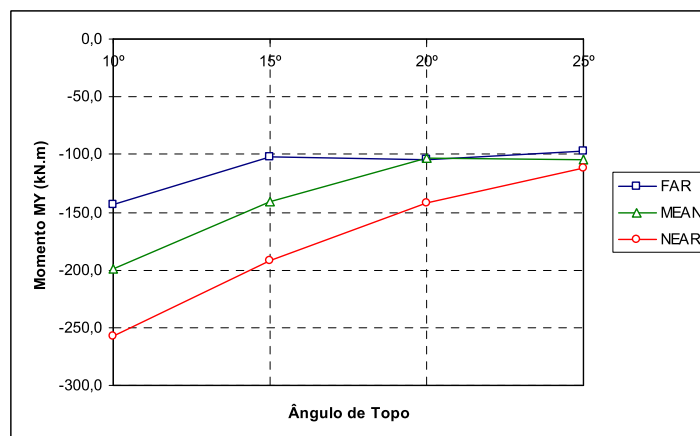


Figura 6.34 – Variação do Momento MY no TDP com o ângulo de topo.

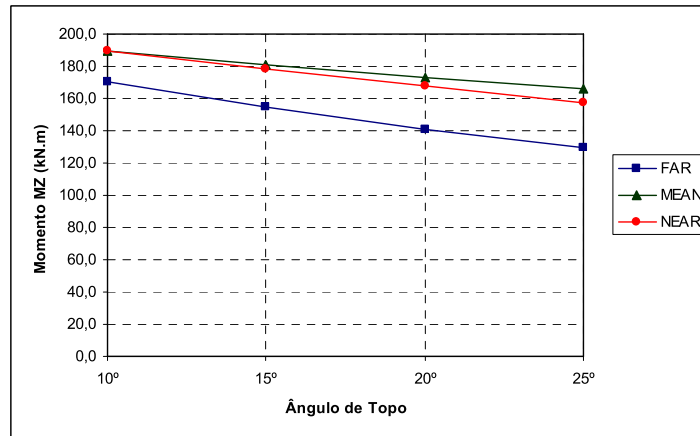


Figura 6.35 – Variação do Momento MZ na Conexão com o ângulo de topo.

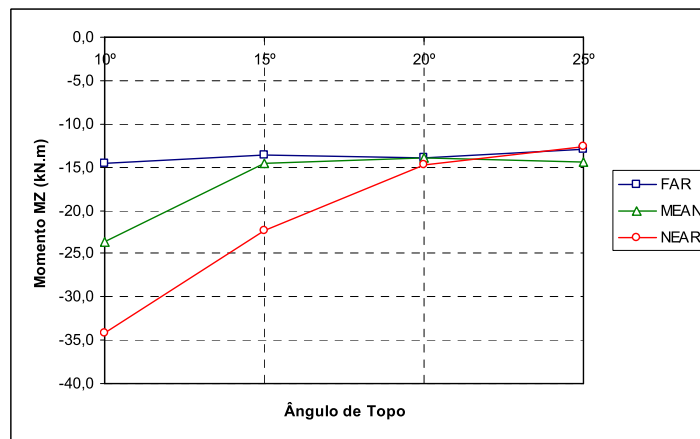


Figura 6.36 – Variação do Momento MZ no TDP com o ângulo de topo.

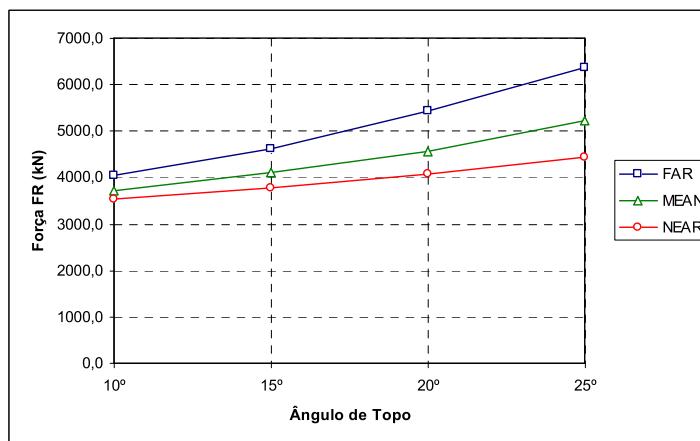


Figura 6.37 – Variação da Força Real (FR) na conexão com o ângulo de topo.



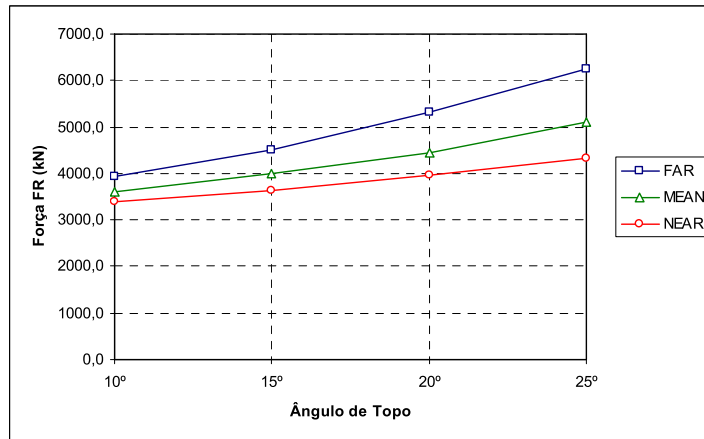


Figura 6.38 – Variação da Força Real (FR) na Junta/Topo com o ângulo de topo.

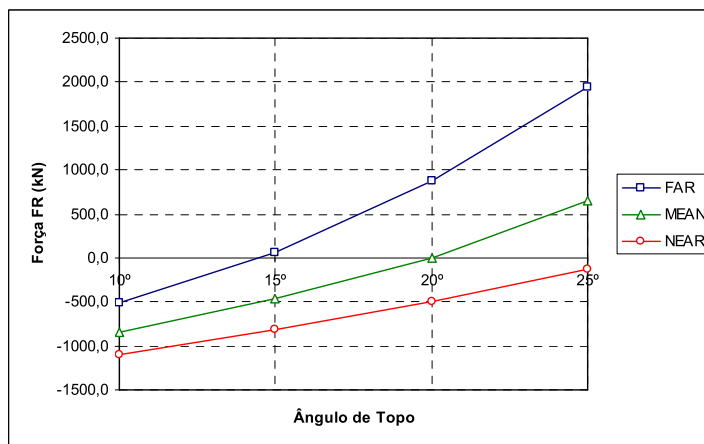


Figura 6.39 – Variação da Força Real (FR) no TDP com o ângulo de topo.

### 6.3.3. Cenário 3/Combinação A

Os carregamentos e azimute do riser considerados aqui são idênticos aos considerados no item 6.1.3. Como o riser está alinhado no sentido contrário da onda e da corrente, os principais resultados para este cenário são a tração efetiva (FX) e o raio de curvatura (RC) mínimo. Os valores para o ângulo de topo de 20° são mostrados na Tabela 6.16.

Verifica-se que este cenário em termos de esforços é mais crítico do que os cenários anteriores. Outra observação interessante é que o riser não está comprimido, devido ao efeito da onda e da corrente que tendem a tracionar o riser.

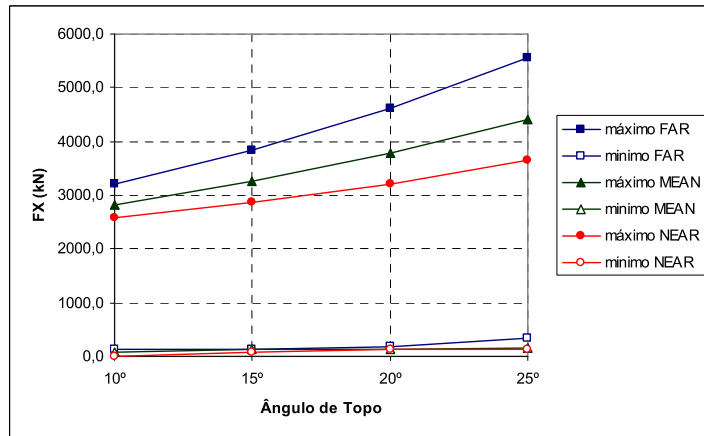


Figura 6.40 – Variação da Força Axial (FX) com o ângulo de topo.

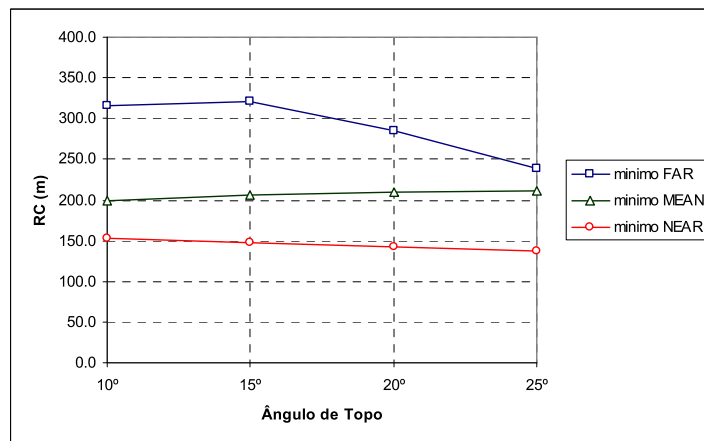


Figura 6.41 – Variação do Raio de Curvatura (RC) com o ângulo de topo.

A variação do Raio de Curvatura mínimo é menos pronunciada e apresenta uma ligeira queda para a configuração NEAR e aumento na configuração MEAN, enquanto na configuração FAR apresenta um ligeiro aumento para ângulo de topo de 15°, mas logo em seguida uma tendência de queda para ângulos de topo maiores (ver Figura 6.41).

Os valores numéricos dos esforços para o ângulo de topo de 20° são apresentados na Tabela 6.18. Os gráficos da variação dos esforços na conexão, junta topo e TDP são mostrados nas Figura 6.42 a Figura 6.47. Como nos cenários anteriores, verifica-se que a força axial efetiva (FX) aumenta com o ângulo de topo e o momento fletor MY na região próxima ao TDP tende a diminuir. Observa-se ainda que os momentos fletores na conexão apresentam uma comportamento similar ao do Cenário 2, porém, na configuração MEAN o momento fletor apresenta ligeira diminuição até o ângulo de topo de 15°, tendendo a aumentar para ângulos maiores (ver Figura 6.45). O momento fletor na Junta/Topo também

tende a diminuir. Contudo, na configuração FAR, observa-se que o aumento do ângulo de topo pode aumentar o momento (ângulo de topo de 25°).

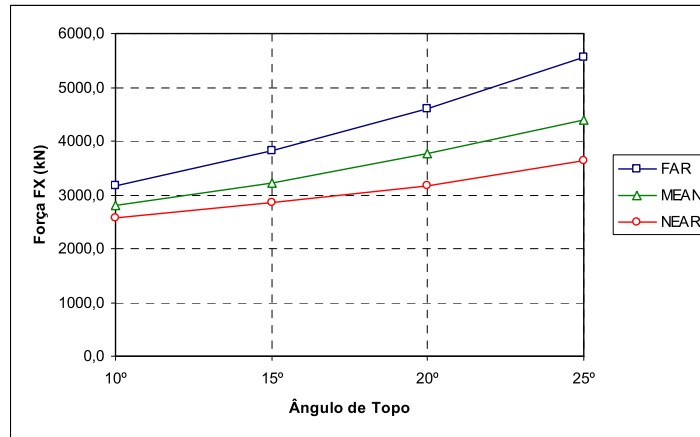


Figura 6.42 – Variação da Força Axial (FX) na Conexão com o ângulo de topo.

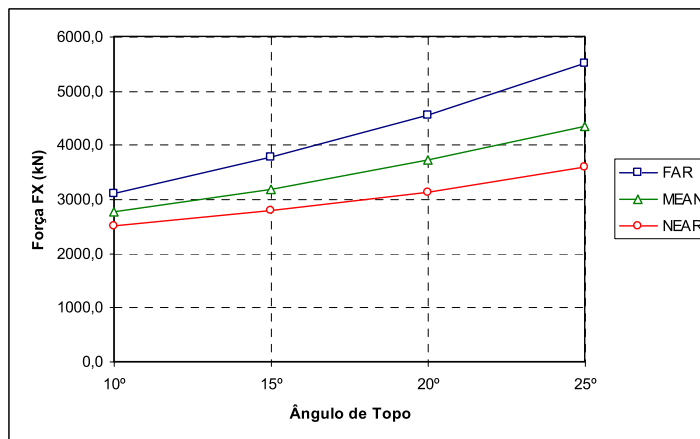


Figura 6.43 – Variação da Força Axial (FX) na Junta/Topo com o ângulo de topo.

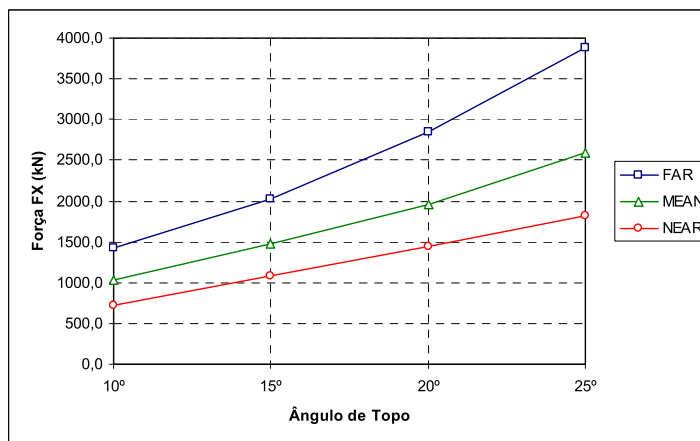


Figura 6.44 – Variação da Força Axial (FX) no TDP com o ângulo de topo.

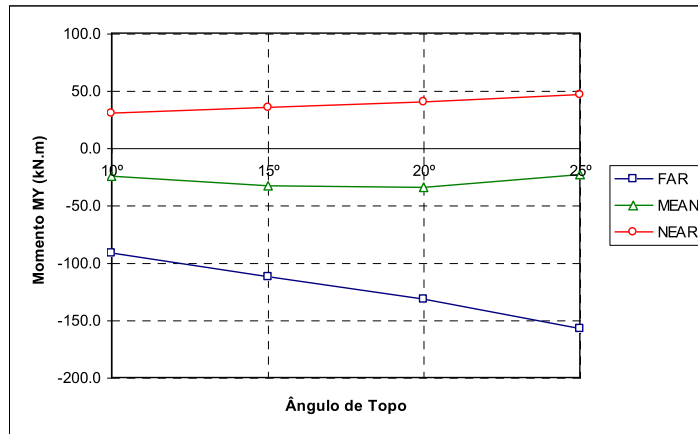


Figura 6.45 – Variação do Momento MY na Conexão com o ângulo de topo.

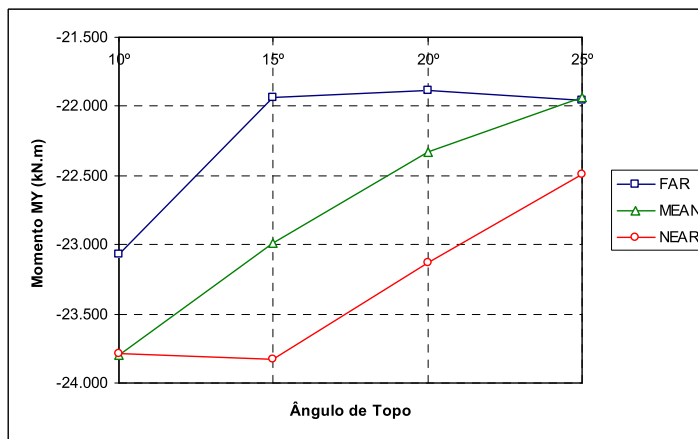


Figura 6.46 – Variação do Momento MY na Junta/Topo com o ângulo de topo.

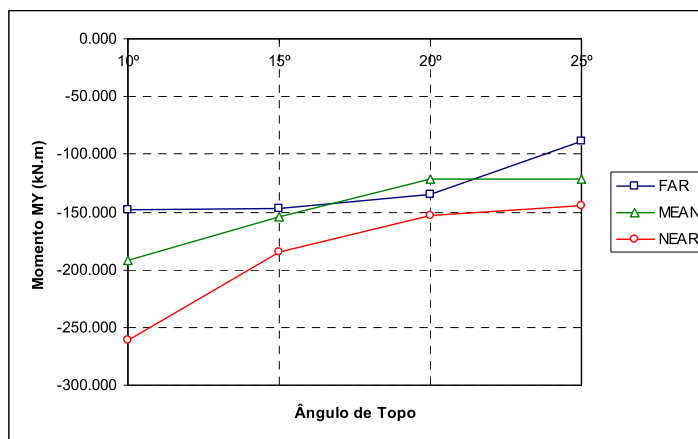


Figura 6.47 – Variação do Momento MY no TDP com o ângulo de topo.

## 7. CONCLUSÃO

Este trabalho buscou desenvolver uma metodologia de projeto e análise de risers compósitos em catenária, de forma a mostrar a viabilidade técnica desta alternativa. A revisão bibliográfica sobre risers de material compósito mostrou que este é um trabalho pioneiro, uma vez que todos os trabalhos disponíveis na literatura tratavam de risers verticais tracionados no topo.

Inicialmente foram apresentadas as principais teorias utilizadas para descrever o comportamento mecânico dos materiais compósitos reforçados por fibras e os critérios utilizados na verificação de resistência destes materiais. Também foi apresentada uma breve discussão sobre o isolamento térmico e amortecimento estrutural, que são aspectos positivos dos compósitos em relação aos metais.

O estudo da estabilidade é essencial para garantir a integridade estrutural do riser devido à presença das elevadas pressões externas atuantes em águas profundas que podem causar a flambagem do riser. Estas pressões externas podem levar o riser ao colapso por flambagem circunferencial ou axial, devido às tensões reais compressivas na parede do riser geradas na região do TDP.

Foram apresentadas e discutidas expressões analíticas simplificadas para estimar a pressão de colapso e as tensões reais críticas de compressão para cascas cilíndricas isotrópicas e ortotrópicas de parede fina, bem como as normas e recomendações de projeto. Estas expressões são utilizadas em conjunto com fatores de redução utilizados para considerar o efeito das imperfeições iniciais, de forma a obter estimativas realistas da capacidade de carga da estrutura.

O uso de expressões analíticas simplificadas é muito cômodo na fase de pré-dimensionamento devido à rapidez com que elas permitem estimar a resistência do riser compósito à flambagem. Contudo, devido à natureza simplificada destas expressões, o Método dos Elementos Finitos foi utilizado para estudar melhor a flambagem de cascas cilíndricas laminadas e validar a adequação das expressões analíticas.

Os resultados calculados mostraram que a pressão de colapso converge para o valor esperado para tubos longos, quando a relação  $L/D$  e o parâmetro de curvatura ( $\bar{Z}$ ) aumentam. Observou-se que o esquema de laminação tem grande influência sobre a flambagem de cascas cilíndricas, afetando não somente a pressão de colapso, mas também o modo de flambagem.

Outra observação interessante é que a resposta numérica de elementos finitos para tubos longos é sempre inferior à analítica, indicando que as expressões analíticas superestimam a pressão de colapso. Além disso, verifica-se que tubos quase perfeitos (i.e. tubos com imperfeitas muito pequenas) apresentam uma pequena queda na curva carga-deslocamento depois do primeiro ponto limite, mas o caminho é estável depois do segundo ponto limite. Nota-se ainda que um aumento adicional na imperfeição de carga elimina o ponto limite levando a um caminho de equilíbrio estável.

O efeito das imperfeições é incluído no projeto através do uso de fatores de redução, independente do esquema de laminação utilizado, mas a análise não-linear mostra que a redução da capacidade de carga é maior para as laminadas simétricas *cross-ply*. Portanto, estudos adicionais são necessários a fim de avaliar a possibilidade do uso de diferentes fatores de redução em função do esquema de laminação adotado.

Neste trabalho foi desenvolvida uma metodologia de projeto de risers composto em catenária a partir da adaptação da metodologia de projeto de risers metálicos e flexíveis. Outra contribuição importante deste trabalho foi o desenvolvimento de uma metodologia de pré-dimensionamento para juntas de riser composto. Estas metodologias foram aplicadas com sucesso no projeto de um riser composto, como mostrado nos Capítulos 5 e 6. Devido ao caráter inicial deste trabalho, o projeto da Interface Metal-Composto (IMC) não foi considerado e a questão da fadiga não foi tratada.

A metodologia de pré-dimensionamento considera diferentes cenários para o riser (instalação, operação e teste hidrostático) e inclui os efeitos de pressão interna e externa e das forças axiais. As forças axiais (efetivas e reais) são estimadas através do modelo de catenária inextensível, que permite considerar as cargas estáticas correspondentes ao peso próprio do riser, peso do fluido interno, empuxo e offset do flutuante. Um Fator de Amplificação Dinâmica (FAD) foi utilizado para considerar de maneira simples os efeitos dinâmicos. O modelo de catenária é simples e eficiente para uso durante a etapa de pré-dimensionamento. Infelizmente é difícil estimar com precisão o valor do Fator de Amplificação Dinâmica.

Neste trabalho optou-se pela utilização de um esquema de laminação *cross-ply*, onde as espessuras das lâminas nas direções circunferenciais e axiais foram estimadas separadamente. A espessura total das camadas circunferenciais foi estimada a partir da resistência à ruptura e ao esmagamento devido à pressão interna e externa, sendo utilizadas expressões de parede fina para estimá-las.

A partir das espessuras iniciais, a definição do esquema de laminação foi obtida de forma iterativa, verificando a resistência da junta. A contribuição do liner metálico para a resistência da junta foi desprezada, de maneira a obter um procedimento simplificado e a favor da segurança. Uma vez verificada a capacidade de resistência da junta ao colapso devido à pressão externa, é avaliada a resistência da junta aos efeitos combinados da força axial e pressão interna e externa. Modelos analíticos simplificados e modelos de elementos finitos axissimétricos foram utilizados para este fim, sendo a resistência verificada através do Critério da Máxima Tensão para o compósito e de von Mises para o liner de aço.

É importante lembrar que o isolamento térmico é um assunto importante para exploração e produção de petróleo em águas profundas, uma vez que os riser estão submetidos baixas temperaturas da água do mar e a elevadas temperaturas do fluido que está sendo transportado. O rápido resfriamento deste fluido pode levar a obstrução da tubulação devido à formação de hidratos ou deposição de parafina.

Assim, uma das vantagens do uso de compósito é o isolamento térmico proporcionado pela matriz polimérica. A fim de estimar o efeito do isolamento térmico proporcionado pelos materiais compósitos, calculou-se a espessura do revestimento térmico necessária para fornecer a mesma resistência térmica em uma junta de aço e outra de aço/compósito, verificando-se uma redução significativa (da ordem de 28%) na espessura da camada de isolamento térmico na junta de aço/compósito.

Definido o projeto da junta, o procedimento global-local foi utilizado para analisar o riser. A análise global foi realizada utilizando elementos de pórtico espacial não-linear, de forma a considerar os efeitos dinâmicos devido aos carregamentos atuantes (onda e corrente) e não-lineares devido aos grandes deslocamentos do riser. As propriedades mecânicas equivalentes ( $EA$ ,  $EI$  e  $GJ$ ) da junta de material compósito foram determinadas através da Teoria Clássica da Laminação. A fim de obter um resultado mais preciso, as propriedades do liner e do tubo compósito foram determinadas separadamente e depois somadas.

Foram realizadas análises dinâmicas considerando três cenários distintos variando o azimute do riser para uma dada onda e corrente arbitradas, sendo o riser exposto à condição de Operação. É importante notar que, devido às dificuldades de estimar o amortecimento estrutural do material compósito, este efeito não foi considerado nas análises.

No Cenário 1 teve como resultado importante o aparecimento de compressão na região próxima ao TDP, onde o riser está alinhado com a onda e a corrente. A força axial

de compressão mais crítica ocorre na Combinação B (Corrente decenária e Onda centenária), onde a força axial de compressão é 90,03%, 70,26% e 41,57% superior a Combinação A (Corrente centenária e Onda decenária) para as configurações FAR, MEAN e NEAR, respectivamente. Contudo, esta compressão não foi suficiente para causar flambagem do riser.

Outro resultado importante para este cenário são os elevados momentos fletores na região próxima ao TDP, como pode ser bem observado nas envoltórias do raio de curvatura, sendo os momentos nesta região da mesma ordem de grandeza dos momentos na conexão. Em relação ao valor da força axial efetiva de 3010,45 kN, calculada na etapa de pré-dimensionamento (ver Tabela 5.32), houve um aumento de 41,58% em relação ao Cenário 1/ Combinação A e de 45,45% em relação ao Cenário 1/ Combinação B. Isto indica que o valor do FAD (1,30) utilizado na etapa de pré-dimensionamento para considerar os efeitos dinâmicos foi muito baixo.

O Cenário 2 teve como objetivo principal avaliar o deslocamento transversal do riser, onde a onda e a corrente atuam perpendicularmente ao riser. Esta análise é importante para evitar o impacto do riser com outros risers. Foi observado que o deslocamento transversal máximo ao riser para a configuração MEAN no Cenário 2/Combinação A é igual a 60,966 m. Assim como no cenário anterior, a maior tração efetiva ocorreu para a Combinação B, sendo igual a 4274,891 kN, tendo um aumento de 38,34% em relação ao Cenário 1/ Combinação A e de 42,00% em relação ao Cenário 1/ Combinação B, em relação ao valor da força axial efetiva de 3010,45 kN calculada na etapa de pré-dimensionamento. Novamente, o FAD (1,30) utilizado para considerar os efeitos dinâmicos e dos esforços de flexão na etapa de pré-dimensionamento foi menor.

Finalmente, no Cenário 3, com o riser alinhado no sentido contrário à onda e à corrente, ocorreu a maior tração efetiva entre os três cenários analisados, sendo mais crítica para a Combinação B e igual a 4616,049 kN. Este valor é 53,33% maior do que o valor da força axial efetiva calculado na etapa de pré-dimensionamento (3010,45 kN). Os valores dos momentos fletores e torsões na junta compósito são pequenos, inclusive para os cenários anteriores.

A consideração do efeito da onda e corrente realizados neste trabalho permitiu avaliar de maneira mais realista a tração nas juntas de materiais compósitos. Quanto ao valor do FAD adotado (1,30), foi observado que este ficou muito abaixo do verificado na análise dinâmica para os três cenários. Contudo, os valores encontrados foram inferiores à condição de Teste Hidrostático utilizado no pré-dimensionamento.



A verificação da resistência da junta considerando os efeitos dos esforços internos determinados na análise global requer a realização de uma análise local. A partir dos resultados obtidos na análise global foram selecionadas três juntas críticas para a análise local, a junta no topo no Cenário 3/Combinação B para avaliar a força axial no topo (Junta Topo), e duas juntas na região próxima do TDP no Cenário 1/Combinação B, sendo uma para avaliar a força compressiva (Junta TDP2) e a outra os momentos fletores (Junta TDP1) no TDP.

A análise local foi realizada utilizando modelos de elementos finitos sólidos, devido à grande espessura da junta. Devido à utilização da Falha da Primeira Lâmina como critério para ruptura do laminado, o material foi considerado linear elástico. Como carregamento foi considerado a atuação simultânea da força normal, pressões internas e externas e momentos fletores. O momento torsor foi desprezado porque os valores calculados foram muito pequenos.

A resistência da junta foi avaliada com base no Critério de von Mises, para o *liner* de aço, e do Critério da Máxima Tensão, para o tubo compósito. O menor Fator de Segurança para o compósito ocorreu na direção perpendicular às fibras, onde o material compósito é mais fraco, sendo superior ao mínimo estipulado. Na realidade, os resultados obtidos mostram que a junta projetada tem um fator de segurança elevado para as tensões e poderia ser utilizada com segurança. Obviamente, ainda seria necessária a verificação da fadiga, que não foi tratada neste trabalho.

Do ponto de vista conceitual, pode-se dizer que a viabilidade técnica do uso de materiais compósitos foi demonstrada com sucesso, uma vez que a junta proposta satisfaz a todos os requisitos impostos durante o projeto. Contudo, para se ter uma resposta definitiva sobre a viabilidade do uso de risers compósitos é necessário projetar as terminações (IMC e o sistema de conexão), fabricar exemplares da junta e realizar ensaios de laboratório para qualificação da junta.

A fim de ajudar na escolha do ângulo de topo do riser, a influência deste ângulo sobre os deslocamentos e esforços do riser compósito em catenária foi analisada através de um estudo paramétrico. De maneira geral, o aumento do ângulo de topo tende a aumentar a força axial efetiva (FX) e força axial real (FR) no riser. Observou-se que FR pode ser de compressão na região do TDP para ângulos de topo pequenos, mas que esta compressão pode ser eliminada aumentando o ângulo de topo. Um aspecto importante é que com o aumento do ângulo de topo observa-se que há um enrijecimento devido ao aumento da tração no riser compósito e, como consequência, o deslocamento transversal do riser tende

a diminuir. Também se observa que os momentos fletores na região próxima ao TDP, tendem a diminuir com o aumento do ângulo de topo. Já na conexão os momentos fletores não apresentam uma tendência bem definidos, mudando de comportamento de acordo com o cenário analisado.

### 7.1. Sugestões para Trabalhos Futuros

É importante notar que as expressões analíticas utilizadas no pré-dimensionamento para verificação de estabilidade da junta foram desenvolvidas para cascas ortotrópicas de parede fina e, como pode ser observado, a laminação escolhida apresentou uma espessura considerável. Portanto, é importante estudar a estabilidade de tubos de paredes espessas utilizando formulações analíticas ou modelos sólidos de elementos finitos.

Outra sugestão é desenvolver estudos sobre o comportamento pós-crítico de risers considerando as imperfeições geométricas iniciais, uma vez que apenas imperfeições de carregamento foram consideradas neste trabalho. Também é importante a consideração da pressão interna, forças axiais compressivas e momentos fletores e torsores atuando de forma combinada para estudar o efeito da interação entre os modos de flambagem.

Outro assunto importante é o problema de contato entre o *liner* metálico e o tubo compósito. O *liner* pode flambar devido às tensões radiais de compressão, caso ocorra descolamento entre o *liner* e o compósito, mesmo que não ocorra penetração de água do mar. Contudo, a pressão de colapso do *liner* obtida considerando à restrição de contato unilateral com o tubo compósito (confinamento) é superior à calculada considerando o *liner* isoladamente.

A definição de uma laminação satisfatória não foi trivial, sendo necessárias várias tentativas até se obter um esquema de laminação que atendesse às exigências da junta. Assim, futuramente é importante o desenvolvimento de ferramentas mais automatizadas para o pré-dimensionamento de risers de material compósito. Uma idéia interessante seria a utilização de técnicas de otimização para problemas com variáveis discretas, como os algoritmos genéticos, a fim de determinar o esquema de laminação mais econômico que atenda todos os critérios de resistência e estabilidade da junta.

Neste trabalho a resistência à fadiga da junta de riser compósito não foi avaliada. Sabe-se que os materiais compósitos apresentam excelente resistência à fadiga, principalmente os de fibra de carbono. Contudo, a previsão da vida útil à fadiga de materiais compósitos ainda não se encontra no mesmo estado de amadurecimento que a

fadiga de metais. Portanto, um aspecto relevante a ser considerado futuramente é a resistência à fadiga da junta, incluindo o liner metálico, o tubo laminado e a IMC.

Na literatura não existem muitos dados práticos sobre o amortecimento de materiais compósitos em geral e de risers compósitos em particular. Por isso, o amortecimento foi ignorado neste trabalho. Contudo, sabe-se que materiais compósitos reforçados por fibras apresentam significativo amortecimento estrutural devido à presença da matriz polimérica. Assim, uma sugestão seria desenvolver estudos que permitam estimar o amortecimento estrutural da junta de riser compósito, de forma a utilizá-lo nas análises dinâmicas.

Como foi visto na etapa de pré-dimensionamento, o riser pode vir até um peso molhado negativo, sendo esta situação inaceitável para o caso do riser em catenária. Porém, seria interessante estudar a utilização de uma junta leve de material compósito para outros tipos configurações, como vertical, *lazy-wave*, *steep-wave* e *lazy-S*, uma vez que algumas destas configurações apresentam um trecho do riser com peso efetivo negativo, o que é normalmente obtido com o uso de flutuadores. Assim, a utilização de uma junta leve de material compósito permitiria a eliminação do uso de flutuadores.

Devido à natureza sigilosa da maioria das pesquisas realizadas até agora não foi possível encontrar resultados de ensaios realizados em riser compósitos, que seriam importantes para a validação dos modelos computacionais utilizados neste trabalho. Assim, a realização de ensaios de laboratórios é importante para determinar às propriedades mecânicas dos materiais e conseqüentemente a validação dos modelos estruturais utilizados na análise do riser. Outra característica importante a ser determinada através de ensaios é o amortecimento estrutural da junta de material compósito, para que esta possa ser utilizada na análise do riser.

Finalmente, devido ao caráter inicial deste trabalho, o projeto da Interface Metal-Compósito (IMC) não foi considerado. Contudo, outros trabalhos mostraram que a Interface Metal-Compósito é uma região crítica da junta. Assim, é importante desenvolver metodologias de projeto e análise destes elementos.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABS – American Bureau of Shipping (2006). *Guide for Building and Classing Subsea Riser Systems*.
- AGUIAR, L. L. e MOURELLE, M. M. (2007). Anflex: Guia de Utilização – Introdução à Análise Estrutural Estática e Dinâmica de Risers Utilizando o Anflex, versão 6.6 R-13.7, CENPES/PDP/MC, Rio de Janeiro, Brasil.
- ALVES, L. S. (2009). Efeitos Térmicos Transientes e Walking em Dutos Submarinos. Dissertação de Mestrado, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, Brasil.
- ANDERSEN, W. F.; ANDERSON, J. J.; MICKELSON, C. S.; SWEENEY, T. F. (1997). "The Application of Advanced Composite Technology to Marine Drilling Riser Systems: Design, Manufacturing and Test," in Offshore Technology Conference, OTC 8433, May 5-8, 1997, Houston, TX.
- ANDERSEN, W. F.; BURGDORF, O.; SWEENEY, T. F. (1998a). "Comparative Analysis of 12,500 ft. Water Depth Steel and Advanced Composite Drilling Risers," in Offshore Technology Conference, OTC 8732, May 4-7, 1998, Houston, TX.
- ANDERSEN, W. F.; ANDERSON, J. J.; LANDRIAULT, L. S. (1998b) "Full-Scale Testing of Prototype Composite Drilling Riser Joints - Interim Report," in Offshore Technology Conference, OTC 8668, May 4-7, 1998, Houston, TX.
- BAI, Y. (2001). *Pipelines and Risers*. Elsevier Science Ltd.
- BALDWIN, D. D.; NEWHOUSE; N. L., Lo; K. H.; BURDEN, R. C. (1997). "Composite Production Riser Design," in Offshore Technology Conference, OTC 8431, May 5-8, 1997, Houston, TX.
- BALDWIN, D. D.; Lo, K. H.; LONG, J. R. (1998) "Design Verification of a Composite Production Riser," in Offshore Technology Conference, OTC 8664, May 4-7, 1998, Houston, TX.
- BALDWIN, D. D.; JOHNSON, D. B. (2002) "Rigid Composite Risers: Design for Purpose Using Performance-Based Requirements," in Offshore Technology Conference, OTC 14319, May 6-9, 2002, Houston, TX.
- BARBERO, E. J. (1998). *Introduction to Composite Materials Design*. CRC Press.
- BATHE, K. J. (1996). *Finite Element Procedures*. Prentice-Hall.
- BATDORF, S. B., (1947). A Simplified Method of Elastic Stability Analysis for Thin Cylindrical Shells, NACA Report 874.

- BAZANT, Z. P.; CEDOLIN L. (1991). *Stability of Structures: Elastic, Inelastic, Fracture and Damage Theories*. Oxford University Press, New York.
- BRUSH, D. O. e ALMROTH, B. O. (1975). *Buckling of Bars, Plates and Shells*. MacGraw Hill.
- CHANDRA, R., SINGH, S.P., GUPTA, K. (1999). Damping studies in fiber-reinforced composites – a review. *Composites Structures*, v. 46, p. 41-51.
- CHANDRA, R., SINGH, S.P., GUPTA, K. (2002). Micromechanical damping models for fiber-reinforced composites: a comparative study. *Composite Part A: Applied science and manufacturing*, v. 33, p. 787-796.
- CHANDRA, R., SINGH, S.P., GUPTA, K. (2003a). A study of damping in fiber-reinforced composites. *Journal of Sound and Vibration*, v. 262, p. 475-496.
- CHANDRA, R., SINGH, S.P., GUPTA, K. (2003b). Prediction of damping in three-phase fiber-reinforced composites. *Defense Science Journal*, v. 53, no.3, p. 325-337.
- COOK, R. (1996). *Finite Element Modeling for Stress Analysis*. John Wiley & Sons.
- COOK, R., MALKUS, D., PLESHA, M.; de WITT, R. J. (2002) *Concepts and Applications of Finite Element Analysis*. 4<sup>a</sup> ed., John Wiley & Sons.
- CRISFIELD, M. A. (1991), *Non-linear Finite Element Analysis of Solids and Structures, vol. 1*, John Wiley and Sons.
- DANIEL, I. M.; ISHAI, O. (2006), *Engineering Mechanics of Composite Materials*, 2. ed., Oxford University Press.
- DREY, M. D.; SALAMA, M. M.; LONG, J. R.; ABDALLAH, M. G.; WANG, S. S. (1997) "Composite Production Riser - Testing and Qualification," in Offshore Technology Conference, OTC 8432, May 5-8, 1997, Houston, TX.
- DNV – Det Norske Veritas (2001). *DNV-OS-F201 – Dynamic Risers – Offshore Standard*.
- DNV – Det Norske Veritas (2003a). *DNV-OS-C501 – Composite Components – Offshore Standard*.
- DNV – Det Norske Veritas (2003b). *DNV-RP-F202 – Composite Risers – Recommended Practice*.
- DNV – Det Norske Veritas (2007). *DNV-OS-F101 – Submarine Pipeline Systems – Standard*.
- EMBURY, P. e ARMOUR, J. (2004). Influence of Elastomer Compound Desifn on the Performance of Rotary Shaft Lip Seals.
- FYRILEIV, O.; COLLBERG, L. (2005), "Influence of pressure in pipeline design – Effective axial force”, Proceedings of the 24th International Conference on Offshore

- Mechanics and Arctic Engineering (OMAE 2005), OMAE2005-67502, June 12-17, 2005, Halkidiki, Greece.
- HAN, J.Y., JUNG, H. Y., CHO, J. R, CHOI, J. H., BAE, W. B., 2008. Buckling Analysis and test of Composite Shells under Hydrostatic Pressure. *Journal of Material Processing Technology*, v. 201, p.742-745.
- HERAKOVICH, C. T. (1998). *Mechanics of Fibrous Composite*. John Wiley & Sons.
- HOLMAN, J. P. (1983). *Transferência de Calor*. Editora McGraw-Hill.
- HUGHES, T. J. R. (1987). *The Finite Element Method: Linear Static and Dynamic Finite Element Analysis*. Prentice Hall, Englewood Cliffs.
- HUR, S. H., SON, H. J., KWEON, J. H., CHOI, J. H., 2008. Post-buckling of composite cylinders under external hydrostatic pressure. *Composite Structure*, v.86, p.114-124.
- JOHNSON, D. B.; SALAMA, M. M.; LONG, J. R.; WANG, S. S. (1998) "Composite Production Riser - Manufacturing Development and Qualification Testing," in Offshore Technology Conference, OTC 8665, May 4-7, 1998, Houston, TX.
- JOHNSON, D. B.; BALDWIN, D. D.; LONG, J. R. (1999) "Mechanical Performance of Composite Production Risers," in Offshore Technology Conference, OTC 11008, May 3-6, 1999, Houston, TX.
- JONES, R. M. (1999). *Mechanics of Composite Materials*. 2 ed. Philadelphia: Taylor & Francis.
- JONES, R. M. (2006). *Buckling of Bars, Plates and Shells*. Bull Ridge Publishing.
- KREITH, F. (1973). *Princípios de Transferência de Calor*, 3º Ed. Editora EDGARD BLÜCHER LTDA.
- KIM, W. K. (2007). Composite Production Riser Assessment, PhD's Dissertation, Texas A&M University, USA.
- KYRIAKIDES, S. e CORONA, E. (2007). *Mechanics of Offshore Pipelines – Vol. 1: Buckling and Collapse*. Elsevier.
- LIU, K. S. e TSAI, S. W. (1998). A Progressive Quadratic Failure Criterion for a Laminate. *Composite Science Technology*. v.58, p. 1023-1032.
- MAHI, A. El, ASSARAR, M., SEFRANI, Y., BERTHELOT, J. (2008). Damping analysis of orthotropic composite materials and laminates. *Composites: Part B*. v. 39, p. 1069-1076.
- MARTHA, L. F.; PARENTE Jr, E. An Object-Oriented Framework for Finite Element Programming, Fifth World Congress on Computational Mechanics (WCCM V), Vienna, Austria, 2002.

- McCARTNEY, L. N.; KELLY, A., (2007). Effective thermal and elastic properties of  $[+\theta/-\theta]_s$  laminates, *Composites Science and Technology*, v. 67, p. 646-661.
- MENDONÇA, P., T. R. (2005). *Materiais Compósitos e Estruturas Sanduiches – Projeto e Análise*. Ed. Manole.
- MENICONI, L.C.M.; REID, S.R.; SODEN, P.D. (2001). Preliminary design of composite riser stress joints. *Composites Part A: Applied Sciences and Manufacture*, v. 32, p. 597-605.
- MOK, D.P., WALL W. A., BISCHOFF, M. and RAMM, E., (1999). Algorithmic aspect of deformation dependent loads in non-linear static finite element analysis. *Engineering Computations*, Vol. 16, p. 601-618.
- MOURELLE, M. M. (1993). Análise Dinâmica de Sistemas Estruturais Constituídos por Linhas Marítimas. Tese de Doutorado, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, Brasil.
- MOURITZ, A. P.; GIBSON, A. G. (2006). *Fire Properties of Polymer Composite Materials*. Ed. Springer.
- OCHOA, O. O.; ROSS, R. R. (1998). Hybrid Composites: Models and Tests for Environmental Aging, *Journal of Reinforced Plastics and Composites*, v. 17, p. 787-799.
- OCHOA, O. O.; SALAMA, M. M. (2005). Offshore composites: Transition barriers to an enabling technology, *Composites Science and Technology*, v. 65, n. 15-16, p. 2588-2596.
- OCHOA, O. O. (2006). Composite Riser: Experience and Design Practice, Final Project Report, Offshore Technology Research Center (OTRC), Texas A&M University.
- OLIVEIRA Jr, S. C. (2006). Estudo Numérico-Experimental de Dutos Metal-Compósito Sob Carregamento de Pressão Hidrostática. Tese de Doutorado, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, Brasil.
- PELSOCI, T. M. (2004). Composites Manufacturing Technologies: Applications in Automotive, Petroleum, and Civil Infrastructure Industries - Economic Study of a Cluster of ATP -Funded Projects, National Institute Of Standards And Technology (NIST) - U.S. Department Of Commerce.
- QUEIROZ, D., L. (2007). Influência da Convenção Natural no Resfriamento de Dutos Submarinos de Petróleo e Gás. Dissertação de Mestrado, PUC-Rio, Rio de Janeiro, Brasil.

- RASHEED H. A. e YOUSIF, O. H., (2005). Stability of Anisotropic Laminated Rings and Long Cylinders Subjected to External Hydrostatic Pressure. *Journal of Aerospace Engineering*, p. 129-138.
- REDDY, J. N., (2004). *Mechanics of Laminated Composite Plates and Shells: Theory and Analysis*, 2. ed., CRC Press.
- ROCHA, I. B. C. M., PARENTE JUNIOR, E., MELO, A. M. C., HOLANDA, A. S. (2009). "A Finite Element Formulation for Composite Tube Modeling". *Anais do 30º CILAMCE - Iberian Latin American Congress on Computational Methods in Engineering*, Armação de Búzios, Rio de Janeiro, p. 1-15.
- SAGRILO, L. V. S., SIQUEIRA, M. Q., ELLWANGER, G. B., LIMA, E. C. P., RIBEIRO, E. J. B. (2000). On the extreme response of heave-excited flexible risers. *Applied Ocean Research*, v. 22, pp. 225-239.
- SALAMA, M. M. (1997), "Some Challenges and Innovations for Deepwater Developments," in *Offshore Technology Conference*, OTC 8455, May 5-8, 1997, Houston, TX.
- SALAMA, M. M.; STJERN, G.; STORHAUG, T.; SPENCER, B.; ECHTERMAYER, A. (2002). "The First Offshore Field Installation for a Composite Riser Joint," in *Offshore Technology Conference*, OTC 14018, May 6-9, 2002, Houston, TX.
- SCHWEIZERHOF, K. e RAMM, E., (1984). Displacement Dependent Pressure Loads in Nonlinear Finite Element Analysis. *Computers and Structures*, v. 18, pp. 1099-1114.
- SHEN, S. H., 1997. Post-buckling Analysis of Imperfect Stiffened Laminated Cylindrical Shells under External Liquid Pressure and Axial Compression. *Computers and Structure*, v.63, pp. 335-348.
- SHEN, S. H., 1998. Post-buckling Analysis of Stiffened Laminated Cylindrical Shells under External Liquid Pressure and Axial Compression. *Engineering Structures*, v.20, pp. 738-751.
- SIMULIA, 2007. ABAQUS user's manual: ABAQUS theory manual and ABAQUS examples problem manual, Version 6.7.
- SMITH, K. L.; LEVEQUE, M. E. (2005). *Ultra-Deepwater Production Systems Final Report*, August 2005, Houston, TX.
- SPARKS, C. P. (2007). *Fundamentals of Marine Riser Mechanics: Basic Principles and Simplified Analysis*, PennWell Books.



- SPARKS, C.P.; ODRU, P.; BONO, H.; METIVAUD, G. (1988) "Mechanical Testing of High-Performance Composite Tubes for TLP Production Risers," in Offshore Technology Conference, OTC 5797, May 2-5, 1988, Houston, TX.
- SOLANO, R. F., (2005). Análise Termomecânica de Dutos Submarinos Enterrados. Tese de Doutora. COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, Brasil.
- SOUZA, A. B.; NETTO, T. A.; PASQUALINO, I. P. (2007). Materiais Poliméricos para Dutos Sanduíche Aplicados em Águas Ultra-profundas. Anais do 4o Congresso Brasileiro de P&D em Petróleo e Gás, 2007. v. 1. p. 1-10.
- TAFRESHI, A. e BAILEY, C. G., (2007). Instability of imperfect composite cylindrical shells under combined loading. *Computers and Structure*, v.80, pp. 49-64.
- TAMARELLE, P. J. C.; SPARKS, C. P. (1987). "High-Performance Composite Tubes for Offshore Applications," in Offshore Technology Conference, OTC 5384, April 27-30, 1987, Houston, TX.
- TEÓFILO, F. A. F., PARENTE Jr, E. MELO, A. M. C. de; HOLANDA, A. S. (2009). "Buckling of Laminated Tubes under External Pressure". Anais do 30º CILAMCE - Iberian Latin American Congress on Computational Methods in Engineering, Armação de Búzios, Rio de Janeiro, p. 1-15.
- TSAI, J., CHANG, N., (2008), 2-D analytical model for characterizing flexural damping responses of composite laminates. *Composite Structures*, article in press.
- VINSON, J. R.; SIERAKOWSKI, R. L. (2002). *The Behavior of Structures Composed of Composite Materials*, Kluwer Academic Publishers.
- VASILIEV, V. V.; MOROZOV, E. V. (2001). *Mechanics and Analysis of Composite Materials*, Elsevier Science Ltd.
- WEINGARTEN, V. I.; SEIDE, P.; PETERSON, J. P. (1968). Buckling of Thin-Walled Circular Cylinders, NASA SP-8007, Space Vehicle Design Criteria (Structures).
- WITZ, J. A. (1996). A case study in the cross-section analysis of flexible risers. *Marine Structures*, v. 9, n. 9, pp. 885-904.
- YANG, C.; PANG, S.; ZHAO, Y. (1997). Buckling Analysis of Thick-Walled Composite Pipe under External Pressure, *Journal of Composite Materials*, v. 31, p. 409-426.
- ZIENKIEWICZ, O. C.; TAYLOR, R. L. (2000). *The Finite Element Method*. 5ª ed. Butterworth-Heinemann.

**APÊNDICE A – PROPRIEDADES DE ALGUMAS FIBRAS E  
CARACTERÍSTICAS DE ALGUMAS RESINAS POLIMÉRICAS.**

**PROPRIEDADE MECÂNICAS DAS FIBRAS**

É importante destacar que a diversidade de valores encontrados na literatura é em função das características de cada fabricante.

Fonte: Adaptada de Jones (1999).

Propriedades	Densidade (kN/m <sup>3</sup> )	Ruptura à tração (MPa)	Resistência específica (km)	Módulo de Elasticidade (GPa)	Rigidez específica (Mm)
Vidro-E*	25,0	3400	136	72	2,9
Vidro-S*	24,4	4800	197	86	3,5
Carbono	13,8	1700	123	190	14
Grafite	13,8	1700	123	250	18
Berílio	18,2	1700	93	300	16
Boro	25,2	3400	137	400	16
Alumínio	26,3	620	24	73	2,8
Titânio	46,1	1900	41	115	2,5
Aço	76,6	4100	54	207	2,7

\*A letra E indica um tipo que foi produzido visando aplicações elétricas e a letra S um tipo obtido a partir do primeiro com a resistência melhorada (*strength*).

**CARACTERÍSTICAS DE ALGUMAS RESINAS POLIMÉRICAS**

Material Propriedades	Termofixos (termorrígidos)			Termoplásticos	
	Epóxi	Poliéster	Fenólicos	Peek (1)	Polisufone
Densidade (kg/m <sup>3</sup> )	1213	1100- 1400	1320- 1450	1300	1250
Módulo de Elasticidade à tração (MPa)	2700- 3380	2100- 4400	-	4000	2800
Tensão de ruptura à tração (MPa)	29-130	34-100	50-55	92	75
Tensão de ruptura à compressão (MPa)	158	90-250	190-250	-	-
Coef. de dilatação térmica (10 <sup>-6</sup> /°C)	45-65	55-100	45-110		94-100
Absorção de água em 24h, % em volume	0,08- 0,15	0,15-0,6	0,1-0,2	0,1	0,2

(1) Sigla de PolyEtherEtherKetone