

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL

Escola de Engenharia

Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais - PPGEM

**ANÁLISE ESTRUTURAL DE MANGOTES DE TRANSFERÊNCIA UTILIZANDO
MATERIAIS COMPÓSITOS E POLIMÉRICOS AVANÇADOS**

MAIKSON LUIZ PASSAIA TONATTO

Tese para obtenção do título de doutor em engenharia.

Porto Alegre

2017

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL

Escola de Engenharia

Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais - PPGEM

**ANÁLISE ESTRUTURAL DE MANGOTES DE TRANSFERÊNCIA UTILIZANDO
MATERIAIS COMPÓSITOS E POLIMÉRICOS AVANÇADOS**

MAIKSON LUIZ PASSAIA TONATTO

Engenheiro Mecânico

Trabalho realizado no Departamento de Materiais da Escola de Engenharia da UFRGS, dentro do Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais - PPGEM, como parte dos requisitos de avaliação para obtenção do grau de Doutor em Engenharia.

Área de Concentração: Ciência e Tecnologia dos Materiais

Porto Alegre

2017

Esta tese foi julgada adequada como parte do cronograma da defesa da tese de doutorado, área de concentração Ciência e Tecnologia dos Materiais e aprovada em sua forma final, pelo Orientador e pela Banca Examinadora do Curso de Pós-Graduação.

Orientador: Prof. Dr . Sandro Campos Amico (UFRGS)

Banca Examinadora:

Prof. Dr. José Daniel Diniz Melo
(Universidade Federal do Rio Grande do Norte – UFRN)

Prof. Dr. Janaina da Silva Crespo
(Universidade de Caxias do Sul – UCS)

Prof. Dr. Rogério José Marczak
(Universidade Federal do Rio Grande do Sul – UFRGS)

Prof. Dr. Carlos Pérez Bergmann

Coordenador do PPGEM

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, pela linda família, pela saúde, pelas amizades, pela minha persistência de nunca ter desistido e por sempre abençoar e iluminar meus passos neste início de caminhada.

Ao meu orientador professor Sandro Campos Amico por todo empenho, sabedoria e compreensão. Agradeço também pelo estímulo, dedicação e esforço pessoal proporcionado.

À professora Maria Madalena de Camargo Forte pelas valiosas contribuições.

Ao prof. Volnei Tita da USP – EESC pelas contribuições nos modelos numéricos e melhorias no trabalho como um todo.

A todos os amigos e colegas do Laboratório de Materiais Poliméricos (LAPOL) e do Grupo de Materiais Compósitos e Nanocompósitos – GCOMP da Universidade Federal do Rio Grande do Sul – UFRGS.

A todos os amigos, pelo apoio durante todos os momentos da minha vida, incentivos em momentos bons e ruins.

À Angélica Pertile, pela paciência, pela dedicação e por me apoiar nessa busca rumo ao sucesso pessoal e profissional.

Principalmente, à minha família, em especial pai Antônio Tonatto, mãe Marli Terezinha Passaia Tonatto, irmão Marciano Tonatto e avô Rovilio Tonatto que sempre me incentivaram nos estudos e por sempre estarem ao meu lado me auxiliando na escolha do caminho certo.

À empresa Petrobras por ter concedido a oportunidade e apoio para a execução do projeto que deu origem a esta tese e pelo apoio financeiro.

À CAPES pelo apoio financeiro na etapa final do projeto.

Dedico esta tese aos meus queridos pais,
Marli e Antônio.

RESUMO

Mangotes de transferência têm sido utilizados em grande quantidade em operações de descarga de óleo, principalmente em águas profundas, onde existem cargas estáticas e cíclicas variáveis devido ao ambiente de trabalho. Apesar da grande demanda dessas estruturas, seu comportamento é pouco conhecido e discutido na literatura devido a sua complexidade. Além disso, os materiais utilizados nesse equipamento podem ocasionar um elevado número de falhas, sendo muitas vezes superestimados, deixando o mangote com peso excessivo. Este trabalho objetiva o desenvolvimento de uma metodologia de análise de materiais poliméricos avançados, especificamente fibras de poliaramida e materiais compósitos à base de fibra de carbono, em substituição a materiais tradicionais, utilizando modelos numéricos capazes de prever o comportamento da pressão de ruptura das carcaças e resistência a compressão radial do mangote, além da avaliação em fadiga dos cordonéis à base de poliaramida dessas novas estruturas. Modelos em meso-escala foram desenvolvidos utilizando conceitos de hiperelasticidade e de critérios de falha de materiais compósitos para previsão das tensões e deformações locais em regiões críticas do mangote. Análises numéricas foram realizadas via elementos finitos com o software comercial para auxiliar a elaboração dos modelos e a realização dos cálculos numéricos. Foram realizados ensaios experimentais para validação desses modelos numéricos, bem como para a previsão do comportamento estático e em fadiga dos materiais envolvidos. Foram desenvolvidos dois modelos. Em um modelo foi aplicado pressão interna no mangote para previsão de ruptura das carcaças no qual tem o objetivo de avaliar o desempenho dos novos reforços de poliaramida. No outro modelo foi aplicada uma carga radial na seção central do mangote para prever a resistência ao esmagamento, no qual tem o objetivo de avaliar o desempenho do componente de sustentação em material compósito de fibra de carbono. Os resultados dos modelos numéricos apresentaram boa concordância com os resultados experimentais em grande parte das análises. Também se observou que os novos materiais apresentam um grande potencial de substituição dos materiais tradicionais, bem como um excelente comportamento frente a carregamentos estáticos e dinâmicos envolvidos na aplicação, sendo verificada diminuição significativa de peso e aumento do desempenho.

Palavras-chave: Mangotes de transferência, fibras de poliaramida, fibra de carbono, modelo meso-escala, elementos finitos.

ABSTRACT

Offloading hoses have been extensively used at offloading oil operations, especially in deep water, where there are variable static and cyclic loads due to the working environment. Despite the great demand for these structures, their behavior is little known and discussed in the literature due to the complexity. In addition, the materials used in this equipment may lead to a high number of failures, being often overestimated, leading to excessive weight. This work aims to develop a methodology for analysis of advanced polymeric materials, specifically polyaramide fibers and carbon fiber composite materials, in the substitution of traditional materials, using numerical models able to predict the static behavior of the burst pressure of the carcasses and radial compression strength of the hose. In addition, fatigue tests were performed to evaluate the polyaramide cords of these new structures. Meso-scale models were developed using advanced hyperplastic and composite failure criteria concepts to predict local stresses and strains in critical regions of the hose. Numerical analyses were performed using finite elements with commercial software to aid the development of models and to carry out numerical calculations. Several experimental tests were performed to validate numerical models, as well as to forecast the static and fatigue behavior of the materials used. Two models were developed. A model is used to predict the burst pressure of the hose in order to evaluate the performance of the new polyaramide reinforcements cords. In the other model, a radial load was applied in the central section of the hose to predict the crushing strength, in which it has the aim of evaluating the performance of the load-bearing component made with carbon fiber composite material. The results of the computer models showed good agreement with the experimental results in most analyses. It was also found that the studied materials offered considerable potential for the substitution of traditional materials, as well as an excellent behavior under static and dynamic loads related to this application, with a significant weight reduction and increased performance of the new configurations over traditional hoses.

Keywords: Offloading hoses, polyaramid fibers, carbon fiber, meso-scale model, finite elements.

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS	IV
RESUMO.....	VI
ABSTRACT	VII
LISTA DE FIGURAS.....	X
LISTA DE TABELAS	XII
LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS.....	XIII
1. INTRODUÇÃO	1
2. OBJETIVOS E ORGANIZAÇÃO DA TESE.....	4
2.1. Objetivos.....	4
2.2. Organização da tese	4
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	6
3.1. Materiais compósitos	6
3.1.1. Fibra de aramida	7
3.1.2. Processamento de materiais compósitos poliméricos.....	9
3.2. Mangotes de transferência de petróleo	12
3.3. Modelo analítico para tubulações flexíveis	15
3.4. Modelos numéricos.....	18
3.4.1. Micro-escala	18
3.4.2. Macro-escala.....	19
3.4.3. Meso-escala	21
3.4.4. Teoria de dano e degradação de materiais compósitos	22
3.4.5. Relação constitutiva linear para materiais elásticos	27
3.4.6. Modelos hiperelásticos	28
4. Artigo I: Parametric analysis of an offloading hose under internal pressure via computational modeling.....	31
4.1. Introduction	33
4.2. Material models and identification of parameters.....	36
4.3. Axisymmetric finite element model	39
4.4. 3D finite element model.....	41
4.5. Experimental hydrostatic burst test	43
4.6. Numerical results and discussion	45
4.6.1 Effect of the number of layers.....	45

4.6.2 Influence of the coil on the stress distribution in the hose	48
4.6.3 Hybrid cords investigation	49
4.7. Conclusions	51
Acknowledgments	53
References	53
5. Artigo II: Compressive-tensile fatigue behavior of cords/rubber composites	57
5.1 Introduction	59
5.2 Experimental	60
5.2.1 Materials	60
5.2.2 Fatigue testing	60
5.2.3 Residual strength and statistical analysis	62
5.3 Results and discussion.....	63
5.3.1 The effect of vulcanization.....	63
5.3.2 Cycling effect on the cords.....	64
5.4. Conclusions	66
Acknowledgements	68
References	68
6. Artigo III: Progressive damage modeling of spiral and ring composite structures for offloading hoses.....	70
6.1 Introduction	72
6.2 Experimental	74
6.3 General Results	76
6.4 Modeling.....	77
6.5 Crush tests results.....	80
6.6 Progressive Failure Analysis	81
6.7 Conclusions	85
Acknowledgements	86
References	86
7. INTEGRAÇÃO DOS ARTIGOS.....	89
8. CONCLUSÕES	94
9. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	97
10. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	98

LISTA DE FIGURAS

Fig. 3.1: <i>Kink bands</i> em fibras de alta performance após compressão [14].	8
Fig. 3.2: Representação das forças atuantes no processo de pultrusão de peças curvas: (a) forças resultantes quando é aplicada uma força de tração (F_p) nas fibras e (b) forças resultantes se a matriz com curvatura constante é rotacionado sobre o perfil [25].	10
Fig. 3.3: Equipamento de pultrusão curva para perfil em formato de espiral (a) Projeto 3D do cabeçote e (b) Imagem da máquina pultrusora [25].	11
Fig. 3.4: Representação esquemática de um sistema de <i>filament winding</i> tipo “wet” [27].	12
Fig. 3.5: Ilustração da direção das fibras em peças cilíndricas [28].	12
Fig. 3.6: Estrutura de um mangote flutuante de dupla carcaça [10].	13
Fig. 3.7: Representação dos deslocamentos e rotações de um cilindro [36].	15
Fig. 3.8: Representação geométrica da hélice [36].	17
Fig. 3.9: Ilustração dos modos de falha de materiais compósitos [39].	20
Fig. 3.10: Sistemática de decomposição do multicontínuo: (a) um ponto contínuo (material) para um compósito de fibra contínua unidirecional na escala de lâmina, (b) o mesmo ponto somente com fibras e (c) o mesmo ponto somente com a matriz [46].	23
Fig. 4.1: Bonded flexible pipe for liquid transport [1].	34
Fig. 4.2: Stress vs. strain curve of the rubber and the Arruda-Boyce’s model fitting.	37
Fig. 4.3: Load vs. strain curves of the cords and the respective Marlow’s model fitting.	38
Fig. 4.4: Geometry data and axisymmetric model of the hose (dimensions [mm]).	39
Fig. 4.5: Mesh details of the axisymmetric model.	40
Fig. 4.6: 3D full model of the hose: Finite element mesh and boundary conditions.	42
Fig. 4.7: 3D ring model of the hose: Finite element mesh and boundary conditions.	42
Fig. 4.8: Hose during the burst test.	44
Fig. 4.9: Failure region of the hose after the burst test.	44
Fig. 4.10: Experimental and numerical results (3D and axisymmetric model) of $[\pm 45_{20}/90/\pm 45_{10}/\pm 45_{16}]$ hose.	45
Fig. 4.11: Load (unit: [N]) in the cords (REBAR) of the hose: (a) Inner carcass $[\pm 45_{20}/90/\pm 45_{10}/\pm 45_{16}]$ (at 146 bar), (b) Inner carcass $[\pm 45_{16}/90/\pm 45_6/\pm 45_{14}]$ (at 122.1 bar), (c) Outer carcass $[\pm 45_{20}/90/\pm 45_{10}/\pm 45_{16}]$ (at 57.7 bar) and (d) Outer carcass $[\pm 45_{16}/90/\pm 45_6/\pm 45_{14}]$ (at 51 bar).	47
Fig. 4.12: Predicted burst pressure for different number of layers.	48
Fig. 4.13: Variation of load in the layers for different hoses ($P_{int} = 121$ bar).	48
Fig. 4.14: Variation of burst pressure with coil pitch for the $[\pm 45_{20}/90/\pm 45_{10}/\pm 45_{16}]$ hose.	49
Fig. 4.15: Pressure vs. axial strain for various hybrid cord angles in the hose.	50
Fig. 4.16: Variation of von Mises stresses in coil (a) and load in REBAR (b) with pressure for various hybrid cord angles.	51
Fig. 4.17: Von Mises stresses in coil and load in REBAR at 117 bar for different hybrid cord angles: (a-d) 30° , (b-e) 40° and (c-f) 50° .	52
Fig. 5.1: Fatigue test equipment using pulleys detailed on the right.	61
Fig. 5.2: SEM of hybrid cords: (a) as-received, (b) after extraction from the vulcanized rubber.	63
Fig. 5.3: Residual strength vs. number of cycles for: (a) Polyester cords, (b) Polyamide cords.	64
Fig. 5.4: Residual strength vs number of cycles for hybrid cords.	65
Fig. 5.5: Hybrid cords during bending fatigue at 1×10^3 cycles: (a) Initial formation of microbuckling and (b) amplified region at $6000\times$.	66
Fig. 5.6: Microbuckling after 1 million cycles (a) and final failure aspect of the fatigued fiber (b).	67
Fig. 6.1: Photographs of one of the hose sections (a), dimensions [mm] (b) and during the crush test in the Instron machine (c).	75

Fig. 6.2: Cross-section micrographs of the E/PU/S (a, b), E/FW/S (c, d), and PPS/FW/R (e, f) samples before and after failure under short-beam.	77
Fig. 6.3: 3D image and representation of the finite element model used to simulate the hose section under crushing load.	78
Fig. 6.4: (a) Step increment analysis and (b) through-the-thickness mesh density analysis for E/PU/S.	79
Fig. 6.5: Compressive load vs permanent deflection (inelastic deformation) results for the various samples.	80
Fig. 6.6: Compressive load vs displacement curve (numerical and experimental data) for the hose with the steel spiral (ST/S).	81
Fig. 6.7: Compressive load vs displacement curve (numerical and experimental data) for the hose with E/PU/S spiral.	82
Fig. 6.8: Compressive load vs displacement curve (numerical and experimental data) for the hose with E/FW/S (a) and PPS/FW/R (b).	82
Fig. 6.9: 3D images of E/PU/S and PPS/FW/R samples under stress just before complete failure: Spiral [σ_{11} (a), σ_{22} (b), σ_{33} (c), σ_{12} (d), σ_{13} (e), σ_{23} (f)] and ring [σ_{11} (g), σ_{22} (h), σ_{33} (i), σ_{12} (j), σ_{13} (k), σ_{23} (l)].	84
Fig. 6.10: 3D images showing the displacement field in the y direction and the contact region between support and the elastomeric part with the embedded elements.	85

LISTA DE TABELAS

Tab. 3.1: Modos de falha do mangote em serviço [2].	14
Tab. 3.2: Ensaios experimentais sugeridos para determinação dos parâmetros MCT [46].	27
Tab. 4.1: Materials properties used in the computational analysis.	38
Tab. 4.2: Nomenclature of samples, materials and mesh data.	40
Tab. 4.3: Maximum load in reinforcement bars, axial displacement and burst pressure.	46
Tab. 5.1: Belt dimensions and fatigue test conditions.	62
Tab. 5.2: Results of load at break of the cords before and after rubber vulcanization.	64
Tab. 6.1: Elastic properties and strength values of the representative coupons.	76
Tab. 6.2: Load-bearing components: number of nodes and finite elements.	79

LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

Letras Romanas

A	–	área de uma seção transversal
D	–	diâmetro nominal do mangote
D_m	–	dano escalar na matriz
D_f	–	dano escalar na fibra
E_1	–	módulo de elasticidade longitudinal
E_2	–	módulo de elasticidade transversal
E_3	–	módulo de elasticidade normal ao plano 12
F_{1t}	–	resistência à tração longitudinal
F_{1c}	–	resistência à compressão longitudinal
F_{2t}	–	resistência à tração transversal
F_{2c}	–	resistência à compressão transversal
F_{12}	–	resistência ao cisalhamento no plano 12
F_{23}	–	resistência ao cisalhamento no plano 23
F_{sb}	–	resistência ao cisalhamento interlaminar
F_u	–	resistência máxima em tração
f	–	coeficientes de interação
G_{12}	–	módulo de cisalhamento no plano 12
G_{23}	–	módulo de cisalhamento no plano 23
G_{31}	–	módulo de cisalhamento no plano 31
I_1, I_2, I_3	–	invariantes de deformação
I_x	–	segundo momento de inércia no eixos x
I_y	–	segundo momento de inércia no eixos y
I_z	–	momento polar de inércia
J	–	razão elástica do volume
K	–	módulo de compressibilidade
k_B	–	constante de Boltzmann
L	–	comprimento total do <i>riser</i>
M_t	–	torque sobre o eixo axial
M_x	–	momento sobre a direção normal
M_y	–	momento sobre a direção binormal
N	–	força axial externa atuante no mangote
n	–	número de tendões na camada
p	–	pressão hidrostática
R	–	medida geométrica de raio
S	–	espaçamento entre cordonéis
T	–	temperatura
u_r	–	diferença de deslocamento normal no eixo r
u_z	–	diferença de deslocamento normal no eixo z

U –	energia de deformação absorvida pelo corpo por unidade de volume
U^m –	densidade de energia dissipada do compósito para matriz totalmente degradada
U^f –	densidade de energia dissipada do compósito para fibra totalmente degradada
V –	variação máxima do diâmetro do mangote
W –	trabalho gerado pelos carregamentos externos sobre um incremento de deformação específico

Letras Gregas

α –	medida geométrica de um ângulo ou fator que determina a contribuição da tensão de cisalhamento na falha por tração da fibra
γ_{12} –	deformação cisalhante no plano 12
γ_{23} –	deformação cisalhante no plano 23
γ_{31} –	deformação cisalhante no plano 31
ε_{ij} –	deformação normal em uma direção arbitrária
ε_1 –	deformação normal na direção longitudinal
ε_2 –	deformação normal na direção transversal
ε_3 –	deformação normal ao plano 12
ε_f –	deformação na fibra
ε_m –	deformação na matriz
ε_f –	deformação de tração devido à carga externa na polia
ε_2 –	deformação de compressão da camada interna de cordoneis
θ –	posição angular da tensão na seção transversal
$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ –	razões principais de alongamento, definidos como a razão entre o comprimento alongado e o comprimento não alongado
λ_m –	alongamento no qual a curva tensão-deformação muda significativamente
μ –	modulo de cisalhamento inicial
ν_{ij} –	coeficiente de Poisson no plano ij
σ_{ij} –	tensão normal em uma direção arbitrária
σ_1 –	tensão normal na direção longitudinal à fibra
σ_2 –	tensão normal na direção transversal à fibra
σ_3 –	tensão normal ao plano 12
σ_y –	tensão de escoamento
σ_u –	resistência máxima em tração
σ_f –	tensão na fibra
σ_m –	tensão na matriz
ζ_0^m –	tensão efetiva na matriz no início da degradação
ζ_0^f –	tensão efetiva na fibra no início da degradação
τ_{12} –	tensão de cisalhamento no plano 12
τ_{23} –	tensão de cisalhamento no plano 23
τ_{31} –	tensão de cisalhamento no plano 31
ϕ –	rotação em torno do eixo axial

ϕ^f –	fração volumétrica da fibra
ϕ^m –	fração volumétrica da matriz
ψ_x –	diferença de rotação sobre a direção normal
ψ_y –	diferença de rotação sobre a direção binormal

Operadores

$[A]$ –	matriz que relaciona a média das deformações mecânicas nos constituintes
$\{a\}$ –	vetor que relaciona a média das deformações térmicas nos constituintes
$\{\alpha^f\}$ –	vetor 6×1 que representa os coeficientes de expansão térmica do material da fibra
$\{\alpha^m\}$ –	vetor 6×1 que representa os coeficientes de expansão térmica do material da matriz
$[C^f]$ –	matriz constitutiva 6×6 do material da fibra
$[C^m]$ –	matriz constitutiva 6×6 do material da matriz
$\{\varepsilon^f\}$ –	vetor do campo de deformação da fibra
$\{\varepsilon^m\}$ –	vetor do campo de deformação da matriz
$[F_i]$ –	tensor de resistência de segunda ordem
$[F_{ij}]$ –	tensor de resistência de quarta ordem
$[\kappa]$ –	matriz de rigidez da camada da espiral
$[Q]$ –	matriz de rigidez reduzida
$\{\sigma^f\}$ –	vetor das tensões atuantes na fibra
$\{\sigma^m\}$ –	vetor das tensões atuantes na matriz

Abreviaturas

ANOVA –	análise de variância
CALM –	<i>Catenary Anchor Leg Mooring</i>
CFRP –	compósitos poliméricos reforçados por fibras de carbono
DOF –	graus de liberdade
DL –	densidade linear do cordonel em denier (denier = quantidade (em g) de polímero em um fio de 9000 m de comprimento)
EPS –	<i>Early Production System</i>
FEM –	<i>finite element method</i>
FW –	<i>filament winding</i>
LSD –	menor diferença significativa
MANOVA –	análise de variância multifatorial
MCT –	teoria do multicontínuo
NBR –	elastômero de butadieno-acrilonitrila
OCIMF –	<i>Oil Companies International Marine Forum</i>
PAN –	poliacrilonitrila
PMPI –	poli(m-fenileno isoftalamida)
PPPT –	poli(p-fenileno tereftalamida)
PPS –	poli(p-fenileno sulfeto)
REBAR –	<i>reinforcement bars</i>

RP –	ponto de referência
RVE –	elementos representativos do volume
SRTP –	tubo termoplástico reforçado
TM –	medida do grau de torção de um cordonel
TPI –	número de torções do cordonel, em voltas por polegada
UMAT –	subrotina de material do usuário

1. INTRODUÇÃO

Atualmente, grande parte da produção de óleo é feita no mar (offshore), em águas profundas. Por se tratar de um cenário distante da costa, o escoamento por dutos submarinos se torna inviável em muitos casos. Nestes, para viabilizar a produção, armazena-se o óleo produzido em unidades flutuantes no mar, com alívio periódico feito por navios tanque chamados de “NT Aliviador”. A transferência de óleo é feita através de uma linha de mangotes. As linhas desses mangotes podem ser classificadas como flutuante ou submarina, em forma de catenária [1].

Mangotes fabricados com elastômero reforçado são frequentemente usados em sistemas offshore e representam uma solução versátil e economicamente viável para transferência de óleo. Entretanto, a baixa confiabilidade desses mangotes ao longo de sua vida útil pode afetar a disponibilidade operacional e a segurança ambiental. Assim, sua capacidade de resistir a carregamentos externos torna-se importante.

Devido às elevadas deformações e sua estrutura complexa, os mangotes são difíceis de analisar com respeito ao estado de deformações e tensões geradas em diversos tipos de carregamento [2]. No início da operação, por exemplo, a linha de mangote deve ser desenrolada do carretel com auxílio de um navio rebocador, e o peso elevado favorece o surgimento de esforços importantes que poderiam ser contornados por estudos mais detalhados de engenharia [1].

Em 1990, Lotveit et al. [3] estabeleceram um método para prever tensões em tubulações flexíveis com carregamento combinado. O método prevê, de forma analítica, os carregamentos em cada camada da tubulação do tipo “*unbonded*”, ou seja, onde o reforço é independente da matriz. Trabalhos posteriores focaram na avaliação do comportamento de tubulações flexíveis do tipo “*unbonded*”, entre os quais pode-se citar Fan et al. [4], que descreve um modelo analítico para prever as deformações e tensões das camadas da tubulação sob pressão interna, Alfano et al. [5], desenvolveram leis constitutivas para prever o comportamento das tensões e deformações em flexão, e Sævik [6], comparou resultados analíticos e experimentais de tubo flexível.

É raro encontrar estudos na literatura que relacionam tubulações do tipo *bonded*, no qual os mangotes de transferência são classificados. Gonzalez et al. [7] desenvolveram um modelo de elementos finitos para prever as tensões e deformações em um mangote, usando cordoneis tradicionais. Cho et al. [8] desenvolveram um módulo numérico que pode ser interligado com o código de elementos finitos, para a análise de grandes deformações de uma mangueira reforçada utilizando um modelo simplificado.

Apesar do avanço tecnológico, a maioria dos mangotes fabricados atualmente ainda emprega materiais e projeto de construção consagrados na década de 70 [9] [10]. Em contrapartida, em aplicações onde peso e resistência são importantes, produtos de borracha são reforçados com fibras de alta resistência, tais como a de poliaramida. Borrachas reforçadas com cordonéis de poliaramida são usadas em amortecedores pneumáticos, pneus de alto desempenho, mangueiras de alta pressão, correias de transmissão, entre outras aplicações. Cordonéis de fibra de poliamida (nylon[®]), de poliaramida (Kevlar[®], Nomex[®], Twaron[®]), de poliéster (Dacron[®]), de aço (*steel wire*) e de vidro (*E-glass*) estão também disponíveis no mercado. Além de apresentar alta resistência, a poliaramida possui módulo consideravelmente superior aos cordonéis de poliéster e poliamida comumente utilizados em mangotes [11] [12]. Assim, a poliaramida é potencialmente capaz de gerar mangotes de resistência similar com um menor número de camadas de reforço, reduzindo seu peso.

Compósitos de alta performance à base de fibra de carbono também vêm sendo empregados recentemente nos mais diversos campos, incluindo o Óleo & Gás. Estes apresentam elevada resistência mecânica em geral, quando comparada com materiais metálicos tradicionais, e poderiam ser utilizados para produzir componentes de mangote [13] [14] [15].

Ao relacionar o uso de materiais compósitos em estruturas, muitos pesquisadores têm investigado a resistência com uso de uma abordagem com incorporação do dano e da falha para previsão de um comportamento mais realístico. Esta estratégia foi usada por Ribeiro et al. [16], que desenvolveram um modelo de dano para prever a falha e o dano de estruturas compósitas via um modelo meso-escala. Eles investigaram diferentes modos de carregamentos e compararam os resultados do modelo numérico com dados experimentais, resultando em boa concordância entre os métodos. Outros autores também avaliaram dano e falha em tubulações fabricadas em material compósito [17] [18].

Os cordonéis à base de poliaramida e compósitos poliméricos de fibra de carbono possuem excelentes propriedades específicas, uma vez que combinam alta rigidez e resistência mecânica quando comparadas com os materiais tradicionais de um mangote de transferência, o que propiciam em uma estrutura leve e resistente. Entretanto, a anisotropia associada à característica não-linear nesses materiais torna a análise complexa do ponto de vista estrutural. Essa dificuldade vem sendo explorada por pesquisadores com avaliações específicas em escala de material e pouco avaliadas em escala estrutural.

A escassez de modelos que estabelecem relações constitutivas não-lineares, em mangotes de transferência somada ao uso de componentes poliméricos avançados são duas

linhas de pesquisa altamente motivadoras. Além de tornar o mangote mais leve e aumentar sua confiabilidade e performance, é possível ampliar o entendimento do comportamento hiperelástico e de falha dessas estruturas.

Portanto, o panorama apresentado sugere o desenvolvimento de uma metodologia de análise de mangotes de transferência com materiais poliméricos de alta performance, que avaliam o comportamento dos materiais envolvidos e da estrutura por técnicas experimentais e numéricas, avaliando os impactos e potencialidades.

Diante do contexto, a presente tese visa contribuir com o projeto de tubulações do tipo *banded*, mais especificamente em mangotes de transferência com componentes fabricados em materiais poliméricos e compósitos avançados. Para tal, os objetivos não demonstrados na próxima seção.

2. OBJETIVOS E ORGANIZAÇÃO DA TESE

2.1. Objetivos

O objetivo principal desta tese é propor uma metodologia para análise estrutural de mangotes de transferência para avaliação de cordonéis híbridos à base de poliaramida como reforço e de material compósito de fibra de carbono como componente de sustentação, utilizando uma abordagem numérica e experimental.

Os objetivos específicos desse trabalho são:

- Avaliar o comportamento plástico e hiperelástico dos constituintes do mangote, nos carregamentos de tração e compressão.
- Desenvolver uma metodologia numérica utilizando elementos axissimétricos, com incorporação de modelos hiperelásticos, de mangotes de transferência, considerando diferentes cordonéis poliméricos, orientação dos cordonéis e número de camadas, submetidos a pressão hidrostática interna.
- Avaliar os efeitos de fabricação dos compósitos borracha/cordonéis poliméricos e investigar a influência de carregamentos dinâmicos na resistência mecânica dos cordonéis.
- Avaliar o efeito nas propriedades mecânicas de tração, compressão, cisalhamento no plano e resistência interlaminar para diferentes materiais compósitos de fibra de carbono produzidos por diferentes processos de fabricação
- Desenvolver uma metodologia numérica utilizando falha e dano do componente de sustentação do mangote com materiais compósito e avaliação das limitações e potencialidades em relação com componente fabricado tradicionalmente em aço.

2.2. Organização da tese

Nesta tese, o Capítulo 1 e o Capítulo 2 englobam a introdução e os objetivos da tese. O Capítulo 3 apresenta uma revisão bibliográfica relacionada à análise estrutural de mangotes de transferência, destacando-se o comportamento estrutural de materiais compósitos, bem como as principais características de fibras de carbono e aramida. Na sequência, são demonstrados alguns processos utilizados para produzir materiais compósitos poliméricos de interesse para componentes de mangotes. Por fim, são apresentados métodos analíticos utilizados para o cálculo de mangotes de transferência e a modelagem mecânica, focando em diferentes escalas de análise, micro, macro e meso. São demonstradas relações constitutivas para materiais

elásticos, modelos hiperelásticos, modelos de dano e leis de degradação de materiais compósitos poliméricos.

No Capítulo 4, é apresentado o primeiro artigo publicado, cujo título é “*Parametric analysis of an offloading hose under internal pressure via computational modeling*”. Nesse estudo, modelos de elementos finitos utilizando elementos axissimétricos e 3D foram desenvolvidos para estimar a resistência à ruptura das carcaças de um mangote com diâmetro nominal de 20”. Para representação dos cordonéis, foram utilizados elementos do tipo *reinforcement bars* (rebars). O corpo elastomérico e os cordonéis foram modelados como materiais hiperelásticos.

O Capítulo 5 apresenta o segundo artigo publicado, como o título “*Compressive-tensile fatigue behavior of cords/rubber composites*”. O objetivo principal desse estudo foi avaliar as propriedades de fadiga de compósitos de borracha/cordonéis utilizados como reforço de mangotes de transferência. Os resultados são demonstrados em resistência residual em função do número de ciclos de cordonéis poliméricos usados nos mangotes. Cordonéis híbridos de poliaramida/poliamida foram analisados e comparados a cordonéis de poliéster ou poliamida tradicionalmente utilizados em mangotes.

No Capítulo 6, é apresentado o terceiro artigo publicado, como o título: “*Progressive damage modeling of spiral and ring composite structures for offloading hoses*”. Neste, espirais e anéis compósitos de fibra de carbono fabricados por pultrusão curva e enrolamento filamentar foram utilizados como componente de reforço do mangote. Foi desenvolvido um modelo numérico para simular e prever a falha progressiva desses componentes.

A integração entre os referidos artigos é apresentada no Capítulo 7, e as conclusões gerais da tese no Capítulo 8. Por fim, são citadas sugestões para trabalhos futuros e a lista de referências utilizadas para a elaboração da tese.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1. Materiais compósitos

Por definição, materiais compósitos são materiais multifásicos que exibem uma proporção significativa das propriedades das fases que o constituem, de tal modo que é obtida uma melhor combinação de propriedades, utilizando-se o princípio da ação combinada. Muitos compósitos são constituídos por duas fases, uma é denominada matriz, a qual é contínua, e outra fase é geralmente chamada dispersa, sendo insolúveis uma na outra. Cada constituinte deve ter teores razoáveis na combinação, com pelo menos 5%. Compósitos são fabricados para que se consiga um aumento de uma ou mais propriedades, como rigidez e resistência mecânica, à corrosão e ao desgaste, resistência à fadiga, redução de peso, isolamento acústico, isolamento ou condutividade térmica/elétrica [19].

Materiais compósitos são classificados de acordo com o tipo de reforço e sua forma de disposição. Sua escolha depende das propriedades desejadas para a aplicação. Compósitos com reforço fibroso geralmente possuem melhores propriedades mecânicas. A matriz também estabelece um papel fundamental no compósito, pois é responsável em manter os reforços afastados e protegê-los do meio externo, além de transferir as tensões aplicadas no compósito para o reforço por cisalhamento na interface reforço/matriz. Polímero reforçado com fibra de carbono (CFRP) representa a maior parte das aplicações de engenharia, por apresentarem uma infinidade de formulações possíveis para atender as necessidades de cada aplicação [19].

Tradicionalmente, os compósitos sintéticos têm se utilizado extensivamente de polímeros termorrígidos (ex. epóxi, poliéster, fenólica) como matriz, para os quais o setor industrial investiu significativamente, nas últimas décadas, em equipamentos de processo [19]. Materiais compósitos de matriz elastomérica reforçada com fibras também têm recebido muita atenção recente devido a facilidade de processamento, ao baixo custo e a excelentes propriedades mecânicas, sendo amplamente utilizados em aplicações como embalagens, mangueiras, pneus, correias transportadoras e mangotes de transferência de petróleo [20].

Com relação aos reforços utilizados em compósitos em geral, as fibras mais comuns são a de vidro, carbono e poliaramida. A fibra de vidro, que é a mais utilizada mundialmente, normalmente não se aplica em estruturas de alto desempenho mecânico, sendo nestes casos substituída pela fibra de carbono ou de aramida. As propriedades da fibra de carbono dependem do seu precursor, processo de produção e até mesmo do fabricante. Dois principais precursores dominam a quase totalidade das fibras de carbono: a poliácridonitrila (PAN) e piche (*pitch*). Fibras de PAN dominam o mercado que exige fibras de alta performance, pois elas podem ser feitas com uma gama de valores de rigidez e resistência [19]. A fibra de

carbono é a mais utilizada em compósitos poliméricos estruturais por apresentar elevados módulo de elasticidade e resistência mecânica e baixo peso específico.

A fibra de aramida é classificada como sintética orgânica e apresenta menor módulo e resistência comparada à fibra de carbono, porém maior que a fibra de vidro. Essa fibra de elevado desempenho, por ser mais explorada nesta tese, está discutida em mais detalhes a seguir [19].

3.1.1. Fibra de aramida

A fibra de poliaramida, ou simplesmente aramida, apresenta uma combinação de propriedades favoráveis que incluem elevados resistência e módulo, tenacidade e estabilidade térmica comparada a fibras tradicionais como poliéster e poliamida, sendo extensivamente usadas em compósitos de baixo peso para diversas aplicações. As poliamidas aromáticas são sintéticas em que pelo menos 85% dos grupos amida são compostos de anéis aromáticos. A poli(p-fenileno tereftalamida) (PPPT) e o poli(m-fenileno isoftalamida) (PMPI) são aramidas comerciais de grande relevância econômica, e alguns nomes comerciais usados nos últimos 40 anos, tais como: Kevlar[®], Nomex[®] e Twaron[®] [11].

Após a fabricação das fibras propriamente ditas, são agrupadas em feixes maiores tradicionalmente chamados de cordonéis. Para a obtenção dos cordonéis, as fibras são submetidas ao processo de torção em duas etapas, a torção das fibras, para produzir a perna do cordonel, e a torção das pernas entre si para formar o cordonel final, conforme citado por Kovac et al. [21]. Os tipos mais comuns de torção são o do tipo “S” e do tipo “Z”, de acordo com a direção da rotação [22]. A torção do fio é realizada para dar um grau significativo de alongamento e resistência à fadiga por compressão para o cordonel, porém afetando negativamente a resistência e o módulo em tração. Onbilger et al. [23] relatam que o efeito do grau de torção, ou *Twist multiplier* (TM), altera tenacidade, módulo e alongamento de cordonéis. A TM de um cordonel pode ser calculada de acordo com a Equação (3.1):

$$TM = 0,0137 \cdot TPI \cdot \sqrt{DL} \quad (3.1)$$

onde: TPI é o número de torções do cordonel, em voltas por polegada; *DL* é a densidade linear do cordonel em denier (denier = quantidade (em g) de polímero em um fio de 9000 m de comprimento).

As fibras de aramida possuem propriedades mecânicas anisotrópicas, sendo muito baixas na direção transversal em relação as fibras convencionais de poliéster e poliamida, o que resulta em falha em baixa tensão de compressão. Hearle et al. [24] investigaram a resistência à fadiga de fibras de poliaramida (Kevlar 29) com o ensaio *Flex test* (dispositivo de ensaio que proporciona compressão nas cordas). A morfologia da fratura apresentou em

geral divisão axial, confirmando uma baixa resistência na direção perpendicular ao eixo da fibra. Fransson et al. [13] ensaiaram cordonéis de poliaramida em um dispositivo chamado de *Roller fatigue testing*, onde um motor girava duas polias acopladas por uma correia de borracha reforçada por duas camadas de cordonel de Kevlar®. Cinco cordonéis foram construídos com diferentes graus de torção 265, 241, 228, 210 e 140 voltas/m, sendo classificados por um fator $\alpha_m = (\text{torção} \times (\text{densidade linear})^{0,5})$ de $6,34 \times 10^{-3}$, $5,71 \times 10^{-3}$, $5,41 \times 10^{-3}$, $5,00 \times 10^{-3}$ e $3,24 \times 10^{-3}$. Aplicando deformação em tração de 0,5% e em compressão de 4,3%, as amostras romperam com $10^{6,9}$, $10^{6,7}$, $10^{5,8}$, 10^5 e 10^4 ciclos, respectivamente. Diferentemente do *disc fatigue test*, que diminui a resistência do cordonel de forma gradual, o *Roller fatigue test* faz com que os cordonéis preservem grande parte de sua resistência inicial até próximo da ruptura.

A estrutura molecular do PPPT é composta de dois anéis de benzeno unidos por uma ligação de CONH. Segundo Onbilger et al. [23], quando esses dois anéis rígidos são comprimidos ocorre um movimento de rotação na ligação CONH, resultando no dobramento da molécula. Ciclos repetidos de compressão irão resultar na formação de uma *kink band*. Leal et al. [14] descreveram que o *kink band* é consequência da ausência de apoio lateral resistente entre as cadeias de polímero extremamente orientadas, o que leva à falha em baixas deformações compressivas, com cadeias que deslizam umas sobre as outras causando um *microbuckling* local. A Fig. 3.1 mostra micrografias de *kink band* em fibras de alta performance submetidas ao carregamento de compressão.

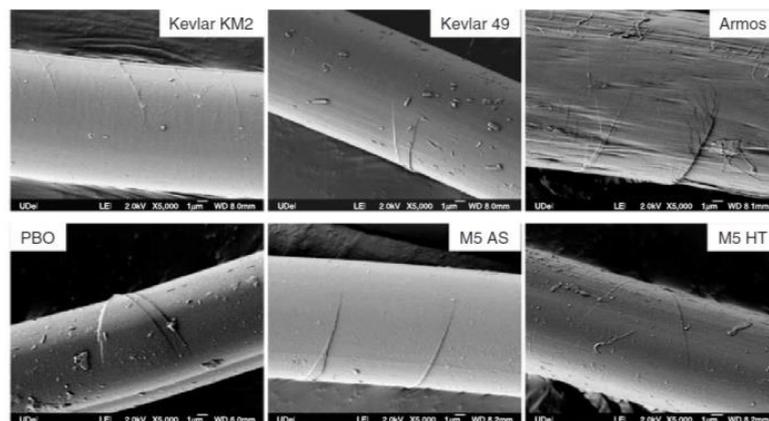


Fig. 3.1: *Kink bands* em fibras de alta performance após compressão [14].

A baixa resistência à fadiga por compressão de cordonéis de alto módulo fez surgirem novas tecnologias. Onbilger et al. [23] demonstraram uma melhoria nessa propriedade para cordonéis construídos com um núcleo e fios torcidos externamente, também chamada de “*core-inserted cord*”. Foi verificada uma variação da resistência à fadiga entre cordonéis com

4 fios (3 externos de Kevlar 6,5 TM com 3000 denier cada), onde se variou a densidade do fio de poliamida (Nylon) localizado no núcleo. O núcleo com Nylon de 200 denier apresentou 1200 N de resistência após 6 h de ciclagem a 15% de compressão, enquanto o cordonel com núcleo de Nylon de 1000 denier apresentou 1450 N, por este núcleo distribuir mais uniformemente as cargas compressivas e minimizar o contato entre fios de poliaramida.

Onbilger et al. [23] também verificaram a possibilidade de construção de cordonéis híbridos, chamada de “*hybrid cord*”. Um cordonel convencional com 3 fios de Kevlar 1500 denier cada apresentou alongamento na ruptura de 4,6% e resistência residual pós-fadiga por compressão (*disc fatigue*, 15% compressão, 6 h) de 21%. Enquanto o cordonel híbrido com 2 fios de Kevlar (1500 denier cada) e 1 fio de nylon (1260 denier) apresentou aumento no alongamento máximo para 7,6% e na resistência residual pós-fadiga para 48%.

3.1.2. Processamento de materiais compósitos poliméricos

As técnicas de fabricação para materiais compósitos de pultrusão e o enrolamento filamentar, ou *filament winding* (FW), são comumente utilizadas devido a fatores como alta precisão no posicionamento da fibra, elevada fração volumétrica de fibras, baixo teor de vazios e automação de processos. A pultrusão é conhecida por produzir perfis retos em seções transversais variadas, enquanto o FW, sólidos de revolução ocos. Estes processos foram usados para produzir os componentes em compósitos utilizados nesta tese e por isso estão descritos em detalhes a seguir [19].

a) Pultrusão:

No processo de pultrusão tradicional, feixes (reunidos) ou fitas são impregnados por resina e tracionados através de uma matriz aquecida que dá o formato do produto. A seção ou perfil reto emerge inteiramente curada e pronta para o corte no comprimento adequado. A impregnação acontece por submersão das fibras em um banho de resina em uma etapa anterior à entrada na matriz ou por injeção direta na matriz [19].

Jansen [25] descreveu que até recentemente a pultrusão era o único processo de produção em alta escala para perfis reforçados com fibras e só possibilitava a fabricação de perfis retos. Entretanto, recentemente desenvolveu-se uma nova variação da pultrusão tradicional, chamada de pultrusão curva ou “*Radius-Pultrusion*”, que possibilita obter perfis curvos. A diferença básica da pultrusão tradicional e da pultrusão curva está no formato da matriz e no mecanismo de movimento da matriz. Na pultrusão tradicional a matriz é fixa e as fibras, após o banho de resina, são puxadas a fim de formar o perfil reto. Já na pultrusão

curva, a matriz realiza movimentos de rotação através de um eixo central, indo ao encontro das fibras.

A dificuldade de fabricação de peças curvas pelo processo de pultrusão tradicional reside no mecanismo dos esforços atuantes no processo que podem ser visualizados na Fig. 3.2. Na pultrusão tradicional (a), a força de tração (F_p) aplicada na extremidade do perfil produz uma força de reação nas regiões de contato entre matriz e perfil, que pode ser decomposta em força tangencial (F_t) que é paralela à interface do perfil e da matriz e a outra componente é uma força radial, ou retangular (F_r), à interface. Esta força radial aumenta diretamente o atrito ao longo do perfil e bloqueia o movimento. Quanto menor o raio em um determinado comprimento de matriz, maior é esta força retangular. Tal como na pultrusão tradicional, a adesão do perfil à parede é alta, uma vez que o perfil é movido durante a polimerização da resina, este efeito torna impossível a pultrusão mesmo de grandes raios.

Se, alternativamente, o perfil é fixo e a matriz é a parte móvel, as forças geradas pelo movimento são orientadas paralelamente ao eixo do perfil e assim não é gerado atrito crescente ao longo do eixo do perfil (b). Uma vez que a fixação do perfil é naturalmente realizada segurando o perfil na extremidade da matriz, também o movimento da matriz cria uma força retangular ao eixo do perfil, neste caso na extremidade da matriz. Esta força será maior, quanto maior for a distância não suportada entre a matriz e o ponto de fixação do perfil em relação ao raio.

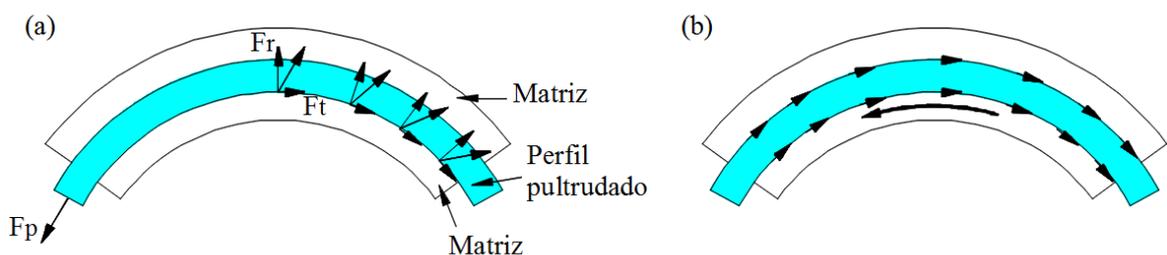


Fig. 3.2: Representação das forças atuantes no processo de pultrusão de peças curvas: (a) forças resultantes quando é aplicada uma força de tração (F_p) nas fibras e (b) forças resultantes se a matriz com curvatura constante é rotacionado sobre o perfil [25].

Com o uso de matrizes ajustáveis por um trilho guia em movimento e adaptado à pultrusão tradicional, é possível obter peças em perfil curvo com grandes raios de até 1800 mm. O trilho guia é montado no leito da máquina e uma matriz rígida se move para frente e para trás ao longo desse trilho guia pela atuação de puxadores. No entanto, para raios menores que 1800 mm, já não é possível utilizar uma máquina de pultrusão tradicional modificada. Para raios entre 40 mm e 1800 mm, devem ser utilizadas máquinas rotativas com eixo central

horizontal ou vertical, implicando em carregamentos menos severos como mostrados anteriormente. A orientação do eixo depende do tamanho e da aplicação do perfil. A Fig. 3.3. ilustra um equipamento concebido especialmente para a fabricação de espirais. O sistema de pultrusão acontece basicamente em quatro estágios, no primeiro a garra prende o perfil compósito, a matriz curva fica próxima à garra e o dispositivo guia de entrada fixa as fibras. Em um segundo momento, a matriz se movimenta em direção à entrada de fibra e resina afastando-se da garra. Na terceira etapa, a garra abre e desprende o perfil compósito e então se aproxima novamente da matriz. Na última etapa, o conjunto matriz e garra rotacionam ao ponto inicial.

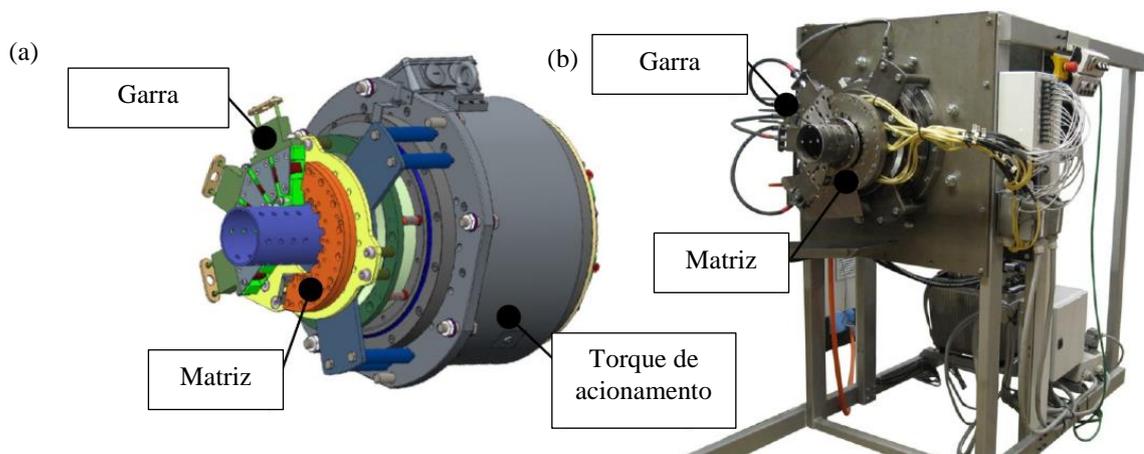


Fig. 3.3: Equipamento de pultrusão curva para perfil em formato de espiral (a) Projeto 3D do cabeçote e (b) Imagem da máquina pultrusora [25].

b) Enrolamento Filamentar:

O processo de enrolamento filamentar, ou *filament winding* (FW), é utilizado para produzir peças de revolução ocas, que consiste na aplicação de filamentos contínuos com alta precisão sobre um mandril, que pode ser permanente ou não. O mandril pode ter seção transversal de diversas geometrias, como cilíndrico, elíptico, esférico ou até retangular. Os filamentos são dispostos em bobinas ou *rovings* e puxados por tensionadores que controlam a tensão na fibra e posteriormente passam pelo banho de resina e finalmente são enrolados no mandril giratório. Os filamentos podem ser do tipo fibra, fita, tecido ou *prepregs* [26].

O processo FW apresenta uma série de vantagens frente a outras técnicas utilizadas para a fabricação de materiais compósitos, podendo ser automatizado a fim de confeccionar peças de alta produtividade e repetitividade. O elevado controle de processo proporciona peças com bom controle de teor volumétrico de fibras, com bom acabamento interno das peças e baixa utilização de mão-de-obra.

Um sistema de FW genérico possui duas vertentes, uma chamada de *wet winding* e outra de *dry winding*. No *wet winding* é realizado um banho de resina nos filamentos de fibras antes de realizar o enrolamento no mandril (Fig. 3.4). Para o *dry winding*, ao invés do banho de resina, utiliza-se *prepregs*, onde as fibras já estão pré-impregnadas de resina. Com o uso do *wet winding*, é possível ter redução no tempo, um processo mais limpo, com maior qualidade e repetitividade.

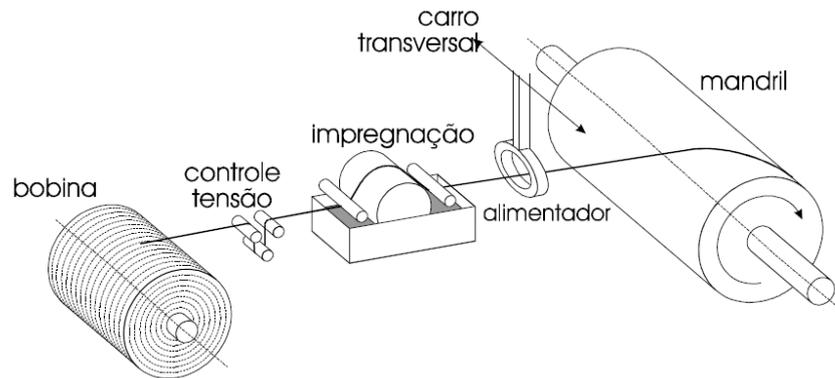


Fig. 3.4: Representação esquemática de um sistema de *filament winding* tipo “*wet*” [27].

Conforme apresentado na Fig. 3.5, a resistência de uma estrutura de FW é determinada pela direção das fibras, sendo maximizada quando esta direção corresponde à direção da tensão principal que atua sobre a estrutura. O ângulo α relaciona a direção principal das fibras com o eixo do enrolamento z em uma única camada.

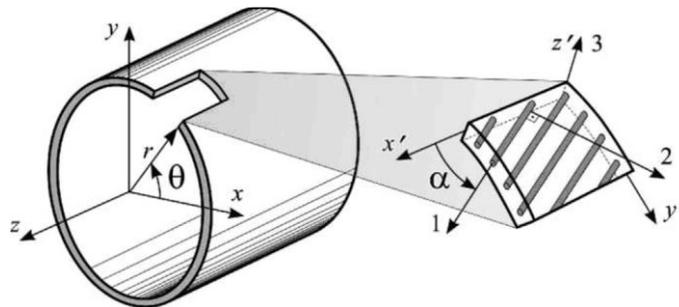


Fig. 3.5: Ilustração da direção das fibras em peças cilíndricas [28].

3.2. Mangotes de transferência de petróleo

Antal et al. [29] e Northcutt et al. [30] classificam as tubulações flexíveis de duas formas, quando o reforço está embebido na matriz polimérica flexível, geralmente um elastômero, e quando o reforço é independente da matriz polimérica. Dunlop Oil & Marine Ltd [9] e Antal et al. [29] caracterizam os mangotes de transferência como pertencente ao primeiro grupo, podendo ser do tipo submarino ou flutuante.

A fabricação de mangotes de transferência tradicionalmente utilizada pode ser considerada análoga ao processo de FW, pois estes são construídos em torno de um cilindro guia que mantém o diâmetro interno. Neste cilindro, são posicionados os flanges das extremidades e entre estes são depositadas camadas de diversos materiais (ex. fibras, malhas de aço, borracha) que depois recebem o acabamento final. O mangote pode ser de simples ou de dupla carcaça, sendo o segundo mais seguro para evitar vazamentos de óleo pois tem duas carcaças totalmente independentes, como apresentado na Fig. 3.6.

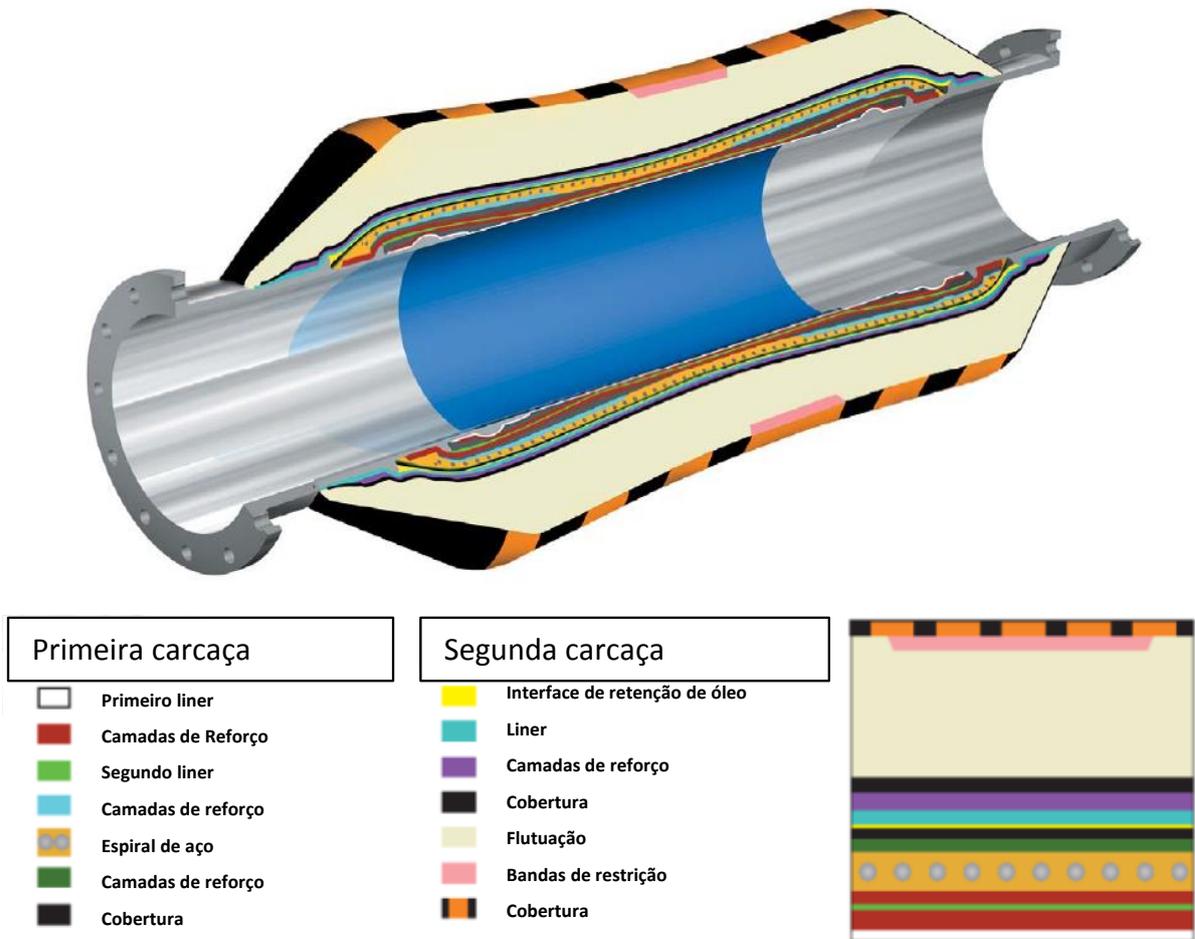


Fig. 3.6: Estrutura de um mangote flutuante de dupla carcaça [10].

Zandiyeh et al. [31] descrevem que o *liner* está localizado na carcaça do mangote e deve apresentar resistência contra ataques químicos dos produtos que passam pelo mangote, sendo produzido a partir de uma grande variedade de borrachas. Os reforços são providos de boas propriedades mecânicas, e podem ser fabricados com cordonéis de variados materiais. O ângulo que cada reforço é aplicado, o número de camadas e o tipo de reforço são decisivos nas propriedades mecânicas finais do mangote.

O flange padrão é soldado em um *nipple* para formar a conexão para outro mangote, podendo ser ASME 150 ou 300. Alguns anéis são soldados no *nipple*, permitindo que a carcaça seja ancorada mecanicamente e que faça a ligação com o arame. O componente de sustentação possui uma camada com um arame metálico em espiral, com resistência ao esmagamento e resistência torcional. O espiral é geralmente feito de uma barra de aço sólida que é aplicada continuamente de uma extremidade à outra do mangote. O diâmetro médio, o passo e o tamanho do espiral controlam as propriedades mecânicas. Por último, uma cobertura protege o mangote da exposição ambiental, incluindo ataque de ozônio e UV e ingresso de água nas camadas internas [33].

Os requisitos dos mangotes são determinados por normas ou por especificações. Os principais parâmetros para mangotes flutuantes são: Pressão de trabalho 150 ou 300 psi; Pressão mínima de trabalho: -0,85 bar; Alongamento temporário: 2,5%; Alongamento permanente: 0,7%; Raio de curvatura mínima: 4 a 6 × diâmetro interno; Aromáticos máximos no petróleo: 50-55%; Flutuabilidade: mínimo de 20%, podendo a chegar a 25-30%; Velocidade de fluxo máxima: 20 m/s [32] [33] [34].

Diversos mecanismos de falha têm sido discutidos por Zandiyeh [31] e recentemente por Lassen et al. [2]. As falhas em mangotes flexíveis podem ser agrupadas em: a) fabricação, estoque e transporte, e b) serviço. Em serviço, ocorrem danos externos na cobertura quando o mangote está em contato com o navio, ou falha por dobramento, causado pela sobrecarga em flexão e esmagamento. Esse tipo de falha tem ocorrido frequentemente em aplicações de transferência [35]. Contudo, as principais falhas estruturais ocorrem em serviço e estão apresentadas na Tab. 3.1.

Tab. 3.1: Modos de falha do mangote em serviço [2].

Modo de carregamento	Crítérios de falha
Elevada pressão interna	Ruptura das amarrações próximas à terminação do mangote
Elevada pressão externa	Colapso plástico do espiral devido à compressão radial
Elevada tração	Flambagem do espiral devido à compressão radial
Tração e flexão	Deformação no <i>nipple</i> e ovalização excessiva do espiral
Enrolado no carretel	Elevada tensão local na transição <i>nipple-liner</i> . Ovalização excessiva do espiral na região central do mangote

3.3. Modelo analítico para tubulações flexíveis

Na literatura não é comum encontrar modelos analíticos para avaliar tensões e deformações em tubulações flexíveis, principalmente para tubulações do tipo *bonded*, como os mangotes de transferência se enquadram. De fato, é mais comum encontrar referências dedicadas a tubulações *unbonded*, como o trabalho de Bahtul et al. [36], que descreve um modelo analítico para *riser* flexível multicamada. *Risers* flexíveis são compostos de camadas que genericamente podem ser categorizadas em dois tipos: camadas de tubo (isotrópico e ortotrópico) e camadas de hélice (espiral e carcaça). Na abordagem analítica, cada camada é analisada separadamente e sua rigidez é adicionada no comportamento geral do *riser*.

O deslocamento axial u_z , rotação axial ϕ , rotações sobre as direções normal e binormal ψ_x e ψ_y e deslocamento radial u_r são demonstrados na Fig. 3.7 no sistema cilíndrico. Esses são os parâmetros do modelo para referência dos deslocamentos. O modelo adota como hipótese que todas as camadas podem se deslocar na direção radial individualmente e que ocorrem pequenos deslocamentos e deformações na estrutura.

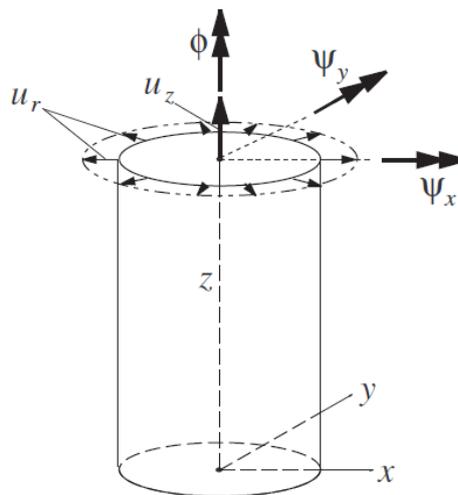


Fig. 3.7: Representação dos deslocamentos e rotações de um cilindro [36].

a) **Camada anti-desgaste e tubos homogêneos**: Podem ser modelados como camadas isotrópicas em um estado planar de tensões. As deformações e equações de equilíbrio para apenas uma camada isotrópica estão apresentadas a seguir. Para mais de uma camada isotrópica, o número de equações de equilíbrio deve ser multiplicado pelo número de camadas. Um estado de deformação uniforme é assumido ao longo do comprimento do tubo, de modo que as deformações de camadas isotrópicas estão relacionadas aos deslocamentos pelas seguintes equações [36]:

$$\begin{aligned}
\varepsilon_1 &= \frac{u_z}{L} + y \frac{\psi_x}{L} - x \frac{\psi_y}{L} \\
\varepsilon_2 &= \frac{u_r}{R} \\
\gamma_{12} &= R \frac{\Delta\phi}{L}
\end{aligned} \tag{3.2}$$

onde: L é o comprimento total do *riser*, R é o raio da superfície média, e os subscritos 1 e 2 indicam as direções longitudinal (paralelos a z) e circunferencial, respectivamente. Os parâmetros u_z , ψ_x , ψ_y e ϕ indicam a mudança dos deslocamentos sobre o comprimento L .

Segundo Bahtul et al. [36], a energia potencial total no regime estacionário fornece as equações de equilíbrio para a camada isotrópica que é dada em forma de matriz por:

$$\begin{bmatrix} AE & 0 & 0 & 0 & \nu AE \\ 0 & EI_z \frac{1}{2}(1-\nu) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & EI_x & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & EI_y & 0 \\ \nu AE & 0 & 0 & 0 & AE \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \frac{u_z}{L} \\ \frac{\phi}{L} \\ \frac{\psi_x}{L} \\ \frac{\psi_y}{L} \\ \frac{u_r}{R} \end{Bmatrix} = (1-\nu^2) \begin{Bmatrix} N + \pi R^2 \Delta p \\ M_t \\ M_x \\ M_y \\ 2\pi R^2 \Delta p \end{Bmatrix} \tag{3.3}$$

onde: I_x e I_y são o segundo momento de inércia nos eixos x e y , respectivamente; I_z é o momento polar de inércia e A é a área da seção transversal da camada. N , M_t , M_x e M_y são as forças axial, torque sobre o eixo axial e momento sobre a direção normal e momento sobre a direção binormal, respectivamente. Δp é a diferença de pressão radial sobre a camada.

b) **Camadas da carcaca**: Considera-se um modelo ortotrópico. O estado planar de tensões leva a uma relação somente as deformações e tensões na direção 1 (ou z) - axial e 2 (ou θ) – circunferencial, no sistema cilíndrico de coordenadas. Assim, a equação tensão-deformação pode ser escrita como [36]:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{E_1}{1-\nu_{12}\nu_{21}} & \frac{\nu_{12}E_1}{1-\nu_{12}\nu_{21}} & 0 \\ \frac{\nu_{21}E_2}{1-\nu_{12}\nu_{21}} & \frac{E_2}{1-\nu_{12}\nu_{21}} & 0 \\ 0 & 0 & G_{12} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix} \tag{3.4}$$

Ou

$$\begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_{11} & Q_{12} & 0 \\ Q_{21} & Q_{22} & 0 \\ 0 & 0 & Q_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix} \tag{3.5}$$

A equação de equilíbrio para a camada ortotrópica é dada em forma de matriz por [36]:

$$\begin{bmatrix} AQ_{11} & 0 & 0 & 0 & AQ_{12} \\ 0 & EI_z Q_{66} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & Q_{11} EI_x & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & Q_{11} EI_y & 0 \\ AQ_{12} & 0 & 0 & 0 & AQ_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \frac{u_z}{L} \\ \frac{\phi}{L} \\ \frac{\psi_x}{L} \\ \frac{\psi_y}{L} \\ \frac{u_r}{R} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} N + \pi R^2 \Delta p \\ M_t \\ M_x \\ M_y \\ 2\pi R^2 \Delta p \end{Bmatrix} \quad (3.6)$$

c) **Camada da espiral:** As equações de equilíbrio são derivadas de maneira similar à sequência das camadas isotrópicas. A deformação linear total de um tendão da camada helicoidal na direção do eixo do tendão é dada pela Equação (3.7) [36]:

$$\varepsilon = \frac{u_z}{L} \cos^2 \alpha + \frac{u_r}{R} \sin^2 \alpha + R \frac{\phi}{L} \sin \alpha \cos \alpha + R \sin \theta \frac{\psi_x}{L} \cos^2 \alpha + R \cos \theta \frac{\psi_y}{L} \cos^2 \alpha \quad (3.7)$$

onde: α é o ângulo do tendão em relação ao eixo central, e θ é a posição angular do tendão na seção transversal, como mostra a Fig. 3.8.

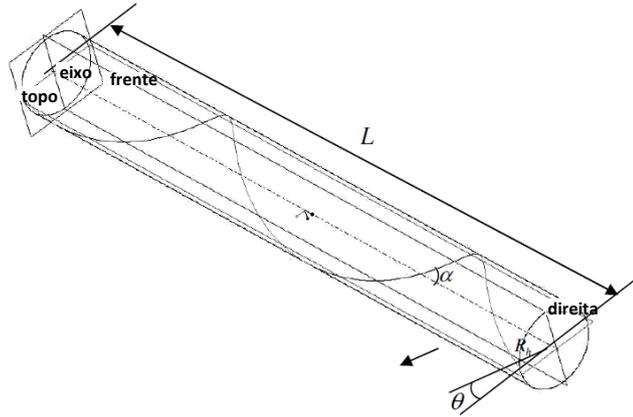


Fig. 3.8: Representação geométrica da hélice [36].

A equação de equilíbrio para a camada de espiral é dada em forma de matriz por [36]:

$$\begin{bmatrix} \kappa_{11} & \kappa_{12} & 0 & 0 & \kappa_{15} \\ \kappa_{21} & \kappa_{22} & 0 & 0 & \kappa_{25} \\ 0 & 0 & \kappa_{33} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \kappa_{44} & 0 \\ \kappa_{51} & \kappa_{52} & 0 & 0 & \kappa_{55} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \frac{u_z}{L} \\ \frac{\phi}{L} \\ \frac{\psi_x}{L} \\ \frac{\psi_y}{L} \\ \frac{u_r}{R} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} N + \pi R^2 \Delta p \\ M_t \\ M_x \\ M_y \\ 2\pi R^2 \Delta p \end{Bmatrix} \quad (3.8)$$

onde as constantes κ_{ij} ($i, j=1, \dots, 5$) são definidas, considerando simetria, por [36]:

$$\begin{aligned}
\kappa_{11} &= nEA^i \cos^3 \alpha \\
\kappa_{12} = \kappa_{21} &= nEA^i R \sin \alpha \cos^2 \alpha \\
\kappa_{15} = \kappa_{51} &= nEA^i R \sin^2 \alpha \cos \alpha \\
\kappa_{22} &= nEA^i R^2 \sin^2 \alpha \cos \alpha \\
\kappa_{25} = \kappa_{52} &= nEA^i R \sin^3 \alpha \\
\kappa_{33} &= nEA^i R^3 \cos^4 \alpha \frac{\pi}{\tan \alpha} \\
\kappa_{44} &= nEA^i R^3 \cos^4 \alpha \frac{\pi}{\tan \alpha} \\
\kappa_{55} &= nEA^i \frac{\sin^4 \alpha}{\cos \alpha}
\end{aligned} \tag{3.9}$$

d) **Rigidez total do tubo**: A rigidez total do modelo é encontrada somando as contribuições de rigidez das camadas isotrópicas, da camada de carcaça e da espiral. Um comprimento único L é usado para todas as camadas de modo que os deslocamentos axiais e de torção, bem como as curvaturas de flexão, sejam iguais para todas as camadas.

3.4. Modelos numéricos

A análise de materiais compósitos pode ser dividida em três níveis: micro-escala, macro-escala e meso-escala. O envolvimento das três instâncias pode ser necessário para simular o comportamento de estruturas como os mangotes já que o entendimento do comportamento do elastômero e dos cordoneis se faz necessário na captura do comportamento global da estrutura. Nesta seção, são demonstrados os detalhes dos três níveis de escala que podem ser adotados para prever o comportamento de mangotes de transferência, dando ênfase aos principais modelos de dano e leis constitutivas disponíveis na literatura para material hiperelástico.

3.4.1. Micro-escala

Quando analisados do ponto de vista microscópico, os materiais compósitos devem ser discretizados em termos de reforço, matriz e interface reforço/matriz. A discretização exige o entendimento das propriedades distintas de cada material dos constituintes. Fenômenos como o elevado grau de anisotropia, a aleatoriedade da distribuição de fibras e a heterogeneidades dos constituintes deve ser levado em consideração. Isso resulta em modelos que demandam elevado custo computacional.

Barbero et al. [37] desenvolveram um modelo em escala microscópica para previsão de compósitos de matriz polimérica. A abordagem do estudo foi da tentativa de redução de

parâmetros oriundos de experimentos. Há muita dificuldade em obter as propriedades dos constituintes de forma isolada. Além disso, é difícil prever o que acontecerá no processamento do material compósito após a junção dos dois constituintes, já que a proposta do modelo em micro-escala ocorre na etapa anterior ao processamento. O comportamento da tensão, dano e degradação da rigidez de cada constituinte foi obtido com boa precisão. No entanto, um elevado custo computacional foi necessário.

Melro et al. [38] desenvolveram um novo modelo computacional com o uso de elementos de volume representativos ou *representative volume element* (RVE) que contém informações discretizadas na fibra, matriz e interface fibra/matriz. Foram desenvolvidos RVEs com diferentes condições de contorno e carregamento com distribuição de fibras aleatória, para avaliar os comportamentos de falha e dano no compósito. Com as análises foi possível observar os modos de falha e mecanismos de dano gerados sob os tipos de carregamento.

3.4.2. Macro-escala

Dois métodos são usualmente empregados para análise de falha de materiais compósitos. O primeiro é definido como “*first ply failure*” e determina que o laminado falha quando a primeira camada falha, não considerando caminhos alternativos de carregamento nas outras camadas do laminado, tornando os resultados conservativos. Também, requer apenas um critério de falha. O outro método, denominado “*last ply failure*”, é mais complexo e considera que o laminado falha apenas quando a última camada falha pois o carregamento é redistribuído entre camadas enquanto elas resistirem [16].

A Fig. 3.9 ilustra os modos de falha possíveis em um material compósito unidirecional transversalmente isotrópico, mostrando que a previsão de falha nestes materiais requer critérios mais refinados que os usados em materiais metálicos (Ex. critério de falha de von Mises), pois apresentam propriedades e modos de falha diferentes em direções diferentes do material.

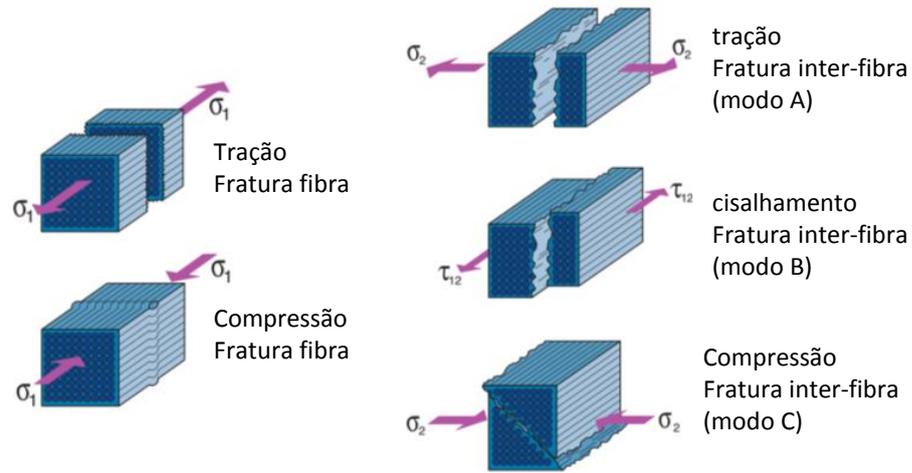


Fig. 3.9: Ilustração dos modos de falha de materiais compósitos [39].

Existem vários critérios para estimar a falha da primeira camada de um material compósito. Para os critérios que não distinguem entre falha na matriz e falha na fibra, como máxima deformação, máxima tensão, Tsai-Hill e Tsai-Wu, no qual os dois últimos critérios consideram a interação entre os parâmetros de resistência. Os critérios de falha que distinguem entre a falha da matriz e a falha da fibra incluem Hashin, Christensen [40] e Puck [41]. Alguns desses critérios estão detalhados a seguir.

a) Critério de falha de Tsai-Hill [42]:

O critério de falha de Tsai-Hill é um dos mais utilizados para compósitos transversalmente isotrópicos. O critério de Tsai-Hill para o estado triaxial de tensões pode ser calculado utilizando a equação (3.10):

$$(G_2 + G_3)\sigma_1^2 + (G_1 + G_3)\sigma_2^2 + (G_1 + G_2)\sigma_3^2 - 2G_3\sigma_1\sigma_2 - 2G_2\sigma_1\sigma_3 - 2G_1\sigma_2\sigma_3 + 2G_4\tau_{23}^2 + 2G_5\tau_{13}^2 + 2G_6\tau_{12}^2 = 1 \quad (3.10)$$

Onde, a descrição dos coeficientes G_1, G_2, G_3, G_4, G_5 e G_6 pode ser encontrada em Kaw [42].

b) Critério de falha de Tsai-Wu [43]:

O critério de Tsai-Wu assume que a resistência é baseada em um estado de tensões de acordo com a Equação (3.11):

$$f(\sigma_k) = [F_i][\sigma_i] + [F_{ij}][\sigma_i][\sigma_j] = 1 \quad (3.11)$$

onde: i, j e $k = 1, 2, \dots, 6$; $[F_i]$ e $[F_{ij}]$ são os tensores de resistência de segunda e quarta ordem, respectivamente.

Para o estado triaxial de tensões, a Equação (3.11) pode ser reescrita de acordo com a Equação (3.12):

$$f_1\sigma_1 + f_2\sigma_2 + f_3\sigma_3 + f_{11}\sigma_1^2 + f_{22}\sigma_2^2 + f_{33}\sigma_3^2 + f_{44}\tau_{23}^2 + f_{55}\tau_{13}^2 + f_{66}\tau_{12}^2 + 2f_{12}\sigma_1\sigma_2 + 2f_{13}\sigma_1\sigma_3 + 2f_{23}\sigma_2\sigma_3 = 1 \quad (3.12)$$

onde: a descrição dos coeficientes $f_1, f_2, f_3, f_{11}, f_{22}, f_{33}, f_{44}, f_{55}, f_{66}, f_{12}, f_{13}$ e f_{23} pode ser encontrada em [43].

c) Critério de falha de Hashin [44]:

Diferentemente dos critérios anteriores, o critério de Hashin propõe quatro modos de falha:

- Se $\sigma_1 \geq 0$, a falha de tração na fibra é calculada pela Equação (3.13):

$$\left(\frac{\sigma_1}{F_{1t}}\right)^2 + \alpha \left(\frac{\tau_{12}^2 + \tau_{13}^2}{F_{12}^2}\right) = 1 \quad (3.13)$$

- Se $\sigma_1 < 0$, a falha de compressão na fibra é calculada pela Equação (3.14):

$$\left(\frac{\sigma_1}{F_{1c}}\right)^2 = 1 \quad (3.14)$$

- Se $\sigma_2 + \sigma_3 \geq 0$, a falha de tração na matriz é calculada pela Equação (3.15):

$$\frac{(\sigma_2 + \sigma_3)^2}{F_{2t}^2} + \frac{\tau_{23}^2 - \sigma_2\sigma_3}{F_{23}^2} + \frac{\tau_{12}^2 + \tau_{13}^2}{F_{12}^2} = 1 \quad (3.15)$$

- Se $\sigma_2 + \sigma_3 < 0$, a falha de compressão na matriz é calculada pela Equação (3.16):

$$\left[\left(\frac{F_{2c}}{2F_{23}}\right)^2 - 1\right] \left(\frac{\sigma_2 + \sigma_3}{F_{2c}}\right) + \frac{(\sigma_2 + \sigma_3)^2}{4F_{23}^2} + \frac{\tau_{23}^2 - \sigma_2\sigma_3}{F_{23}^2} + \frac{\tau_{12}^2 + \tau_{13}^2}{F_{12}^2} = 1 \quad (3.16)$$

onde: α é um fator que determina a contribuição da tensão de cisalhamento na falha por tração da fibra. Se $\alpha = 0$, Hashin descreve a mesma falha por tração na fibra que o critério de máxima tensão. Nota-se também que a falha por compressão da fibra não apresenta a influência da tensão de cisalhamento, embora seja conhecido que essa tensão influencia a falha por compressão na matriz [45].

3.4.3. Meso-escala

A meso-escala avalia as estruturas no nível intermediário de análise, ou seja, ao nível lâmina que é vista como homogênea contínua. Existem alguns métodos na literatura para avaliar o comportamento de tubulações flexíveis em meso-escala. Alfano et al. [5] desenvolveram um novo modelo constitutivo para risers flexíveis e um procedimento para identificação de parâmetros de entrada usando uma abordagem multi-escala. O modelo é formulado com base no modelo de viga de Euler-Bernoulli, com a adição de termos de pressão às tensões generalizadas para contabilizar os termos de pressão interna e externa da tubulação. Uma relação não-linear entre tensões e deformações na viga é baseada na analogia

de deslizamento com atrito entre as camadas do riser. A abordagem analítica é validada com resultados de simulações detalhadas por elementos finitos.

Sævik [6] apresenta um modelo para prever tensões de efeitos axi-simétricos e duas formulações alternativa para prever tensões de flexão em camadas de armaduras (hélice) de tubulações flexíveis. As soluções analíticas foram desenvolvidas para aproximar da implementação da tecnologia de elementos finitos não-linear, permitindo a implementação direta em códigos existentes para análise de risers. Estudos experimentais foram realizados para validação dos modelos, onde foram realizadas medições com fibra optica de Braggs.

Nestes casos os modelos preveem o comportamento de tubos flexíveis do tipo *unbonded*. Caso aplicados para mangotes de transferência (*bonded*) implicam em aproximações grosseiras, devido o comportamento específico dos componentes poliméricos que compõem esse tipo de tubulação flexível.

3.4.4. Teoria de dano e degradação de materiais compósitos

Para estabelecer a falha de materiais compósitos em meso-escala, é necessário analisar a lâmina como homogênea contínua. A abordagem de falha na última camada é a mais realística, assim além de considerar um critério de falha, também deve-se adicionar uma lei de degradação a fim de atualizar as propriedades elásticas do material. Uma vez que a iniciação da falha ocorre em um dos pontos do material, o método de degradação instantânea padrão é usado para a degradação de rigidez.

A premissa fundamental da mecânica contínua é que qualquer quantidade física de interesse pode ser avaliada em um ponto material pela média da quantidade sobre um elemento de volume representativo que envolve o ponto de interesse. Por exemplo, um ponto de um contínuo (material) para um compósito de fibra contínua unidirecional na escala de lâmina é demonstrado na Fig. 3.10a.

O conceito da teoria do multicontínuo (MCT) desenvolvida por Mayes e Hansen [47] simplesmente estende a noção do contínuo para refletir materiais coexistentes em um ponto contínuo. Essa extensão é natural em qualquer caso em que existam dois ou mais constituintes claramente identificáveis com propriedades diferentes. Em particular, considera-se um material compósito de fibra contínua onde a matriz e a fibra podem manter suas identidades no contínuo, como mostra as Fig. 3.10b e Fig. 3.10c. A teoria é baseada na teoria da micromecânica e associada em um algoritmo numérico para obtenção virtual, sem acréscimo significativo de custo computacional, os campos de tensão e deformação dos constituintes do compósito durante a rotina do elementos finitos.

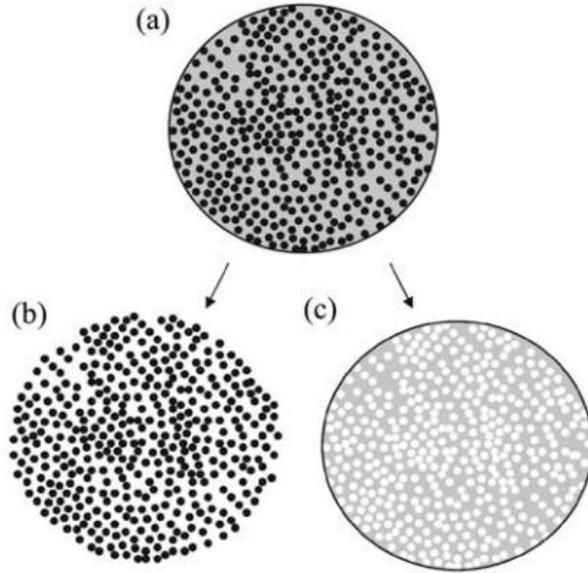


Fig. 3.10: Sistemática de decomposição do multicontínuo: (a) um ponto contínuo (material) para um compósito de fibra contínua unidirecional na escala de lâmina, (b) o mesmo ponto somente com fibras e (c) o mesmo ponto somente com a matriz [46].

3.4.4.1. Decomposição das tensões e deformações

Em uma análise de nível estrutural, tem-se acesso direto aos estados de tensão e deformação em qualquer ponto material da estrutura. Nesta seção, são demonstradas as relações para o compósito de dois constituintes (fibra / matriz) que permitem que a deformação (ε) seja decomposta nos estados de tensão e de deformação significativos nos constituintes ($\sigma_f, \varepsilon_f, \sigma_m, \varepsilon_m$).

O primeiro passo no desenvolvimento da decomposição do MCT é descrever relações constitutivas adequadas que expressem medidas médias de tensão em termos das medidas médias de deformação correspondentes. Considera-se que as relações constitutivas são lineares e as Equações (3.17) e (3.18) listam essas relações constitutivas para o cálculo das tensões na fibra e matriz, respectivamente:

$$\{\sigma^f\} = [C^f](\{\varepsilon^f\} - \{\varepsilon_o^f\}) = [C^f](\{\varepsilon^f\} - \Delta T\{\alpha^f\}) \quad (3.17)$$

$$\{\sigma^m\} = [C^m](\{\varepsilon^m\} - \{\varepsilon_o^m\}) = [C^m](\{\varepsilon^m\} - \Delta T\{\alpha^m\}) \quad (3.18)$$

onde: $[C^f]$ e $[C^m]$ representam a matriz constitutiva 6×6 para os materiais da fibra e da matriz, respectivamente, sendo desenvolvida do conhecimento das propriedades dos constituintes; $\{\varepsilon^f\}$ e $\{\varepsilon^m\}$ são os campos de deformação dos constituintes da fibra e matriz, respectivamente; $\{\varepsilon_o^f\}$ e $\{\varepsilon_o^m\}$ são os campos iniciais de deformação dos constituintes fibra e matriz, respectivamente, causados pelo diferencial de temperatura; ΔT representa a mudança

de temperatura do compósito relativo à temperatura de referência na qual as propriedades foram medidas; $\{\alpha^f\}$ e $\{\alpha^m\}$ representam o vetor 6×1 que representa os coeficientes de expansão térmica nas direções longitudinais, transversais e diagonais (cruzados) do material da fibra e da matriz, respectivamente.

Combinando a lei das misturas com a Equação (3.17) e (3.18), os campos de deformação dos constituintes fibra e matriz, $\{\varepsilon^f\}$ e $\{\varepsilon^m\}$, respectivamente, são derivadas do campo de deformação do compósito $\{\varepsilon\}$ usando a Equação (3.19) e (3.20):

$$\{\varepsilon^f\} = \frac{1}{\phi^f} (\{\varepsilon\} - \phi^m \{\varepsilon^m\}) \quad (3.19)$$

$$\{\varepsilon^m\} = (\phi^m [1] + \phi^f [A])^{-1} (\{\varepsilon\} - \Delta T \{a\}) \quad (3.20)$$

onde:

$$[A] = -\frac{\phi^m}{\phi^f} ([C] - [C^f])^{-1} ([C] - [C^m]) \quad (3.21)$$

e,

$$\{a\} = ([C] - [C^f])^{-1} ([C]\{\alpha\} - \phi^f [C^f]\{\alpha^f\} - \phi^m [C^m]\{\alpha^m\}) \quad (3.22)$$

onde: ϕ^f e ϕ^m são as frações volumétricas da fibra e da matriz, respectivamente.

Nota-se que a matriz $[A]$ relaciona a média das deformações mecânicas nos constituintes, enquanto o vetor $\{a\}$ relaciona a média das deformações térmicas nos constituintes [47] [48].

3.4.4.2. Evolução do dano e leis de degradação

Uma vez ocorrida a falha determinada por um dos critérios de falha apresentados no item 3.4.2 que ocorre em um ou em ambos os constituintes, é necessário ter uma expressão para evolução do dano constituinte aplicável a qualquer estado de deformação que o material possa apresentar. O dano da matriz e da fibra inicia quando o critério de falha ocorre. Com o início do dano nos constituintes, a variável de dano escalar (D^m para a matriz ou D^f para a fibra) começa a evoluir a partir do zero. As variáveis de dano (D^m e D^f) são fatores de redução de rigidez para os módulos longitudinal, transversal e de cisalhamento do compósito, conforme mostram as Equações (3.23), (3.24) e (3.25), respectivamente:

$${}^d E_{11} = (1 - D^f) {}^o E_{11} \quad (3.23)$$

$${}^d E_{22} = (1 - D^{f,m}) {}^o E_{22} \quad (3.24)$$

$${}^d G_{12} = (1 - D^f)(1 - D^m) {}^o G_{12} \quad (3.25)$$

Na equação (3.24), $D^{f,m}$, entende-se por D^m se $D^m > 0$. Caso contrário, $D^{f,m}$ é entendido como representando D^f . A evolução do dano nos constituintes é expressa em

termos de deformações efetivas. O fator D^f é a variável do dano na fibra ($0 \leq D^f \leq 1$) e é calculado pela Equação (3.26):

$$D^f = \frac{\gamma_0^f (\gamma^f - \gamma_0^f)}{\gamma^f (\gamma_f^f - \gamma_0^f)} \quad (3.26)$$

onde: γ_0^f é a medida de deformação efetiva da fibra obtida no início da falha; γ_f^f é a medida de deformação efetiva da fibra obtida no final da degradação (rigidez igual a zero), e γ^f é um valor qualquer da medida de deformação efetiva da fibra.

O fator D^m é a variável do dano na matriz ($0 \leq D^m \leq 1$) e é calculado pela Equação (3.27):

$$D^m = \frac{\gamma_0^m (\gamma^m - \gamma_0^m)}{\gamma^m (\gamma_f^m - \gamma_0^m)} \quad (3.27)$$

onde: γ_0^m é a medida de deformação efetiva da matriz obtida no início da falha; γ_f^m é a medida de deformação efetiva da matriz obtida no final da degradação (rigidez igual a zero), e γ^m é um valor qualquer da medida de deformação efetiva da matriz.

Deve-se enfatizar que a energia dissipada de um material totalmente degradado é diretamente proporcional a γ_f^m e γ_f^f . Conseqüentemente, a sensibilidade da malha é aliviada por γ_f^m e γ_f^f proporcionalmente ao tamanho do elemento, como mostra as Equações (3.28) e (3.29):

$$\gamma_f^m = \frac{2U^m}{\zeta_0^m L_e} \quad (3.28)$$

$$\gamma_f^f = \frac{2U^f}{\zeta_0^f L_e} \quad (3.29)$$

onde: U^m e U^f são as densidades de energia dissipada do compósito quando a matriz e a fibra estão totalmente degradadas. ζ_0^m e ζ_0^f são as tensões efetivas da matriz e da fibra no início da degradação, respectivamente, ou seja, são as tensões efetivas ζ^m e ζ^f obtidas no início da falha do compósito e L_e é o tamanho efetivo do elemento. Portanto, a teoria pode ser utilizada somente para ferramentas que utilizam dependência de malha, como é o caso do método de elementos finitos.

Para prever a evolução do dano dentro do componente da matriz, deve utilizar as Equações (3.30) e (3.31) para a tensão e deformação efetiva, respectivamente:

$$\zeta^m = \sqrt{(\sigma_2)^2 + (\sigma_3)^2 + (\sigma_{12})^2 + (\sigma_{13})^2 + (\sigma_{23})^2} \quad (3.30)$$

$$\gamma^m = \sqrt{(\epsilon_2)^2 + (\epsilon_3)^2 + (\epsilon_{12})^2 + (\epsilon_{13})^2 + (\epsilon_{23})^2} \quad (3.31)$$

Para prever a evolução do dano dentro do componente da fibra, deve-se utilizar as Equações (3.32) e (3.33) para a tensão e a deformação efetiva, respectivamente:

$$\zeta^f = \sqrt{(\sigma_1)^2} \quad (3.32)$$

$$\gamma^f = \sqrt{(\epsilon_1)^2} \quad (3.33)$$

3.4.4.3. Determinação dos parâmetros

Os estudos de Nelson et al. [49] e Hansen et al. [46] empregaram a teoria do multicontínuo. Os autores realizam uma calibração com base em dados experimentais, a fim de prever a falha de laminados submetidos a um estado triaxial de tensões. Eles estudaram diversos casos em que laminados são submetidos a diferentes tensões e verificaram que, de modo geral, a teoria apresentou boa concordância com os experimentos.

De forma a alimentar os modelos, faz-se necessário determinar seus parâmetros experimentalmente por intermédio de ensaios como tração, compressão e cisalhamento. As medidas de módulos de elasticidade longitudinal e transversal e as medidas de coeficientes de Poisson do material compósito são utilizadas para determinar de forma iterativa (ou otimizar) os módulos *in situ* e os coeficientes de Poisson *in situ* dos materiais constituintes individuais (fibra e matriz). Além disso, as resistências mecânicas do compósito são utilizadas para determinar os coeficientes dos critérios de falha para cada um dos materiais constituintes individuais. A Tab. 3.2 mostra os parâmetros necessários para alimentar o modelo.

As propriedades dos constituintes *in situ* são otimizadas para que o modelo de elementos finitos micro-mecânico ou RVE realize a previsão das propriedades do material compósito homogeneizado, combinando as propriedades medidas do material real. Para obter as propriedades dos constituintes (matriz e fibra), em um primeiro momento, estas são tratadas como materiais transversalmente isotrópicos, e as propriedades do compósito são estimadas e comparadas às propriedades medidas do compósito. As propriedades dos constituintes *in situ* são escolhidas de modo que as propriedades do compósito homogeneizadas (previstas pelo RVE) concordem com as cinco constantes elásticas dos compósitos medidas em um sentido de mínimos quadrados ponderados, considerando um material transversalmente isotrópico. Além disso, são necessários 5 valores de resistência do compósito e o valor de fração volumétrica de fibra.

Tab. 3.2: Ensaio experimentais sugeridos para determinação dos parâmetros MCT [46].

Ensaio	Norma ASTM	Propriedades e parâmetros
Fração volumétrica	D3171	ϕ^f
Tração a 0°	D3039	E_1, ν_{12}, F_{1t}
Tração a 90°		E_2, F_{2t}
Compressão a 0°	D6641	F_{1c}
Compressão a 90°		F_{2c}
Cisalhamento no plano	D7078	G_{12}, G_{23}, F_{12}

3.4.5. Relação constitutiva linear para materiais elásticos

Na análise estrutural, relações constitutivas compreendem as equações que relacionam tensão com deformação. Por definição, um material elástico segue duas regras: (a) O material é perfeitamente reversível, ou seja, se o material é solicitado em um carregamento e a carga é retirada em uma temperatura constante, o trabalho realizado é nulo; (b) A tensão em um ponto do corpo depende apenas de uma medida apropriada de deformação no mesmo ponto;

Esta seção apresenta uma breve introdução sobre hiperelasticidade aplicada a materiais isotrópicos incompressíveis, para utilização em borrachas e cordões poliméricos. Porém, primeiramente, é demonstrada a equação da elasticidade linear. Considerando um material isotrópico, se conhecidos o módulo de elasticidade (E) e coeficiente de Poisson (ν) de um material elástico linear, estes são suficientes para descrever o seu comportamento sob um estado tridimensional de tensões. A generalização da lei unidimensional para estados triaxiais é feita por conceitos termodinâmicos e utilizando hipóteses de simetria do material, e é comumente escrita de acordo com a Equação (3.34) [50]:

$$\begin{bmatrix} \epsilon_1 \\ \epsilon_2 \\ \epsilon_3 \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{31} \\ \gamma_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{E} & -\frac{\nu}{E} & -\frac{\nu}{E} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu}{E} & \frac{1}{E} & -\frac{\nu}{E} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu}{E} & -\frac{\nu}{E} & \frac{1}{E} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_{23} \\ \tau_{31} \\ \tau_{12} \end{bmatrix} \quad (3.34)$$

Devido ao comportamento dos materiais que compõem a estrutura de uma tubulação flexível, diversos autores têm considerado as camadas como materiais ortotrópicos, ou ortogonalmente anisotrópicos. A relação que estabelece o comportamento de estruturas com

propriedades elásticas ortotrópicas é obtida, na forma matricial, a partir da matriz de flexibilidade ou de compliância, como mostra a Equação (3.35):

$$\begin{bmatrix} \epsilon_1 \\ \epsilon_2 \\ \epsilon_3 \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{31} \\ \gamma_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_1} & \frac{-\nu_{21}}{E_2} & \frac{-\nu_{31}}{E_3} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-\nu_{12}}{E_1} & \frac{1}{E_2} & \frac{-\nu_{32}}{E_3} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-\nu_{13}}{E_1} & \frac{-\nu_{23}}{E_2} & \frac{1}{E_3} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{12}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{23}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{31}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_{23} \\ \tau_{31} \\ \tau_{12} \end{bmatrix} \quad (3.35)$$

Se o material é considerado ortotrópico, há três planos de simetria mutuamente perpendiculares, que também implicam em três planos mutuamente perpendiculares de simetria das propriedades mecânicas. A arranjo é considerado retangular na direção principal. Esta relação é expressa por doze constantes elásticas independentes, ou seja, três módulos de Young, E_1 , E_2 e E_3 , seis coeficientes de Poisson, ν_{ij} ($i \neq j$), e três módulos de cisalhamento, G_{23} , G_{31} e G_{12} , [8] [51] [52].

3.4.6. Modelos hiperelásticos

Um tipo de não-linearidade encontrada na mecânica dos sólidos diz respeito à relação constitutiva do material. Materiais como borrachas e cordões poliméricos possuem uma relação não-linear entre tensão e deformação, independentemente do nível de solitação. Kondé et al. [53] realizaram uma análise comparativa para verificar o comportamento de pneus de aeronaves compostos por laminados de cordões/borracha submetidos à pressão interna que apresentou um comportamento não-linear. Esses materiais são denominados hiperelásticos pois manifestam grandes deformações elásticas, bem maiores que as encontradas em materiais mais convencionais.

A forma mais comum de relacionar uma medida apropriada de tensão σ_{ij} e uma medida de deformação ϵ_{ij} para materiais hiperelásticos é através de uma função energia de deformação [50], como mostra a Equação (3.36):

$$\sigma_{ij} = f \left(\frac{\partial U}{\epsilon_{ij}} \right) \quad (3.36)$$

onde: U é a energia de deformação absorvida pelo corpo por unidade de volume.

Relações constitutivas hiperelásticas geram diagramas tensão vs deformação muito distintos daqueles obtidos para materiais usuais. Para materiais usuais é possível determinar

propriedades características como tensão de escoamento ou módulo de elasticidade, para materiais hiperelásticos esses parâmetros variam ao longo da curva.

Como mencionado na equação (3.36) o ponto principal da modelagem de um material hiperelástico está na determinação de uma relação constitutiva apropriada. As especificações das propriedades não-lineares em modelos hiperelásticos são complexas e várias teorias constitutivas foram desenvolvidas para este tipo de material baseado nas funções de energia de deformação [54]. Estes modelos podem ser classificadas em duas categorias:

- a) Fenomenológicos: Baseados na observação do comportamento do material durante ensaios. Esses modelos utilizam diversas variáveis de acordo com o processo de deformação do material. Essas variáveis são ponderadas de acordo com a sua relevância e obtidas em experimentos. Exemplos: Marlow, Mooney-Rivlin, Neo-Hookean, Ogden, polinomial, Van der Waals e Yeoh [50].
- b) Micromecânicos: Modelos estatísticos desenvolvidos a partir de dados das reações químicas empregadas na fabricação do material. Exemplos: Arruda-Boyce e Gent [50].

Qualquer que seja o modelo, sempre que é adotada a hipótese da incompressibilidade ou quase-incompressibilidade o módulo de compressibilidade (K) tem um papel importante nas equações [54]. Alguns modelos hiperelásticos utilizados para borrachas ou cordões poliméricos estão descritos a seguir.

Um tratamento geral da relação da tensão-deformação de sólidos de borracha foi desenvolvido por Rivlin [55] assumindo que o material é isotrópico, tem comportamento elástico no estado não deformado e é incompressível no volume. As propriedades elásticas da borracha podem ser explicadas em termos de energia de deformação baseada nos invariantes de deformação I_1 , I_2 e I_3 . Assim, o esquema matemático para descrever o comportamento elástico tem com base a mecânica do contínuo. Os invariantes podem ser definidos como:

$$I_1 = \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 \quad (3.37)$$

$$I_2 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 + \lambda_2^2 \lambda_3^2 + \lambda_3^2 \lambda_1^2 \quad (3.38)$$

$$I_3 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 \lambda_3^2 \quad (3.39)$$

Os símbolos λ_1 , λ_2 e λ_3 denotam as razões principais de alongamento, definidos como a razão entre o comprimento alongado e o comprimento não alongado das arestas do elemento infinitesimal volumétrico e cúbico. Assim, os valores de λ_i são dados por $(1 + \varepsilon_i)$, onde ε_i é a deformação principal correspondente e os valores de I_i tornam-se zero no estado não alongado quando $\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda_3 = 1$. Além disso, para um material incompressível, I_3 é igual a 1, assim, apenas I_1 e I_2 são avaliados.

A Equação (3.40) descreve a densidade da energia da deformação U , onde o primeiro termo representa a parte incompressível e o segundo representa a parte compressível:

$$U = \sum_{i+j=1}^{\infty} C_{ij} (I_1 - 3)^i (I_2 - 3)^j + \frac{1}{D} (J - 1)^2 \quad (3.40)$$

onde: $D = 2/K$, sendo $D = 0$ para materiais incompressíveis. $J =$ razão elástica do volume.

O modelo de Arruda-Boyce é baseado na Equação (3.41) [50]:

$$U = \mu \sum_{i=1}^5 \frac{C_i}{\lambda_m^{2i-2}} (\bar{I}_1^i - 3^i) + \frac{1}{D} \left[\frac{J^2 - 1}{2} - \ln(J) \right] \quad (3.41)$$

onde:

$$C_1 = \frac{1}{2}; C_2 = \frac{1}{20}; C_3 = \frac{11}{1050}; C_4 = \frac{19}{7000}; C_5 = \frac{519}{673750} \quad (3.42)$$

e: $\mu =$ modulo de cisalhamento inicial obtido pela relação química, $\mu = nk_B T$, onde n é uma função da densidade de cadeias elastomérica, k_B é a constante de Boltzmann e T é a temperatura; $\lambda_m =$ é um dado estatístico proveniente da análise micromecânica.

No modelo de *Marlow*, considera-se que o material é submetido ao teste de tração axial e que, para cada valor da deformação uniaxial, $\epsilon = \lambda - 1$. A tração uniaxial nominal é chamada de $T(\epsilon)$. Para conseguir a energia de deformação correspondente, dado o valor do primeiro invariante, \hat{I} , integra-se a curva de tensão-deformação uniaxial de 0 deformação para a deformação de $\lambda_T(\hat{I}) - 1$. Desde que \hat{I} seja arbitrário, a densidade de energia de deformação U é determinada assumindo que $U(3) = 0$, pela Equação (3.43) [56]:

$$U(I) = \int_0^{\lambda_T(\hat{I})-1} T(\epsilon) d\epsilon \quad (3.43)$$

onde: $\lambda_T(\hat{I})$ é o alongamento uniaxial.

A densidade de energia de deformação irá reproduzir exatamente a resposta da tensão-deformação usada na integral. Na prática, são necessários dados experimentais para calibrar o modelo. Nesses casos, a Equação (3.43) torna-se a relação constitutiva geral para materiais incompressíveis no qual a energia de deformação é função do primeiro invariante [56].

Segundo Marczak et al [50], os modelos podem ser obtidos por ajustes de curvas geradas experimentalmente. O objetivo é realizar o ajuste para um ensaio e obter uma predição satisfatória do comportamento para os demais modos de deformação. Cabe o analista escolher quais tipos de ensaio devem ser empregados no ajuste, dependendo dos modos de deformação mais aplicados no modelo. Por exemplo, se um ajuste de constantes é obtido para um ensaio de tração uniaxial, é bastante recomendável que se disponha dos resultados experimentais para pelo menos mais que um ou dois ensaios.

4. Artigo I: Parametric analysis of an offloading hose under internal pressure via computational modeling

Referência: *Marine Structures*, v. 51, pp. 174-187, 2016.

Doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.marstruc.2016.10.008>

PARAMETRIC ANALYSIS OF AN OFFLOADING HOSE UNDER INTERNAL PRESSURE VIA COMPUTATIONAL MODELLING

Maikson L. P. Tonatto^{a*}, Volnei Tita^b, Ricardo T. Araujo^c, Maria M.C. Forte^a, Sandro C. Amico^a

^aPost-Graduation Program in Mining, Metallurgical and Materials Engineering, Federal University of Rio Grande do Sul, LAPOL, Av. Bento Gonçalves, 9500, 91509-900, Porto Alegre/RS, Brazil. *maikson.tonato@ufrgs.br (*corresponding autor*); mmcforte@ufrgs.br; amico@ufrgs.br

^bDepartment of Aeronautical Engineering, São Carlos School of Engineering, University of São Paulo, Av. João Dagnone, 1100, 13563-120, São Carlos/SP, Brazil. voltita@sc.usp.br

^cE&P, Petrobras, Av. Chile, 330, CEP 20031-170, Rio de Janeiro/RJ, Brazil. ricardoteles@petrobras.com.br

ABSTRACT

An offloading hose is a complex structure, mainly composed of rubber, cords and steel coil, which is used worldwide for oil production and transport systems such as offloading operations in Catenary Anchor Leg Mooring (CALM) buoy. The cords play a vital role on the hose, being responsible for resisting to the applied internal pressure. In this work, finite element models with axisymmetric and 3D elements have been developed to estimate burst pressure of a double carcass floating hose with nominal diameter 20" and design pressure of 21 bar. Finite element models have been developed in commercial software using reinforcement bars (rebars) to represent cords behavior. A parametric analysis has been performed, and mesh convergence was also evaluated to predict stress concentration in the failure regions. In addition, complex non-linear calculations for the contact between the hyperelastic rubber, which was modelled with Arruda-Boyce's, and the polyester, polyamide and hybrid reinforcement cords, modelled with Marlow's theory, were considered in the FEM. Maximum load in the REBAR layers was used to predict failure in the cords. Actual full-scale experiments were carried out for comparisons, prototypes with different number of layers and cord material have been manufactured. Burst pressure tests of the carcasses was the criterion used to evaluate the minimum requirements of the Oil Companies International Marine Forum (OCIMF). A maximum deviation of 7.5% was found between computational

predictions and experimental results. Therefore, the proposed computational model was considered suitable to be used in the design of these hoses, especially for parametric analysis.

KEY-WORDS: Floating hose design, finite element modeling, parametric analysis, composite structure, burst pressure calculations.

4.1. Introduction

Flexible pipes are used in a variety of applications and may be classified into unbonded and bonded flexible pipes, being both comprised of reinforcements embedded into a flexible polymeric matrix, which is usually an elastomer [1,2]. There are several types of unbonded flexible pipes, such as flexible risers where different layers of steel, which constitute the reinforcement, move independently, sliding on anti-wear strips. On the other hand, bonded flexible pipes have reinforcements embedded into a polymeric matrix, such as for offloading hose. In the last case, reinforcements and matrix work as cord/rubber composites. The major difference between flexible risers and hoses is that the former is designed to have high strength to external pressure and compressive stress, whereas for the latter these characteristics are not particularly relevant [3].

The main parts of an offloading hose with double carcass used in the oil sector are shown in Fig. 4.1. Each carcass has a specific function, leading to different approaches for designing and construction. The typical constituents of the inner carcass are liner, reinforcement and coil, while the outer carcass is typically composed of a second liner and an assembly of reinforcements [2]. Double carcass hoses are built with two independent carcasses as a fail-safe design methodology. Thus, if there is rupture of the inner carcass, the outer carcass prevents oil leakage, allowing safe oil transfer [1,4]. The hose studied in this work has steel end fittings (nipples), which are used for connection with other hoses to yield a hose line. The body layers are usually attached to the nipples by chemical adhesion. The region between body layers and nipple presents severe stiffness transition and high stress concentration and shoulder plies are strategically used to reduce that effect.

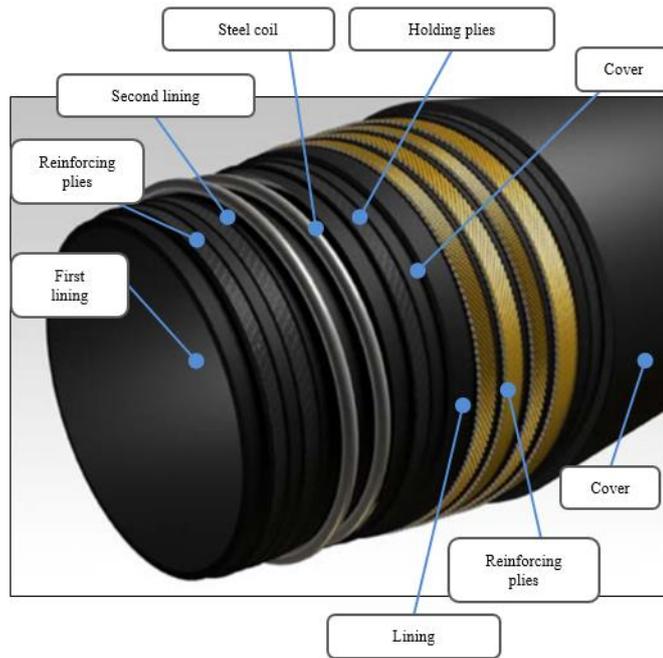


Fig. 4.1: Bonded flexible pipe for liquid transport [1].

The cords are polymeric materials, such as polyamide or polyester. The cords are inserted as fabrics into the butadiene-acrylonitrile elastomer (NBR), producing an elastomeric composite structure with good flexibility and high strength. The angle of the cords relative to the longitudinal axis of the hose influences its axial, flexural and torsional stiffness, as well as the internal pressure strength. The hose must be produced with a certain number of layers or plies to achieve the minimum strength specified by OCIMF 2009 and API 17k. The API 17k defines design methodology and criteria. And according to OCIMF 2009, the inner carcass must be subjected to an internal pressure of five times the rated working pressure over a period of 15 min without showing failure. And after failure of the inner carcass, pressure in the outer carcass must be raised to two times the rated working pressure over an extra period of 15 min.

There are different methods to assess the behavior of flexible pipes. Gu et al. [5] showed an analytical model to forecast strains and stresses in the layers. Alfano et al. [6] developed constitutive laws to predict strains and stresses. A theoretical model was developed by Martins et al. [7] to predict structural behavior of interlocked carcass subject to radial loads. Sævik [8] compared the results from analytical and experimental models. Zhang et al. [9] presented theoretical and numerical study on bending properties, and Ramos Jr and Kawano [10] studied the structural response of flexible pipes when subjected to axisymmetric loads. Also, Souza et al. [11] developed a three-dimensional finite element model with

geometrical simplifications, which did not considered nonlinearities to minimize computational cost.

It is not common to find in the literature numerical models that predict more realistic behavior of flexible pipes, including non-linearity behavior, such as buckling phenomenon [12], burst pressure [13] and wet collapse resistance [14]. Besides, residual stress in the wire induced by the manufacturing process of the pipe may also be taken into account, as shown by Fernando et al. [15]. These models may predict the behavior of unbonded flexible pipes, but cannot be directly applied to bonded flexible pipes such as offloading hoses. Loveit and Often [16] developed an analytical methodology for the calculation of unbonded and bonded flexible pipes, describing a linear relationship between load and deflection and using kinematics compatibility and balance of load. Regarding elastomeric composite structures, Pidaparti [17] used a three-dimensional beam finite element model to investigate the mechanical behavior of two-ply cord/rubber laminate subjected to tensile and torsional loadings. Recent studies [18,19,20] applied similar methodology, and the structural behavior is based on the stiffness matrix, which is calculated using orthotropic elastic properties.

Cords and rubber present hyperelastic behavior that is a function of the stress level applied and must be taken into account for a more realistic approach. Celentano et al. [21] used a viscoelastic mechanical model for short-fiber reinforced thermoplastic tubes. And Kondé et al. [22] investigated the behavior of aircraft tires comprised of cord/rubber layers subjected to internal pressure. The authors performed comparisons between two approaches of modeling, i.e. orthotropic elastic properties versus REBAR (reinforcement bars) elements and the latter model was found to simulate more accurately the tire behavior.

In this work, a finite element model has been proposed to simulate the behavior of a double carcass floating hose. The hose constituents (rubber, polyester, polyamide and hybrid reinforcement cords) were analyzed using an axisymmetric model, where convergence of the mesh was evaluated in order to predict more accurately stress concentration in the failure regions. Complex non-linear calculations for the contact between the hyperelastic rubber, simulated using Arruda-Boyce's model, and the cords, simulated using Marlow's model, were taken into account, and 3D models were also developed for comparison. The maximum load in reinforcement bars (REBAR elements) was used to predict burst pressure. Thus, burst pressure tests were carried out to compare experimental results to numerical predictions in order to evaluate the limitations and potentialities of the proposed model. Moreover, a parametric analysis was performed to verify the influence of layers, cord materials and cord angles on offloading hoses behavior.

4.2. Material models and identification of parameters

A general treatment of the stress-strain relations of rubberlike solids was developed by Rivlin [23] based on continuum mechanics. The behavior of rubbers could be expressed in terms of a strain energy function based on strain invariants I_1 , I_2 and I_3 , which can be defined by the following equations:

$$I_1 = \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 \quad (4.1)$$

$$I_2 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 + \lambda_2^2 \lambda_3^2 + \lambda_3^2 \lambda_1^2 \quad (4.2)$$

$$I_3 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 \lambda_3^2 \quad (4.3)$$

where the symbols λ_1 , λ_2 and λ_3 denote the principal stretch ratios. The values of λ_i are given by $(1+\varepsilon_i)$, where ε_i is the corresponding principal strain and the values of I_i become zero in unstrained state when $\lambda_1=\lambda_2=\lambda_3=1$. Moreover, for an incompressible material, I_3 is equal to 1.0. Hence, only I_1 and I_2 are evaluated. Equation (4.4) describes the strain energy density U :

$$U = \sum_{i+j=1}^{\infty} C_{ij} (I_1 - 3)^i (I_2 - 3)^j \quad (4.4)$$

Several constitutive theories for large deformations based on strain energy have been developed for hyperelastic materials [24]. In the present work, the methodology proposed by Yildiz [25] and Noparatanakailas [26] were used to obtain the stress vs. strain curves for rubber samples within the strain range of -50% to 160%. Tensile (ASTM D412) and compression (ASTM D575) tests were carried out (strength values were not obtained). This data was used to identify the parameters of the Arruda-Boyce's model [27,28,29]. The strain energy is assumed equal to the sum of the strain energies of the individual molecular chains randomly oriented in the space [30]. Arruda-Boyce's model is given by Equation (5):

$$U = \mu \sum_{i=1}^5 \frac{C_i}{\lambda_m^{2i-2}} \left(\bar{I}_1^i - 3^i \right) + \frac{1}{D} \left[\frac{J_{el}^2 - 1}{2} - \ln(J_{el}) \right] \quad (4.5)$$

where:

$$C_1 = \frac{1}{2} ; C_2 = \frac{1}{20} ; C_3 = \frac{11}{1050} ; C_4 = \frac{19}{7000} ; C_5 = \frac{519}{673750} \quad (4.6)$$

and C_i are material constants; μ is the initial shear modulus; λ_m is the stretch in which the upturn of the stress-strain curve would rise significantly; D is double the inverse bulk modulus, $K_0=2/D$, being equal to zero for incompressible materials; \bar{I}_1 is the first invariant of the deviatoric strain; J_{el} is the elastic volumetric ratio. In Fig. 4.2 it is possible to observe that Arruda-Boyce's model shows very good fit to the experimental data.

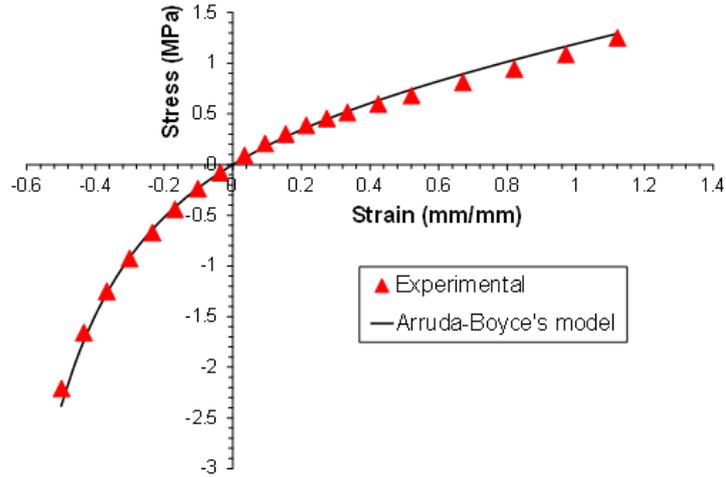


Fig. 4.2: Stress vs. strain curve of the rubber and the Arruda-Boyce's model fitting.

Polyamide cords (linear density of 10000-20000 denier), polyester cords (2000-9000 denier) and polyamide/polyaramid hybrid (3000-10000 denier) were tensile tested according to ASTM D885. The obtained load vs. strain curves were used to identify the parameters of the Marlow's model [31]. Marlow's model considers that a material is submitted to axial tension, where for each uniaxial strain ($\epsilon = \lambda - 1$) corresponds a nominal uniaxial stress value ($T(\epsilon)$). The strain energy, which corresponds to a given value of the first invariant (\hat{I}), may be obtained by integrating the area under the uniaxial stress-strain curve from zero to $\lambda_T(\hat{I}) - 1$. Since \hat{I} is arbitrary, the strain energy density U is determined with Equation (4.7), assuming $U(3)$ equal to zero:

$$U(I) = \int_0^{\lambda_T(I)-1} T(\epsilon) d\epsilon \quad (4.7)$$

where $\lambda_T(\hat{I})$ is the uniaxial stretch. The strain energy density given by Equation (4.7) reproduces the stress-strain response used in the integral. In Fig. 4.3, it is possible to observe that Marlow's model shows a very good fit to the experimental data.

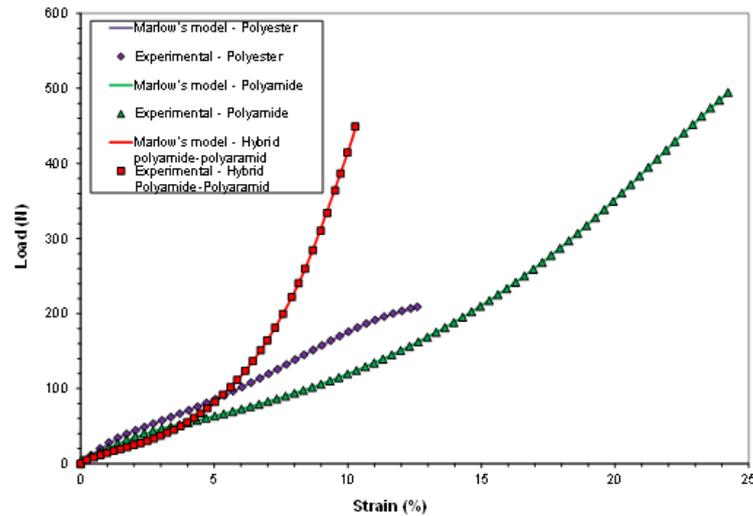


Fig. 4.3: Load vs. strain curves of the cords and the respective Marlow's model fitting.

The steel coil will also display non-linear behavior if it reaches its yield stress. The data for identification of the von Mises' model parameters were obtained using tensile true stress vs. true strain data for the 1045 SAE steel. The true stress can be calculated using Equation

$$\sigma_{true} = 1047,7 \varepsilon_{nom}^{0,1206} \quad (4.8)$$

Tab. 4.1 summarizes the strength values and elastic properties of the cords and coil used in the computational analyses.

Tab. 4.1: Materials properties used in the computational analysis.

Material/ component	Symbol	Description	
Polyester cord	F_u (N)	Load at tensile strength	200.9 ± 4.1
	ε (%)	Elongation	12.7 ± 0.4
	A (mm ²)	Cross section area of the cord	1.01
	S (mm)	Spacing	1.2
Polyamide cord	F_u (N)	Load at tensile strength	501.0 ± 12.8
	ε (%)	Elongation	24.5 ± 0.7
	A (mm ²)	Cross section area of the cord	3.04
	S (mm)	Spacing	1.9
Hybrid (polyaramid/polyamide) cord	F_u (N)	Load at tensile strength	525.0 ± 20.0
	ε (%)	Elongation	13.7 ± 0.3
	A (mm ²)	Cross section area of the cord	0.50
	S (mm)	Spacing	1.2
Steel coil	E (GPa)	Young's Modulus	140
	ν	Poisson's ratio	0.3
	σ_y (MPa)	Yield stress	725
	σ_u (MPa)	Ultimate tensile strength	1030

4.3. Axisymmetric finite element model

There are several types of loads that a hose can withstand during its operation as reported by Roveri et al. [33], but the current study focused on internal pressure (P_i) loading on the carcass. To represent the cords, Reinforcement Bars (REBARs) [34] elements of AbaqusTM were used. Cylindrical coordinate system (r, θ, z) was used, where r is the radial coordinate, θ is the hoop coordinate and z is the axial coordinate. Since in the actual fabric the cords are spaced, the reinforcement bars were also spaced in the model. For polyester, polyamide and hybrid fabrics, 1.2, 1.9 and 1.2 mm were used, respectively, as shown in Table 1.

Fig. 4.4 shows the axisymmetric model used to predict failure under internal pressure of the central section of the hose (500 mm long). It is possible to visualize the hose configuration that includes the inner and outer carcasses. In the inner carcass, there are layers of reinforcement below and above the coil, whereas the outer carcass is only comprised of reinforcement plies. The first component of the inner carcass is the cord with angle “ θ_1 ” and number of layers “ L_1 ”. After, the coil is represented by “ \circ ” and other cords are represented by angle “ θ_2 ” and number of layers “ L_2 ”. In the outer carcass, the cord angle is “ θ_3 ” and number of layer is “ L_3 ”. During the burst test, the inner carcass is pressurized until rupture. After the fluid enters the cavity between the two carcasses due to failure in the inner carcass, this carcass has no further structural role, and the outer carcass eventually pressurizes until failure.

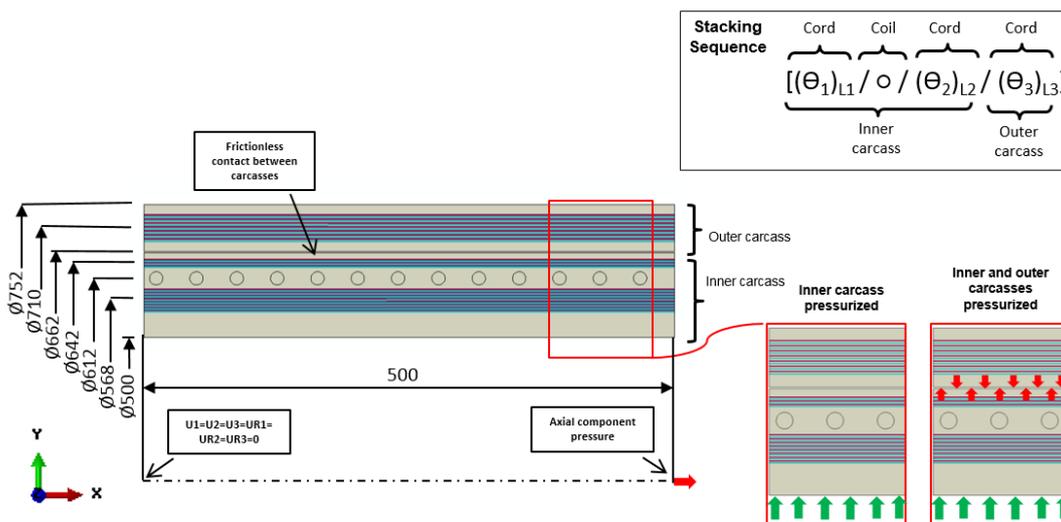


Fig. 4.4: Geometry data and axisymmetric model of the hose (dimensions [mm]).

The model was meshed using axisymmetric elements with reduced integration. For the elastomeric part (carcasses), linear quadrilateral elements with 4 nodes each, reduced

integration and hybrid formulation (CAX4RH) were used. For the reinforcement plies, linear axisymmetric surface elements with 2 nodes each (SFMAX1) were used. For the coil, linear axisymmetric quadrilateral elements with 4 nodes each (CAX4) were used. Mesh convergence was analyzed using different levels of refinement and based on the SFMAX1 element, which represents the reinforcement plies. The element below the coil in the central region of the hose was selected since this element shows maximum load. This load is provided by following RBFOR, which is the load in the REBAR. Mesh details are shown in Tab. 4.2 and Fig. 4.5.

Tab. 4.2: Nomenclature of samples, materials and mesh data.

<i>Samples</i>	<i>Inner carcass cords</i>	<i>Outer carcass cords</i>	<i>Elements</i>	<i>Nodes</i>
$[\pm 45_{20}/90/\pm 45_{10}/\pm 45_{16}]$	Polyester	Polyamide	60,054	61,065
$[\pm 45_{16}/90/\pm 45_{6}/\pm 45_{14}]$			55,854	56,855
$[\pm 36_{6}/90/\pm 36_{6}/\pm 50_{8}]$	Hybrid	Hybrid	32,554	33,502
	(polyaramid/ polyamide)	(polyaramid/ polyamide)		

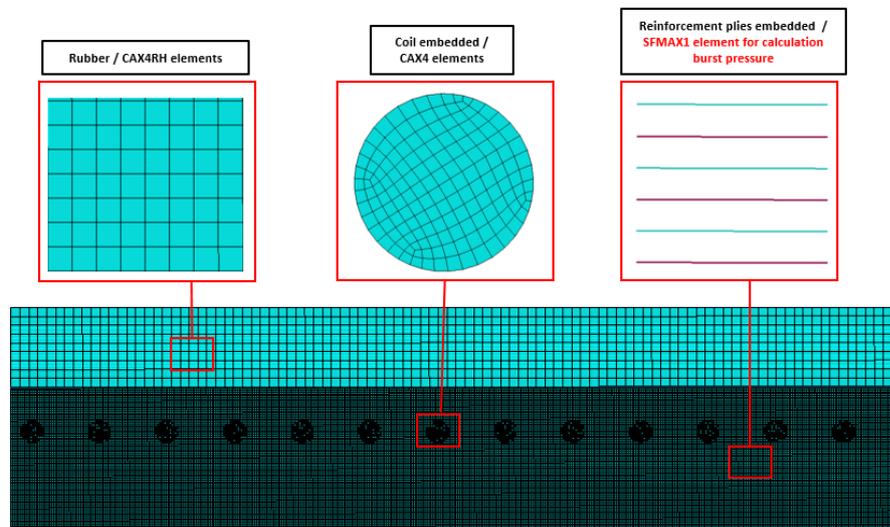


Fig. 4.5: Mesh details of the axisymmetric model.

Embedded elements technique [34] was used to represent that reinforcement plies and the coil are embedded in the rubber. The cords, coil and rubber were geometrically modelled, separately meshed, and assembled to embedded elements constraint. This relates the degree of freedom (DOF) of reinforcement with the DOF of the matrix (rubber) based on geometric relationships between the nodes of the embedded and the host elements. Two simulations per

hose were performed. In the first one, 160 bar of pressure was applied to the inner carcass only (green arrows in Fig. 4.4), and an axial force was applied to the flange in the reference point (direction x) to represent the axial component of the internal pressure. Regarding the boundary conditions, the nodes located at $x=0$ were restrained to move only in the y axis (Fig. 4). The nodes located at $x=500$ were connected to the reference point (RP) located at $x=500$, $y=0$, using MPC constraint.

Regarding the outer carcass, a similar condition was applied, but 60 bar pressure was applied equally to the inner carcass (green arrows in Fig. 4.4) and to the cavity between carcasses (red arrows in Fig. 4.4). In this case, only the outer carcass nodes located at $x=500$ and $y=0$ were connected to the reference point. Once the inner carcass failed, it was considered to lose all structural strength. Hence, a hard contact model was used to simulate normal contact interactions, and a frictionless model was used to simulate tangential contact interactions.

Non-linearity effects were included in the computational model in order to simulate hyperelastic and plastic behavior, as well as contact and geometric nonlinearities. For the non-linear solution, Newton-Raphson method was used with automatic increment of time step. It is important to mention that the non-linear solution did not yield convergence problems, but the maximum increment size of time step controlled by AbaqusTM was very small.

4.4. 3D finite element model

In the axisymmetric model, the coil was represented by rings, but the real structural element is not axisymmetric. 3D full model with coil representation and 3D 1/4 model with non-axisymmetric rings were developed to verify if the symmetry assumption had a significant effect on the hose response. Since 3D models show higher computational cost compared to axisymmetric ones (Fig. 4.6), a 3D 1/4 model was also evaluated (Fig. 4.7).

The most important change in the 3D full model regards the strategy to model the coil. Two full turns of the coil were used, with a pitch of 38 mm. Fig. 4.6 shows mesh details in the 3D full model, and the methodology was based on the work of Neto et al. [13]. Linear hexahedral elements with 8 nodes and reduced integration and hybrid formulation (C3D8RH) were used to represent the elastomeric body. For the coil or rings, linear hexahedral elements with 8 nodes (C3D8) were used. For the reinforcement plies, quadrilateral surface elements with 4 nodes (SFM3D4) were used. Reduced integration and hybrid formulation were applied in order to avoid volumetric locking issues, which is particularly useful for non-compressive

materials, such as rubber and polymeric cords. The 3D full model was meshed using 142,840 elements and 161,415 nodes.

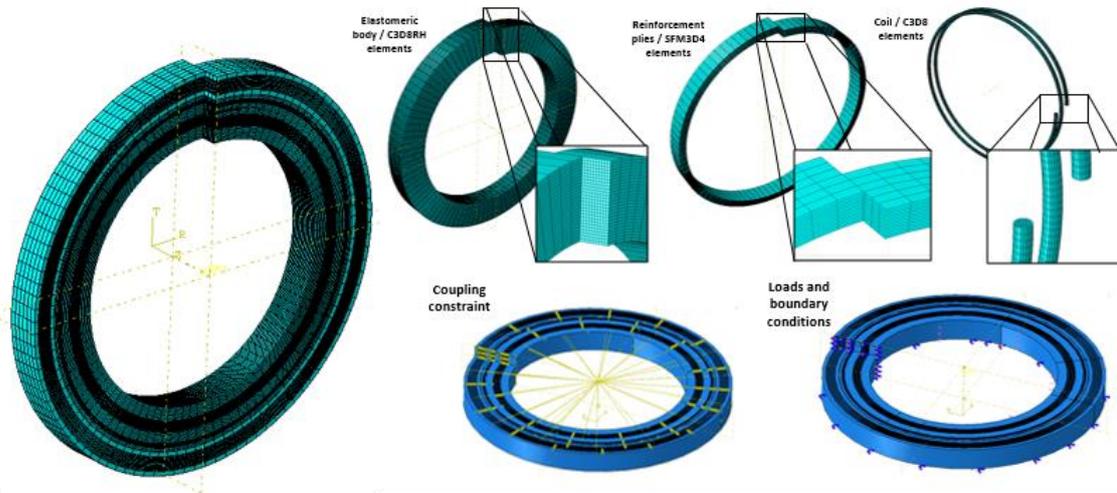


Fig. 4.6: 3D full model of the hose: Finite element mesh and boundary conditions.

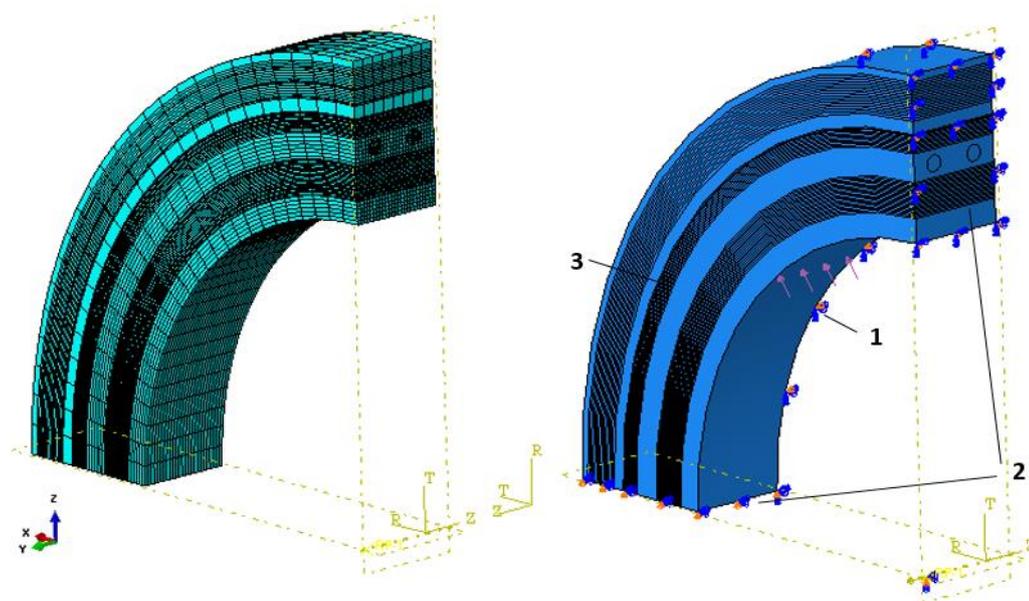


Fig. 4.7: 3D ring model of the hose: Finite element mesh and boundary conditions.

For the 3D full model, the nodes of the face located in region 1 were restrained to move only in the radial direction. The nodes of the face located in region 2 were connected to a reference point (RP) located at $x=0$, $y=135$, $z=0$, using a constraint type coupling. The coupling constraint was based on a cylindrical coordinate system, and all degrees of freedom (DOFs) were constrained, except in the radial direction. The nodes of the face located in region 3 were restrained to move only in x-y plane. Pressure was applied to the internal surface and the axial load in the reference point. The same boundary conditions of the axisymmetric model were used, which are shown in Fig. 4.6.

Fig. 4.7 shows mesh details and boundary conditions of the 3D 1/4 model. The same elements of the 3D full model were used, and the geometry was meshed using 60,657 elements and 70,522 nodes. However, only one quarter turn was modelled. The nodes of the face located in region 1 were restrained to move only in the radial direction. Boundary conditions were applied in region 2 in order to impose symmetry in the model. The same conditions of the 3D full model were applied to the nodes located in region 3.

4.5. Experimental hydrostatic burst test

The original dimensions of the hoses are length around 10,700 mm (35 ft) and internal diameter of 500 mm (20 in). Tab. 4.2 shows details of three prototypes produced for testing. Two prototypes were manufactured, [$\pm 45_{20}/90/\pm 45_{10}/\pm 45_{16}$] and [$\pm 45_{16}/90/\pm 45_6/\pm 45_{14}$], using polyester cords in the inner carcass and polyamide cords in the outer carcass. Other prototypes were manufactured using hybrid (polyaramid and polyamide) cord with [$\pm 36_6/90/\pm 36_6/\pm 50_8$].

The produced prototype hoses were submitted to burst testing following the methodology available in OCIMF 2009 (see Fig. 4.8a). A pump was used to apply pressure into the hose, using ambient temperature water. During the tests, the pressure was monitored with a manometer. The hoses were coupled at their ends by flanges, which allowed free displacement as shown in Fig. 4.8b. The procedure starts by venting and filing the hose, then the pressure is increased at 7 bar/min up to 105 bar (minimum burst pressure), and this pressure is maintained for 15 min. After that, pressure is continuously incremented until failure of the inner carcass. After that, water enters the gap between carcasses and pressurization increases continuously until final failure.

Fig. 4.9 shows the actual hose with hybrid cords after final burst. Failure was located in a small region of the hose, and almost normal (90°) to the direction of the cords, which indicates tensile stress in the cords due to internal pressure. Debonding between cords and rubber was not found, indicating good adhesion between them and the suitability of the manufacturing process. The prototypes showed failure in the inner carcass, later followed by failure of the outer carcass. However, for the [$\pm 36_6/90/\pm 36_6/\pm 50_8$] prototype, failure occurred in the outer carcass just after failure of the inner carcass, before complete filling of water between the carcasses, due to premature localized failure. This hindered the real outer carcass burst. This is related to premature failure of the coil, instead of the cords, as shown by the other prototypes.

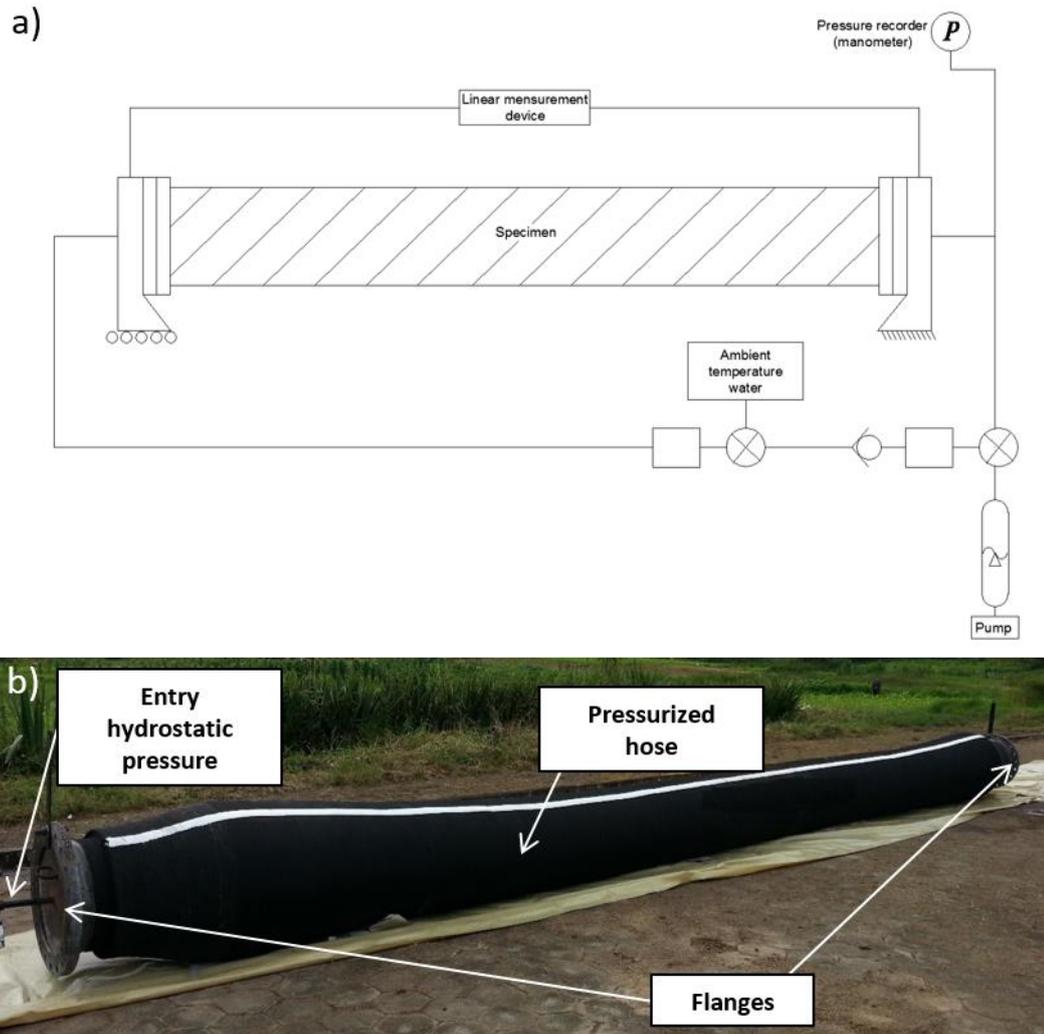


Fig. 4.8: Hose during the burst test.

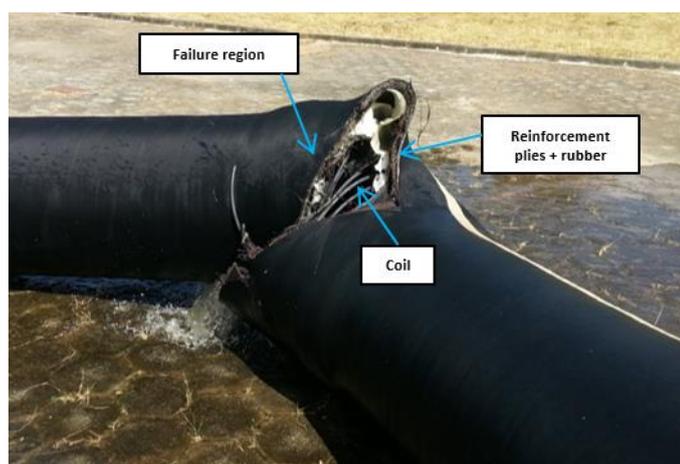


Fig. 4.9: Failure region of the hose after the burst test.

4.6. Numerical results and discussion

4.6.1 Effect of the number of layers

Fig. 4.10 and show the comparison of burst pressure predictions given by the axisymmetric and 3D models for the $[\pm 45_{20}/90/\pm 45_{10}/\pm 45_{16}]$ hose, along with the experimental results. The numerical results were obtained based on the variation of radial displacement with the applied internal pressure. The maximum load of the cords occurred in the ultimate point of the curve. All models were able to simulate the non-linear behavior of the structure. In the beginning of the curve, non-linearity effects are more related to the hyperelastic behavior of rubber and cords. After yielding of the coil (at 110-115 bar), non-linearity effects are associated to plastic strains. The last point of each curve represents the maximum load in the cords.

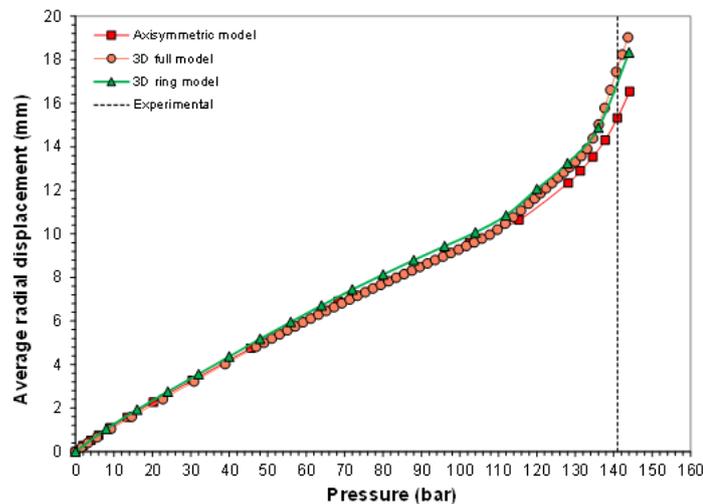


Fig. 4.10: Experimental and numerical results (3D and axisymmetric model) of $[\pm 45_{20}/90/\pm 45_{10}/\pm 45_{16}]$ hose.

The similar behavior between 3D full and 3D 1/4 models indicates that the symmetry assumption in coils may not significantly affect the stress results. Good agreement was also found between the results of the axisymmetric and 3D models. The symmetric model demonstrates less non-linearity response after yielding compared to the 3D models. This is justified by the fact that the axisymmetric model considers plane stress state to estimate plasticity effects, whereas 3D models consider all stress components. This characteristic is not of much relevance for burst pressure analysis because the structure failed due to cord failure.

Tab. 4.3: Maximum load in reinforcement bars, axial displacement and burst pressure.

Specimen	Carcass	Finite element modeling			Experimental		Difference [%] ¹
		Maximum load in REBAR [N]	Stress in coil [MPa]	Radial displacement at burst [mm]	Burst pressure [bar]	Burst pressure [bar]	
[±45 ₂₀ /90/ ±45 ₁₀ /±45 ₁₆]	Inner	199.9	967	16.5	146.0	141	3.5
	Outer	501.0	-	169.7	58.0	54	7.4
[±45 ₁₆ /90/ ±45 ₆ /±45 ₁₄]	Inner	199.9	849	21.9	122.1	122	0.1
	Outer	501.0	-	168.5	52.0	51	1.9
[±36 ₆ /90/ ±36 ₆ /±50 ₈]	Inner	360.7	1030	17.9	148.0	160	7.5
	Outer	449.0	-	74.8	53.7	-	-

$$^1 \text{Difference} = [(Burst\ pressure_FEM) - (Burst\ pressure_Exp)] / (Burst\ pressure_Exp)$$

Fig. 4.11(a)-(b) shows the results of load in the polyester cords (inner carcass) of [±45₂₀/90/±45₁₀/±45₁₆] and [±45₁₆/90/±45₆/±45₁₄] hoses under internal pressure (P_{int}) of 146 bar and 122.1 bar, respectively. Fig. 4.11(c)-(d) shows, respectively, load in polyamide cords (outer carcass) for the [±45₂₀/90/±45₁₀/±45₁₆] hose at 57.7 bar and for the [±45₁₆/90/±45₆/±45₁₄] hose at 51 bar, which is close to the burst pressure of 52 bar. These results were extracted from the failure region shown in Fig. 4.9. The failure criterion used was maximum load in the cords (element REBAR). This maximum load was compared to the ultimate load based on the expected tensile strength, as shown in Tab. 4.1.

Regarding the inner carcass, load concentration occurs just below the coil. The layers above the coil are less loaded since they withstand only the axial component of the internal pressure. That is, the radial component of the internal pressure is mainly supported by the coil. Unlike the inner carcass, the outer carcass shows more homogeneous stress distribution since it is comprised only of reinforced rubber layers.

An experimental burst pressure of 141 bar was found for the [±45₂₀/90/±45₁₀/±45₁₆] hose, which shows 3.5% deviation in relation to the axisymmetric model. For the [±45₁₆/90/±45₆/±45₁₄] hose, the burst pressure was 122.1 bar, and the difference is 0.1%. Such variations are highly acceptable considering the hose manual manufacturing procedure and measurements uncertainties during testing, as well as the hypothesis adopted in the computational model. Hocine et al. [35] found 16% maximum difference between numerical and experimental results. IN addition, the results obtained with the numerical model and the experiments are well above the minimum limit specified by OCIMF [36], which is 105 bar.

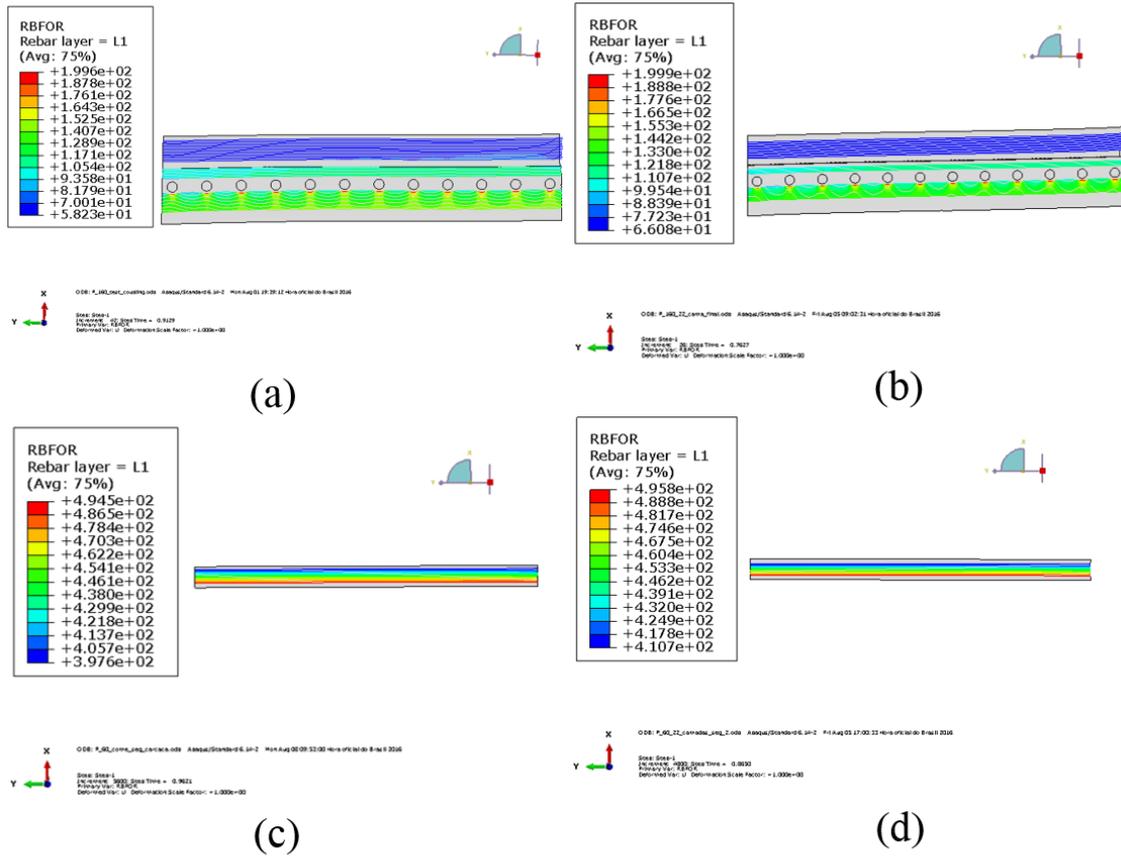


Fig. 4.11: Load (unit: [N]) in the cords (REBAR) of the hose: (a) Inner carcass $[\pm 45_{20}/90/\pm 45_{10}/\pm 45_{16}]$ (at 146 bar), (b) Inner carcass $[\pm 45_{16}/90/\pm 45_6/\pm 45_{14}]$ (at 122.1 bar), (c) Outer carcass $[\pm 45_{20}/90/\pm 45_{10}/\pm 45_{16}]$ (at 57.7 bar) and (d) Outer carcass $[\pm 45_{16}/90/\pm 45_6/\pm 45_{14}]$ (at 51 bar).

Testing of the $[\pm 45_{20}/90/\pm 45_{10}/\pm 45_{16}]$ hose yielded a burst pressure for the outer carcass of 54 bar, 7.4% deviation compared with the numerical model. For the $[\pm 45_{16}/90/\pm 45_6/\pm 45_{14}]$ hose, the burst pressure was 51 bar, and the difference in values was lower than 1.9%. These results for the outer carcass are also well above the minimum specified by OCIMF, which is 42 bar. These numerical predictions were more accurate than those for the inner carcass, what could be related to the complex stress distribution that occurs around the coil (in the inner carcass only).

Fig. 4.12 shows the numerical results of burst pressure of the hoses with variable configuration, with 12-22 layers below the coil and 6 or 10 layers above the coil. Burst pressure increased with the number of layers below or above the coil. The 12:6 (layers below:above coil) hose failed at 102 bar, i.e. 19.6% lower than the $[\pm 45_{16}/90/\pm 45_6/\pm 45_{14}]$ hose. The 22:10 hose collapsed at 154 bar, i.e. 5.2% higher than the $[\pm 45_{20}/90/\pm 45_{10}/\pm 45_{16}]$

hose. The pressure presented a linear variation with the number of layers below the coil, and both configurations showed similar behavior.

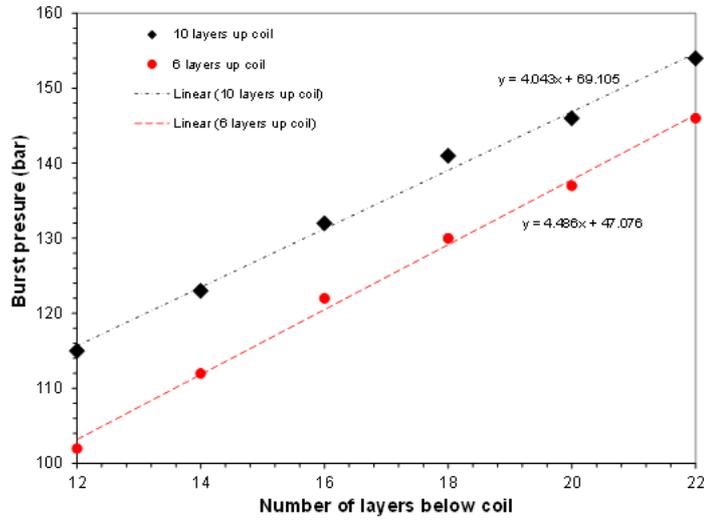


Fig. 4.12: Predicted burst pressure for different number of layers.

4.6.2 Influence of the coil on the stress distribution in the hose

Fig. 4.13 shows the load distribution for different stacking sequences at $P_{int} = 121$ bar. Maximum load in the cords was found in the layers below the coil for the $[\pm 45_{20}/90/\pm 45_{10}/\pm 45_{16}]$, $[(\pm 55, \pm 45)_{10}/90/(\pm 55, \pm 45)_5/\pm 45_{16}]$, $[\pm 55_{20}/90/\pm 55_{10}/\pm 45_{16}]$ and $[\pm 55_{20}/90/\pm 45_{10}/\pm 45_{16}]$ hoses. Load in the cord was maximum in the layers below and closer to the coil, and the $[\pm 45_{20}/90/\pm 45_{10}/\pm 45_{16}]$, $[(\pm 55, \pm 45)_{10}/90/(\pm 55, \pm 45)_5/\pm 45_{16}]$ and $[\pm 55_{20}/90/\pm 45_{10}/\pm 45_{16}]$ hoses showed similar maximum load (177-178 N). The $[\pm 55_{20}/90/\pm 55_{10}/\pm 45_{16}]$ hose showed the highest load, 192 N, indicating that the coil has a relevant contribution to the strength of the structure in this configuration.

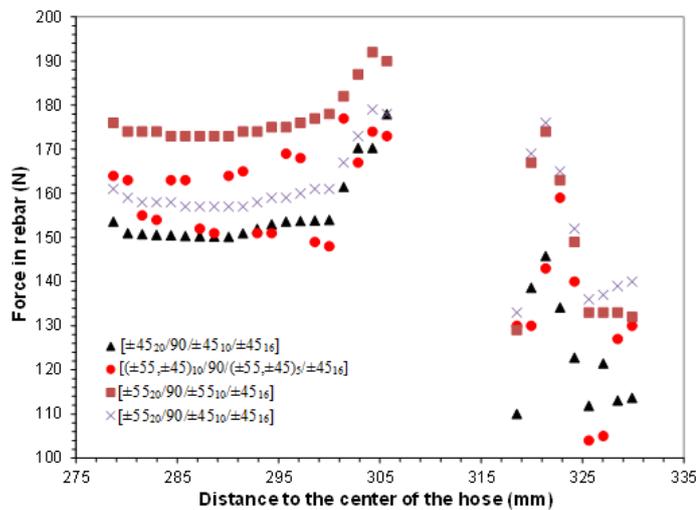


Fig. 4.13: Variation of load in the layers for different hoses ($P_{int} = 121$ bar).

The $[\pm 45_{20}/90/\pm 45_{10}/\pm 45_{16}]$ hose produced the highest difference in terms of load close to the coil, 175 N and 148 N. However, the load in the rebar was smaller in all layers compared to the $[\pm 55_{20}/90/\pm 55_{10}/\pm 45_{16}]$ hose. This occurs because the cords of the former hose are more aligned towards the main longitudinal axis compared to the latter hose. When the angle of the cords above the coil is changed from $\pm 55^\circ$ to $\pm 45^\circ$, a better load sharing is promoted and the maximum values below and above the coil become 177 N and 173 N, respectively. For the $[(\pm 55, \pm 45)_{10}/90/(\pm 55, \pm 45)_5/\pm 45_{16}]$ hose, load in the REBAR elements for the layers aligned at $\pm 55^\circ$ is smaller than for layers aligned at $\pm 45^\circ$.

The effect of the coil pitch on the $[\pm 45_{20}/90/\pm 45_{10}/\pm 45_{16}]$ hose was also numerically evaluated (see Fig. 4.14). Burst pressure was maximum (146 bar) for a pitch of 37 mm. For pitches lower than 37 mm, stress concentration is more located near the coil, reducing hose strength. For pitches higher than 37 mm, stress distribution is more homogeneous, nevertheless, greater pitch spacing overloads the cords layers, as noticed in the REBAR elements below the coil, yielding reduced burst pressure. Lotveit et al. [37] also reported that the coil pitch has a strong influence on burst pressure of a hose carcass.

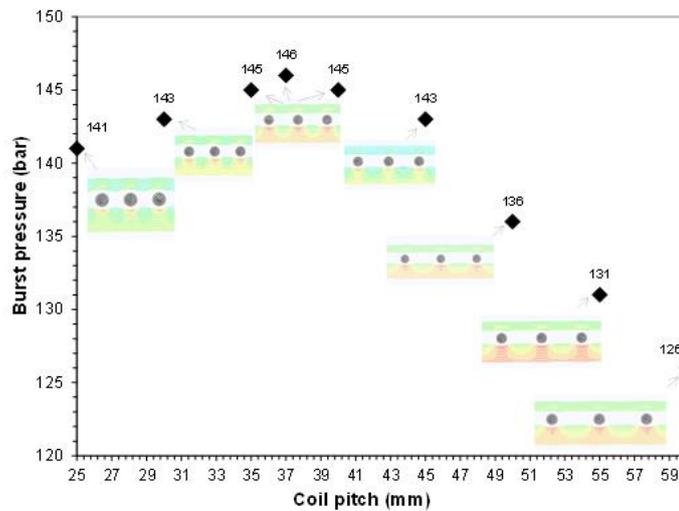


Fig. 4.14: Variation of burst pressure with coil pitch for the $[\pm 45_{20}/90/\pm 45_{10}/\pm 45_{16}]$ hose.

4.6.3 Hybrid cords investigation

Fig. 4.15 shows the effect of pressure on radial displacement for $[\pm 36_6/90/\pm 36_6/\pm 50_8]$ hoses with hybrid cords (polyaramid and polyamide) in the inner carcass oriented at $\pm 30^\circ$, $\pm 40^\circ$, $\pm 45^\circ$ and $\pm 50^\circ$. The average radial displacement was calculated among the nodes of the internal region (diameter 500 mm) of the inner carcass. All configurations showed nonlinear response and, at the beginning of the curves, nonlinearity is mainly caused by the hyperelastic behavior of elastomer and cords. Configurations at $\pm 30^\circ$ and $\pm 40^\circ$ showed an abrupt increase

in axial displacement above 120 bar, due to the plastic deformation in the coil after yielding. Unlike the previous hoses, failure for these hoses occurs in the spiral, and not in the cords. On the other hand, configurations at $\pm 45^\circ$ and $\pm 50^\circ$ showed rupture in the cords. For the configuration at $\pm 30^\circ$, the coil failed at 131 bar, whereas for $\pm 50^\circ$, the maximum pressure reached 155 bar. The hose with $\pm 40^\circ$ cords showed the highest burst pressure, 159 bar. For comparison, an experimental burst test for the $[\pm 36_6/90/\pm 36_6/\pm 50_8]$ hose presented a burst pressure of 160 bar, i.e. 7.5% of difference compared to the prediction from the axisymmetric model.

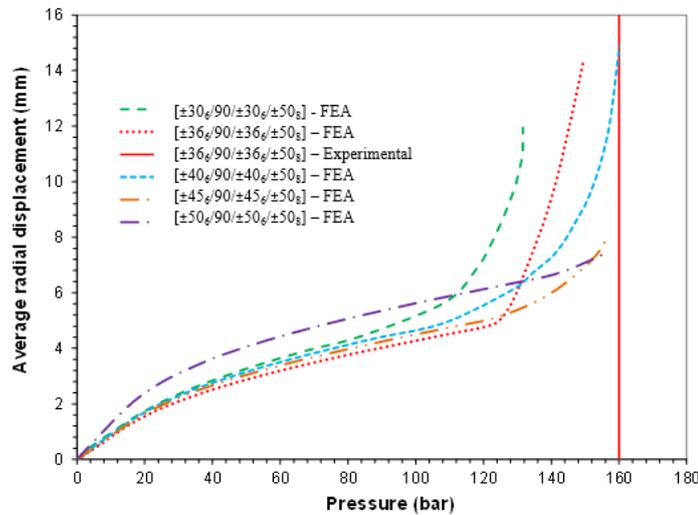


Fig. 4.15: Pressure vs. axial strain for various hybrid cord angles in the hose.

Fig. 4.16(a) shows the axial stress S_{33} in the coil as a function of the internal pressure. The stress does not vary significantly in the coil cross section and relevant bending load does not occur. The calculated average among the nodes of the coil indicates an ultimate tensile strength of 1030 MPa for the configurations with $\pm 30^\circ$, $\pm 36^\circ$ and $\pm 40^\circ$ angles. The configurations for $\pm 45^\circ$ and $\pm 50^\circ$ showed lower stress in the coil, about 936 and 821 MPa, respectively.

Fig. 4.16(b) shows load in the REBAR as a function of the internal pressure. The failure load of the hybrid cords (449 N) is achieved for configurations with $\pm 45^\circ$ and $\pm 50^\circ$ angles. Comparing the two graphics, it is possible to verify that higher angles increase the load in REBAR and decrease axial stress in the coil. The $[\pm 40_6/90/\pm 40_6/\pm 50_8]$ hose reached the highest burst pressure due to better sharing of load in cords and coil.

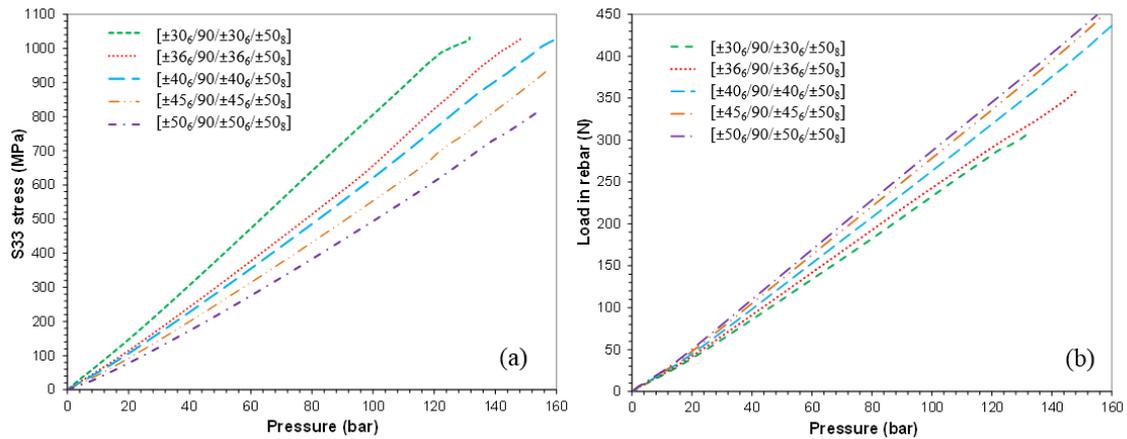


Fig. 4.16: Variation of von Mises stresses in coil (a) and load in REBAR (b) with pressure for various hybrid cord angles.

Some studies [38,39] suggest that the optimum angle is $\pm 55^\circ$, but the presence of the coil modifies stress distribution in the hose. Due to that, the configuration at $\pm 40^\circ$ showed the best load sharing among the evaluated angles. Indeed, the presence of the coil oriented at around 90° together with the reinforcement plies lead to a lower optimum angle. Thus, the hose failure mode is strongly influenced by the geometry and the mechanical properties of coil and cords.

It is observed in Fig. 4.17 that the cord angle also has a strong influence on the stress distribution in the coil at 117 bar. For a more evident presentation, stress in coil and load in cords are shown for different cord angles. The calculated stress in the coil is uniform in the cross section, but some variations have been observed, because the coil showed plastic strain at this pressure level. That is, yielding causes a stiffness gradient, which leads to stress concentration in these regions which were not there prior to yielding. The calculated load field in the cords is more heterogeneous in all analyzed hoses. The stress concentration in REBAR was observed in the region below the coil. The internal pressure pushes the reinforcing layer against the stiff coil, causing a small curvature in the elastomeric layers.

4.7. Conclusions

This study focused on the evaluation of three different materials (polyester, polyamide and polyaramid/polyamide hybrid) for cords used in offloading hoses. The polymeric cords were analyzed with a finite element model based on axisymmetric elements and using reinforcement bars (REBARS) for the prediction of the burst pressure of the hose.

Hyperelastic models were included in the model to account for the elastomer and polymeric cord behavior.

Regarding the parametric analysis, the presence of the coil changed the stress field of the hose, which is directly associated to the principal stresses traditionally found in cylindrical vessels. Since the hoop stress is twice higher than the axial stress in a pressurized cylinder, the cords at 50° (closer to the circumferential component) undergo greater loads than the cords at 40°. Therefore, smaller angles yield higher loads in the coil and, for angles smaller than 40°, there is an overload of the coil. Therefore, 40° was found to be the optimum angle for the investigated hose configurations.

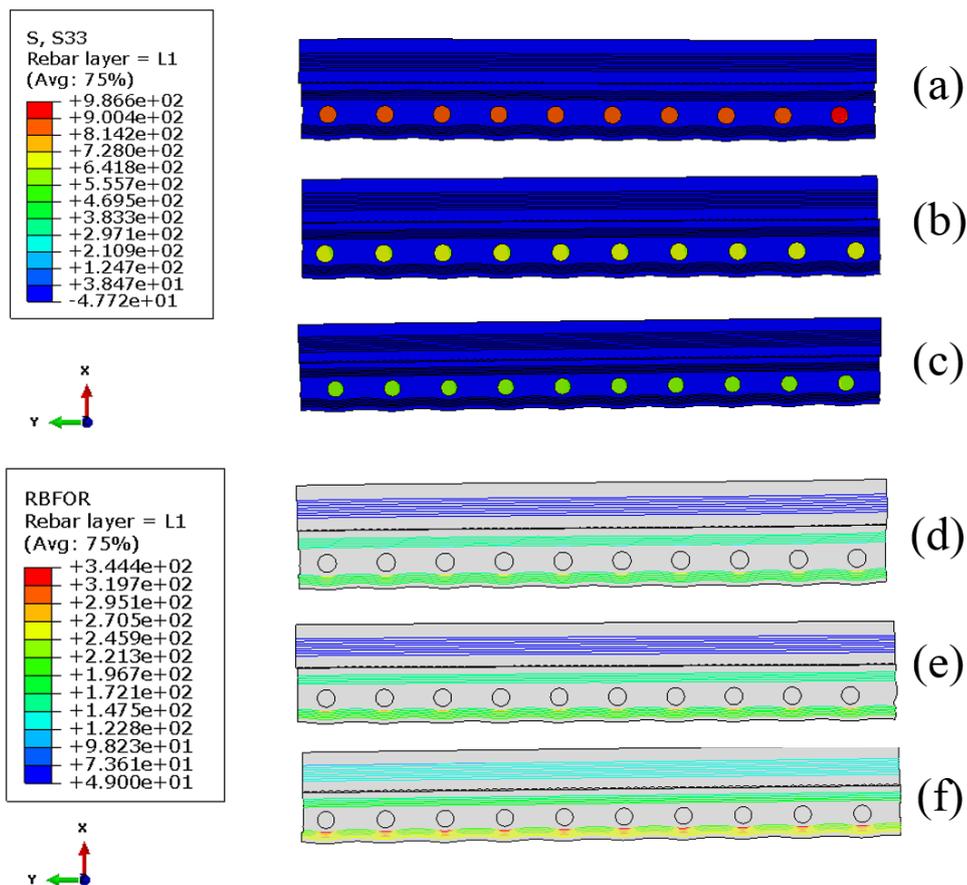


Fig. 4.17: Von Mises stresses in coil and load in REBAR at 117 bar for different hybrid cord angles: (a-d) 30°, (b-e) 40° and (c-f) 50°.

The model was highly refined and showed good convergence with the experimental results, where the maximum difference was equal to 7.5% for burst pressure, considering the $[\pm 36_6/90/\pm 36_6/\pm 50_8]$ hose. The predicted response of the cords, including load at rupture, were very similar to the experimental ones. All offloading hoses showed burst pressure much higher than the minimum limit specified by OCIMF (i.e. 105 bar). Therefore, the methodology used showed a great potential to reduce experimental costs, to increase

reliability and to design safer products. It is important to highlight that the proposed methodology was validated for a 20 in hose, but it can be applied for other diameters. It is expected that the analysis carried out may also be used as basis for API17K approval.

Acknowledgments

The authors gratefully acknowledge Petrobras for the development and financial support of this work.

References

- [1] Antal S, Nagy TBA. Improvement of bonded flexible pipes acc. to new API Standard 17K. In: Offshore Technology Conference. Houston, May, 2003, p. 8, paper OTC 15167.
- [2] Northcutt VM. Bonded Flexible Pipe. In: OCEANS 2000 MTS/IEEE Conference and Exhibition. Providence, September, 2000, p. 1407-1412, paper FL 33306.
- [3] Dunn JJ, Hasek DR. AL 2003™ (S32003) Lean duplex case study: Flexible flowlines for an offshore oil field development. In: Stainless Steel World 2007 Conference. Maastricht, November, 2007, p. 14.
- [4] Zandiyeh, ARK. Fatigue-life prediction in offshore marine hoses. In: Oilfield Engineering with Polymers 2006, London, March, 2006, p. 12, paper 22.
- [5] Gu F, Huang C, Zhou J, Li L. Mechanical response of steel wire wound reinforced rubber flexible pipe under internal pressure. *J. Shanghai Jiaotong Univ. (Sci.)* 2009, 14: 747-756.
- [6] Alfano G, Bahtui A, Bahai H. Numerical derivation of constitutive models for unbonded flexible risers. *Int J Mech Sci* 2009, 51: 295–304.
- [7] Martins CA, Pesce CP, Aranha JAP. Structural behavior of flexible pipe carcass during launching. *Proceedings of 22th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, 2003.
- [8] Sævik S. Theoretical and experimental studies of stresses in flexible pipes. *Comput Struct* 2011, 89: 2273–2291.
- [9] Zhang M, Chen X, Fu S, Guo Y, Ma L. Theoretical and numerical analysis of bending behavior of unbonded flexible risers. *Mar Struct* 2015, 44: 311-325.
- [10] Ramos Jr R, Kawano A. Local structural analysis of flexible pipes subjected to traction, torsion and pressure loads. *Mar Struct* 2015, 42: 95-114.

-
- [11] Sousa JRM, Lima ECP, Ellwanger GB, Papaleo A. Local mechanical behavior of flexible pipes subjected to installation loads. Proceedings of 20th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, 2001.
- [12] Neto AG, Martins CA. A Comparative Wet Collapse buckling study for the carcass layer of flexible pipes. Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering, 134(3):031701-031701-9, 2012.
- [13] Neto, AG et al. Prediction of burst in flexible pipes. Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering, 135: 011401-1, 2013.
- [14] Neto AG, Martins CA. Flexible Pipes: Influence of the pressure armor in the wet collapse resistance. Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering, 136(3): 031401-031401-8, 2014.
- [15] Fernando SU, Sheldrake T, Tan Z, Clements R. The stress analysis and residual stress evaluation of pressure armour layers in flexible pipes using 3D finite element models. Proceedings of 23rd International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, 2004.
- [16] Lotveit SA, Often O. Increased reliability through a unified analysis tool for bonded and non-bonded pipes. In: Advances in subsea pipeline engineering and technology. Norway, May, 1990, p. 81-110, N-1364.
- [17] Pidaparti RMV. Analysis of cord-rubber composite laminates under combined tension and torsion loading. Compos Part B-Eng 1997, 28B: 433-438.
- [18] Cho JR, Jee YB, Kim WJ, Han SR, Lee SB. Homogenization of braided fabric composite for reliable large deformation analysis of reinforced rubber hose. Compos Part B-Eng 2013, 53: 112-120.
- [19] Saeed N, Ronagh H, Virk A. Composite repair of pipelines, considering the effect of live pressure-analytical and numerical models with respect to ISO/TS 24817 and ASME PCC-2. Compos Part B-Eng, 58: 605-610.
- [20] Rafiee R. Experimental and theoretical investigations on the failure of filament wound GRP Pipes. Compos Part B-Eng 2013, 45: 257-267.
- [21] Celentano D, Wimmer D, Colabella L, Cisilino AP. Viscoelastic mechanical characterization of a short-fiber reinforced polyethylene tube: Experiments and modelling. Int J Pres Ves Pip 2015, 134: 82-91.
- [22] Kondé AK, Rosu I, Lebon F, Brardo, O, Devésá B. On the modeling of aircraft tire. Aerosp Sci Technol 2013, 27: 67-75.

-
- [23] Rivlin RS. *Rheology, Theory and Applications*, vol. 1, Academic Press, New York: 1956, Chapter 10.
- [24] Gent AN. *Engineering with Rubber: How to Design Rubber Components*, 2nd ed. Kempten: Hanser, 2001.
- [25] Yildiz F. The effect of different strain energy functions on rubber fender: Experiment and finite element simulation. *J Elastom Plast* 2014, 46(8): 722–736.
- [26] Noparatanakailas V. Vulcanised rubber characterisation for finite element analysis. *J Rubb Res* 2000, 3(4): 222-231.
- [27] Arruda EM, Boyce MC. A three-dimensional model for the large stretch behavior of rubber elastic materials. *J. Mech. Phys. Solids* 1993, 41: 389–412.
- [28] Habeeb RK, Unnikrishnan G, Sujith A. Cure characteristics and mechanical properties of styrene–butadiene rubber/acrylonitrile butadiene rubber. *Mater Lett* 2004, 59: 633-639.
- [29] El-Lawindy AMY, El-Guiziri SB. Strain energy density of carbon-black-loaded rubber vulcanizates. *J Phys D: Appl Phys.* 2000, 33: 1894-1901.
- [30] Ali A, Hosseini M, Sahari BB. A review of constitutive models for rubber-like materials. *American J. of Eng App Sci* 2010, 3 (1): 232-239.
- [31] Marlow RS. A general first-invariant hyperelastic constitutive model. In: Busfield and Muhr (eds) *Constitutive Models for Rubber III*, 3rd ed. London: Busfield and Muhr (eds), 2003, p. 157-160.
- [32] Cabezas EE, Celentano DJ. Experimental and numerical analysis of the tensile test using sheet specimens. *Finite Elem Anal Des* 2002, 40: 555–575.
- [33] Roveri FE, Sagrilo LVS, Cicilia FB. A case study on the evaluation of floating hose forces in a C.A.L.M. System. In: *International Offshore and Polar Engineering Conference*, Kitakyushu, May, 2002, p. 190-197, paper ISOPE-I-02-030.
- [34] Abaqus/Standard. *Theory Manual and Example Problems Manual*, 2008.
- [35] Hocine A, Chappelle D, Boubakar ML, Benamar A, Bezazi A. Experimental and analytical investigation of the cylindrical part of a metallic vessel reinforced by filament winding while submitted to internal pressure. *Int J Pres Ves Pip* 2009, 86: 649-655.
- [36] OCIMF 2009. *Guide to Manufacturing and Purchasing Hoses for Offshore Moorings*. Oil Companies International Marine Forum, London, 2009.
- [37] Lotveit SA, Often O. Increased reliability through a unified analysis tool for bonded and non-bonded pipes. In: *Advances in Subsea Pipeline Engineering and Technology*. Scotland, May, 1990, p. 81-110.

[38] Grove S. Optimum fiber orientation in filament wound structures. *J Mater Sci Lett* 1999, 18: 1203.

[39] Chapelle D, Perreux D. Optimal design of a Type 3 hydrogen vessel: Part I—Analytic modelling of the cylindrical section. *Int J Hydrogen Energ* 2006, 31: 627 – 638.

5. Artigo II: Compressive-tensile fatigue behavior of cords/rubber composites

Referência: *Polymer Testing*, v. 61, pp. 195–190, 2017.

Doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.polymertesting.2017.05.024>

COMPRESSIVE-TENSILE FATIGUE BEHAVIOR OF CORDS/RUBBER COMPOSITES

Maikson L.P. Tonatto^{a,*}, Maria M.C. Forte^a, Sandro C. Amico^a

^aFederal University of Rio Grande do Sul (UFRGS), Post-graduate Program in Mining, Metallurgical and Materials Engineering (PPGE3M), Av. Bento Gonçalves 9500, 91509-900 Porto Alegre/RS, Brazil. *maikson.tonato@ufrgs.br (*corresponding autor*); mmcforte@ufrgs.br; amico@ufrgs.br

ABSTRACT

Cords/rubber composites are used to build complex structures which may be submitted to cyclic loads, sometimes leading to critical fatigue failure. The focus of this study is to investigate the cyclic compressive/tensile strain behavior of polyester, polyamide and hybrid polyaramid/polyamide cords. For that, the cords were embedded in rubber belts to be used in a specially designed rotating pulley equipment that allows monitoring and controlling of tensile force, frequency and strain level. All fatigue tests were performed using stress-control mode, and tensile residual strength of the cords was measured as a function of material type, number of cycles and compressive/tensile strain level. The results show that compressive and tensile cyclic strains decrease residual properties. Hybrid cords showed higher residual strength than polyester and polyamide cords when subject to high compressive strain or high number of cycles. Moreover, morphological evaluation indicated failure to be associated with microbuckling and extensive fibrillation.

KEY-WORDS: Cords/rubber, fatigue evaluation, rotating pulley, compressive/tensile strain.

5.1 Introduction

High performance fibers as cords embedded in a rubber matrix have been used in several industrial applications such as tires [1], conveyor belts [2], hoses [3] and offloading hoses [4, 5, 6]. In the case of offloading hoses, the cords are inserted as fabrics into the elastomer, producing a composite structure with good flexibility and high strength [7], and several layers are wound on top of each other until the desired wall thickness is reached [4].

The fibers used to produce the cords present distinct characteristics and suitability. Polyester cord has high modulus and low shrinkage characteristics in comparison to polyamide (nylon 6 and 66), and thus provides excellent dimensional stability. Polyester also has better retention of relaxation modulus under constant strain and exhibits greater elasticity at room temperature than polyamide, but nylon 66 has excellent fatigue resistance even at high strain [8]. Nevertheless, polyester and polyamide cords present low static strength, leading to increased hose weight due to the large number of layers required to fulfill design requirements.

Aramid fibers consist of aromatic polyamide and exhibit an interesting combination of properties including higher strength and modulus, toughness and thermal stability compared to more traditional fibers such as polyester and polyamide. They are being extensively used in low weight composite structures for various applications [9]. However, there are few studies focusing on analyzing the fatigue performance of these materials, which is an important loading condition considering that cord-rubber structures are used in hoses that undergo constant dynamic loading. An early investigation on the fatigue strength of polyaramid cords (Kevlar 29) with the Flex test (test device that provides compression in cords) [10] reported Kevlar to have good flexural fatigue characteristics although not as good at a given strain level as nylon and polyester, which are regarded as low modulus and more tough fibers.

New technologies have been developed to increase compressive fatigue strength of high modulus cords. Onbilger et al. [11] reported an improvement in fatigue properties by changing the way the 4-yarn cord was constructed. A nylon core with 200 denier showed residual strength of 1200 N after 6 h cycling at 15% compression, whereas a nylon core with 1000 denier showed 1450 N because it was able to distribute the compressive loads more evenly, minimizing contact with the other yarns. The authors also reported advantages in the use of hybrid cords. A 3-yarn Kevlar cord showed elongation at break of 4.6% and residual strength after compressive fatigue (disc fatigue, 15% compression, 6 h) of 21%, whereas the hybrid cord (2 Kevlar yarns and 1 Nylon yarn) showed an elongation at break of 7.6% and residual strength after compressive fatigue of 48%.

Shi et al. [12] investigated the evolution of the dynamic fatigue of the adhesion in a tire carcass compound reinforced by polymer cords under cyclic loading, using a self-developed fatigue test. They found several relations between the adhesion life and stress/strain amplitude for tensile mode. Valantin et al. [13] investigated interfacial damage of polyamide cord/rubber composites under tensile fatigue load and identified higher fatigue strength for samples with coating treatment when compared to samples without coating. These studies focused on fatigue analysis of cord/rubber composites under tensile load. Severe damages were found when the cord/rubber composites were subjected to compression load. Leal et al. [14] described that kink band formation was found in cords of high-performance organic fibers under compression using a loop test.

There are many reports in the literature concerning fatigue of advanced composite materials, but only a few on cord/elastomer composites, especially using hybrid cords. Thus, in this study, a pulley/bending fatigue test was designed and built to investigate compressive/tensile fatigue properties of cords/rubber composites and the behavior of polyester, polyamide and hybrid polyaramid/polyamide cords was investigated under various experimental conditions.

5.2 Experimental

5.2.1 Materials

Three types of reinforcement cords were investigated, which were produced using three yarns of polyester fibers (4222 dtex), three yarns of polyamide (12200 dtex) or two yarns of polyaramid and one yarn of polyamide (4733 dtex). Cords were spaced 1.2, 1.9 and 1.2 mm for polyester, polyamide and the hybrid, respectively, in the manufacture of fabrics. Butadiene-acrylonitrile elastomer with two layers of unidirectional cords was wound onto a 406 mm mandrel and transferred to an autoclave for curing. Later, the belts were cut to produce 21 mm wide strips for testing.

5.2.2 Fatigue testing

A fatigue testing equipment was designed and built, as shown in Fig. 5.1a. The set-up includes: motor, travelling base, adjustable tensile device coupled to a 5000 kgf load cell and a control system. One pulley was coupled to the motor and the other to the travelling base, and both had 150 mm diameter and 471 mm perimeter. The cycles were monitored using an optical reflexive sensor coupled to a Novus NC400 cycle counter. A frequency inverter

enabled control of the motor, which operated at 900 cycles/min (15 Hz). The initial belt length and distance between pulleys were 1207 mm and 368 mm, respectively.

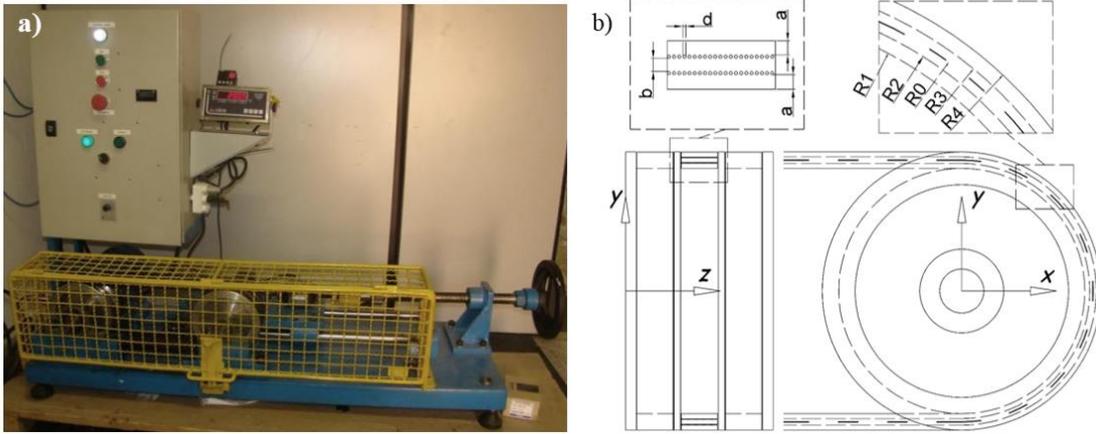


Fig. 5.1: Fatigue test equipment using pulleys detailed on the right.

Two symmetrical layers of cords (in relation to the neutral plane) were used and a tensile strain of 0.5% was applied in all tests to ensure the correct movement of the belt-pulley assembly. That is, for polyester, polyamide and hybrid cords, a constant load of 669 N, 836 N and 982 N, respectively, was used, based on the tensile load corresponding to 0.5% of tensile strain [15]. The load was continuously monitored and corrected throughout the test.

In this study, compressive and tensile strains were calculated using the theory proposed by Fransson et al. [16] and symmetry of the middle plane was considered to calculate layer spacing. The neutral radius, R_{0f} , obtained after applying the external tensile force, was calculated by:

$$R_{0f} = R_0(1 - \epsilon_f) \quad (5.1)$$

where: R_0 = initial neutral plane (mm); ϵ_f = tensile strain due to the external load.

The compression level (ϵ_2) of the inner cord layer of the belt when in contact with the pulleys was calculated by:

$$\epsilon_2 = \frac{(R_2 - R_{0f})}{R_{0f}} - \frac{(R_2 - R_3)}{R_3} \quad (5.2)$$

where R_2 and R_3 are the medium radius of the internal and the external cord layers, respectively.

Tab. 5.1 shows belt's dimensions after vulcanization of the rubber, as well as all test conditions used, i.e. tensile and compression strain levels, tensile load and number of cycles. Measurement of the external rubber layer thickness, a , and the rubber thickness between layers of the belt, b , were used to estimate the compression level.

Tab. 5.1: Belt dimensions and fatigue test conditions.

Belt/ cord	a (mm)	b (mm)	Belt thickness (mm)	Compressive strain level (%)	Tensile strain level (%)	Tensile load (N)	Number of cycles
Rubber+ polyester or Rubber+ polyamide	3	2.3	9.9	-2.3	0.5	669	1×10 ⁴
		12.0	19.6	-6.9	0.5		836
	3	2.3	9.9	-2.3	0.5	982	1×10 ⁴
		12.0	19.6	-6.9			1×10 ⁵
Rubber+ hybrid polyarami d/polyamid e	3	16.5	24.9	-8.3	0.5	982	1×10 ⁶
		24.0	32.4	-10.8			5×10 ⁶
	3	2.3	9.9	-2.3	0.5	982	1×10 ⁴
		12.0	19.6	-6.9			1×10 ⁵
3	16.5	24.9	-8.3	0.5	982	1×10 ⁶	
	24.0	32.4	-10.8			5×10 ⁶	

5.2.3 Residual strength and statistical analysis

After fatigue testing, the belt was retrieved from the equipment and a 300 mm long section was cut at the inner side, close to the cords, to facilitate extraction. The material was soaked in a solvent (trichloroethylene, CCl₃CH₃) for 24 ± 4 h, and after that the cords were carefully pulled out from the rubber and left to dry in an air circulation oven (at 25 °C for 24 h). Tensile tests of the inner cords of the belt (submitted to compressive strain) were carried out according to ASTM D885 and ASTM D7269 in an Instron 3382 testing machine, and residual strength was obtained in comparison with the original (uncycled) cord strength, which were previously measured. The fatigued samples were analyzed by scanning electron microscopy (SEM) using a Phenom Prox desktop microscope for failure analysis.

Statistical analysis was performed on the results. Residual strength data was submitted to multifactorial analysis of variance (MANOVA). Three factors were used: material (3 levels), compression strain (2 levels) and number of cycles (3 levels). Fisher's Least Significant Difference (LSD) test was used to evaluate the means. An error probability of 5% was considered to reject the null hypothesis (H₀). Simple analysis of variance (ANOVA), with the same means evaluated method, was also used.

5.3 Results and discussion

5.3.1 The effect of vulcanization

Fig.5.2a shows the hybrid cords in as-received condition at a magnification of 7200 \times , where the fiber appears as a well-defined cylinder with some irregularities from the dip-coating surface treatment used to promote adhesion with the rubber. Fig.5.2b shows the hybrid cords after rubber vulcanization and, in this case, some fibrillation and separation of fibrils is seen on the surface. The presence of rubber evidences limitations in the extraction procedure with trichloroethylene.

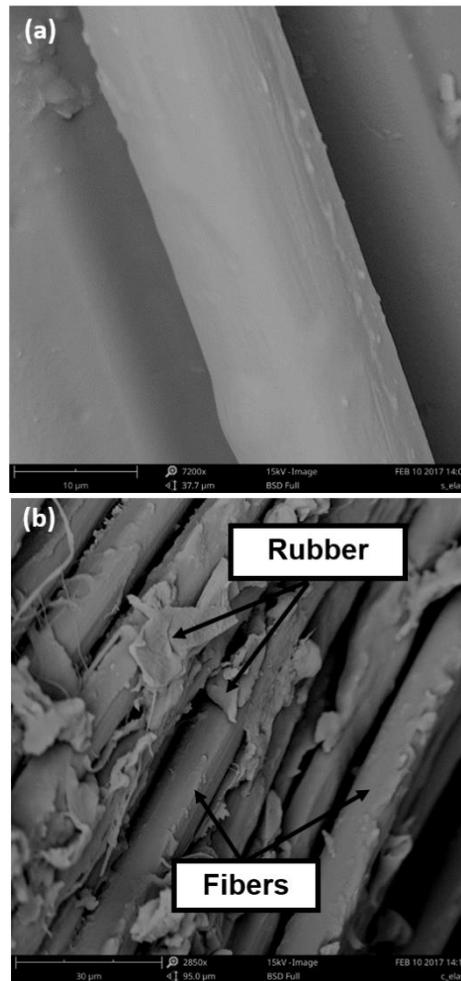


Fig.5.2: SEM of hybrid cords: (a) as-received, (b) after extraction from the vulcanized rubber.

There was a significant difference between the average values of load at break (cN/dtex) after vulcanization, as detailed in Tab. 5.2. There were significant decreases for polyester (4.5%) and hybrid (14.6%) cords with vulcanization, but not for polyamide ($F = 0.91$; $P > 0.05$). Comparison between the materials also indicate significant differences, with hybrid polyaramid and polyamide showing the highest strength in both cases. Thus, the

aramid cords indicated the highest specific tensile strength. Similar values for as received condition was also reported by Tonatto et al. [17].

Tab. 5.2: Results of load at break of the cords before and after rubber vulcanization.

<i>Condition</i>	<i>Polyester</i>	<i>Polyamide</i>	<i>Hybrid polyaramid/polyamide</i>
As-received	5.07 ± 0.09 ^{Bb}	4.63 ± 0.10 ^{Ba}	11.11 ± 0.46 ^{Bc}
Vulcanized	4.84 ± 0.09 ^{Ab}	4.62 ± 0.10 ^{Ba}	9.49 ± 0.19 ^{Ac}

Note: $\bar{X} \pm S$ - average values (in cN/tex) and standard deviation. The letters (uppercase for the column, lowercase for the row) indicate statistically significant differences, according to Fisher's LSD test.

5.3.2 Cycling effect on the cords

Fig.5.3a-b shows residual strength vs. number of compression cycles of the polyester and polyamide cords. Polyester cords show loss in strength with cycling and, for 2.3% compression level, strength retention was 95% at 1×10^6 cycles or only 79% for higher compression level. This degradation may be caused by the constituents (organic amine functionality) of the rubber compound, leading to aminolysis of polyester, for instance.

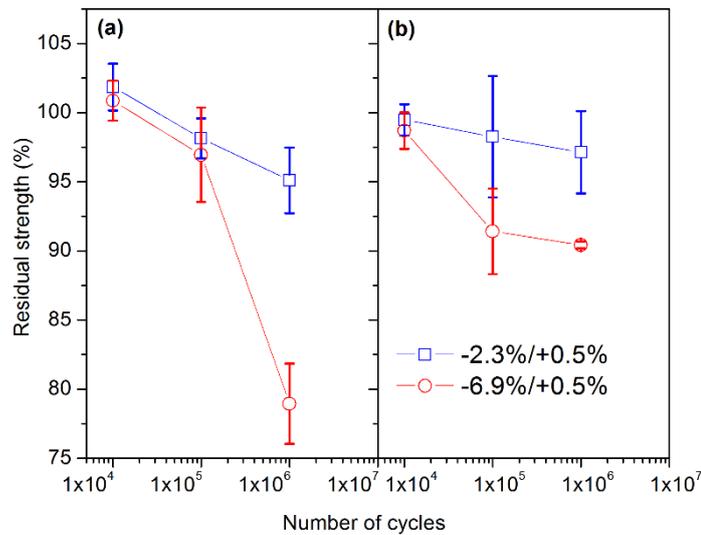


Fig.5.3: Residual strength vs. number of cycles for: (a) Polyester cords, (b) Polyamide cords.

Multifactorial analysis showed that residual strength varied significantly for the material ($F = 8.24$, $p < 0.05$), compression level ($F = 15.34$, $p < 0.05$) and number of cycles ($F = 14.55$, $P < 0.05$). Naskar et al. [8] reported that dynamics of heat generation might affect the fiber molecular chains in a different way and cord-matrix adhesion may also influence fatigue strength. In their study, polyamide 6, polyamide 6.6 and polyester cords lost 19, 18 and 32%, respectively, of their initial strength after cycling for 120 h at $\pm 10\%$ strain, and

polyamide was found less susceptible to fatigue than polyester due to its lower modulus and larger elongation.

Polyester and polyamide cords showed similar behavior, in relation to compression levels and number of cycles, but significantly different values were found for hybrid cords. A residual strength of 97% was found when this material was subject to a compression level of 6.9% for 1×10^6 cycles, which may be associated with the presence of a polyamide yarn in the cord. Due to their performance, compression levels and number of cycles were extended for the hybrid, as shown in Fig.5.4. Residual strength fell more significantly only for a compression level of 10.8% and for 5×10^6 cycles.

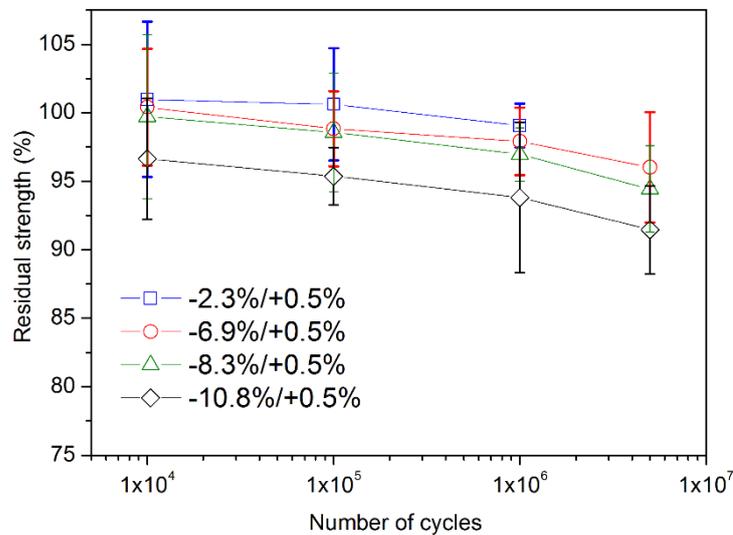


Fig.5.4: Residual strength vs number of cycles for hybrid cords.

Mower [18] performed cycling bending of aramid fibers in direct contact with pulleys and reported severe degradation due to friction between fibers or between fibers and pulleys, differing from the current study in which the fibers are embedded in rubber, and that hybrid cords were used, with lower tensile modulus than pure polyaramid cords, leading to less buckling damage to individual fibers. In another study using pulley/bending fatigue testing, fatigue life increased with the increasing twist of the polyaramid cords [16]. This indicates that fiber degradation is associated to axial loading, helping explain why the polyamide cords (150 turns/m) showed lower residual strength than the hybrid cords (300 turns/m).

Fig.5.5 shows microbuckling in hybrid cords after pulley/bending cycling. This occurs due to displacement along the edge of established microbuckling, and rotation of the fiber axis about the apex of the wedge formed by the kinks. Onbilger et al. [11] suggest that a rotational movement occurs at the CONH bond that connects two benzene rings when these rigid rings are compressed, resulting in kinking of the molecule, eventually leading to microbuckling

with cycling. Leal et al. [14] concluded that microbuckling occurs due to the absence of strong lateral support between extremely oriented polymer chains, which allows chain sliding leading to failure under low compressive strain.

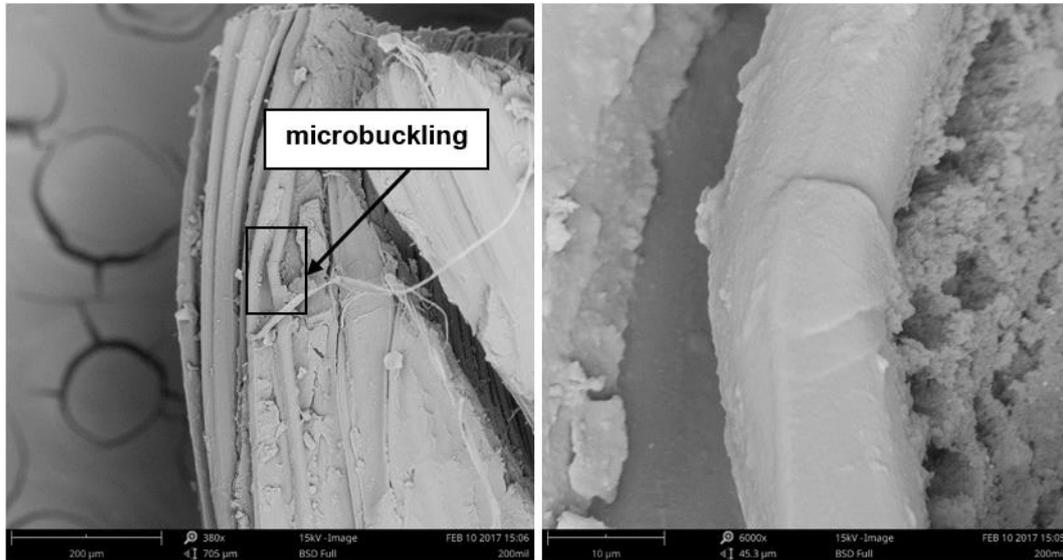


Fig.5.5: Hybrid cords during bending fatigue at 1×10^3 cycles: (a) Initial formation of microbuckling and (b) amplified region at $6000\times$.

Fig.5.6a shows microbuckling after 1 million cycles. The hybrid cord is in a more advanced degradation stage than that shown in Fig.5.5. Full ruptures were not visible to the naked eye, even after very high cycling. Fig.5.6b shows the final failure mode of the fatigued fiber after tensile testing. The fractured appearance of the hybrid cord resembles a long peeled tongue, as also reported by Davies et al. [19]. Extensive fibrillation was also noticed on the fractured surface.

5.4. Conclusions

This study focused on the experimental investigation of polyester, polyamide and hybrid polyaramid/polyamide cords submitted to cyclic bending compressive/tensile strain under different compressive/tensile strains and for a variable number of cycles. The vulcanization process of the rubber in which the cords were embedded significantly decreased their residual tensile strength, especially for the hybrid cords. Nevertheless, these cords showed the least decrease in strength due to cycling, especially for high compression levels. The polyaramid/polyamide cords showed residual strength of 91.5% for 10.8% compressive strain and for 5 million cycles.

The low loss of strength is perhaps associated with the low modulus of the polyamide yarn, and also to the fact that these cords are embedded in the rubber, which minimizes fiber damage due to the absence of friction between fibers or between fiber and pulley. Also, morphological analysis of the cords showed that damage is predominantly caused by microkinking due to buckling of the cords submitted to compressive strain.

Furthermore, the designed fatigue equipment showed excellent performance, with accurate control of tensile and compressive forces in the cords. The results obtained in this study can be used as reference for cord/rubber composites, in particular, for offloading hoses and conveyor belts, reproducing more realistically the actual operating conditions of such equipment.

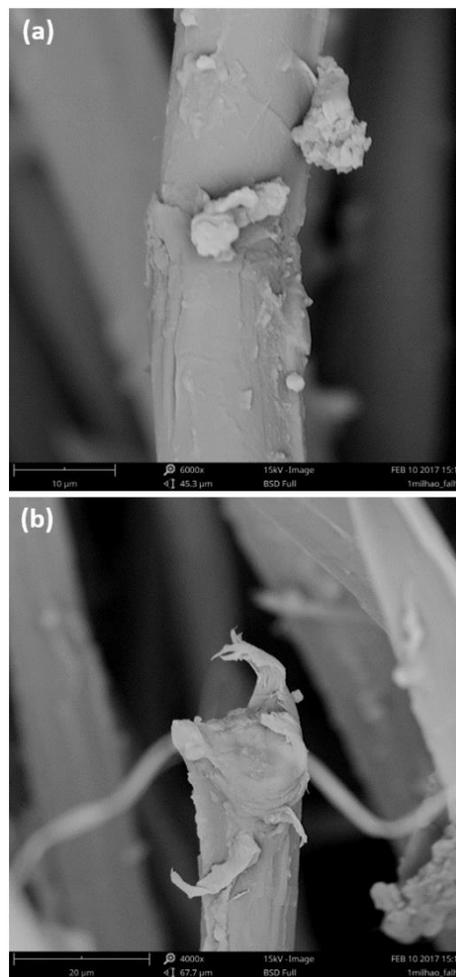


Fig.5.6: Microbuckling after 1 million cycles (a) and final failure aspect of the fatigued fiber (b).

Acknowledgements

The authors gratefully acknowledge Petrobras (contract number: 2000.0067652.11.9) and the Coordination for the Improvement of Higher Education Personnel (CAPES) for the research and financial support.

References

-
- [1] A.K. Kondé, I. Rosu, F. Lebon, O. Brardo, B. Devésa, On the modeling of aircraft tire. *Aerosp. Sci. Technol.* 27 (2013) 67-75.
 - [2] G. Cai, D. Li, D. Fang, W. Yu, A new apparatus to measure the effect of temperature and light on the bending fatigue properties of Kevlar 49 and PBO fibers. *Polym. Test.* 40 (2014) 143-148.
 - [3] J.R. Cho, Y.H. Yoon, C.W. Seo, Y.G. Kim, Fatigue life assessment of fabric braided composite rubber hose in complicated large deformation cyclic motion. *Finite Elem. Anal. Des.* 100 (2015) 65–76.
 - [4] S. Antal, T.B.A. Nagy, Improvement of bonded flexible pipes acc. to new API Standard 17K. In: *Offshore Technology Conference*, Houston, May 2003, p. 8, (Paper OTC 15167).
 - [5] V.M. Northcutt, Bonded Flexible Pipe. In: *OCEANS 2000 MTS/IEEE Conference and Exhibition*, Providence, September 2000, p. 1407-1412, paper FL 33306.
 - [6] J.J. Dunn, D.R. Hasek, AL 2003™ (S32003) Lean duplex case study: Flexible flowlines for an offshore oil field development. In: *Stainless Steel World 2007 Conference*. Maastricht, November 2007, p. 14.
 - [7] M.L.P. Tonatto, M.M.C. Forte, V. Tita, S.C. Amico, Progressive damage modeling of spiral and ring composite structures for offloading hoses. *Mater Design* 108 (2015) 374–382.
 - [8] A.K. Naskar, A.K. Mukherjee, R. Mukhopadhyay, Studies on tyre cords: degradation of polyester due to fatigue. *Polym. Degrad. Stab.* 83 (2004) 173-180.
 - [9] J.M. García, F.C. García, F. Serna, J.L. Pena, High-performance aromatic polyamides. *Prog. Polym. Sci.* 35 (2010) 623-686.
 - [10] J.W.S. Hearle, B.S. Wong, Flexural fatigue and surface abrasion of Kevlar-29 and other high-modulus fibers. *J. Mater. Sci.* 12 (1977) 2447-2455.
 - [11] D.G. Onbilger, F. Gopez, Aramid yarn as a tensile member in products. In: *Rubber & Plastic News 2008*, pp. 14-16.
 - [12] X. Shi, C. Lian, Y. Shang, H. Zhang, Evolution of the dynamic fatigue failure of the adhesion between rubber and polymer cords. *Polymer Testing* 48 (2015) 175-182.

-
- [13] C. Valantin, F. Lacroix, M. Deffarges, J. Morcel, N. Hocine, Interfacial Damage on Fatigue-Loaded Textile–Rubber Composites. *J. Appl. Polym. Sci.* 132 (2014) 41346.
- [14] A.A. Leal, J.M. Deitzel, J.W. Gillespie Jr, Compressive Strength Analysis for High Performance Fibers with Different Modulus in Tension and Compression. *J. Compos. Mater.* 43 (2009) 661-674.
- [15] M.L.P. Tonatto, V. Tita, R.T. Araújo, M.M.C. Forte, S.C. Amico, Parametric analysis of an offloading hose under internal pressure via computational modeling, *Mar. Struct.* 51 (2017) 174-187.
- [16] M. Fransson, B. Wiberger, B. Olofsson, Fatigue of Aramid Cords in Conveyor Belts. *Text. Res. J.* 54 (1984) 247:251.
- [17] M.L.P. Tonatto, P.B. Roese, R.T. Araújo, M.M.C. Forte, S.C. Amico, Numeric analysis of the burst pressure pipe based on rubber and polymeric cords. *Revista Polímeros* 25 (2015) 109-116.
- [18] T.M. Mower, Sheave-bending and tensile fatigue of aramid-fiber strength members for communications cables. *Int. J. Fatigue* 22 (2000) 121–135.
- [19] P. Davies, A.R. Bunsell, E. Chailleux, Tensile fatigue behaviour of PBO fibres. *J. Mater. Sci.* 45 (2010) 6395-6400.

6. Artigo III: Progressive damage modeling of spiral and ring composite structures for offloading hoses

Referência: *Materials & Design*, v. 108, pp. 374–382, 2016.

Doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.matdes.2016.06.124>

PROGRESSIVE DAMAGE MODELING OF SPIRAL AND RING COMPOSITE STRUCTURES FOR OFFLOADING HOSES

Maikson L. P. Tonatto^{1*}, Maria M.C. Forte¹, Volnei Tita², Sandro C. Amico¹

¹Post-Graduation Program in Mining, Metallurgical and Materials Engineering, Laboratory of Polymeric Materials (LaPol), Federal University of Rio Grande do Sul, P.O. Box 15010, 91501-970 Porto Alegre/RS, Brazil

²Department of Aeronautical Engineering, University of São Paulo, São Carlos/SP, Brazil

ABSTRACT

Offloading hoses are used in several production and storage systems, such as Early Production System (EPS) and Catenary Anchor Leg Mooring (CALM). If the hose is bent until collapse (kink) of the circular section, the steel spiral within the hose undergoes plastic deformation and obstructs the section. Carbon fiber composites have been used for producing a variety of structures and recent improvement in processing has allowed the obtaining of curved profiles for selected applications. In this work, composite spirals/ring manufactured by curved pultrusion and filament winding for marine offloading hoses have been studied and a progressive damage model was used to simulate their behavior. The composites are comprised of epoxy or poly(p-phenylene sulfide) (PPS) matrix reinforced by unidirectional carbon fibers. A finite element model of the central section of the complex hose was built to compare its ultimate load crushing when composite and steel spirals and rings are used. The damage model was implemented as UMAT (User Material subroutine) linked to numerical software. The predictions of ultimate crushing load showed good agreement with the experimental results, and a maximum deviation of 2.3% was found.

Keywords: Offloading hose, curved composite structures, progressive damage model, crushing load

*Corresponding author: Tel.: +55 51 3308 9418; E-mail addresses: maikson.tonatto@ufrgs.br, maik.tonatto@gmail.com (MLP Tonatto).

6.1 Introduction

Different systems are used for oil transportation depending on the particular application. In the Early Production System (EPS), the platform can connect directly to the Shuttle Tanker, and in the Catenary Anchor Leg Mooring (CALM), a monobuoy distributes to other hose lines [1]. These may be underwater or floating hoses being bonded flexible pipes. Different types of materials (fibers, steel mesh, rubber, etc.) are subsequently stacked over a mandrel to produce the hose [2].

The main components of the floating hose used in the oil industry are flanges, nipples, rubber layers, reinforcement plies and spirals/rings. The load-bearing component is a wire spiral with crushing and torsional strength. The spiral is usually a solid steel bar, which is applied on the hose following specific diameter, pitch and size [3]. However, steel spirals have high weight and can show plastic strains in some loading cases. Indeed, when subjected to a bending moment, a crushing load develops on the hose, being considerable for large displacement conditions. This results in tensile load on the upper region and compression load on the lower region. Besides, load intensity decreases from the top or bottom towards the neutral line of the section. These loads are supported by the spiral, which has the function of preventing collapse, obstruction or kinking of the hose. Other common failure mechanism in steel coil is the plastic collapse due to the radial compression load when the bonded hose is subject to high external pressure. Therefore, the development of lightweight structures is considered strategic in this application.

Many researchers have investigated the structure behavior when subjected to collapse load. Rafiee [4] performed experimental and theoretical investigations on the failure of filament wound GRP pipes. The researcher used sequential failure modeling (SFM) to evaluate the progressive failure in the structure. Similar methodology was also used by Tang et al. [5], who studied the critical collapse estimation via the strain energy equivalence method for the carcass layer of a flexible pipeline subjected to external pressure. They used radial compression tests for three different specimens of the carcass layer, and experimental tests were compared to the equivalent model results in order to validate the applied approach. They concluded that the strain energy equivalence method could provide conservative predictions of equivalent thickness and critical pressure. In addition, Bai et al. [6] studied buckling in strip reinforced thermoplastic pipe (SSRTP) subjected to external pressure via the finite element method. They applied an imperfection in the finite element model and proposed a simplified prediction for the lower limit value of SSRTP buckling pressure, considering elastic modulus and geometry properties. Based on these scientific contributions, the pipe

analysis shows relevant influence on buckling phenomenon for pipe behavior. In fact, larger displacements were observed for components simulated as isotropic materials. However, these models predict the behavior of unbonded flexible pipes, and they cannot be applied for bonded flexible pipes. Besides, the exploration of oil and gas in deeper oceans requires lighter weight solutions. A feasible solution consists on using fiber-reinforced composite materials to replace metal risers. However, the design and analysis of composite risers are more challenging than the conventional metal ones due to their complex behavior and damage mechanisms [7].

Regarding composite materials, there are several approaches to predict damage and failure. A failure criterion combined to finite element analysis can identify the initiation (onset) of failure in the integration points of the finite elements used to model the composite structure. Once failure initiation is identified, a degradation process of the material properties for those integration points (or finite elements) can be applied in order to simulate stiffness reduction of the structure. This strategy was used by Ribeiro et al. [8], who developed a damage model to predict the composite structures failure via mesoscale approach. They investigated different loading cases and compared numerical predictions to experimental data, finding good agreement. Mayes and Hansen [9,10] also combined damage model with finite element analyses. They developed the MultiContinuum Theory (MCT), which consists in an algorithm for determining stress/strain fields in the fiber and matrix level from the lamina stress and strain fields [11]. Recently, Almeida Jr. et al. [12] developed a finite element model to predict damage in filament wound tubes. There are some reports on components of cylindrical geometry, such as composite pressure vessels [13, 14], but it is hard to find studies focusing on spirals and rings. All models predict failure based on flat samples (laminates) (Liu and Zheng [15]) and not on more complex geometry. Recent advances in composite manufacturing processes, especially curved pultrusion and filament winding, have allowed the production of ring and spirals of high quality, that demand deeper studies to widen their application. There are only few studies on spiral composite manufactured by other processes, which are found in the literature. Some investigations are dedicated to predict the failure in the structures [16], considering the progressive damage and the failure phenomena [17]. Chiu et al. [18] investigated mechanical properties of carbon fiber composite springs subjected to axial compression using experimental tests. However, they did not use numerical models to investigate the failure process.

The objective of this study is to propose a progressive damage analysis strategy to predict the complex failure behavior of carbon/epoxy or carbon/PPS composite spirals and

ring used as load-bearer in an oil offloading hose. A finite element model is developed based on Multi-continuum Theory (MCT) to determine failure when subjected to radial loading. The potentialities and drawbacks of replacing the steel spiral traditionally used for that by composite spirals and rings are addressed based on numerical and experimental results of crushing.

6.2 Experimental

Three types of load-bearer components were investigated. Two spiral shaped samples of circular cross section (diameter 12.7 mm and pitch 36 mm) were manufactured with epoxy resin and carbon fiber (CF) by curved pultrusion (named E/PU/S) or by filament winding (named E/FW/S). A ring shaped sample of square cross section ($11 \times 11 \text{ mm}^2$) was manufactured with poly(p-phenylene sulfide) (PPS) and carbon fiber by filament winding (named PPS/FW/R). All samples have an average diameter of 560 mm. The curved pultrusion process is a modification of the standard pultrusion process, where the die is no longer stationary, but moves back and forth along the profile. The profile was produced using T800 unidirectional carbon fibers oriented to 0° . The fibers were impregnated by an epoxy resin system, and the profile was manufactured using a circular profile die. The cure of the composite material was held right after the profile formation. Afterwards, pieces of 1500 mm length were cut out of the cured material. Similar conditions were used to manufacture the spiral by filament winding. In this case, impregnated fibers were wound on circular section mandrel, and then cured. For the rings manufacture, a composite tube with thickness of 11 mm and unidirectional fibers oriented to 0° was manufactured on the mandrel, and then cured. The rings were cut into pieces of 11 mm width.

Flat regular samples of the same material of the ring and spirals were also produced via the same process than spirals and rings samples were manufactured with longitudinally to the fiber orientation. Axial and transverse extensometers were used for tensile testing at 2 mm/min, according to ASTM D3039. The compressive test was performed at 1.3 mm/min, according to ASTM D6641. The tensile and compression tests were carried Instron 3382 testing machine. The plane shear test was carried out with double V-notched specimens according to ASTM D7078. A strain gage rosette was used and coupled to a data acquisition HBM Spider 8 600 Hz system. Short-beam test was carried out according to ASTM D2344, at 1 mm/min, with curved specimens cut off from spirals and rings samples. Five samples were used in each test. The cross section morphology of the samples was analyzed before and after failure in a Karl Zeiss model Axio Scope A.1 optical microscope.

A single hose, with the various ring/spirals side by side, was manufactured on a 20 in mandrel. The stacking sequence consisted of 14 layers of rubber embedded by a polyester fabric with the same characteristics shown in literature [16]. Then spirals or rings were positioned, and a layer of elastomer was used to fill the gaps in-between them, followed by the deposition of four extra polyester fabric/rubber layers. The assembly was transferred to an autoclave for curing of the elastomer. Later, 500 mm long hose sections (two for each load-bearing component) were cut off and stored for testing (Fig. 6.1a). All spirals and rings were equally paced (pitch/distance of 36 mm –Fig. 6.1b).

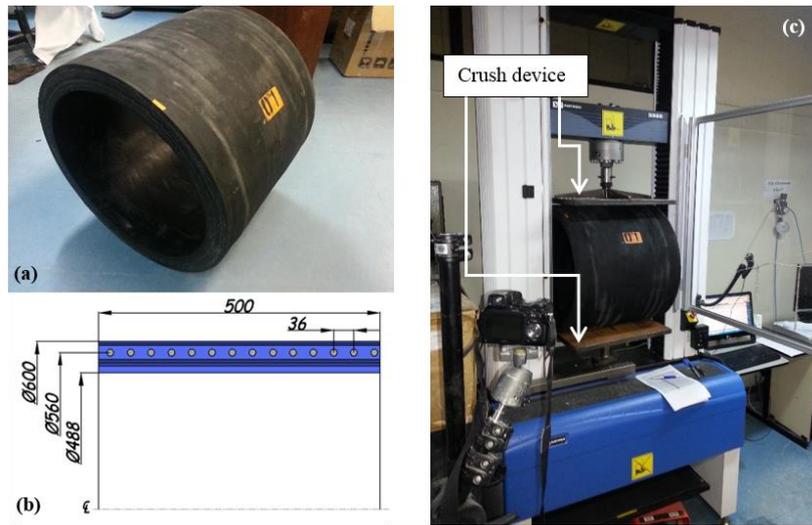


Fig. 6.1: Photographs of one of the hose sections (a), dimensions [mm] (b) and during the crush test in the Instron machine (c).

A rigid square plate was used to apply compression loading on the top of the sample, leading to crushing, as shown in Fig. 6.1c. A pre-load was applied followed by load increments of equal steps to available the permanent deflection (inelastic deformation). The outer diameter along the plane parallel to the load was measured. The compressive test was performed at 12 mm/min until complete failure of the structure. The permanent (inelastic) and elastic strains were measured. One design criterion for hoses is based on maximum permanent diameter variation of the spiral, which must not exceed 1% when the hose is unloaded [19, 20]. The maximum diameter variation (V) is calculated as:

$$V_1 = \frac{D_{max} - D_o}{D_o} > 1\% \text{ or } V_2 = \frac{D_o - D_{min}}{D_o} > 1\% \quad (6.1)$$

where D_{max} and D_{min} are the largest and smallest diameters found in any radial direction, D_o is the original manufactured hose diameter in the same radial direction where D_{max} and D_{min} are measured.

6.3 General Results

Table 1 shows the average values of tensile, compressive and shear properties of the coupons representative of the two spirals (E/PU/S and E/FW/S) and the ring (PPS/FW/R). All of them showed satisfactory tensile results. The longitudinal compressive strength was 54% lower than the longitudinal tensile strength. The longitudinal modulus E_{11} was much higher than the transverse modulus $E_{22} = E_{33}$, as expected. The shear strength τ_{13} showed different values to the interlaminar strength τ_{sb} obtained in the short beam test. The applied loading in short-beam test creates high local stress concentrations, and the short length of the beam does not permit large zones of uniform shear stress. Shear stress state is more complex than the pure shear stress predicted by the simple classical beam theory, which ignores the non-symmetric distribution of the transverse shear stress across the specimen [21, 22].

Tab. 6.1: Elastic properties and strength values of the representative coupons.

<i>Property</i>	<i>E/PU/S</i>	<i>E/FW/S</i>	<i>PPS/FW/R</i>
ρ_c (g/cm ³)	1.49 ± 0.01	1.43 ± 0.04	1.53 ± 0.01
V_f (%)	61.3 ± 0.6	56.0 ± 7.6	54.7 ± 1.3
E_{11} (GPa)	116.3 ± 4.7	106.9 ± 6.0	114.8 ± 3.9
$E_{22} = E_{33}$ (GPa)	7.9	7.4	7.8
$\nu_{12} = \nu_{13}$	0.32 ± 0.02	0.33 ± 0.01	0.35 ± 0.03
ν_{23}	0.37	0.37	0.39
$G_{12} = G_{13}$ (GPa)	4.05 ± 0.56	3.52 ± 0.24	4.07 ± 0.58
G_{23} (GPa)	2.87	2.70	2.86
F_{1t} (MPa)	1878.1 ± 101.2	1436.6 ± 85.5	1879.6 ± 236.4
F_{2t} (MPa)	59.0	50.0	59.0
F_{1c} (MPa)	937.0 ± 99.0	910.0 ± 53.3	897.2 ± 70.2
F_{2c} (MPa)	213.0	210.0	212.0
$F_{12} = F_{13}$ (MPa)	68.3 ± 2.6	52.3 ± 3.1	68.1 ± 2.4
F_{23} (MPa)	67.0	66.0	67.0
F_{sb} (MPa)	67.7 ± 3.7	38.1 ± 3.9	22.6 ± 3.0

Micrographs of the cross sections of the spirals and ring samples, before and after failure in the short beam test, are shown in Fig. 6.2. The fibers in the E/PU/S sample (Fig. 6.2a) are aligned at zero degree and evenly distributed and surrounded by the resin, although there are some imperfections (dark areas). After failure (Fig. 6.2b), there was a single large transverse fracture at the center of the beam. The original E/FW/S sample (Fig. 6.2c) presented a greater number of scattered voids in the whole section, which are partly responsible for reducing strength compared to E/PU/S, but failure aspect was similar (Fig. 6.2d). These epoxy resin/CF samples did not fail between well-defined laminas, the crack propagated between fibers, what hinders its propagation. The PPS/FW/R ring sample (Fig.

6.2e) presents low void content compared to the E/FW/S spiral also manufactured by filament winding. In the ring, failure occurred due to delamination (Fig. 6.2f).

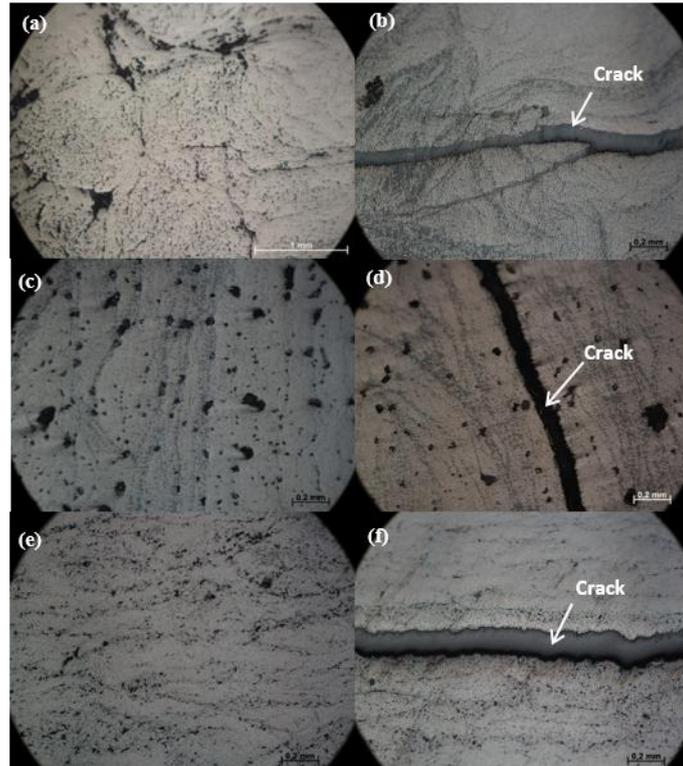


Fig. 6.2: Cross-section micrographs of the E/PU/S (a, b), E/FW/S (c, d), and PPS/FW/R (e, f) samples before and after failure under short-beam.

6.4 Modeling

Structural modelling was carried out via Finite Element Method (FEM) using commercial software AbaqusTM. The Autodesk Simulation Composite Analysis 2015 plugin was used to evaluate damage/failure process via MCT. Identification of parameters for the elastomeric material was based on the experimental stress vs. strain curve [23], which was interpolated using hyperelastic Arruda-Boyce's model. For the polyester cords, experimental stress vs. strain curve was also obtained [24] and interpolated using the hyperelastic Marlow's model. The steel of the original spiral was simulated by an elasto-plastic model with isotropic hardening, based on typical mechanical properties [25].

Fig. 6.3 shows details of the FE model. Regarding the boundary conditions, the hose section was fixed in the lower support using a reference point (RP). In the upper support (rigid plate), using another reference point (RP), displacements and rotations were fixed in all directions except the 2-direction (y-direction), where a displacement of 150 mm was gradually applied. Moreover, due to crushing, the outer surface of the hose section can contact the lower and upper supports. Hence, a hard contact was used to simulate the normal

interactions and a penalty method was used to simulate the tangential interactions, assuming a coefficient of friction of 0.7 between supports and hose. Embedded elements technique [26] was used to represent that the reinforcement plies and spiral/rings are embedded in the elastomeric body. The reinforcement parts (plies and spiral) and matrix (elastomeric body) are geometrically modelled, separately meshed, and assembled together with embedded elements constraint that relates the degrees of freedom (DOF) of reinforcement to the DOF of the matrix, based on geometric relationships between the nodes of the embedded and the host elements.

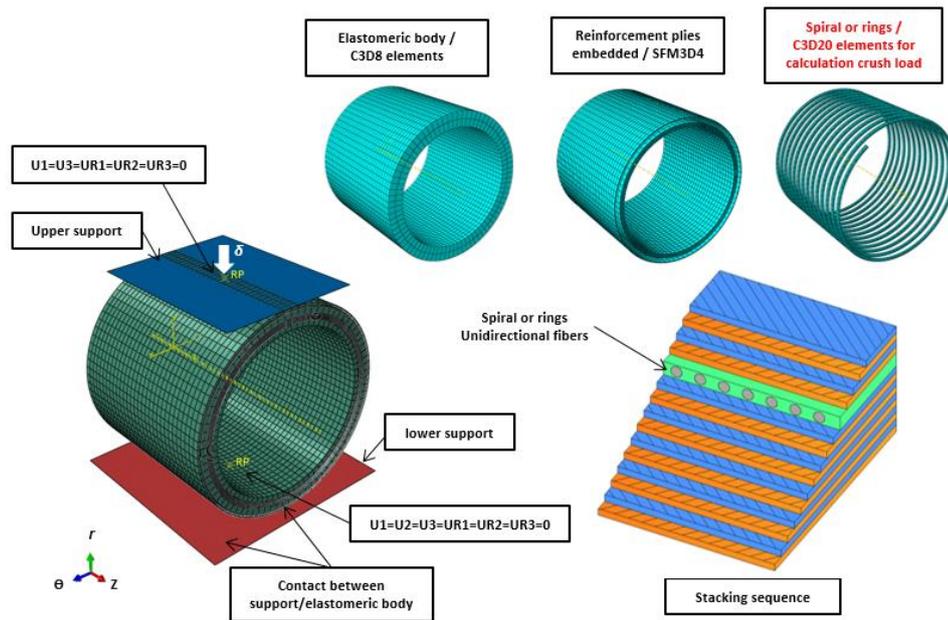


Fig. 6.3: 3D image and representation of the finite element model used to simulate the hose section under crushing load.

The model with steel spiral was meshed using 3D-solid elements. For the elastomeric part, 4800 quadratic hexahedral elements with 20 nodes each one (C3D20) were used. For the reinforcement plies, 35825 linear elements with 4 nodes each one (SFM3D4) were used. Lower and upper supports were defined as rigid surfaces. Mesh-refinement tests were performed considering different numbers of hexahedral and tetrahedral elements for the steel spiral. The crushing load was calculated as a function of the maximum stress in the steel spiral, using the von Mises failure criteria. In all cases, maximum stress was located in the upper and lower region, near the plates and failure is caused by maximum moment in this region. It is important to highlight that 2D-shell elements were not used in hose section model due to high radius-to-thickness ratio, and it would not be possible to obtain 3D stress state in the spiral.

A uniform distribution of stress was found in almost all turns of the spiral, proving that there is no stress concentration caused by contact with the support. Crushing load did not vary significantly for a minimum of 8750 hexahedral elements. For the tetrahedral elements, convergence occurred for a minimum of 57490 elements, with 4.6% deviation in crushing loads. The element used to compose the support component was 20 node quadratic hexahedral (C3D20) and, due to the lower number of elements, lower crushing load and especially because of the type of element used, it shows more accurate numerical results.

Based on the literature on damage analysis [27], it is also required to test step size. In Fig. 6.4, mesh convergence and longitudinal modulus (E_{11}) for E/PU/S show a good agreement for 4 mm element size and normalized longitudinal modulus lower than longitudinal modulus obtained via experimental tests. It was used a maximum step increment of 0.01. The number of elements varied in each studied configuration as shown in Tab. 6.2. For the composite parts, C3D20 elements were used with Hashin criterion for onset failure and MCT approach for damage evolution. It was assumed matrix degradation (E_m^*) of 0.1% for matrix failure, and fiber degradation (E_f^*) of 0.001% for fiber failure, based on experimental data provided by Knops and Bögle [28] and simulation results carried out by Nelson et al. [29].

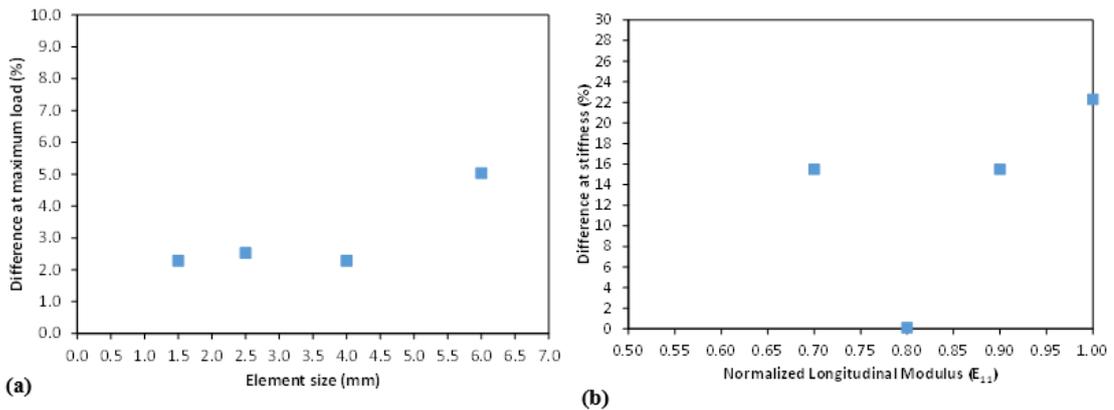


Fig. 6.4: (a) Step increment analysis and (b) through-the-thickness mesh density analysis for E/PU/S.

Tab. 6.2: Load-bearing components: number of nodes and finite elements.

<i>Nomenclature</i>	<i>Configuration</i>	<i>Cross section</i>	<i>Dimensions (mm)</i>	<i>Elements</i>	<i>Nodes</i>
ST/S	<i>Steel spiral</i>	Circular	$\varnothing=12.7$	8750	14016
E/PU/S	<i>Composite spiral</i>	Circular	$\varnothing=12.7$	46440	264749
PPS/FW/R	<i>Composite ring</i>	Square	11×11	45360	282240

6.5 Crush tests results

Fig. 6.5 shows the compressive load vs. permanent deflection (inelastic strain) results for experimental crush tests of steel and composite load-bearing components. There are great differences in maximum permanent diameter variation for steel and composite load-bearing components. Permanent deflection after each load increment is low for the composite samples, but is high for the steel spiral (ST/S) even for low loads.

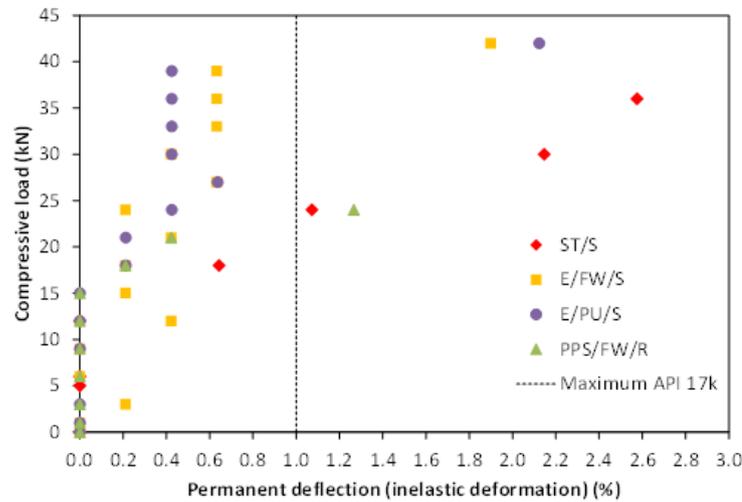


Fig. 6.5: Compressive load vs permanent deflection (inelastic deformation) results for the various samples.

The ST/S and the composite ring PPS/FW/R exhibit significant diameter variation (greater than 1%) above 24 kN. However, for the E/FW/S and E/PU/S spirals, this was reached only from about 42.0 kN. Moreover, all composite components exhibit permanent deflection only when rupture occurs, but steel samples showed permanent deflection even at low compressive loads. Based on experimental observations, one sample (ST/S) reached maximum permanent diameter variation of 1% and was considered to fail, all composites failed because they reached the rupture load, which were 42.0 kN, 42.0 kN and 16.6 kN for E/FW/S, E/PU/S and PPS/FW/R, respectively, with a corresponding maximum diameter variation of 1.9, 2.1 and 0.2%.

The compressive load vs displacement results using the steel spirals ST/S load-bearing component are shown in Fig. 6.6. The resulting curve of the numerical analysis displays an initial linear behavior. However, for loads greater than 20 kN, non-linear behavior was observed, indicating that the yield stress of 450 MPa was reached. Because of this elasto-plastic behavior, experimental and numerical simulations were completed and it was not evidenced break of the steel spiral.

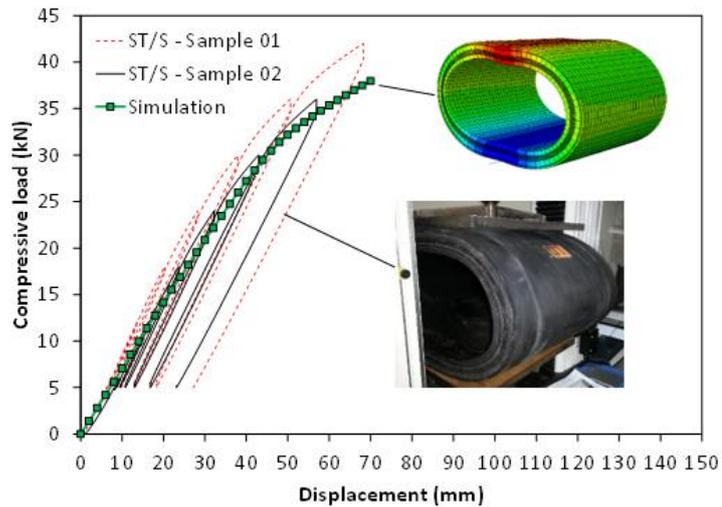


Fig. 6.6: Compressive load vs displacement curve (numerical and experimental data) for the hose with the steel spiral (ST/S).

6.6 Progressive Failure Analysis

Fig. 6.7 and Fig. 6.8 show the numerical and experimental results for the crushing of the hoses with the composite components. For the E/PU/S and E/FW/S samples, good correlation between experimental and numerical curves is seen. For the E/PU/S, the numerical maximum load is very similar to the experimental one (around 0.5% deviation), with an associated difference in displacement (around 0.8%). For the E/FW/S samples, the difference is 2.3% at maximum load, and 1.5% at displacement. By using the damage model evolution, it was possible to verify that damage was more severe for E/PU/S than E/FW/S. The greater stiffness of the composite produced with curved pultrusion can lead to more severe localized damage in the part because the applied load is not distributed to the surroundings. Therefore, the composite part fails first, and damage evolution is located in the composite part.

Well defined load peaks are observed in the numerical curves for the hose section. This is caused by failure of the spirals, which occurs in the four regions of stress concentration shown in red in Fig. 6.7. The first peak in the curve corresponds to failure in the upper region of the spiral and the second failure in the lower region in a very similar load level of the first one. The third failure occurs when one of the lateral regions fails, which is immediately followed by failure of the remaining lateral.

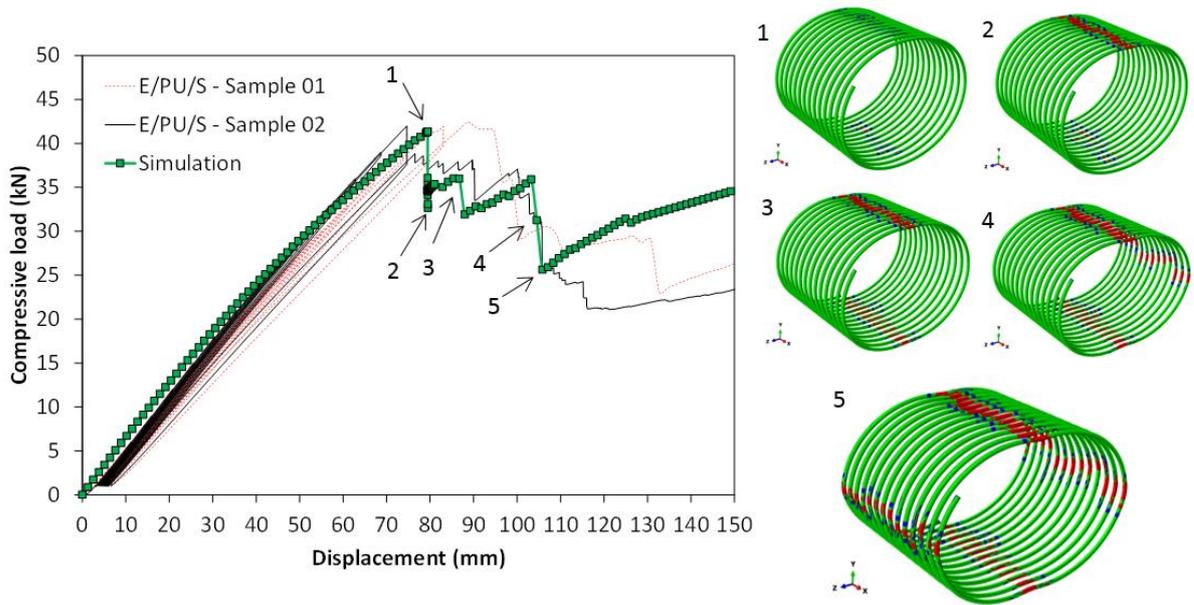


Fig. 6.7: Compressive load vs displacement curve (numerical and experimental data) for the hose with E/PU/S spiral.

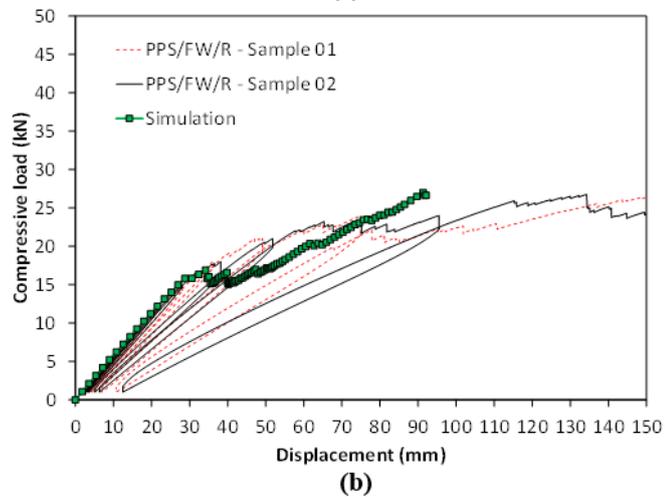
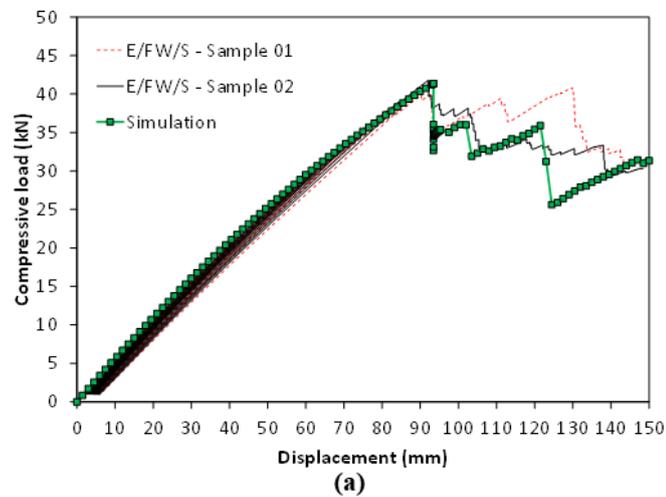


Fig. 6.8: Compressive load vs displacement curve (numerical and experimental data) for the hose with E/FW/S (a) and PPS/FW/R (b).

Fig. 6.8 shows the numerical and experimental results of compressive load vs displacement of E/FW/S (a) and PPS/FW/R (b). From these numerical curves, it can be seen that the ring component had the lowest energy to fail, about 82.4% lower than E/PU/S. This lower strength is confirmed by the behavior of the structure, which shows different damage modes. Failure is evident for loads greater than 16 kN due to the decrease in stiffness and low peaks load caused by failure in rings. Unlike the spiral, there is no load drop in sample with the rings that it can be caused by failure in only some rings, due to the rings are not equally sharing the applied load. The numerical initial failure occurs at 16.9 kN, which represents a difference of 5% from the experimental data. However, after failure, during damage evolution, there is a high discrepancy between numerical and experimental results. These load vs. displacement differences happened since mechanical testing was carried out for flat regular samples. On the other hand, spiral and rings show curved profiles, which can lead to differences in quality between flat samples and spirals or rings. A longitudinal modulus sensitive test was performed to improve the stiffness behavior. Another influence is related to the stress concentration in the contact region between the spiral and the support, causing stress concentration in the spiral.

To identify the failure modes, the stress field (σ_{11} , σ_{22} , σ_{33} , σ_{12} , σ_{13} , σ_{23}) predicted by the FE model was investigated. For instance, Fig. 6.9 shows the stress field before complete failure of the E/PU/S and PPS/FW/R samples. Stress concentrations are observed in the same regions. Comparing the stresses in all directions for the spiral, compressive σ_{11} showed the highest contribution towards failure. For the ring, unlike the spiral, there is a predominant failure in the matrix due to high shear stress (σ_{13}) compared to the strength in this plane. The lower short-beam strength compared to the other configurations along with the characteristics of the crushing curve indicates that delamination or matrix shear was the main failure mode. These results are in accordance to Mahfuz et al. [30] and Bazhenov [31], who reported that delamination is the main failure mode in the longitudinal compression of rings.

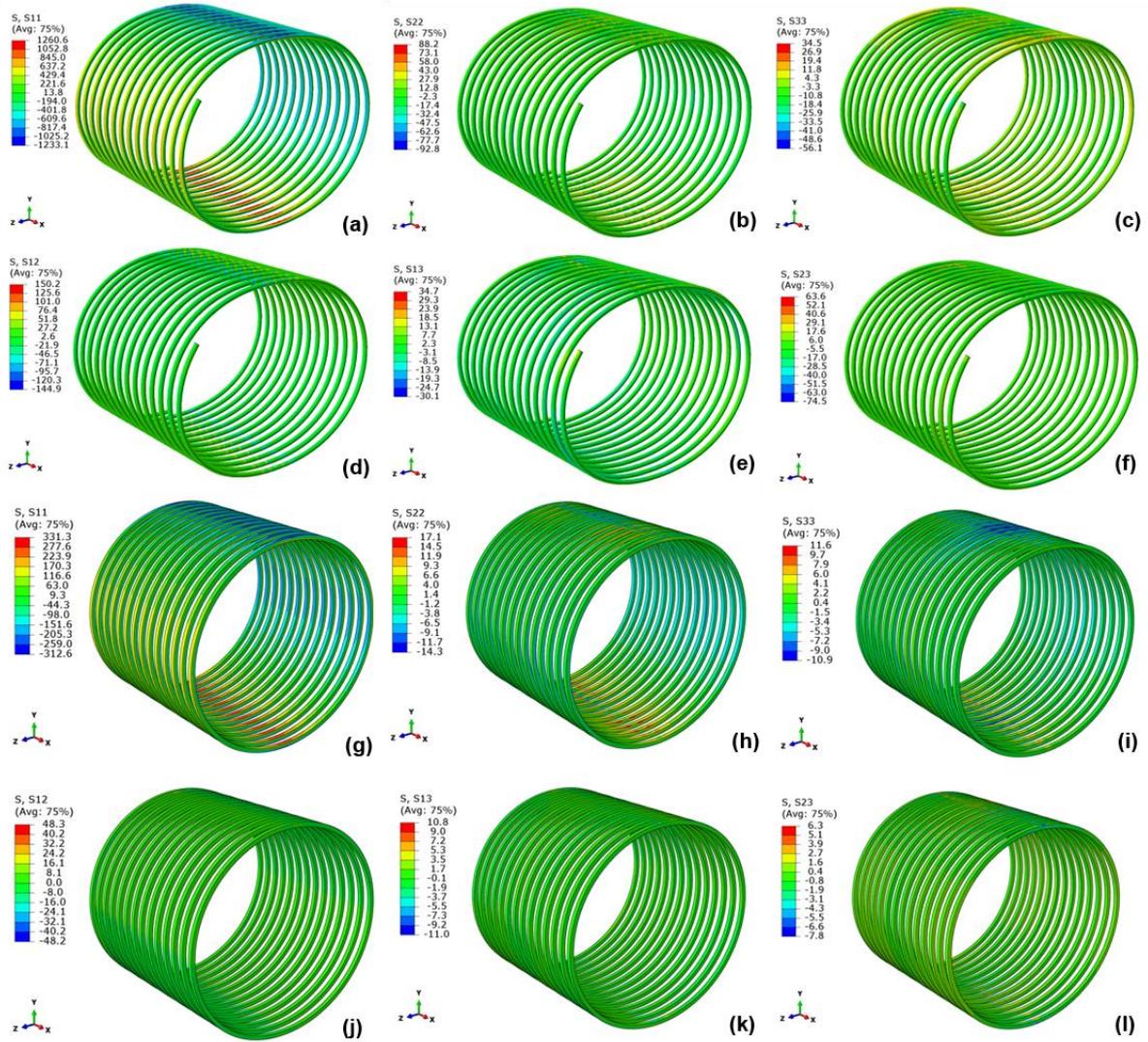


Fig. 6.9: 3D images of E/PU/S and PPS/FW/R samples under stress just before complete failure: Spiral [σ_{11} (a), σ_{22} (b), σ_{33} (c), σ_{12} (d), σ_{13} (e), σ_{23} (f)] and ring [σ_{11} (g), σ_{22} (h), σ_{33} (i), σ_{12} (j), σ_{13} (k), σ_{23} (l)].

Fig. 6.10 shows the displacement field in the E/PU/S sample. Observation of the contact area between the support and the elastomeric part shows good coupling in the model, and the support transfers the load to the entire structure. Moreover, it is possible to observe that the reinforcement plies and the spiral are still embedded in the elastomeric part, as it was found in the actual testing of the hose sections.

Micrographs of the cross sections of the spiral and ring samples have demonstrated the quality and fiber distribution in these composites. The ring manufactured by filament winding presented the areas rich in resin between the layers well organized, while the spiral manufactured by curved pultrusion process presented random areas rich in resin. This characteristic is originated due to the ring manufactured by filament winding has layers and

the spiral manufactured by pultrusion is made by unique rod. This correlation is expressed in crush test due to the areas rich in resin of the ring are in the same direction of the out-plane shear stress or transverse shear stress caused by shear loadings. The model did not consider these areas rich in resin between layers. Rich areas in resin with randomly distributed improves the strength of the spiral, preventing the failure, which occurs by delamination at first.

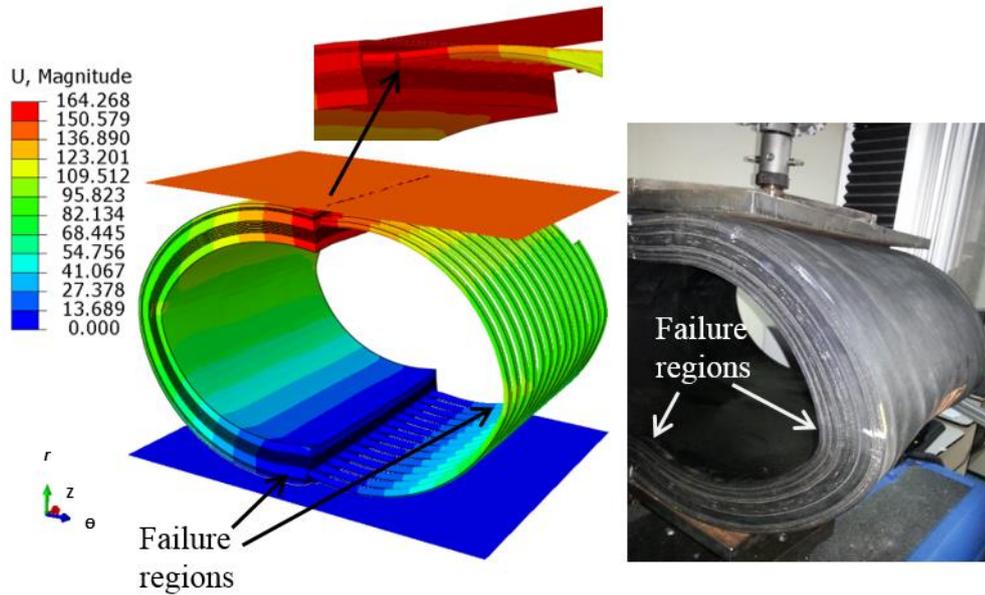


Fig. 6.10: 3D images showing the displacement field in the y direction and the contact region between support and the elastomeric part with the embedded elements.

6.7 Conclusions

This study focused on the assessment of the load-bearing components made of composite materials (carbon fiber/epoxy or carbon fiber/PPS) for an oil offloading hose. A curved composite material was analyzed using a finite element progressive damage model based on Multi-Continuum Theory (MCT) to predict crushing strength of the central section of the hose with three distinct composites as load-bearing component, two spirals and a ring. Hyperelastic models were included in the model to predict the rubber and polymeric cords behavior.

The pultruded and the filament wound carbon fiber/epoxy spirals were found to fail due to compressive stress in the fiber, and crushing strength was correctly predicted. On other hand, the filament wound carbon fiber/PPS ring showed high evidence of delamination, which was justified by its low interlaminar strength compared to the samples manufactured by curved pultrusion. The model was highly refined and showed good accordance with the

experimental results, where the maximum difference is equal to 2.3% for rupture load of the spiral under fiber-dominated failure. The experimental results and the numerical analysis based on advanced failure criteria and damage evolution have demonstrated that the spiral manufactured by curved pultrusion has great potential to be used as a load-bearing component for offloading hoses, replacing the steel spiral. The manufacture process has influenced in composite strength. The areas rich in resin with randomly distribution improve the strength for the component subjected to bending load.

Acknowledgements

The authors gratefully acknowledge Petrobras for the financial support and CNPq for the research support.

References

-
- [1] OCIMF 2009. Guide to Manufacturing and Purchasing Hoses for Offshore Moorings. Oil Companies International Marine Forum, London, 2009.
 - [2] Antal S, Nagy T, Boros A. ARK. Improvement of bonded flexible pipes acc. to new API Standard 17K. In: Offshore Technology Conference; 2003, Houston, May 5-8, p. 8.
 - [3] Zandiyeh ARK. Fatigue-life prediction in offshore marine hoses. In: Oilfield Engineering with Polymers; 2006, London, March 29-30, p. 12, paper 22.
 - [4] Rafiee R. Experimental and theoretical investigations on the failure of filament wound GRP pipes. *Compos Part B-Eng* 2013, 45: 257-267.
 - [5] Tang M, Lu Q, Yan J, Yue Q. Buckling collapse study for the carcass layer of flexible pipes using a strain energy equivalence method. *Ocean Eng* 2015, 111: 209-217.
 - [6] Bai Y, Liu T, Cheng P, Yuan S, Yao D, Tang G. Buckling stability of steel strip reinforced thermoplastic pipe subjected to external pressure. *Compos Struct* 2016, 152: 528-537.
 - [7] Pham D, Sridhar N, Qian X, Sobey AJ, Achintha M, Sheno A. A review on design, manufacture and mechanics of composite risers; *Ocean Eng* 2015, 112: 82-96.
 - [8] Ribeiro ML, Vandepitte D, Tita V. Damage Model and Progressive Failure Analyses for Filament Wound Composite Laminates. *Appl Compos Mater* 2013, 20: 975–992.
 - [9] Hansen AC, Garnich MR. A multicontinuum theory for structural analysis of composite material systems, *Compos Eng*, 1995, 5: 1091-1103.

-
- [10] Mayes JS, Hansen AC. Composite laminate failure analysis using multicontinuum theory, *Compos Sci Technol*, 2003, 64: 379–394.
- [11] Nelson EE, Hansen AC, Mayes JS. Failure analysis of composite laminates subjected to hydrostatic stresses: A multicontinuum approach. *J Compos Mater*, 2012, 46: 2461–2483.
- [12] Almeida Jr. JHS, Ribeiro ML, Tita V, Amico SC. Damage and failure in carbon/epoxy filament wound composite tubes under external pressure: Experimental and numerical approaches, *Mater Design* 2015, 96: 431–438.
- [13] Liu PF, Chu JK, Hou SJ, Zheng JY. Micromechanical damage modeling and multiscale progressive failure analysis of composite pressure vessel, *Comp Mater Sci*, 2012, 60: 137–148.
- [14] Wanga L, Zheng C, Luo H, Wei S, Wei Z. Continuum damage modeling and progressive failure analysis of carbon fiber/epoxy composite pressure vessel, *Compos Struct*, 2015, 134: 475–482.
- [15] Liu PF, Zheng JY. Recent developments on damage modeling and finite element analysis for composite laminates: A review, *Mater Design*, 2010, 31: 3825–3834.
- [16] Choi B, Choi B. Numerical method for optimizing design variables of carbon-fiber reinforced epoxy composite coil springs, *Compos Part B-Eng*, 2015, 82: 42-49.
- [17] Wanga L, Zheng C, Luo H, Wei S, Wei Z, Continuum damage modeling and progressive failure analysis of carbon fiber/epoxy composite pressure vessel, *Compos Struct*, 2015, 134: 475-482.
- [18] Chiu C, Hwan C, Tsai H, Lee W. An experimental investigation into the mechanical behaviors of helical composite springs, *Compos Struct*, 2007, 77: 331:340.
- [19] Lassen T; Lem AI, Imingen G. Load response and finite element modelling of bonded offshore loading hoses. In: *Proceedings of the International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering - OMAE*, 2014, San Francisco, June 8-13, p. 1-17, Paper 23545.
- [20] API 17K. Specification for Bonded Flexible Pipe. American Petroleum Institute, Washington, 2006.
- [21] Gibson RF. *Principles of Composite Material Mechanics*. 3rd ed. New York: CRC Press; 2011.
- [22] Almeida Jr JHS, Angrizani CC, Botelho EC, Amico SC. Effect of fiber orientation on the shear behavior of glass fiber/epoxy composites. *Mater Design* 2015; 65: 789–795.

-
- [23] Tonatto MLP, Forte MMC, Araújo RT, Amico SC. Análise numérica da pressão de ruptura de um mangote offloading de dupla carcaça com cordoneis poliméricos. In: 7º Congresso brasileiro de pesquisa e desenvolvimento em petróleo e gás, 2013, Aracaju, October 27-30.
- [24] Tonatto MLP, Forte MMC, Roese PB, Araújo RT, Amico SC. Análise numérica da pressão de ruptura de tubos à base de borracha e cordoneis poliméricos, *Polímeros* 2015; 25: 109-116.
- [25] Cabezas EE, Celentano DJ. Experimental and numerical analysis of the tensile test using sheet specimens. *Finite Elem Anal Des* 2002; 40: 555–575
- [26] Abaqus Analysis User's Manual, Version 6.13; 2014.
- [27] Kenik DJ, Nelson EE, Robbins D, Mabson GE. Developing Guidelines for application of coupled fracture/continuum mechanics – Based Composite damage models for reducing mesh sensitivity. In: *Structural Dynamics and Materials Conference 20th*, 2012, Hawaii, April 23-26, p. 19.
- [28] Knops M, Bogle C. Gradual failure in fibre/polymer laminates. *Compos Sci Technol* 2006, 66: 616–625.
- [29] Nelson E, Hansen AC, Kenik DJ, Tay T. Delamination and damage progression in a composite laminate subjected to bending using multicontinuum theory. In: *Structures, Structural Dynamics and Materials Conference AIAA*, 2011, Colorado, April 4-7, p. 13.
- [30] Mahfuz H, Pal A, Rahman M, Jeelani S, Failure Analysis of Thick Composite Rings Under Diametral Compression, In: *12º International Conference on Composite Materials (ICCM-12)*, 1999, Paris, July, Paper 445, p. 9.
- [31] Bazhenov SL. Bending failure of aramid fibre-reinforced composite, *Composites* 1995, 26: 757-765.

7. INTEGRAÇÃO DOS ARTIGOS

A primeira etapa desse estudo (**Artigo I**) consistiu na caracterização mecânica dos cordonéis poliméricos, principalmente os cordonéis de poliéster, poliamida e o cordonel híbrido proposto com 2 (duas) pernas de poliaramida e 1 (uma) perna de poliamida a ser utilizado como reforço no mangote de transferência de petróleo. Foram obtidas as propriedades mecânicas do elastômero que compõe o corpo do mangote. Além disso, foi realizada a identificação dos parâmetros dos modelos hiperelásticos utilizados para prever o comportamento dos cordonéis poliméricos, o modelo de *Marlow*, e para o elastômero, o modelo de *Arruda-Boyce*. Foram realizados dois ensaios para ajuste do modelo hiperelástico, compressão e tração uniaxial para o elastômero e um ensaio de tração uniaxial para os cordonéis. Esses ensaios foram escolhidos, pois em todas as condições ocorrem somente solicitações de tração nesses componentes.

Essa etapa foi executada a fim de atender um dos objetivos da tese que é desenvolver um modelo numérico baseado em elementos finitos do tipo barra (*reinforcement bars*), para prever o comportamento de estruturas de cordonéis/borracha de mangotes de transferência durante carregamentos externos. Como nessa etapa do estudo os ensaios foram realizados na sua totalidade em condições estáticas de carregamento e como a poliaramida pode apresentar susceptibilidade à fadiga por compressão, no **Artigo II** foi realizada uma sequência de ensaios dinâmicos a fim de avaliá-los sob diferentes níveis de compressão aplicados sob condições dinâmicas. O uso de uma menor quantidade de camadas de reforço nos mangotes com fibras de alto desempenho quando comparado aos mangotes com cordonéis tradicionais aumenta o carregamento do componente de sustentação (i.e. espiral) do mangote. Esse fator, aliado à intenção de reduzir ainda mais o peso do mangote tradicional, motivou o estudo do componente de sustentação fabricado em material compósito de fibra de carbono. Como a principal função do componente de sustentação é resistir a esforços que tendem a obstruir o mangote, o **Artigo III** aborda uma avaliação detalhada de seções centrais do mangote fabricados com diferentes componentes de sustentação em compósito submetidos à compressão radial.

A performance do novo cordonel híbrido à base de poliaramida e poliamida em mangotes foi avaliada pela parametrização de um modelo de elementos finitos em meso-escala com elementos axissimétricos e 3D, como demonstrado no **Artigo I**. Foram selecionadas três configurações de mangotes, duas utilizando cordonéis tradicionais de poliéster e poliamida e uma utilizando a nova proposta de cordonéis híbridos de poliaramida e poliamida, e foram produzidos protótipos em escala real dos mangotes para avaliar sua

resistência à pressão interna. Os modelos de elementos finitos desenvolvidos no estudo tiveram a função de parametrização de algumas configurações específicas do mangote. A partir disso foi possível avaliar efeitos na pressão interna máxima de diferentes configurações (i.e. números de camadas) de mangote, além da influência do componente de sustentação na distribuição de tensão do mangote.

Os resultados demonstraram que o uso de um modelo reduzido com elementos axissimétricos foi capaz de reproduzir os efeitos não-lineares com origem da hiperelasticidade, comportamento plástico do espiral de aço, de contato entre os componentes e geométricos. A fim de avaliar as potencialidades e limitações do modelo axissimétrico, foram desenvolvidos outros dois modelos 3D, um com uma volta completa de espiral e outra com 1/4 de volta com representação em anéis. Um comportamento semelhante entre os modelos 3D completo e 3D 1/4 indicou que a hipótese de simetria das espirais pode não afetar significativamente os resultados de tensão. Foi encontrada uma correlação entre os resultados dos modelos axissimétrico e 3D. O modelo axissimétrico demonstra menor resposta de não linearidade após o escoamento do espiral em comparação com os modelos 3D. Isto justifica-se pelo fato de que o modelo assimétrico considera o estado planar de tensão para estimar os efeitos de plasticidade, enquanto os modelos 3D consideram um estado triaxial de tensão, o que aumenta a resultante de tensão. Essa característica não tem muita relevância para a análise da pressão de ruptura pois a estrutura falhou devido à falha nos cordonéis.

Mudanças no estado de tensão do mangote foram verificadas com os diferentes cordonéis poliméricos avaliados, a principal delas é que a presença do componente de sustentação em espiral altera de forma considerável o campo de tensões no mangote. Com o uso de cordonéis híbridos, a pressão de ruptura é mantida similar ao mangote tradicional mesmo com 40% do número de camadas. No entanto, notou-se tensões mais elevadas no espiral do mangote com cordonéis híbridos em comparação com o espiral do mangote com cordonéis tradicionais.

Foi possível verificar que a configuração do mangote com cordonéis híbridos leva primeiramente à falha do espiral de aço e, em seguida, à falha nas camadas de reforço. Ângulos de reforço próximos a 40° aumentaram a pressão de ruptura do mangote, pois levam a um melhor compartilhamento de cargas entre o espiral de aço que está num ângulo próximo de 90° e as camadas de reforço com cordonéis poliméricos. Considerando todas as condições, o modelo axissimétrico demonstrou uma diferença máxima de 7,5% em comparação com resultados experimentais reais de pressão de ruptura.

O **Artigo III** explora a substituição do espiral de aço por componentes de sustentação produzidos em materiais compósitos de fibra de carbono. Espirais e anéis fabricados pelo processo de pultrusão curva e FW em material compósito de fibra de carbono foram estudados com a implementação de um modelo em meso-escala de falha progressiva pelo método MCT para simular a sua falha e compará-los ao espiral tradicionalmente fabricado em aço. Em um primeiro momento, foi necessário realizar a caracterização mecânica de todos os materiais compósitos que compõem os componentes de sustentação, incluindo ensaios de tração, compressão e cisalhamento para identificação dos parâmetros do modelo. Além disso, focando na principal sollicitação do componente de sustentação, foram realizados ensaios de cisalhamento *short beam* com amostras (seções) curvas retiradas dos espirais e anéis. Obteve-se delaminações mais severas e resistências inferiores nos anéis fabricados por FW comparado ao espiral fabricado por pultrusão curva. Essa diferença foi atribuída a regiões com maior quantidade de resina entre as camadas dos anéis fabricado por FW. Por característica do processo de pultrusão curva, as fibras ficam dispersas de forma aleatória e homogênea ao longo de toda a seção transversal do componente, o que reduz a quantidade de regiões ricas em resina e conseqüentemente aumenta a resistência ao cisalhamento interlaminar.

Após a calibração inicial do modelo de falha progressiva, no **Artigo III** foi desenvolvido um modelo estrutural para prever a falha e o dano dos espirais e anéis submetidos à compressão radial. Para isso, foi necessária a utilização do modelo 3D desenvolvido no **Artigo I**, incluindo o uso dos modelos hiperelásticos e dos elementos finitos do tipo barra para representação dos reforços. Para comparação com os resultados numéricos, foram produzidas seções centrais do mangote utilizando os diferentes componentes de sustentação avaliados, inclusive o de aço. Duas condições foram estudadas na análise, a máxima resistência ao esmagamento e a máxima deflexão permanente. As curvas de carga vs. deslocamento dos experimentos e da simulação apresentaram boa concordância em todas as condições analisadas, incluindo a dano na estrutura causado pela falha em regiões críticas.

A espiral fabricada tradicionalmente em aço apresentou deflexões permanentes do diâmetro significantes (>1%) a partir de carga de 24 kN, que não foram obtidas para as espirais em compósito somente até 42 kN. Picos de carga bem definidos foram observados nas curvas numéricas correspondente ao dano na estrutura. Isto foi atribuído as falhas das espirais, que ocorrem em quatro regiões de concentração de tensão. O primeiro pico na curva corresponde à falha na região superior da espiral e à segunda falha na região inferior em um

nível de carga muito semelhante ao primeiro. A terceira falha ocorre quando uma das regiões laterais falha, o que é imediatamente seguido por falha do lado remanescente.

Comparando as tensões atuantes nas espirais e anéis de fibra de carbono foi possível identificar os modos de falha do componente de sustentação do mangote. As espirais apresentaram falha por compressão na direção da fibra, enquanto os anéis apresentaram falha predominantemente na matriz ocasionada por cisalhamento interlaminar. A menor resistência interlaminar dos anéis comparada ao espiral é suficiente para causar modos de falha diferentes apesar do modo de carregamento ser o mesmo. A delaminação ou cisalhamento na matriz é principal modo de falha dos anéis. Ao contrário da espiral, o dano ocasionado nos anéis é menos severo pois o dano na matriz causa apenas degradação no módulo ${}^oE_{22}$ e ${}^dG_{12}$ como mostram as equações (3.24) e (3.25), respectivamente. No entanto, o início da falha ocorre em uma carga de compressão na seção do mangote muito inferior ao espiral. Em função da falha por compressão na fibra na espiral, ocorre um dano na fibra D^f que degrada o módulo na direção da fibra ${}^oE_{11}$ e também no módulo na direção transversal à fibra ${}^oE_{22}$.

Visando investigar mais profundamente a performance dos cordonéis híbridos e de cordonéis utilizados tradicionalmente em mangotes, o **Artigo II** também englobou um estudo em condições dinâmicas de carregamento. De fato, os **Artigos I e III** indicam que os reforços do mangote estão constantemente submetidos a carregamentos de tração e compressão devido às solicitações impostas pelo ambiente marítimo, mas haviam sido avaliadas apenas condições estáticas de carregamento. Assim, o **Artigo II** relata o desenvolvimento de um equipamento em escala laboratorial capaz de reproduzir as condições de carregamento impostas nos reforços do mangote em operação. O equipamento foi projetado com duas polias giratórias com parâmetros controlados e os corpos de prova consistiam de correias elastoméricas nas quais cordonéis poliméricos estavam embebidos que haviam sido produzidos em condições de fabricação similares às utilizadas para a fabricação do mangote. O experimento consistiu em avaliar a resistência residual de cordonéis de poliéster, poliamida e híbrido de poliaramida e poliamida submetidos a diferentes níveis de deformação de tração e compressão e para diferentes números de ciclos.

Perdas na resistência inicial foram diagnosticadas após realização do ensaio de fadiga para todas as amostras testadas. Foi monitorada a evolução do dano nos cordonéis, onde foram evidenciadas bandas de escorregamento causada por esforços de compressão e alteração no aspecto da superfície dos cordonéis. Foi constatado boa resistência residual, em torno de 91,5%, para os cordonéis de poliaramida e poliamida após 5 milhões de ciclos. A boa performance a fadiga dos cordonéis híbridos está talvez associada ao baixo módulo do fio de

poliamida, e também ao fato de que esses cordonéis estão embutidos na borracha, o que minimiza o dano da fibra devido à ausência de fricção entre fibras ou entre fibras e polias. Além disso, a análise morfológica das cordas mostrou que o dano é predominantemente causada por encurvamento dos cordonéis submetidos à esforços de compressão. Isso mostra que a pressão de ruptura do mangote no **Artigo I** construído com cordonéis híbridos pode se manter inalterada mesmo após um elevado número de ciclos de carregamento.

Finalmente, o modelo numérico para avaliação do impacto na estrutura do mangote pela substituição dos cordonéis tradicionais por cordonéis híbridos (**Artigo I**) e para avaliação da performance de componentes de sustentação utilizando espirais e anéis em compósito (**Artigo III**) apresentaram resultados próximos do experimental, tendo sido possível prever com boa precisão os fenômenos físicos de resistência à pressão interna e resistência ao esmagamento do mangote.

Relacionando os resultados gerais apresentados nesta tese, tem-se a caracterização mecânica dos cordonéis poliméricos (**Artigo I e II**), bem como de materiais compósitos de fibra de carbono fabricados por pultrusão curva e FW (**Artigo III**), associados à modelagem numérica do mangote de transferência considerando fenômenos físicos complexos e aspectos geométricos específicos da estrutura. Os modelos numéricos, desenvolvidos principalmente em meso-escala, incorporam fenômenos mais realísticos, como o comportamento hiperelástico do elastômero e dos cordonéis poliméricos, bem como uma análise de falha adequada com subsequente análise de dano para os materiais compósitos.

Como visão geral da integração dos artigos, foi possível estabelecer uma metodologia confiável de avaliação dos componentes estruturais que compõe o mangote, que pode ser estendida para a avaliação de outras configurações, a fim de minimizar os custos de fabricação e teste de protótipos dessas estruturas consideradas de grande porte.

8. CONCLUSÕES

Os métodos numéricos capazes de fornecer esta resposta são complexos por incorporarem não-linearidades diversas (material, geometria e contato), além de elevada anisotropia. No entanto, apesar do grande número de considerações necessárias, o método numérico utilizado se mostrou adequado, possibilitando o desenvolvimento de modelos numéricos capazes de prever o comportamento do mangote. Assim, foi possível desenvolver uma metodologia para análise estrutural de mangotes de transferência, principalmente aqueles fabricados com materiais compósitos e poliméricos avançados.

Foram estudados três diferentes materiais para o reforço do mangote, cordonéis de poliéster, poliamida e uma nova alternativa com cordonéis híbridos de poliaramida/poliamida, seguindo a norma ASTM D885. Também foi analisado o material elastomérico que compõe o corpo do mangote segundo a norma ASTM D412. Foram realizados ensaios mecânicos para obter as propriedades mecânicas e identificar parâmetros de entrada do modelo. Modelos hiperelásticos para considerar o comportamento do elastômero e dos cordonéis poliméricos foram implementados no modelo meso-escala, que foi desenvolvido utilizando elementos finitos do tipo REBARS para prever a pressão de ruptura dos mangotes.

Foram fabricados três protótipos de mangotes em escala real utilizando diferentes materiais e sequência de camadas: dois protótipos fabricados com cordonéis de poliéster na carcaça interna e de poliamida na carcaça externa e um fabricado com cordonéis híbridos nas duas carcaças. O modelo computacional para a simulação da pressão de ruptura apresentou boa convergência com os resultados experimentais. A resposta estimada dos cordonéis, incluindo força na ruptura, foi similar aos resultados experimentais. Os resultados da carcaça externa apresentaram maior acurácia que os da carcaça interna devido à distribuição mais homogênea de tensões. A resistência dos cordonéis híbridos atendeu os limites mínimos de resistência do mangote estabelecidos no projeto. Uma diferença máxima de 7,5% foi encontrada na comparação entre os resultados do modelo numérico e do experimento para a pressão de ruptura dos mangotes. Assim, além da metodologia numérica adotada apresentar com concordância com os resultados experimentais, mostrou-se com bom potencial para reduzir custos experimentais e aumentar a confiabilidade e segurança do mangote.

Em relação à análise paramétrica, a presença do espiral alterou o campo de tensões do mangote, diferenciando-se das tensões principais tradicionalmente encontradas em vasos de pressão cilíndricos. Ao contrário do documentado na literatura, que informa que um ângulo ideal de enrolamento do reforço é 55°, a presença da espiral altera o campo de tensão que modifica o ângulo ideal de enrolamento. Uma vez que a tensão circunferencial é duas vezes a

tensão axial, os cordonéis com ângulo de 50° (mais próximos da componente circunferencial) são submetidos a cargas maiores do que os cordonéis a 40° (mais próximos da componente axial). Como consequência, ângulos menores proporcionam cargas maiores na espiral, e abaixo de 40°, há uma sobrecarga neste. Assim, ao invés de um ângulo ideal de 55°, um ângulo intermediário de 40° foi definido como o ângulo ideal para esta configuração de mangote.

Adicionalmente, desenvolveu-se uma metodologia para ensaio de fadiga a fim de avaliar o comportamento dinâmico desses cordonéis poliméricos. O equipamento consiste em duas polias giratórias com controle de carga no qual os corpos de prova são o elastômero com cordonéis poliméricos. Os corpos de prova foram produzidos em formato de correias que giram sobre as polias aplicando carregamentos de tração e compressão nos cordonéis. Esse equipamento de fadiga de cordonéis mostrou excelente desempenho e os resultados obtidos podem ser usados como referência para a concepção de mangotes e outros equipamentos elastoméricos. A metodologia seguida pode ser utilizada como alternativa a métodos tradicionais, sendo mais realística para aplicações em componentes como o mangote. Pouca variação da resistência residual foi verificada após submeter as amostras ao ensaio de fadiga, mesmo para um número elevado de ciclos. Para os cordonéis híbridos, foi verificada uma resistência residual de 91.5% numa condição de 5 milhões de ciclos em 10.8% de deformação em compressão. A boa performance a fadiga dos cordonéis híbridos pode estar associada ao baixo módulo do fio de poliamida, e também à ausência de fricção entre fibras ou entre fibras e polias devido ao fato de que esses cordonéis estão embutidos na borracha. Isso mostra que, ao longo da vida útil do mangote, a resistência à ruptura verificada nesse estudo não deve reduzir significativamente em relação aos resultados originais.

Foram analisadas três configurações distintas de componente de sustentação para o mangote como alternativa ao espiral fabricado em aço. Um perfil curvo em formato de espiral foi fabricado em material compósito de fibra de carbono/epóxi pelo processo de pultrusão curva. Outros dois componentes de sustentação foram fabricados pelo processo de FW, um em formato de anel fabricado em fibra de carbono/PPS e outro em formato de espiral fabricado em fibra de carbono/epóxi. Ensaio de tração, compressão, cisalhamento no plano e de cisalhamento *short beam* foram realizados a fim de verificar as propriedades mecânicas e identificar os parâmetros do modelo numérico.

Os materiais compósitos curvos foram analisados usando um modelo de elementos finitos com dano progressivo baseado na MCT para prever a resistência ao esmagamento de uma seção central do mangote usando esses componentes estruturais. O modelo foi altamente

refinado e demonstrou boa concordância com os ensaios de esmagamento das estruturas, incluindo comportamento de falha e dano, onde uma máxima diferença de 2,3% foi encontrada para a carga máxima de ruptura. Em todas as configurações analisadas, o material compósito aumenta o compartilhamento de carga devido a maior flexibilidade, com energia associada até a falha bem mais elevada que para o espiral em aço. Diferentemente do espiral de aço, os componentes de sustentação em material compósito apresentaram deformação permanente no diâmetro quase nula até o ponto de falha.

Dentre os componentes fabricados em material compósito, foi possível verificar que o processo de fabricação influenciou o desempenho das estruturas. As amostras em formato de espiral apresentaram melhor performance que as em formato de anéis, tanto no ensaio de cisalhamento *short beam*, com resistências ao cisalhamento interlaminar maiores para o espiral, como no ensaio de esmagamento da seção central do mangote. Após o ensaio de esmagamento, foram evidenciados modos de falha em compressão na fibra para os espirais e delaminação para os anéis. O dano ocasionado nos anéis é menos severo quando comparado com a espiral pois o dano na matriz causa apenas degradação no módulo transversal à fibra e de cisalhamento. Para a espiral, o dano principal ocorre na fibra que degrada os módulos longitudinal e transversal à fibra. Em contrapartida, o início da falha da estrutura com anéis ocorre em uma carga de compressão na seção do mangote muito inferior ao da estrutura com espiral. A menor resistência nos anéis foi atribuída às áreas ricas em resina em regiões bem definidas entre as camadas. Os espirais também apresentaram regiões ricas em resina, porém com uma distribuição aleatório na seção transversal, o que aumentou a resistência interlaminar e conseqüentemente a resistência ao esmagamento global do mangote.

No entanto, algumas limitações dos modelos numéricos puderam ser observadas durante o estudo no que implica em distorções em relação ao equipamento real. As principais são listadas:

- Os modelos consideram os componentes colados utilizando contato do tipo *bonded*;
- São consideradas análises numéricas de carregamento estático ou quase-estático, sem a incorporação de comportamento em fadiga;
- Não são considerados efeitos de envelhecimento e a influência do fluido de operação;
- Propriedades mecânicas dos materiais compósitos são obtidas em amostras com perfil reto, enquanto a geometria real possui perfil curvo, o que representa diferenças nos parâmetros de entrada do modelo numérico para avaliação da falha e dano;
- Os modelos hiperelásticos consideram apenas carregamentos de tração e/ou compressão;

9. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Baseando-se nas conclusões apresentadas nessa tese, pode-se sugerir como trabalhos futuros:

- Realizar estudos de configuração de linhas de mangotes (*System Design*) para determinar as condições de carregamento globais atuantes no mangote e desenvolver um modelo hidrodinâmico;
- Desenvolver um modelo de falha e dano para previsão de carregamentos dinâmicos nos materiais compósitos que compõem o componente de sustentação do mangote;
- Avaliar o desempenho em fadiga dos espirais e anéis em material compósito de fibra de carbono a serem utilizados como componente de sustentação do mangote.
- Desenvolver um modelo multi-escala para avaliação combinada de carregamentos globais nos mangotes e avaliação de falha e dano localizados nos componentes críticos da estrutura. Pode-se ainda incorporar um algoritmo de otimização a fim de relacionar parâmetros específicos da estrutura e encontrar condições ideais de projeto.

10. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. COSTA APS, N. K. S. S. M. I. Analysis Of Oil Transfer Line For Offshore Terminals With Controlled Buoyancy. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, v. 27, 2008.
2. LASSEN, T.; LEM, A. I.; IMINGEN, G. Load response and finite element modelling of bonded offshore loading hoses. *Proceedings of the International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering - OMAE*, San Francisco, v. Paper 23545, p. 1-17, 2014.
3. LOTVEIT, S. A.; OFTEN, O. Increased reliability through a unified analysis tool for bonded and non-bonded pipes. *Advances in subsea pipeline engineering and technology*, Norway, v. 24, n. N-1364, p. 81-110, 1990.
4. FAN, G. et al. Mechanical Response of Steel Wire Wound Reinforced Rubber Flexible Pipe under Internal Pressure. *J. Shanghai Jiaotong Univ. (Sci.)*, v. 14, p. 747-756, 2009.
5. ALFANO, G.; BAHTUI, A.; H.BAHAI. Numerical derivation of constitutive models for unbonded flexible risers. *International Journal of Mechanical Sciences*, UK, v. 51, p. 295-304, 2009.
6. SÆVIK, S. Theoretical and experimental studies of stresses in flexible pipes. *Computers and Structures*, Norway, v. 89, p. 2273-2291, 2011.
7. GONZALEZ, G. M.; SOUSA, J. R. M. D.; SAGRILO, L. V. S. A study on the axial behavior of bonded flexible marine hoses. *Mar Syst Ocean Technol*, v. 11, p. 31-43, 2016.
8. CHO, J. et al. Homogenization of braided fabric composite for reliable large deformation analysis of reinforced rubber hose. *Compos Part B-Eng*, v. 53, p. 112-120, 2013.
9. DUNLOP OIL & MARINE LTD. *Offshore Hose Manual*. [S.l.]: [s.n.], 2006.
10. TRELLEBORG. *Kleline Hoses*. Clermont Ferrand: [s.n.], 2008.
11. GARCÍA, J. M. et al. High-performance aromatic polyamides. *Progress in Polymer Science*, Burgos, v. 35, p. 623-686, 2010.
12. TONATTO, M. L. P. et al. Análise numérica da pressão de ruptura de tubos à base de borracha e cordões poliméricos. *Revista Polímeros*, São Carlos, p. 1-16, 2015.
13. FRANSSON, M.; WIBERGER, B.; OLOFSSON, B. Fatigue of Aramid Cords in Conveyor Belts. *Textile Research Journal*, Gothenburg, v. 54, p. 247-251, 1984.
14. LEAL, A. A.; DEITZEL, J. M.; GILLESPIE JR, J. W. Compressive Strength Analysis for High Performance Fibers with Different Modulus in Tension and Compression. *Journal of Composite Materials*, Newark, v. 43, p. 661-674, 2009.
15. MOWER, T. M. Sheave-bending and tensile fatigue of aramid-fiber strength members for communications cables. *Int. J. Fatigue*, v. 22, p. 121-135, 2000.
16. RIBEIRO, M. L.; VANDEPITTE, D.; TITA, V. Damage Model and Progressive Failure Analyses for Filament Wound Composite Laminates. *Appl Compos Mater*, v. 20, p. 975-992, 2013.
17. ALMEIDA JR., J. H. S. et al. Damage and failure in carbon/epoxy filament wound composite tubes under external pressure: experimental and numerical approaches. *Mater. Des.*, v. 96, p. 431-438, 2015.
18. WANGA, L. et al. Continuum damage modeling and progressive failure analysis of carbon fiber/epoxy composite pressure vessel. *Compos. Struct.*, v. 134, p. 475-482, 2015.
19. NETO, F. L.; PARTINI, L. C. *Compósitos Estruturais: Ciência e tecnologia*. 1 ed. ed. São Paulo: Edgard Blucher, 2006.
20. TROMBETTA, F. Uso de fibras de aramidas para melhorias de propriedades de compostos de borracha nitrílica. UFRGS. Porto Alegre, p. 71. 2012. (Dissertação de Mestrado).
21. KOVAC, F. J.; KERKER, T. M. The Development of the Polyester. *Textile Research Journal*, p. 69-79, 1964.
22. LAMBILLOTTE, B. D. Fabric Reinforcements for Rubber. *Journal of Industrial Textiles*, v. 18, p. 162-179, 1989.
23. ONBILGER, D. G.; GOPEZ, F. Aramid yarn as a tensile member in products. *Rubber & Plastic News*, Detroit, 25 Fevereiro 2008. 14-16.

24. HEARLE, J. W. S.; WONG, B. S. Flexural fatigue and surface abrasion of Kevlar-29 and other high-modulus fibres. *Journal of materials science*, Manchester, n. 12, p. 2447-2455, 1977.
25. JANSEN, K. Mass production of curved profiles for car bodies - Process and machines. *Automotive Composite Conference and Exhibition*, Novi, 2016. 1-13.
26. JÚNIOR, J. H. S. A. Dano e falha em compósitos estruturais de carbono/epóxi processados por filament winding. UFRGS. Porto Alegre, p. 163. 2016. (Tese de Doutorado).
27. GOMES, E. D. S. Implementação de rotinas computacionais para cálculo de trajetórias geodésicas no processo de filament winding. USP. São Carlos, p. 144. 2009. (Dissertação de mestrado).
28. FU, J. et al. Generation of filament-winding paths for complex axisymmetric shapes based on the principal stress field. *Composite Structures*, v. 161, p. 330-339, 2017.
29. ANTAL, S.; NAGY, T.; BOROS, A. Improvement of bonded flexible pipes acc. to new API Standard 17K. *Offshore Technology Conference*, p. 8, 2003.
30. NORTHCUTT, V. M. Bonded Flexible Pipe. *Manuli Oil & Marine (U.S.A.), Inc.*, p. 6, 2000.
31. ZANDIYEH, A. R. K. Fatigue-life prediction in offshore marine hoses. *Oilfield Engineering with Polymers 2006*, London, p. 1-12, March 2006.
32. API 17K. Specification for Bonded Flexible Pipe. American Petroleum Institute. Washington, p. 84. 2006.
33. OCIMF 2009. Guide to Manufacturing and Purchasing Hoses for Offshore Moorings. *Oil Companies International Marine Forum*. London, p. 76. 2009.
34. API 17B. Recommended Practice for Flexible Pipe. American Petroleum Institute. Washington, p. 166. 2002.
35. LØTVEIT, S. A. PSA Norway State of the art Bonded Flexible Pipes. *4Subsea*, Norway, 2009. 1-56.
36. BAHTUI, A.; BAHAI, H.; ALFANO, G. Numerical and Analytical Modeling of Unbonded Flexible Risers. *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, v. 131, p. 13, 2000.
37. BARBERO, E. J.; ABDELAL, G. F.; CACERES, A. A micromechanics approach for damage modeling of polymer matrix composites. 427-436. ed. [S.l.]: *Composite Structures*, v. 67, 2005.
38. MELRO, A. R. et al. Micromechanical analysis of polymer composites reinforced by unidirectional fibres: Part II – Micromechanical analyses. *International Journal of Solids and Structures*, v. 50, p. 1906-1915, 2013.
39. LAVAL, C. Composites design in the real world. *Reinforced Plastics*, Aachen, v. 47, p. 50-53, 2003.
40. CHRISTENSEN, R. M. The Numbers of Elastic Properties and Failure Parameters for Fiber Composites. *Journal of Engineering Materials and Technology*, v. 120, p. pp 110-113, 1998.
41. PUCK, A.; SCHURMANN, H. Failure analysis of FRP laminates by means of physically based phenomenological models. *Composites Science and Technology*, v. 62, p. 1633-1662, 2001.
42. KAW, A. K. *Mechanisms of Composite materials*. 9ª. ed. [S.l.]: CRC Press, 2006.
43. TSAI, S. W.; WU, E. M. A General Theory of Strength for Anisotropic Materials. *Journal of Composite Materials*, Missouri, 1970.
44. HASHIN, Z. Fatigue Failure Criteria for Unidirectional Fiber Composites. *Journal of Applied Mechanics*, v. Vol. 47, p. pp 329-334, 1980. ISSN No 2.
45. BARBERO, E. J. *Finite Element Analysis of composite material using Abaqus*. [S.l.]: CRC Press, 2013.
46. HANSEN, A. C.; NELSON, E. E.; KENIK, D. J. A comparison of experimental data with multicontinuum failure simulations of composite laminates subjected to tri-axial stresses. *Journal of Composite Materials*, v. 47, p. 805-825, 2013.
47. MAYES, J. S.; HANSEN, A. C. Composite laminate failure analysis using multicontinuum theory. *Composites Science and Technology*, v. 64, p. pp. 379-394, 2003.
48. HANSEN, A. C.; GARNICH, M. R. A multicontinuum theory for structural analysis of composite material systems. *Composites Engineering*, v. 5, p. pp.1091-1103, 1994. ISSN No. 9.

49. NELSON, E. E.; HANSEN, A. C.; MAYES, J. S. Failure analysis of composite laminates subjected to hydrostatic stresses: A multicontinuum approach. *Journal of Composite Materials*, v. 46, p. 2461–2483, 2012.
50. MARCZAK, R. J.; JR, J. G.; HOSS, L. Caracterização de elastômeros para simulação numérica. SENAI. São Leopoldo, p. 126. 2006.
51. SAEED, N.; RONAGH, H.; VIRK, A. Composite repair of pipelines, considering the effect of live pressure-analytical and numerical models with respect to ISO/TS 24817 and ASME PCC-2. *Compos Part B-Eng*, v. 58, p. 605-610, 2014.
52. RAFIEE, R. Experimental and theoretical investigations on the failure of filament wound GRP Pipes. *Compos Part B-Eng*, v. 45, p. 257-267, 2013.
53. KONDE, A. et al. On the modeling of aircraft tire. *Aerosp Sci Technol*, v. 27, p. 67-75, 2013.
54. GENT, A. N. *Engineering with Rubber: How to Design Rubber Components*. 2^a. ed. Kempton: Hanser, 2001.
55. RIVLIN, R. Large Elastic Deformation. In: EIRICH, F. R. *Rheology, Theory and Applications*. [S.l.]: Academic Press, v. 1, 1956. Cap. Chapter 10.
56. MARLOW, R. S. A general first-invariant hyperelastic constitutive model. *Constitutive Models for Rubber III*, Busfield & Muhr, USA, p. 157-160, 2003.
57. TSAI, S. W. Strength characteristics of composite materials. *Journal of Applied Mechanisms*, 1965. ISSN NASA CR-224.
58. ZARRIN-GHALAMI, T.; FATEMI, A. Multiaxial fatigue and life prediction of elastomeric components. *International Journal of Fatigue*, Toledo, v. 55, p. 92-101, 2013.
59. JEONG, K. M. et al. Fatigue life prediction for radial truck tires using a global-local finite element method. *Interaction and Multiscale Mechanics*, Gwangju, v. 4, p. 35-47, 2011.
60. SVOREN, D. F. *Fatigue Analysis of Flexible Risers*. Norwegian University of Science and Technology. Trondheim, p. 98. 2013.
61. GROV, T. A. *Fatigue of Flexible Risers Considering Alternative Constitutive Models*. Norwegian University of Science and Technology. Trondheim, p. 95. 2014.
62. ROVERI, F. E.; SAGRILO, L. V. S.; CICILIA, F. B. A Case Study on the Evaluation of Floating Hose Forces in a C.A.L.M. System. *Internacional Offshore and Polar Engineering Conference*, Japan, p. 190-197, Maio 2002. ISSN ISBN 1-880653-58-3.
63. ARRUDA, E. M.; BOYCE, M. C. A three-dimensional model for the large stretch behavior of rubber elastic materials. *J. Mech. Phys. Solids*, USA, v. 41, n. 2, p. 389–412, 1993.
64. GU, F. et al. Mechanical Response of Steel Wire Wound Reinforced Rubber Flexible Pipe under Internal Pressure. *J. Shanghai Jiaotong Univ. (Sci.)*, v. 14, p. 747-756, 2009.
65. PIDAPARTI, R. Analysis of cord-rubber composite laminates under combined tension and torsion loading. *Compos Part B-Eng*, v. 28B, p. 433-438, 1997.
66. CAI, G. et al. A new apparatus to measure the effect of temperature and light on the bending fatigue properties of Kevlar 49 and PBO fibers. *Polym. Test.*, v. 40, p. 143-148, 2014.
67. TAKAFUJI, F. C. M.; MARTINS, C. A. Comparison of different approaches for fatigue damage accumulation in steel risers. *30th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering*, p. 9, 2011. ISSN 49888.