

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

**AVALIAÇÃO DAS ARMADURAS DE TRAÇÃO DE RISER FLEXÍVEL
DURANTE ENSAIOS AXIAIS DE TRAÇÃO E FADIGA**

ANTÔNIO FERNANDO BURKERT BUENO
Engenheiro Mecânico, M.Sc.

Porto Alegre
2010

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

**AVALIAÇÃO DAS ARMADURAS DE TRAÇÃO DE RISER FLEXÍVEL
DURANTE ENSAIOS AXIAIS DE TRAÇÃO E FADIGA**

por
ANTÔNIO FERNANDO BURKERT BUENO
Engenheiro Mecânico, M.Sc.

Trabalho realizado no Departamento de Metalurgia 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 para a obtenção do título de Doutor em Engenharia.

Área de Concentração: Ciência e Tecnologia dos Materiais

Porto Alegre
2010

Esta tese foi julgada adequada para obtenção do título de Doutor em Engenharia, área de concentração em Ciência e Tecnologia dos Materiais, e aprovada em sua forma final, pelo orientador e pela Banca Examinadora do Programa de Pós-Graduação.

Banca Examinadora:

Orientador: Prof. Dr. Telmo Roberto Strohaecker, PPGEM/UFRGS

Dr. José Renato Mendes de Sousa, COPPE/UFRJ

Prof. Dr. Gilberto Bruno Ellwanger, COPPE/UFRJ

Prof. Dr. Carlos Eduardo Fortis Kwietniewski, PPGEM/UFRGS

Prof. Dr. Ignacio Iturrioz, PROMEC/UFRGS

Prof. Dr. Carlos Perez Bergmann
Coordenador do PPGEM

DEDICATÓRIA

*Dedico este trabalho
à esposa e parceira Antonia,
aos filhos Bianca, Nicolas e Jonatan,
e aqueles que embora não mais presentes
em corpo físico, foram sempre grandes
incentivadores do estudo e progresso,
meus pais Maria e Amador Bueno*

AGRADECIMENTOS

Foram muitos, os que me ajudaram a concluir este trabalho.
Meus sinceros agradecimentos:

A Deus, nosso Pai, e a todos os espíritos colaboradores do progresso humano.

Aos meus familiares pelo apoio e compreensão nesta jornada.

Ao meu orientador Prof. Dr. Telmo Roberto Strohaecker pelo apoio, sugestões, ajuda e
suporte.

Ao Prof. Dr. Ignácio Iturrioz pelas críticas e valiosas sugestões

A Faurgs e Fundação Luiz Englert pelo apoio financeiro que tornou possível a realização
deste doutorado.

A Petrobras pelo apoio.

A George Campello e Eduardo Vardaro do Cenpes/Petrobras pelas informações necessárias
quanto aos carregamentos

Ao amigo Flavio Xavier pelas sugestões e apoio nos ensaios com conectores e dutos
flexíveis.

Ao amigo Toni Roger Shiefelbain de Lima pelo apoio, compreensão e paciência na
instrumentação dos ensaios.

A todos os integrantes do LAMEF (Laboratório de Metalurgia Física da UFRGS).
que colaboraram com este trabalho.

Por fim, a todos que direta ou indiretamente colaboraram para a conclusão deste trabalho.

“Pois não há nada de escondido que não venha a ser revelado, e não existe nada de oculto que não venha a ser conhecido”.- Jesus (Mateus 10:26)

“Pedi e se vos dará; buscai e achareis; batei à porta e se vos abrirá; porquanto, quem pede recebe e quem procura acha e, àquele que bata à porta, abrir-se-á”. - Jesus(Mateus 7:7)

RESUMO

O presente trabalho tem como objetivo avaliar as tensões atuantes no conjunto conector e duto flexível de camadas não aderentes durante ensaios com carregamentos axiais de tração e fadiga. Estes ensaios são utilizados para a qualificação de dutos flexíveis.

Foram desenvolvidos e patenteados alguns modelos de conectores contemplando apenas a parte estrutural. Ensaios preliminares de tração e fadiga, com dois conectores diferentes e um segmento de riser de dimensões reduzidas, foram realizados visando a seleção do modelo de melhor desempenho em um pórtico. O conector de melhor desempenho foi então ensaiado em uma bancada com dimensões que atendessem ao documento da Petrobras a I-ET 3500.00.6500-291-PAZ-001 - *Non standartized Prototype qualification tests of flexible pipes* (2007). Tanto os ensaios do pórtico como o de bancada, foram monitorados com *strain gages* colados nos tendões da armadura externa de tração próximos aos conectores. O foco deste trabalho está nas armaduras de tração na interface com a resina do conector. Questões quanto ao desempenho da mesma em fadiga são de grande importância prática. Complementando a parte experimental, foram construídos modelos sólidos tridimensionais, baseados no Método dos Elementos Finitos para análise das tensões. A comparação dos resultados das diferentes metodologias validou o modelo numérico possibilitando melhor entendimento das variações de tensões nas armaduras de tração na interface com os conectores. Isso possibilitou responder a importantes questões quanto ao desempenho em fadiga bem como possíveis melhorias no projeto de conectores para dutos flexíveis. Existem trabalhos referentes à análise de tensões dos tendões nos conectores considerando o estado plano de tensões. O presente estudo dos tendões usando modelos tridimensionais, abordagem não encontrada em literatura aberta, avalia melhor a concentração de tensões nos tendões na entrada do conector. A motivação deste estudo se deve tanto à falta de informações detalhadas das tensões e deformações nos tendões na interface com o conector, como pela importância das mesmas, em componentes vitais à exploração de petróleo *Offshore*.

Palavras-chave: terminal conector, fadiga, duto flexível, método dos elementos finitos e armadura de tração.

ABSTRACT

This aim of this work is to evaluate stresses which actuate on a system made up of a unbonded flexible pipe and a end fitting during static and dynamic axial loading mechanical tests. These tests are used as a means of qualification of flexible pipes.

The structural design of models of end fittings were developed and patented. Preliminary static and dynamic tests with two different end fittings and a small-dimensioned riser segment were performed in a frame in view of selecting the best-performing type. After this evaluation, the end fitting with the best performance was tested in a rig with dimensions according to Petrobras document I-ET 3500.00.6500-291-PAZ-001 - *Non standartized Prototype qualification tests of flexible pipes* (2007). Tests performed in the frame and on the rig were monitored with resistance *strain gages* attached to wires of the external armor, on the interface with the end fitting resin, since performance of this region under fatigue is of utmost practical importance. Three-dimensional solid models were built using the Finite Element Modelling (FEM) method, as a way of validating experimental results. Comparison of results obtained from the different methodologies validated the numerical model, allowing a better understanding of the variations of stresses in the interface of the riser with the end fitting. This led to the solution of many doubts regarding fatigue performance as well as possible improvements in the design of flexible riser end fittings. Existing work published in literature considers only plane stress; the present study, based on 3D models which are not found in literature, is thought to better describe the stress concentration on the wires at the end fitting interface. The motivation of this work relies on the lack of detailed information of the stress and strain to which wires are subjected at the interface with the end fitting, as well as the importance of these in vital components for offshore oil exploration.

keyword: end fitting, fatigue, flexible pipe, the finite element method and tensile armor.

Índice das Figuras

Figura 1-1. Sistema de produção flutuante (Offshore-Technology, 2010).....	18
Figura 1-2. Evolução das profundidades na exploração de petróleo no Brasil.(Petrobras, 2010).....	19
Figura 1-3. Dutos de camadas aderentes (bonded) (Xavier, 2009).	20
Figura 1-4. Dutos de camadas não aderentes (<i>unbonded ou non-bonded</i>)(Sousa, 2005)....	21
Figura 1-5. Geometria básica da carcaça intertravada (Cruz, 1996).	21
Figura 1-6. Fotografia de seção da carcaça intertravada do riser estudado(LAMEF).....	22
Figura 1-7. Armadura de pressão empregada no riser de 2,5".(Sousa, 2005).....	22
Figura 1-8. Fotografia de seção da camada de pressão do riser estudado(LAMEF).....	23
Figura 1-9 Detalhe do assentamento dos tendões das camadas de tração (Sousa, 1999)....	23
Figura 1-10. Detalhe de um conector comercial (NKT FLEXIBLES, 2010).....	24
Figura 1-11 Detalhe do conector desenvolvido e patenteado pelo LAMEF/UFRGS.	25
Figura 1-12. Detalhe da ruptura de tendões próximos a interface com conector (M. G. Marinho <i>et. al.</i> ,2007).....	25
Figura 2-1 Desenho esquemático do conector patenteado. (BRAAD, 2005).....	30
Figura 2-2 Desenho esquemático do objeto da patente. BUON & BERTON (2005).....	30
Figura 2-3 Desenho simplificado do conjunto BELCHER (2003).....	31
Figura 2-4 Croquis da patente do BRPI 0706184-A2. BUENO <i>et al</i> (2009a).	31
Figura 2-5 Croquis da patente BRPI0703202A2. BUENO <i>et al.</i> (2009b).....	32
Figura 2-6 Croquis da patente BRPI0704349-0A2 XAVIER <i>et al</i> (2009).....	32
Figura 4-1. Montagem de tendão instrumentado na máquina de tração.....	35
Figura 4-2. Diagrama tensão x deformação dos tendões.....	35
Figura 4-3. Curvas obtidas para vários tendões.....	36
Figura 4-4. Dimensões principais da carcaça intertravada.....	37
Figura 4-5. Dimensões principais do perfil da camada de pressão.	38
Figura 4-6. Perfil dos tendões.....	38
Figura 4-7 – <i>Strain gage</i> modelo EA-06-031DE-120/LE.....	39
Figura 4-8 – Roseta extensométrica modelo EA-06-031RB-120.....	40
Figura 4-9 – Sistemas de aquisição de dados empregados no ensaio no pórtico(LAMEF)...	41
Figura 4-10. Sistema de aquisição usado no ensaio em bancada(LAMEF).	41
Figura 4-11. Vista explodida do conector de teste resinado.....	42
Figura 4-12. Vista explodida do conector de aperto.....	43
Figura 4-13. Detalhe da montagem do conector de aperto(LAMEF).....	43
Figura 4-14. Detalhe do conector resinado durante o vazamento de resina(LAMEF).....	44
Figura 4-15 Principais dimensões do corpo de prova ensaiado.....	44
Figura 4-16 Detalhe do corpo de prova montado no pórtico(LAMEF).	45
Figura 4-17. Desenho de montagem da bancada.....	46
Figura 4-18. Vista geral da bancada de teste(LAMEF).....	47
Figura 4-19. Detalhe do corpo de prova montado na bancada(LAMEF).....	47
Figura 4-20 Dimensão do corpo de prova usado.....	48
Figura 4-21. Detalhe da instrumentação junto ao conector do lado do atuador.....	48
Figura 4-22. Detalhe da instrumentação junto ao conector do lado oposto ao atuador(LAMEF).....	49
Figura 4-23. Elementos axissimétricos utilizados(ANSYS, 2007).	50
Figura 4-24. Elementos de contato e alvo usados nos modelos axissimétricos(ANSYS, 2007).....	50
Figura 4-25. Elemento sólido tridimensional hexaédrico utilizado(ANSYS, 2007).....	51
Figura 4-26. Elemento sólido tridimensional tetraédrico utilizado(ANSYS, 2007).	51

Figura 4-27. Elementos de contato usados nos modelos sólidos tridimensionais(ANSYS, 2007).....	52
Figura 4-28. Modelo axissimétrico das camadas internas.....	53
Figura 4-29. Modelo tridimensional das camadas internas e armaduras de tração.....	54
Figura 4-30. Modelo de elementos finitos das camadas internas e armaduras de tração...	55
Figura 4-31. Tendões considerados curvos.....	55
Figura 4-32. Modelo das camadas internas e tendões internos sob pressão externa.....	56
Figura 4-33. Modelo axissimétrico com a capa.....	57
Figura 4-34. Detalhe do nó 50 monitorado.....	57
Figura 4-35. Vista explodida do modelo com conector.....	58
Figura 4-36. Detalhe do contato dos tendões da armadura e o tubo ortotrópico.....	58
Figura 4-37. Modelo analisado com dois tendões.....	59
Figura 4-38. Modelo com quatro tendões.....	59
Figura 4-39. Modelo com 25 tendões.....	60
Figura 4-40. Vista geral do modelo de elementos finitos usado no estudo.....	60
Figura 4-41. Detalhe das diferentes malhas em tendões.....	61
Figura 4-42. Detalhe das malhas dos tendões.....	61
Figura 5-1 Carga aplicada x Posição do atuador.....	63
Figura 5-2. Modelo do corpo de prova em CAD.....	64
Figura 5-3. Detalhe do corpo de prova no pórtico(LAMEF).....	64
Figura 5-4. Leituras dos <i>strain gages</i> durante a carga máxima.....	65
Figura 5-5. Detalhe dos tendões rompidos junto ao conector de aperto.....	65
Figura 5-6. Remontagem para continuidade do teste.....	66
Figura 5-7. Detalhe da resina após a remoção da capa do conector.....	66
Figura 5-8 Posição do atuador x carga aplicada.....	67
Figura 5-9 Deformações medidas pelos <i>strain gages</i> no patamar com a carga inicial.....	67
Figura 5-10 Medição de deformação durante o primeiro bloco no conector 1.....	68
Figura 5-11. Detalhe do corpo de prova após concluído o primeiro bloco.....	69
Figura 5-12 Posição do atuador x carga aplicada no bloco 2 de fadiga.....	69
Figura 5-13 Detalhe da região deformada na camada de polímero externa.....	70
Figura 5-14. Detalhe dos tendões rompidos após a remoção da camada externa.....	70
Figura 5-15. Detalhe da resina do conector 2 após a remoção da capa.....	71
Figura 5-16. Detalhe da resina do conector 1 após a remoção da capa.....	71
Figura 5-17. Perfil do tendão medido do riser de 2,5".	72
Figura 5-18 Fatores β em função da relação D/t e D/b(Spring Manufacturers Institute,1972)	74
Figura 5-19. Vista geral do modelo axissimétrico das camadas internas.....	76
Figura 5-20. Modelo c/ carregamento pressão externa aplicado.....	76
Figura 5-21 Modelo com carregamento deslocamento imposto.....	77
Figura 5-22 Vista geral com as tensões de Von Mises atuantes no carregamento radial....	77
Figura 5-23 Gráfico Pressão x deslocamento radial.....	78
Figura 5-24. Tensões de von Mises no carregamento axial.....	78
Figura 5-25. Gráfico Reação x deformação específica axial.....	79
Figura 5-26. Região linear do gráfico reação x deformação específica axial.....	79
Figura 5-27. Seção transversal dos tendões.....	81
Figura 5-28. Seção do tendão projetada na seção transversal do riser.....	81
Figura 5-29. Detalhe do contato do tendão com o tubo interno.....	82
Figura 5-30. Gráfico relacionando reação nos tendões x deformação específica axial.....	82
Figura 5-31. Região linear das camadas internas com a armadura interna.....	83
Figura 5-32. Modelo da armadura interna com aplicação da pressão externa.....	83
Figura 5-33. Deslocamento radial x Pressão externa no conjunto.....	84

Figura 5-34. Vista do modelo do <i>riser</i> completo com as condições de contorno.	85
Figura 5-35. Gráfico reação x deslocamento axial para o riser de 2,5".	85
Figura 5-36. Gráfico deslocamento x reação para o riser de 2,5".	86
Figura 5-37. Rotação axial do riser como um todo em função do deslocamento axial.....	87
Figura 5-38. Modelo com a aplicação da seqüência de cargas axiais do ensaio.	88
Figura 5-39. Vista do modelo construído com as condições de contorno impostas.....	89
Figura 5-40. Vista em detalhe localizando o nó 50 monitorado.....	89
Figura 5-41. Gráfico com a curva carga x deslocamento do nó 50 monitorado.....	90
Figura 5-42. Detalhe do modelo com a armadura externa e as condições de contorno.	91
Figura 5-43. Detalhe geral do modelo de Elementos finitos.	92
Figura 5-44. Detalhe em detalhe da malha dos tendões.	92
Figura 5-45. Detalhe dos vetores principais com o tendão deformado por um fator de 30. 93	
Figura 5-46. Pressão de contato entre o tendão externo e o tubo.	94
Figura 5-47. Deformações principais elásticas com 844 kN.	95
Figura 5-48. Deformação plástica com 844 kN.....	95
Figura 5-49. Deformações principais elásticas com 500 kN.	96
Figura 5-50. Deformações plásticas com 500 kN.	96
Figura 5-51. Tensões máximas principais com carga de 844 kN.	97
Figura 5-52. Tensões máximas principais com carga de 500 kN.	98
Figura 5-53. Tensões máximas principais com 304 kN 99	
Figura 5-54. Tensões máximas principais com 130 kN.	99
Figura 5-55. Tensões máximas principais com 438 kN após carga de 500 kN.....	100
Figura 5-56. Tensões máximas principais com 438 kN após carga de 844 kN.....	100
Figura 5-57. Tensões máximas principais com 154 kN.	101
Figura 5-58. Curva S-N para o material dos tendões.	103
Figura 5-59. Diagrama de Goodman para os tendões externos no bloco 1.	105
Figura 5-60. Diagrama de Goodman para os tendões externos no Bloco de dano=1 105	
Figura 5-61. Detalhe do modelo com as condições de contorno.....	106
Figura 5-62. Vista geral do modelo de Elementos finitos.	107
Figura 5-63. Tensões máximas principais com 844 kN.	107
Figura 5-64. Tensões máximas principais com 500 kN.	108
Figura 5-65. Deformação plástica com carga de 844 kN.	108
Figura 5-66. Deformação plástica com carga de 500 kN.	109
Figura 5-67. Tensões máximas principais com 304 kN 110	
Figura 5-68. Tensões máximas principais com 130 kN.	110
Figura 5-69. Tensões máximas principais com 438 kN.	111
Figura 5-70. Tensões máximas principais com 154 kN.	111
Figura 5-71. Diagrama de Goodman para os tendões externos no bloco 1.	114
Figura 5-72. Diagrama de Goodman para os tendões externos no Bloco de dano=1 114	
Figura 5-73. Tensões máximas principais na resina do conector.	116
Figura 5-74. Modelo axissimétrico com as condições de contorno.	117
Figura 5-75. Tensões principais máximas na Camada de Pressão com carga de 304 kN. 118	
Figura 5-76. Tensões principais máximas na Camada de Pressão com carga de 130 kN. 118	
Figura 5-77. Tensões principais máximas na Camada de Pressão com carga de 438 kN. 119	
Figura 5-78. Tensões principais máximas na Camada de Pressão com carga de 154 kN. 119	
Figura 5-79. Diagrama de Goodman para o bloco de serviço da Camada de Pressão. 120	
Figura 5-80. Diagrama de Goodman para o bloco 2 da Camada de Pressão. 121	
Figura 5-81. Tensão equivalente de von Mises na Camada de Pressão com 844 kN. 121	
Figura 5-82. Deformação plástica equivalente na Camada de Pressão. 122	
Figura 5-83. Tensões máximas principais na carcaça intertravada com 304 kN. 124	
Figura 5-84. Tensões máximas principais na carcaça intertravada com 130 kN. 124	

Figura 5-85. Tensões máximas principais na carcaça intertravada com 438 kN.	125
Figura 5-86. Tensões máximas principais na carcaça intertravada com 154 kN.	125
Figura 5-87. Diagrama de Goodman para o bloco de serviço da carcaça.	126
Figura 5-88. Diagrama de Goodman para o bloco 2 da carcaça.....	127
Figura 5-89. Tensões máximas principais na carcaça intertravada com 844 kN.	127
Figura 5-90. Linearização da tensão principal na carcaça com 844 kN.	128
Figura 5-91. Tensões máximas principais com carga de 304 kN.....	129
Figura 5-92. Tensões máximas principais com carga de 130 kN.....	130
Figura 5-93. Tensões máximas principais com carga de 438 kN.....	130
Figura 5-94. Tensões máximas principais com carga de 154 kN.....	131
Figura 5-95. Diagrama de Goodman para o bloco de serviço da capa e núcleo.	132
Figura 5-96. Diagrama de Goodman para o bloco 2 da capa e núcleo.....	132
Figura 5-97. Tensões máximas principais com a carga de 844 kN.	133
Figura 5-98. Linearização das tensões máximas principais com 844 kN.....	133
Figura 6-1. Detalhe da deformação da capa externa do riser na bancada.	136
Figura 6-2. Remoção de trechos da capa de polímero.....	137
Figura 6-3. Localização de tendões da armadura interna rompidos.....	137
Figura 6-4. Observação das armaduras após a remoção da capa externa.....	138
Figura 6-5. Detalhe de tendão rompido próximo ao conector 1.....	138
Figura 6-6. Detalhe de 2 tendões rompidos da armadura interna próximos ao conector 2.	139
Figura 6-7. Foto da seção da fratura.	139
Figura 6-8. Detalhe da iniciação da fratura.	140
Figura 6-9. Modelo de tendão com pite e as condições de contorno.....	140
Figura 6-10. Detalhe da malha de elementos finitos junto ao pite.	141
Figura 6-11. Tensões máximas principais no pite de 0,1 mm com carga de 304 kN.....	141
Figura 6-12. Tensões máximas principais no pite elíptico de 0,1 mm com carga de 304 kN	142
Figura 6-13. Diagrama de Goodman para o bloco 1.	143
Figura 6-14. Diagrama de Goodman para o bloco 2.	143
Figura 11-1. Desenho de montagem da bancada de teste.....	153
Figura 11-2. Vista geral da bancada e instrumentação no ensaio.....	154
Figura 11-3. Detalhe do interior da bancada de teste.	154
Figura 11-4. Modelo riser de 6” com 1 passo.	155
Figura 11-5. Modelo de elementos finitos com o riser e conector de 6”.....	155

Índice de tabelas

Tabela 4-1. Módulos de elasticidade avaliados nos ensaios.....	36
Tabela 4-2 Propriedades obtidas nos ensaios de tração da resina SW 404	36
Tabela 4-3 Propriedades obtidas nos ensaios de compressão da resina SW 404	37
Tabela 4-4 Propriedades do material das camadas poliméricas (Sousa, 2005).	37
Tabela 4-5. Demais dimensões das camadas.....	39
Tabela 4-6. Dados dos <i>strain gages</i> usados nos ensaios.	39
Tabela 4-7 Blocos de carregamento de fadiga utilizados	45
Tabela 5-1 Fatores de correção para tendões quadrados e retangulares.....	73
Tabela 5-2. Dimensões do helicóide interno e constantes intermediárias.....	73
Tabela 5-3. Resumo dos resultados analíticos.....	74
Tabela 5-4. Deslocamentos obtidos do modelo na seqüência real de carregamento	88
Tabela 5-5. Deslocamentos do Flange da capa no início do conector.....	90
Tabela 5-6. Resumo das deformações nos vários modelos	91
Tabela 5-7. Resumo deslocamentos axiais e rotações a serem aplicadas ao modelo.....	93
Tabela 5-8. Comparação com os resultados dos <i>strain gages</i> para o riser 2,5"	97
Tabela 5-9. Comparação dos resultados com o método analítico.	98
Tabela 5-10. Valor das tensões máximas principais nos tendões externos nos blocos de fadiga.	102
Tabela 5-11. Resumo dos resultados em fadiga para tendões externos.....	104
Tabela 5-12. Comparação dos resultados da armadura interna com o método analítico. .	109
Tabela 5-13. Valor da tensões máximas principais nos tendões internos nos blocos de fadiga.	112
Tabela 5-14. Resumo dos resultados em fadiga para tendões internos.	113
Tabela 5-15. Carregamento aplicado ao modelo.	117
Tabela 5-16. Resumo dos valores encontrados para a Camada de Pressão.....	120
Tabela 5-17. Resumo dos valores encontrados para a carcaça intertravada.....	126
Tabela 5-18. Resumo da avaliação estática da carcaça intertravada.	129
Tabela 5-19. Resumo dos valores encontrados para a capa do conector.....	131
Tabela 5-20. Resumo da avaliação estática da capa e do núcleo do conector.....	134
Tabela 6-1. Resumo dos resultados em fadiga para o pite.	142
Tabela 6-2. Resumo dos Kts nas armaduras de tração.	144
Tabela 6-3.Comparação com os resultados dos <i>strain gages</i> para o riser 2,5"	145
Tabela 6-4. Valores de Kt nos <i>pites</i> arbitrados.....	145

Índice de Equações

Equação 5-1. Constante de mola	72
Equação 5-2. Tensão corrigida.	72
Equação 5-3. Módulo de elasticidade axial.....	80
Equação 5-4. Módulo de elasticidade radial.....	80
Equação 5-5. Deslocamento axial em função da carga desejada.	86
Equação 5-6. Rotação do riser em função da deformação axial imposta.....	87
Equação 5-7. Deslocamento do nó 50 em função da carga axial aplicada.....	90
Equação 5-8. Tensão alternada no ciclo.	103
Equação 5-9. Tensão média no ciclo.	103
Equação 5-10. Deformação triaxial limite API 579 (2007).....	115

ABREVIÇÕES E SIMBOLOGIA

Anular – Região da linha flexível situada entre a camada plástica externa e a camada plástica mais interna.

Birdcaging – Flambagem dos tendões das armaduras de tração da linha flexível causada, usualmente, por compressão axial excessiva.

Clamp – Dispositivo utilizado para conectar equipamentos auxiliares, como bóias, cabos e *bending limiters*, à linha flexível.

Crushing – Cargas mecânicas radiais aplicadas durante o lançamento de uma linha flexível, impostas pelo tracionador linear.

End fitting – Peça de terminação (conector) de uma linha flexível, onde as camadas da linha são fixadas e possibilitam a conexão a outros equipamentos ou trechos de linha.

FKN – Fator da rigidez normal de contato no programa computacional ANSYS[®].

Flowline – Linha flexível de uso estático. São assentadas no fundo do mar e conduzem óleo e/ou gás ou, ainda, servem para injetar água no poço produtor.

Fractografia – macrografia da seção de fratura para avaliação da morfologia e investigação de sua causa.

Fretting- ocorre na interface entre dois corpos em contacto que se encontram pressionados um contra o outro na presença de cargas cíclicas e de pequenos deslocamentos relativos

Jumper – Pequeno trecho de linha flexível que liga duas unidades flutuantes ou um *riser* híbrido a uma unidade flutuante

K_t - Fator de concentração de tensões

LVDT - (linear variable differential transformer) são sensores para medição de deslocamento linear.

Offshore – localizado ou operado no mar.

Onshore – localizado ou operado em terra.

Peak stress – é a tensão mais elevada na região sob consideração. A sua característica básica a de não causar distorção significativa e ser uma fonte de falha por fadiga.

Pite – é um tipo de corrosão localizada.

Riser – Duto ou linha flexível de aplicação dinâmica. Liga as linhas estáticas ao sistema flutuante de produção.

Squeeze – Pressão sobre as camadas internas de uma linha flexível devida ao carregamento de tração.

Strain gage – extensômetro de resistência elétrica, usado na medição de deformações mecânicas.

Vent ports – Válvulas que se situam nas conexões das linhas flexíveis, que permitem o escoamento do gás que permeia pela camada plástica interna para o *anular* da linha.

SUMÁRIO

1 . INTRODUÇÃO.....	18
2 . REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	27
2.1. Principais normas sobre dutos flexíveis	27
2.2. Teses e trabalhos publicados	27
2.3 PATENTES	29
3 . ESCOPO E OBJETIVOS DO TRABALHO	33
4 . MATERIAIS E MÉTODOS.....	34
4.1. Ensaio de laboratório	34
4.2. Avaliação dimensional	37
4.2.1. Carcaça intertravada	37
4.2.2. Camada de pressão	38
4.2.3. Tendões.....	38
4.2.4. Demais dimensões do riser	39
4.3. Instrumentação.....	39
4.4. Calibração dos Sistemas de extensometria.....	42
4.5. Ensaio no Pórtico com riser de 2,5”	42
4.6. Ensaio em bancada com riser de 2,5”	46
4.8. Modelos de Elementos Finitos	49
5 . RESULTADOS OBTIDOS	63
5.1. Ensaio no pórtico	63
5.2. Ensaio em bancada do riser de 2,5”	66
5.3. Avaliações numéricas realizadas	72
5.3.1. Cálculo das armaduras como molas associadas	72
5.3.2. Método analítico para análise do riser e suas camadas	74
5.3.3. Análise pelo Método dos Elementos Finitos do riser de 2,5”	75
5.3.3.1. Modelo das camadas internas	76
5.3.3.2. Modelo das camadas internas e armadura interna de tração	81
5.3.3.3. Modelo do riser com as armaduras interna e externa	85
5.3.3.4. Modelo para avaliar o deslocamento da capa do conector	89
5.3.3.5. Modelo do riser de 2,5” com conector e armadura externa.....	91
5.3.3.6. Modelo do riser de 2,5” com conector e armadura interna	106
5.3.3.7. Avaliação das camadas internas em fadiga	116
5.3.3.8. Avaliação da capa e núcleo do conector:.....	129
6 . DISCUSSÃO DOS RESULTADOS	135
7 . SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS	148
8 . REFERÊNCIAS	149
9 BIBLIOGRAFIA COMPLEMENTAR.....	151
10 ANEXO I – Ensaio realizado em riser de 6”	153

1 . INTRODUÇÃO

A evolução do homem, em sua vida em nosso planeta, está diretamente relacionada com a disponibilidade e capacidade de utilização de fontes de energia nas mais variadas formas, com o objetivo de transformá-las em trabalho útil. A importância é tal que muitas guerras e conflitos resultaram pela posse de tais recursos.

No século XX, o petróleo tornou-se uma das principais fontes energéticas exploradas pelo homem, utilizadas em suas diferentes frações como gás natural, GLP, gasolina, querosene, diesel e óleo combustível. No Brasil, na década de 1950, foi criada a Petrobras, uma companhia estatal para cuidar dos interesses brasileiros quanto à obtenção do petróleo. Durante sua existência, esta companhia vem sofrendo ampliação de suas atividades tornando-se responsável desde a exploração, extração, refino até a distribuição dos derivados de petróleo. Como o petróleo não constitui uma fonte de energia renovável, a Petrobras transformou-se de uma maneira mais ampla em uma empresa de energia, abrindo a possibilidade de responsabilizar-se pela obtenção de energia de outras fontes que não o petróleo.

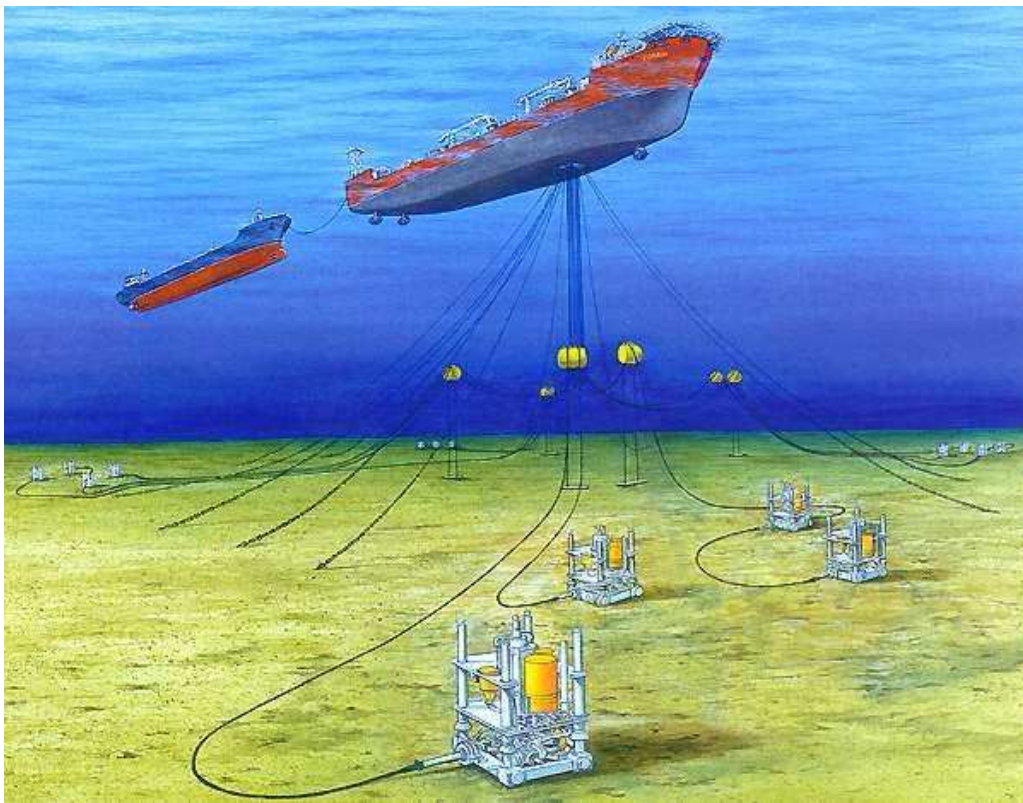


Figura 1-1. Sistema de produção flutuante (Offshore-Technology, 2010)

Buscando a auto-suficiência na exploração e produção de petróleo em um quadro de aumento contínuo de demanda, a exploração e extração de petróleo em águas profundas tornou-se uma necessidade. Em 2000 a Petrobras lançou o PROCAP 3000, visando a capacitação para extrair petróleo a profundidades de 3000 m . Com o aumento da lâmina de água, são necessários dutos capazes de resistir aos esforços provenientes de carregamentos como a pressão interna e externa, peso próprio, correntes marítimas, etc.

Na exploração *offshore* de petróleo (Figura 1-1), são utilizados dutos rígidos ou flexíveis com o objetivo de conduzir o petróleo do poço no fundo do mar até a plataforma responsável pela primeira separação do óleo, gás e água. Os dutos rígidos normalmente são construídos com uma única camada metálica. Já os dutos flexíveis, são construídos com várias camadas de aço e polímeros com diferentes funções. Nas extremidades destes dutos, são necessários a instalação de conectores com os objetivos de fixar as diferentes camadas e promover a vedação de água, óleo e gás que fluem no interior destes dutos.

A Figura 1-2 mostra o aumento na lâmina de água na exploração de petróleo no Brasil através dos anos, salientando-se que o aumento de lâmina de água requer a transposição de barreiras tecnológicas em materiais, processos de fabricação e tecnologias em suas várias áreas.

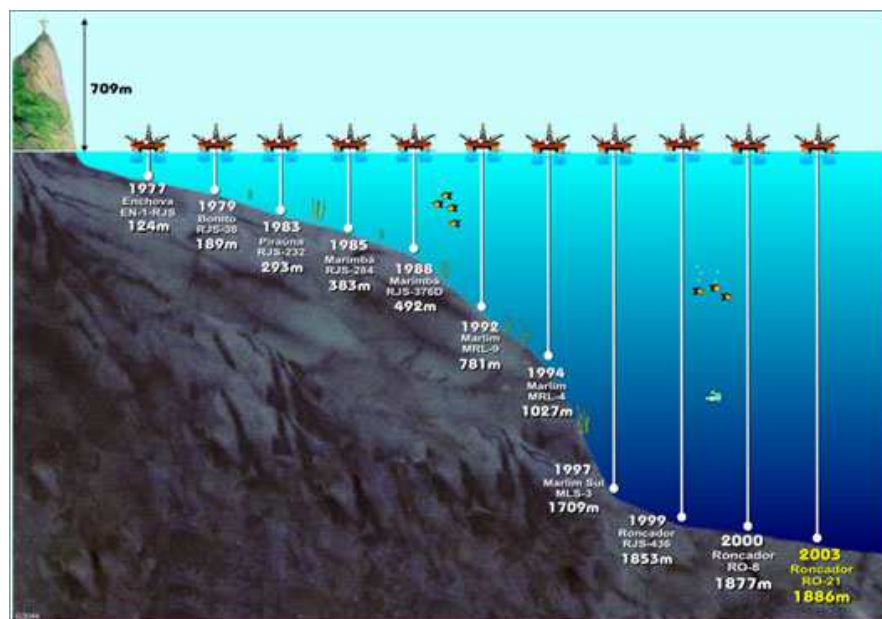


Figura 1-2. Evolução das profundidades na exploração de petróleo no Brasil.(Petrobras, 2010)

Atualmente, existem três grandes fabricantes de dutos flexíveis no mundo: Technip-Coflexip (França), NKT *Flexibles* (Dinamarca) e Wellstream (USA).

Existem, basicamente, dois tipos de dutos flexíveis:

- **Dutos de camadas aderentes (*bonded*)** Figura 1-3, que têm como principal característica a vulcanização dos seus componentes metálicos em uma matriz de elastômero. Como camadas impermeabilizantes são utilizados compostos de elastômeros reforçados com fibras plásticas embebidas nos mesmos. Os espaços entre os tendões de uma mesma camada metálica são ocupados pelo elastômero, que é submetido a elevadas tensões cisalhantes, provocando, assim, o enrijecimento dessas camadas.



Figura 1-3. Dutos de camadas aderentes (*bonded*) (Xavier, 2009).

- **Dutos de camadas não aderentes (*unbonded ou non-bonded*)** mostrados na Figura 1-4, caracterizam-se pela montagem de suas camadas umas sobre as outras. Desta forma, nas interfaces das camadas, pode ocorrer o desgaste devido ao atrito.

1.1. Dutos flexíveis de camadas não-aderentes

Como o presente trabalho está baseado em dutos flexíveis de camadas não-aderentes, serão descritas as várias camadas que compõem o mesmo, referentes mais especificamente ao duto flexível avaliado. Informações mais gerais sobre cada camada em diferentes tipos de dutos flexíveis podem ser obtidas nas teses de Sousa (2005) e Xavier (2009). A Figura 1-4 identifica as diversas camadas que compõem o duto flexível de camadas não-aderentes.



Figura 1-4. Dutos de camadas não aderentes (*unbonded ou non-bonded*)(Sousa, 2005)

1.1.1. Carcaça intertravada, mostrada na Figura 1-5 (Cruz, 1996), é construída em aço austenítico AISI 304/316.

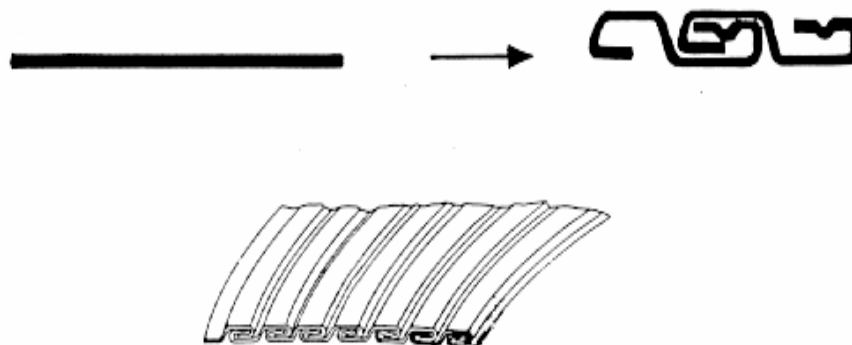


Figura 1-5. Geometria básica da carcaça intertravada (Cruz, 1996).

A carcaça intertravada possui as seguintes funções:

- Contribuir para prevenir o colapso da estrutura devido a cargas radiais distribuídas, como pressão externa e *squeeze*, e devido a cargas radiais concentradas como o *crushing*.
- Contribuir para prevenir o colapso da linha flexível devido a uma queda abrupta da pressão interna na estrutura (linhas que transportam gases).
- Fornecer resistência à abrasão causada por partículas existentes no fluido transportado ou pela passagem de ferramentas por dentro da linha flexível.

A geometria da carcaça intertravada confere grande resistência a cargas radiais

concentradas ou distribuídas, dado o elevado ângulo de assentamento do(s) tendão(s) que a constitui(em) (próximo de 90°). Por outro lado, a camada possui baixíssima rigidez axial e, assim, não é adequada para resistir a carregamentos axiais.

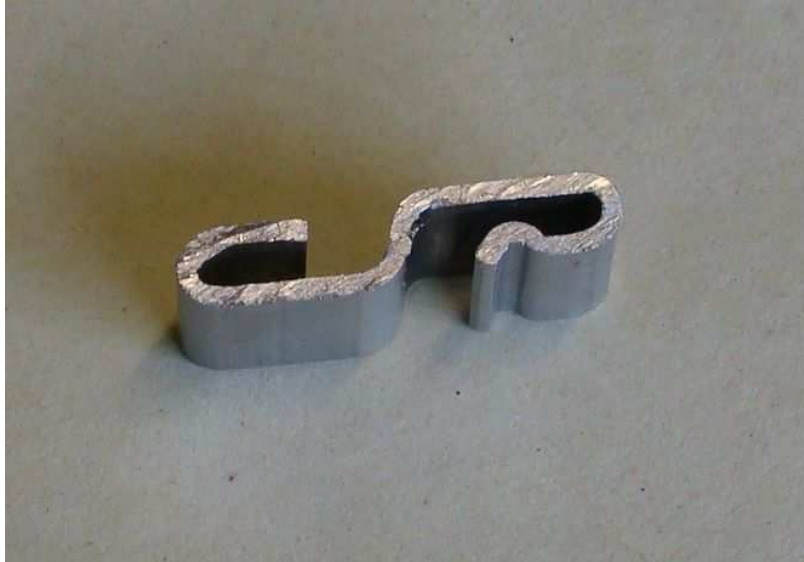


Figura 1-6. Fotografia de seção da carcaça intertravada do riser estudado(LAMEF).

1.1.2. Armadura de pressão

A Figura 1-7 mostra o tipo da armadura de pressão usada no riser objeto do presente estudo. Esta armadura é construída em aço com aproximadamente 0,6% C. Na Figura 1-8 temos a fotografia de uma seção cortada desta armadura.

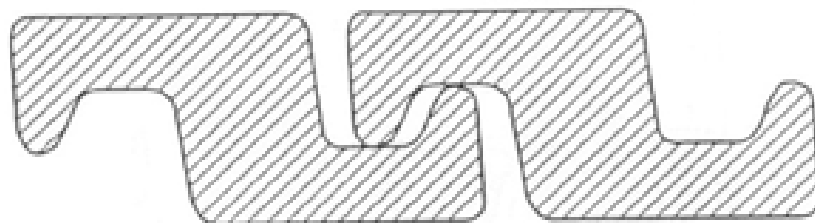


Figura 1-7. Armadura de pressão empregada no riser de 2,5".(Sousa, 2005)

A principal função da camada de pressão é resistir aos esforços radiais devidos ao carregamento advindo da pressão interna, à pressão externa atuante sobre a linha e a cargas mecânicas radiais. Desta forma, a armadura de pressão ajuda a diminuir os esforços sobre a carcaça intertravada.

Por ser assentada com ângulo próximo de 90° , da mesma forma que a carcaça intertravada, possui pequena rigidez axial e à flexão.



Figura 1-8. Fotografia de seção da camada de pressão do riser estudado(LAMEF).

1.1.3. Armaduras de tração

As armaduras de tração (destacadas na Figura 1-4 são responsáveis por resistir aos esforços axiais e de flexão durante o serviço do duto. A Figura 1-9 mostra o assentamento dos tendões das armaduras de tração durante a fabricação de um duto flexível.

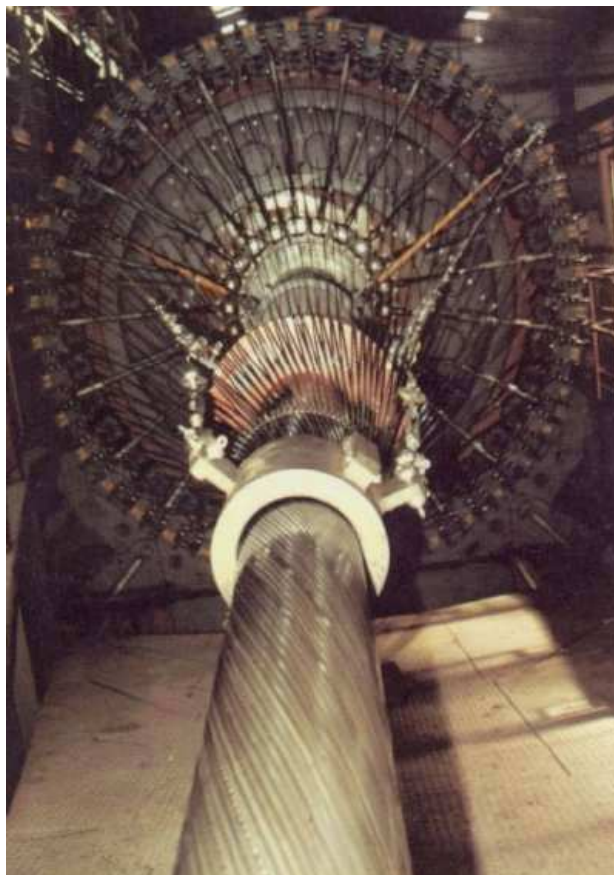


Figura 1-9 Detalhe do assentamento dos tendões das camadas de tração (Sousa, 1999)

1.1.4. Camadas plásticas

Nos dutos flexíveis, conforme mostrado na Figura 1-4, têm-se algumas camadas de polímeros. Entre a camada intertravada e a de pressão, tem-se uma camada de polímero, geralmente o PA11 (Poliamida 11 ou nylon 11). Este mesmo material também é empregado na camada plástica externa do *riser*.

1.1.5. Conector

Para fazer a terminação de um duto flexível é necessário que o mesmo fique com suas camadas fixadas, garantindo a resistência mecânica do conjunto frente aos diversos carregamentos, bem como exista a vedação das camadas internas evitando o vazamento do produto conduzido (óleo, gás e água). Desta forma, tem-se a necessidade do uso de um conector.

Este componente geralmente utiliza resina epóxi para o preenchimento dos espaços entre os tendões das armaduras de tração e o corpo do mesmo propriamente dito. Esta resina é a responsável pela fixação das armaduras de tração ao conector, possibilitando que estas armaduras suportem os elevados esforços axiais, de flexão e de torção a que são submetidas durante o serviço do duto flexível.



Figura 1-10. Detalhe de um conector comercial (NKT FLEXIBLES, 2010)

Na Figura 1-10 vê-se um conector comercial fabricado pela NKT, em um corte possibilitando a visualização parcial deste importante componente.

Devido à importância do desenvolvimento de conectores para emprego com dutos flexíveis, foram patenteados pelo Laboratório de Metalurgia Física (LAMEF) da UFRGS três diferentes conectores que poderiam atender a demanda. A Figura 1-11 mostra o conector desenvolvido no LAMEF, o qual é objeto do presente estudo.

Um modo de falha observado em sistemas *offshore* consiste na ruptura de tendões próximos ou dentro do conector.

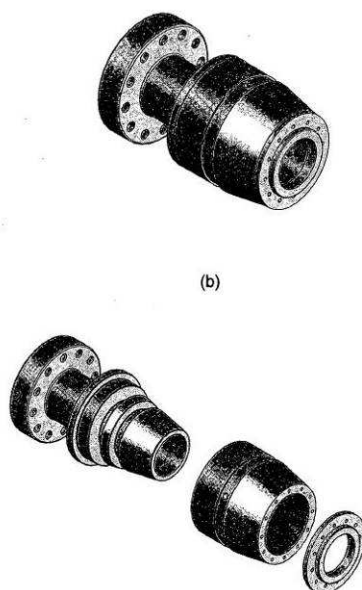


Figura 1-11 Detalhe do conector desenvolvido e patentado pelo LAMEF/UFRGS.

Tem-se o registro de grande quantidade de falhas nas armaduras de tração próximas a interface com o conector, conforme mostrado na Figura 1-12.



Figura 1-12. Detalhe da ruptura de tendões próximos a interface com conector (M. G. Marinho *et. al.*,2007)

Dada a relevância do assunto, o presente trabalho tem por objetivo avaliar o comportamento das armaduras de tração na interface do conector desenvolvido no LAMEF, durante os ensaios de qualificação de conectores através de carregamento axial estático e em fadiga. Para esta avaliação, na parte prática, realizou-se o ensaio de tração estática e fadiga em um duto flexível com diâmetro de 2,5”, acompanhados com *strain gages*. Para avaliação numérica, construíram-se modelos sólidos tridimensionais e alguns modelos axissimétricos baseados no Método dos Elementos Finitos. A comparação dos resultados das diferentes metodologias validará o modelo numérico, possibilitando melhor entendimento das variações de tensões nas armaduras de tração bem como possíveis melhorias no projeto de conectores para dutos flexíveis.

Não se encontrou na literatura aberta nenhuma análise com elementos sólidos tridimensionais do conjunto conector e riser. A motivação deste estudo se deve tanto à falta de informações detalhadas das tensões e deformações nos tendões na interface com o conector, como pela sua importância em componentes vitais a exploração de petróleo *Offshore*.

1.2 Estrutura da tese:

- Revisão bibliográfica: neste capítulo tem-se uma breve revisão bibliográfica sobre patentes, normas e trabalhos publicados relacionados ao presente trabalho.
- Materiais e métodos: este capítulo aborda os ensaios de laboratório e caracterização dos materiais utilizados no *riser*. Descreve-se também os ensaios realizados no *riser* com conectores e os modelos numéricos construídos para sua avaliação.
- Resultados obtidos: mostra-se os resultados que foram obtidos tanto nos ensaios do *riser* com os conectores, como os obtidos nos modelos numéricos.
- Discussão dos resultados: avalia-se os resultados obtidos tanto experimental como numericamente, consolidando os resultados.
- Conclusões: apontam-se as conclusões do trabalho frente aos objetivos do mesmo.
- Sugestões de trabalhos futuros: com base nos resultados e premissas adotadas no presente trabalho, apresentam-se sugestões de trabalhos que podem ser desenvolvidos relacionados aos assuntos abordados nesta tese.

2 . REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. Principais normas sobre dutos flexíveis

Sobre o assunto de dutos flexíveis, existem algumas normas internacionais as quais foram consultadas para a realização dos ensaios realizados na parte prática do presente trabalho.

A DNV (*Det Norske Veritas*) especificou alguns documentos com requisitos para *risers offshore*, tanto na forma de padrões como na de práticas recomendadas. Dentre eles pode-se citar: DNV-OS-F201 *Offshore Standard F201: Dynamic risers* (2001), DNV-RP-F204 *Recommended Practice F204: Riser fatigue* (2005) e DNV *Rules for certification of flexible risers and pipes*(1993)

Temos do *American Petroleum Institute* (API) os documentos API *Spec 17J Specification for unbonded flexible pipes* (2002) e a *API Recommended practice for flexible pipe 17B* (2002) dentre outros, os quais fornecem padrões e recomendações para o projeto, análise, fabricação, testes, instalação e operação de dutos flexíveis .

Da *International Organization for Standardization* (ISO), temos o documento ISO 13628 Part 2– *Flexible pipe system for subsea and marine application* (2006) o qual é similar a API 17J.

Temos um documento da Petrobras, a Norma N-2409 (“*Specification for Flexible Pipe*” 2003), que também faz referência à especificação de dutos flexíveis. Outro documento da Petrobras a I-ET 3500.00.6500-291-PAZ-001 - *Non standardized Prototype qualification tests of flexible pipes* (2007) fornece os requisitos para ensaios não padronizados de qualificação de protótipos de dutos flexíveis, onde se encontram os requisitos para o ensaio de fadiga em tração axial (tração-tração).

2.2. Teses e trabalhos publicados

Encontram-se na literatura trabalhos publicados como o de BANKE (2000). Sua tese de doutorado intitulada “*Flexible Pipe End Fitting*” descreve o estudo feito em um novo modelo de conector projetado para a fabricante NKT *Flexibles* da Dinamarca. Nesse

trabalho, o autor faz a análise global de uma linha flexível e o estudo detalhado da vedação, através do método dos elementos finitos. Descreve os resultados experimentais obtidos quanto ao sistema de vedação do conector desenvolvido.

SOUSA (2005) faz a análise de uma linha flexível através do método dos elementos finitos com o emprego de elementos de casca e vigas para a determinação das tensões e deformações que se desenvolvem nas camadas metálicas e poliméricas devido aos diferentes carregamentos que lhe são impostos durante sua vida útil. O contato entre os elementos das diferentes camadas foi feito nó a nó implicando em malhas com nós coincidentes entre as camadas modeladas. O autor estuda o comportamento da estrutura frente a diferentes carregamentos como tração, flexão e torção contendo ou não imperfeições geométricas iniciais.

CUSTÓDIO (2005) sugere um método de estimativa da instabilidade de reforçadores helicoidais de dutos flexíveis sob carregamento axissimétrico, cuja manifestação mais comum é a “formação de gaiola”. O método baseia-se em algumas ações especiais para estabelecer um problema de autovalor: a proposição de parâmetro angular associado à variação do raio; o equacionamento do equilíbrio no sistema de coordenadas cilíndricas; a aceitação de condições de extremidade viáveis à configuração axissimétrica e à manutenção da compatibilidade com outras camadas; a linearização da resposta de outras camadas em torno de um ponto de equilíbrio e a aplicação do método de perturbação. A aplicação do modelo é feita para dutos sobre os quais se possuem resultados experimentais.

ZHANG *et al.* (2003) indicam os principais pontos estudados pela WELLSTREAM com o objetivo de qualificar suas linhas flexíveis para lâminas d'água superiores a 2000m: fadiga das armaduras metálicas, colapso hidrostático e flambagem das armaduras de tração por compressão axial. Esses, segundo os autores, seriam os principais mecanismos de falha de linhas flexíveis para águas ultraprofundas. Há menção a vários ensaios experimentais realizados pela WELLSTREAM, mas não há relato de falhas ocorridas na prática.

SAEVIK e BERGE (1995), investigaram dois risers de 4” de diâmetro e camadas não aderentes através de ensaios experimentais. Nesses ensaios, os dutos foram submetidos a condições diferentes de carregamentos dinâmicos até que ocorresse a falha por fadiga nos tendões da armadura de tração. Como resultado, obtiveram a falha por fadiga pura em ambas as camadas da armadura de tração de um corpo de prova e fadiga por *fretting* na carcaça do outro corpo.

SHEN et al.(2008), fazem a análise pelo Método dos Elementos Finitos do comportamento das tensões em uma caixa representando um conector com carregamento em fadiga e com variações na condição de interface entre o tendão e a resina ao longo do comprimento do tendão dentro da caixa.

XAVIER (2009) foca a avaliação de um novo modelo de terminal conector para dutos flexíveis (*risers*) de camadas não aderentes (*unbonded*) . Para a definição do novo modelo de ancoragem, uma análise simplificada, utilizando o Método dos Elementos Finitos (MEF), foi feita em dois modelos de ancoragens recomendados na API RP 17B (2002) e utilizado por alguns fabricantes, no intuito de verificar as distribuições das tensões ao longo desses tendões dentro do terminal conector quando envolto pela resina epóxi. Esta análise destacou as regiões ao longo dos tendões onde havia concentrações das tensões. Utilizando-se dessas informações, foi desenvolvida uma nova configuração para o tendão dentro da resina de maneira a minimizar esses concentradores de tensão permitindo, assim, que o modelo de ancoragem proposto tenha um melhor desempenho em fadiga. Para tanto, as verificações desses modelos feitas através do MEF em estado plano de tensões e validadas através de ensaios experimentais em escala reduzida mostraram que o modelo proposto apresentou reduções do K_t quando comparados aos outros dois modelos comerciais.

2.3 PATENTES

Encontraram-se algumas patentes referentes a *End Fittings* :

- A patente norte-americana de número US 6,273,142 de autoria de BRAAD (2001) pertencente a NKT Flexibles I/S e publicada em 14 de Agosto de 2001, refere-se a um duto flexível com um conector. O duto flexível é composto de múltiplas camadas sendo uma delas com tendões metálicos orientados em sentido helicoidal. Estes são torcidos em suas extremidades e, em conjunto com um material (resina epóxi), formam o sistema de ancoragem do terminal conector. A Figura 2-1 mostra um desenho simplificado do conector patenteado. Os números nos desenhos referem-se às partes enumeradas no documento da patente, do qual retirou-se o desenho apresentado.

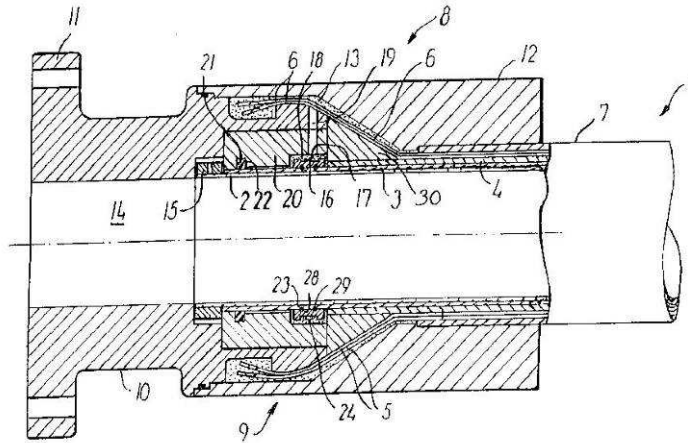


Figura 2-1 Desenho esquemático do conector patenteado. (BRAAD, 2005)

- Outra patente norte-americana de número US 6,923,477 de autoria de BUON & BERTON (2005), pertencente a Technip e publicada em 02 de Agosto de 2005, refere-se a um terminal conector para dutos flexíveis multicamadas com um selo interno. A camada de tendões é deformada melhorando a ancoragem. A Figura 2-2 mostra o desenho do objeto desta patente.

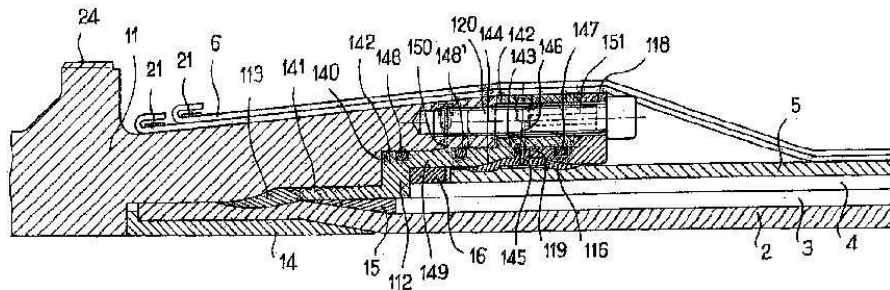


Figura 2-2 Desenho esquemático do objeto da patente. BUON & BERTON (2005)

- Outra patente de número US 6,592,153 de autoria de BELCHER (2003), cuja proprietária é a Wellstream Inc. publicada em 15 de Julho de 2003, também trata de um terminal conector para dutos flexíveis, com um selo anular de elastômero localizada no conector. A Figura 2-3 mostra o desenho simplificado do conjunto.

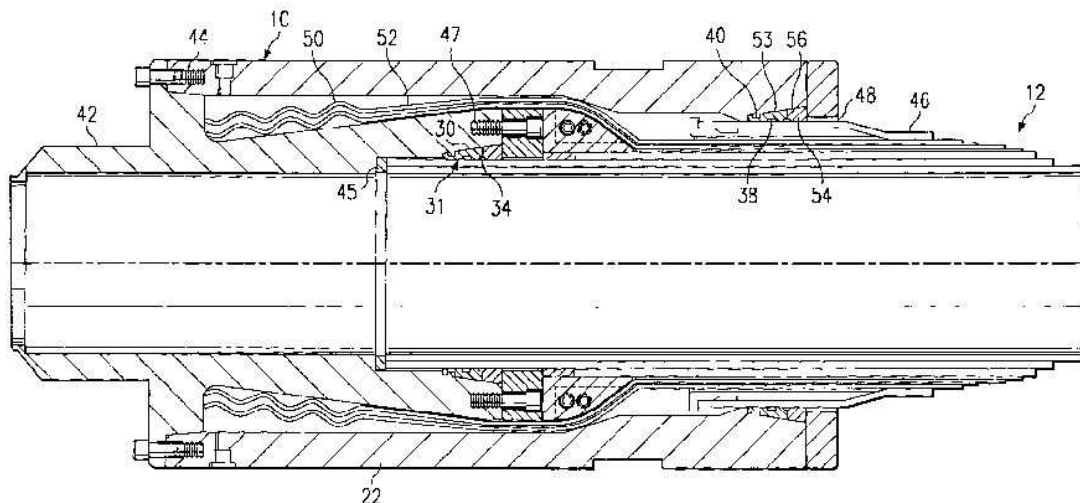


Figura 2-3 Desenho simplificado do conjunto **BELCHER (2003)**.

- Uma patente do LAMEF-UFRGS de número BRPI 0706184-A2 de autoria de BUENO *et al.* (2009a) com data de publicação de 05 de maio de 2009, tratando de um terminal de duto flexível com tiras torcidas e dobradas, mostrado na Figura 2-4.

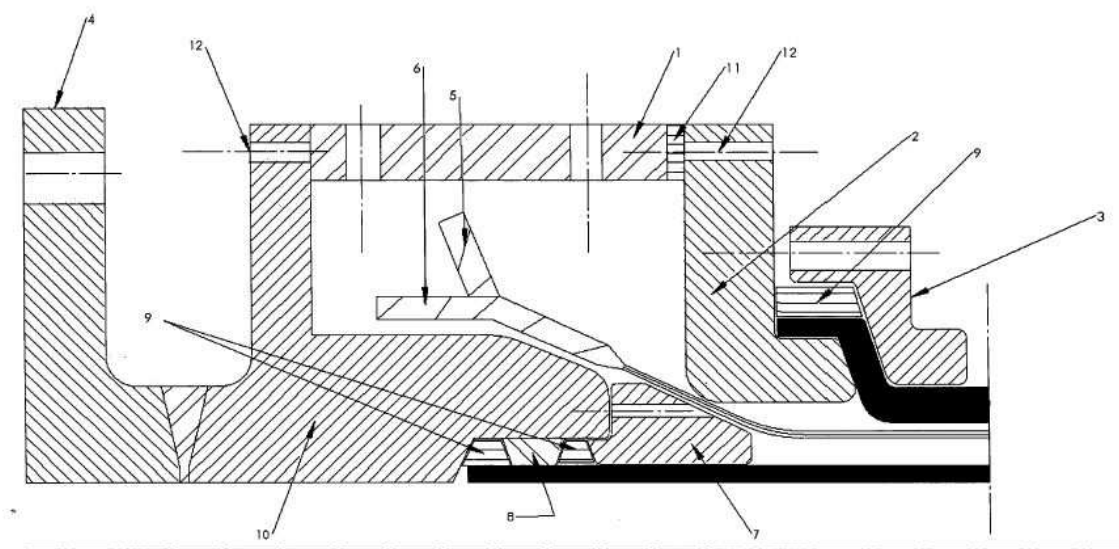


Figura 2-4 Croquis da patente do BRPI 0706184-A2. **BUENO *et al.* (2009a)**.

- outra patente do LAMEF-UFRGS de número BRPI0703202A2 de autoria de BUENO *et al.* (2009b) com data de publicação em 28 de abril de 2009, trata de um terminal de *riser* flexível de fixação cônica, mostrado na Figura 2-5.

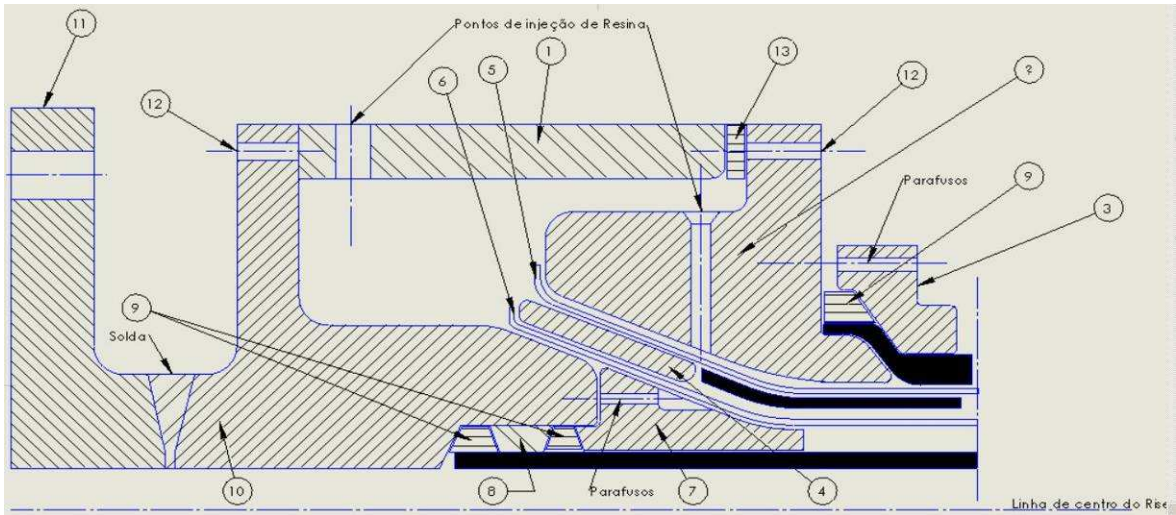


Figura 2-5 Croquis da patente BRPI0703202A2. **BUENO et al.(2009b)**

- outra patente do LAMEF-UFRGS com número BRPI0704349-0A2 de autoria de XAVIER *et al.* (2009) com data de publicação de 05 de maio de 2009, trata de conector para dutos flexíveis o qual é objeto do presente estudo é mostrado na Figura 2-6.

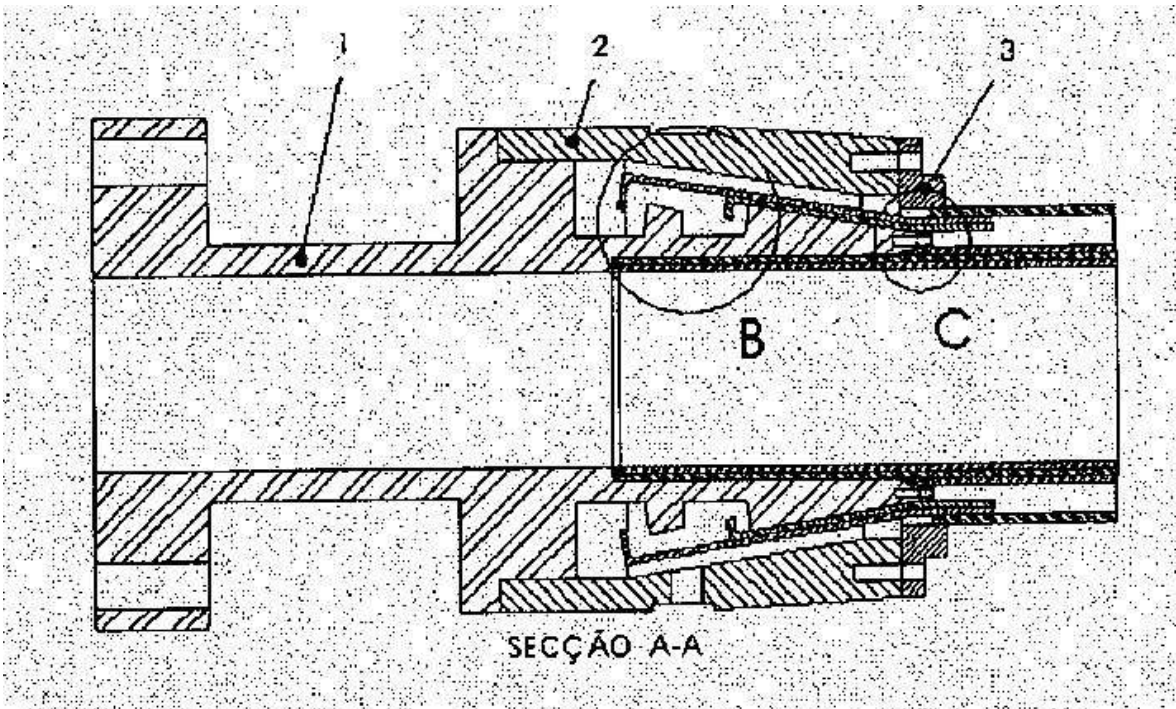


Figura 2-6 Croquis da patente BRPI0704349-0A2 **XAVIER et al(2009).**

3 . ESCOPO E OBJETIVOS DO TRABALHO

O presente trabalho partiu de um novo projeto de conector de duto flexível desenvolvido e patenteado, sendo analisado e testado conforme recomendações do documento da Petrobras a I-ET 3500.00.6500-291-PAZ-001 - *Non standartized Prototype qualification tests of flexible pipes* (2007).

Após análise preliminares, a hipótese formulada era de que o conector desenvolvido atenderia aos carregamentos aplicados nos testes e que, portanto, estaria apto a uma futura qualificação. Partindo-se desta hipótese, foram estabelecidos objetivos para o trabalho:

Objetivo geral:

Avaliar as tensões nos tendões das armaduras de tração do riser flexível nos ensaios de fadiga.

Objetivos específicos:

- 1- Estabelecer qual é este acréscimo nas tensões nas armaduras de tração na interface com o conector.
- 2- Avaliar se o aumento das tensões das armaduras de tração, na interface com conector ensaiado, pode levar à falha em fadiga
- 3- Avaliar a coerência entre os resultados obtidos com o modelo numérico criado e os obtidos pela instrumentação utilizada nos ensaios.
- 4- Estudar a causa da ruptura de alguns tendões aproximadamente no meio do duto flexível, observadas durante os ensaios em bancada.

4 . MATERIAIS E MÉTODOS

Para a realização da parte prática, bem como dar subsídio a parte teórica deste trabalho, adotou-se a seguinte seqüência:

- determinação ou adoção das propriedades mecânicas dos materiais que compõem o conector e o duto flexível
- levantamento das dimensões dos vários componentes das camadas.
- especificação da instrumentação a ser utilizada nos ensaios dos dutos flexíveis.
- projeto e fabricação dos conectores de teste.
- montagem dos corpos de prova, compostos de dois conectores e um segmento de duto flexível.
- montagem do conjunto na máquina de ensaio.
- conexão da instrumentação.
- execução do ensaio.
- remoção do corpo de prova da bancada e dissecação do riser e conector para avaliação.

4.1. Ensaio de laboratório

As armaduras de tração do *riser* flexível foco do presente estudo, são construídas em aço com ~0,6 % C trefilado a frio.

A armadura de pressão é construída em aço AFNOR FM 35 encruado com tensão de escoamento e de ruptura de 781 MPa e 955 MPa, respectivamente (SOUSA, 2005).

A carcaça intertravada é construída em aço austenítico AISI 304 com tensão de escoamento de 207 MPa e ruptura de 510 MPa.(ASME, 2007)

A camada polimérica entre a camada intertravada e a armadura interna de tração, bem como a camada de polímero externa são construídas em Poliamida 11 (PA11), com tensão de ruptura de 28 MPa e módulo de elasticidade de 380 MPa (SOUSA, 2005).

Para a realização do presente trabalho, foram realizados ensaio de tração dos materiais dos tendões e confeccionados corpos de prova de resina para ensaios de tração e de compressão uniaxiais.

A Figura 4-1 mostra a montagem de um dos tendões instrumentados na máquina de tração. A Figura 4-2 mostra os valores obtidos nos ensaios de tração dos tendões das armaduras de tração, ilustrando a variação da tensão real com a deformação real.



Figura 4-1. Montagem de tendão instrumentado na máquina de tração

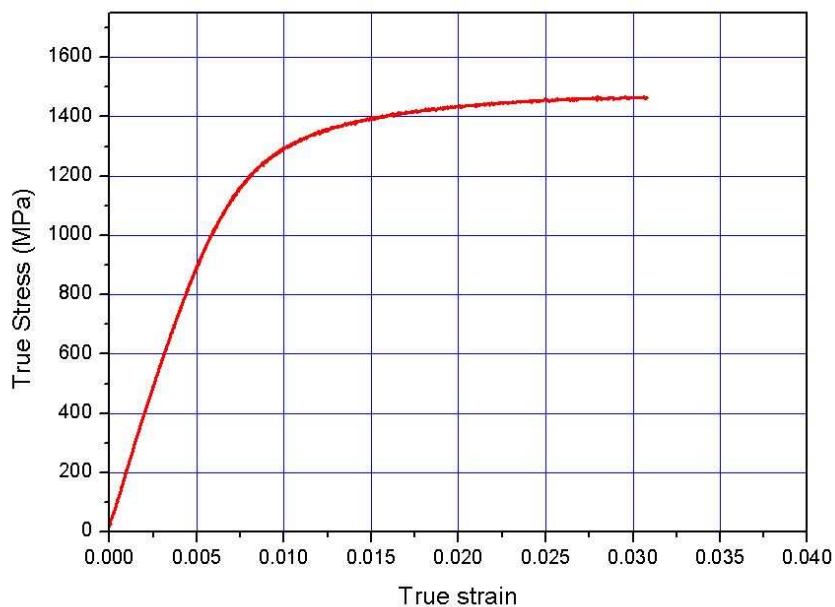


Figura 4-2. Diagrama tensão x deformação dos tendões

Cabe destacar que foram realizados ensaios de tração em muitos tendões. Para avaliarmos também o módulo de elasticidade, foram colados *strain gages*, medindo-se a deformação de maneira precisa uma vez que a medição da deformação apenas pelo *LVDT* é imprecisa por ser necessário considerar a rigidez da máquina.

A Figura 4-3 mostra as curvas tensão x deformação obtidas para vários corpos de prova.

A Tabela 4-1 mostra os valores encontrados para o módulo de elasticidade longitudinal. Baseados na mesma, adotamos módulo de elasticidade longitudinal do material do tendão de 5 x 2 mm como sendo de 206 GPa, por ser este um valor freqüentemente encontrado em literatura, obtido em amostra de tamanho significativo. Salienta-se que a variação obtida esta relacionada com o fato de alguns corpos de prova serem ensaiados na condição original, ou seja, torcidos e outros após serem retificados.

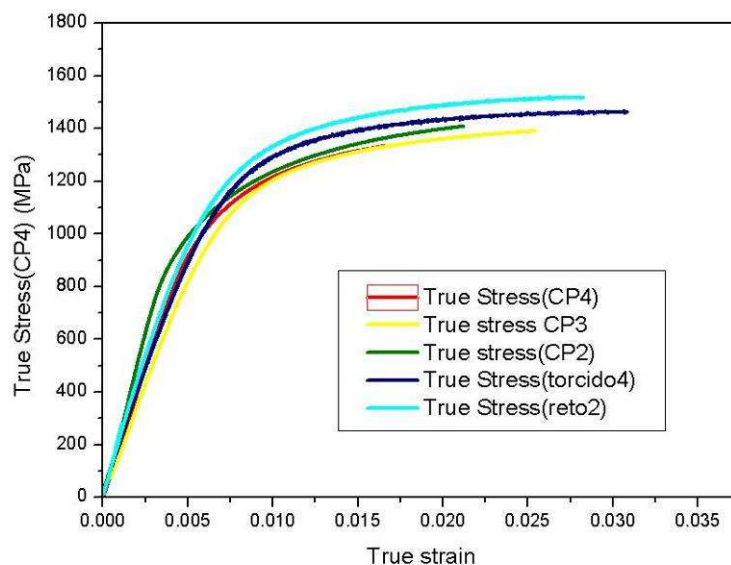


Figura 4-3. Curvas obtidas para vários tendões.

Tabela 4-1. Módulos de elasticidade avaliados nos ensaios

Corpo de prova	Módulo longitudinal(GPa)
1	168,43
2	Problemas na medição
3	179,92
4	206,56

Outros ensaios realizados foram os de tração e de compressão da Resina Epóxi RenGel[®] SW404 – fabricante Huntsman, a qual foi a utilizada para preenchimento dos conectores. A Tabela 4-2 e a Tabela 4-3 apresentam os resultados destes ensaios.

Tabela 4-2 Propriedades obtidas nos ensaios de tração da resina SW 404

CP	Tensão Máxima (MPa)	E (MPa)
1	56,0	8646
2	61,8	8600
3	56,5	7907
4	52,1	7980
Média	56,6	8283

Tabela 4-3 Propriedades obtidas nos ensaios de compressão da resina SW 404

CP	Tensão (MPa)		E (MPa)
	Escoamento	Máxima	
A	91	108	3954
B	100	119	4039
C	96	111	3967
D	93	121	3862
E	94	135	3758
Média	95	119	3916

Tabela 4-4 Propriedades do material das camadas poliméricas (Sousa, 2005).

Tipo	Massa específica	Propriedades a 20°C			Temperaturas (operação)	
		Tensão de ruptura	Deformação de ruptura	Módulo de Young	Mínima	Máxima
PA 11	1,06g/cm ³	28MPa	60%	380MPa	-50°C	+60°C

4.2. Avaliação dimensional

Para a construção dos modelos numéricos, realizaram-se medições dos perfis da carcaça intertravada, armadura de pressão e dos tendões componentes das armaduras de tração.

4.2.1. Carcaça intertravada

A Figura 4-4 mostra o perfil da carcaça intertravada medido na máquina de medição por coordenadas fabricada pela ZEISS modelo Vista.

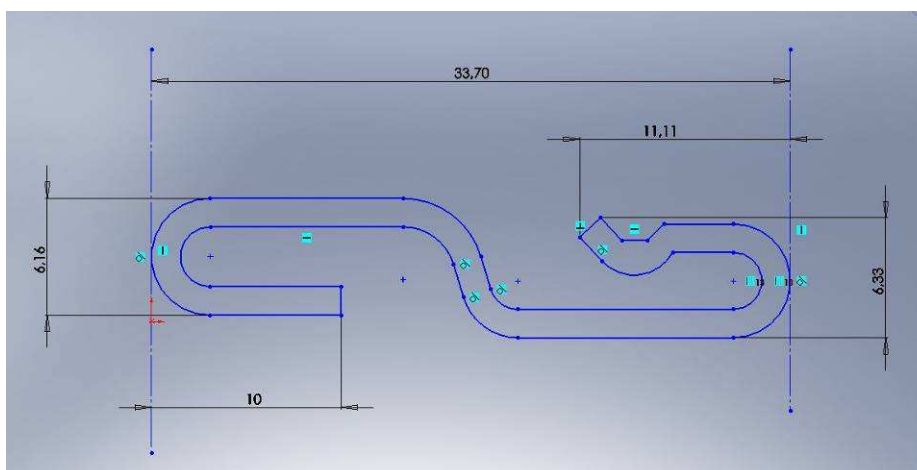


Figura 4-4. Dimensões principais da carcaça intertravada.

4.2.2. Camada de pressão

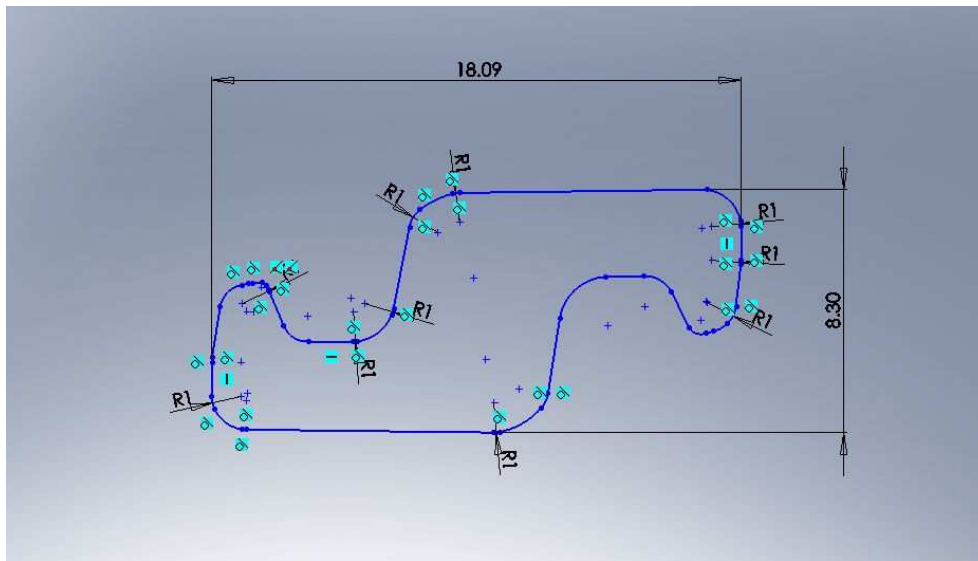


Figura 4-5. Dimensões principais do perfil da camada de pressão.

A Figura 4-5 mostra as principais dimensões do perfil que compõe a camada de pressão, também medido na máquina de medição por coordenadas ZEISS modelo Vista.

4.2.3. Tendões

A Figura 4-6 apresenta as dimensões principais da seção transversal dos tendões que compõem as armaduras de tração interna e externa do riser de 2,5”.

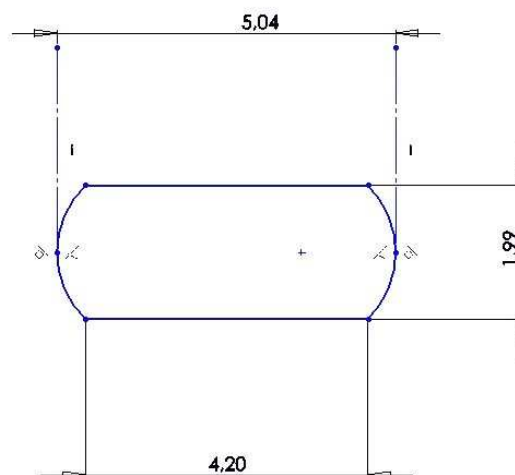


Figura 4-6. Perfil dos tendões.

4.2.4. Demais dimensões do riser

A Tabela 4-5 apresenta as demais dimensões do duto flexível estudado.

Tabela 4-5. Demais dimensões das camadas

Camada	Raio interno(mm)
Intertravada	31,0
Polímero interno	35,2
Pressão	40,7
Anti desgaste	47,0
Armadura de tração interna	49,0
Armadura de tração externa	51,0
Fita de reforço	53,0
Polímero externo	54,4

O ângulo de assentamento da carcaça intertravada é de 85,68 ° e o da camada de pressão 87,65 °.

As armaduras de tração tem um ângulo de assentamento de 36,5°.

4.3. Instrumentação

Para o ensaio do riser de 2,5” no pórtico de 1000 kN foram colados quatro *strain-gages* próximos a cada conector. No ensaio do riser de 2,5” na bancada, colaram-se 10 *strain gages* próximos a cada um dos conectores do corpo de prova. Estes ensaios estão descritos nos itens 4.5 e 4.6.

Em ambos os ensaios foram usados *strain gages* uniaxiais (Figura 4-7) e o ensaio em bancada empregou um com um *strain gage* tipo roseta retangular (Figura 4-8). Os dados técnicos e as principais características desses *strain gages* fabricados pela Vishay Micro-Measurements são apresentados a seguir:

Tabela 4-6. Dados dos *strain gages* usados nos ensaios.

Modelo	Dimensão Grade(mm)	Dimensões (mm)	Resistência Ω	Deformação Máxima(%)
EA-06-031DE-120/LE	0,79	3,6 x 0,8	120	3
EA-06-031RB-120	0,79	4,8 x 6,1	120	3

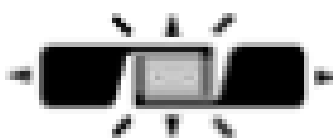


Figura 4-7 – *Strain gage* modelo EA-06-031DE-120/LE

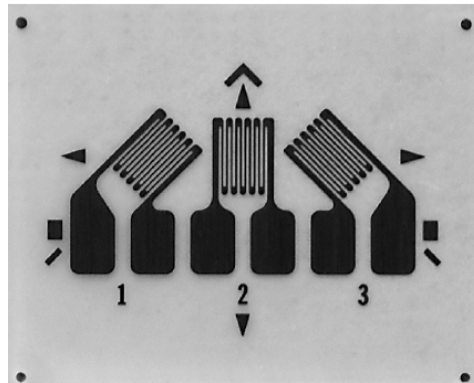


Figura 4-8 – Roseta extensométrica modelo EA-06-031RB-120

A roseta foi colada de modo que a direção da grade do *strain gage* 1 ficasse alinhada com a direção longitudinal do tendão.

- Colagem e cabeamento

Uma vez determinada a posição exata dos pontos a serem monitorados, iniciou-se o processo de preparação da superfície, o qual consiste nas etapas de lixamento e limpeza. O lixamento é realizado inicialmente com uso de lixas rotativas e uma lixadeira elétrica até a granulometria de #220. Após, faz-se um lixamento manual até a granulometria #400 a fim de preparar a superfície para a colagem da roseta extensométrica. Posteriormente ao lixamento da superfície, é feita a marcação do local exato de colagem do sensor com uma caneta esferográfica e a posterior limpeza com agente condicionador e neutralizador da empresa Vyshai. A limpeza final se destina a remoção de qualquer sujeira que possa se alojar entre o sensor e a peça, prejudicando deste modo a medição correta das deformações. Na seqüência, é feita a colagem do *strain gage* na superfície da peça a ser ensaiada, utilizando uma cola especial à base de cianocrilato. Após a colagem do *strain gage* é feito o cabeamento dos três sensores da roseta até o sistema de aquisição. O cabeamento é feito de modo a conectar os três *strain gages* da roseta num circuito do tipo ponte de Wheatstone em ligação de $\frac{1}{4}$ de ponte com três fios. Por último, é feita a proteção da instrumentação com o protetor M-Coat D da Vishay Micro-Measurements.

- Sistemas de medição

Para aquisição, condicionamento e armazenamento dos dados de deformação do ensaio no pórtico foram utilizados um sistema de aquisição de dados Spider 8-30 da empresa alemã HBM e um *notebook*.



Figura 4-9 – Sistemas de aquisição de dados empregados no ensaio no pórtico(LAMEF)

Esse sistema de medição tem capacidade de medir até 8 canais com frequência de aquisição e registro de até 9600 Hz. O programa computacional utilizado para a aquisição dos dados foi o Catman 4.0 da HBM.

Para aquisição, condicionamento e armazenamento dos dados de deformação do ensaio na bancada, foi utilizado um sistema de aquisição de dados MGC Plus.

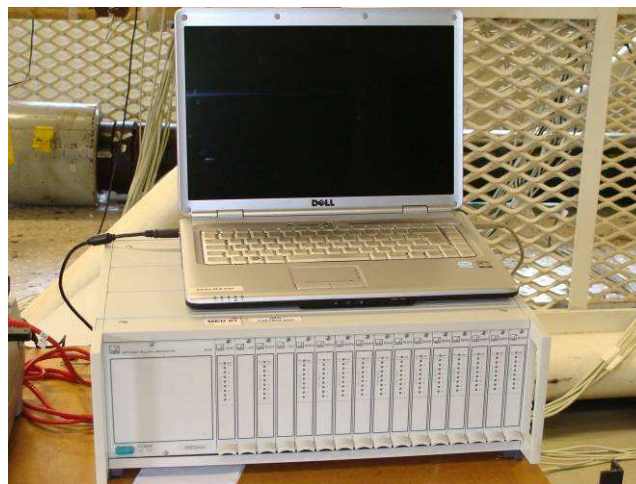


Figura 4-10. Sistema de aquisição usado no ensaio em bancada(LAMEF).

O sistema de medição MGC Plus é produzido pela empresa alemã HBM e é um completo sistema de aquisições de dados permitindo a aquisição de sinais em ponte completa, meia ponte e $\frac{1}{4}$ de ponte de bandas extensométricas; transdutores indutivos; tensões e correntes; termoelemento; transdutores piezoelétricos; potenciômetros; entre outros.

Esse sistema permite a aquisição de valores de deformação de até 80 canais independentes. O programa computacional utilizado para a aquisição dos dados foi o Catman 4.0 da HBM.

4.4. Calibração dos Sistemas de extensometria

O procedimento de calibração foi o mesmo para os diferentes sistemas de medição e consistiu na inserção de um resistor de precisão do tipo *Shunt* em paralelo com a resistência do *strain gage*. A inserção do *Shunt* gera um desbalanço conhecido na ponte de Wheatstone o qual é correlacionado com um valor de deformação.

4.5. Ensaios no Pórtico com riser de 2,5”

Antes da realização dos ensaios na bancada com dimensões normalizadas, realizamos ensaios em um pórtico com um atuador hidráulico de 1000 kN.

Foram fabricados dois diferentes conectores baseados em diferentes conceitos. Um deles com o emprego de resina epóxi em seu interior fazendo a ancoragem dos tendões das armaduras de tração e o outro em que a ancoragem dos tendões é feita sem o uso de resina, mas através da fixação dos mesmos por aperto entre componentes metálicos.

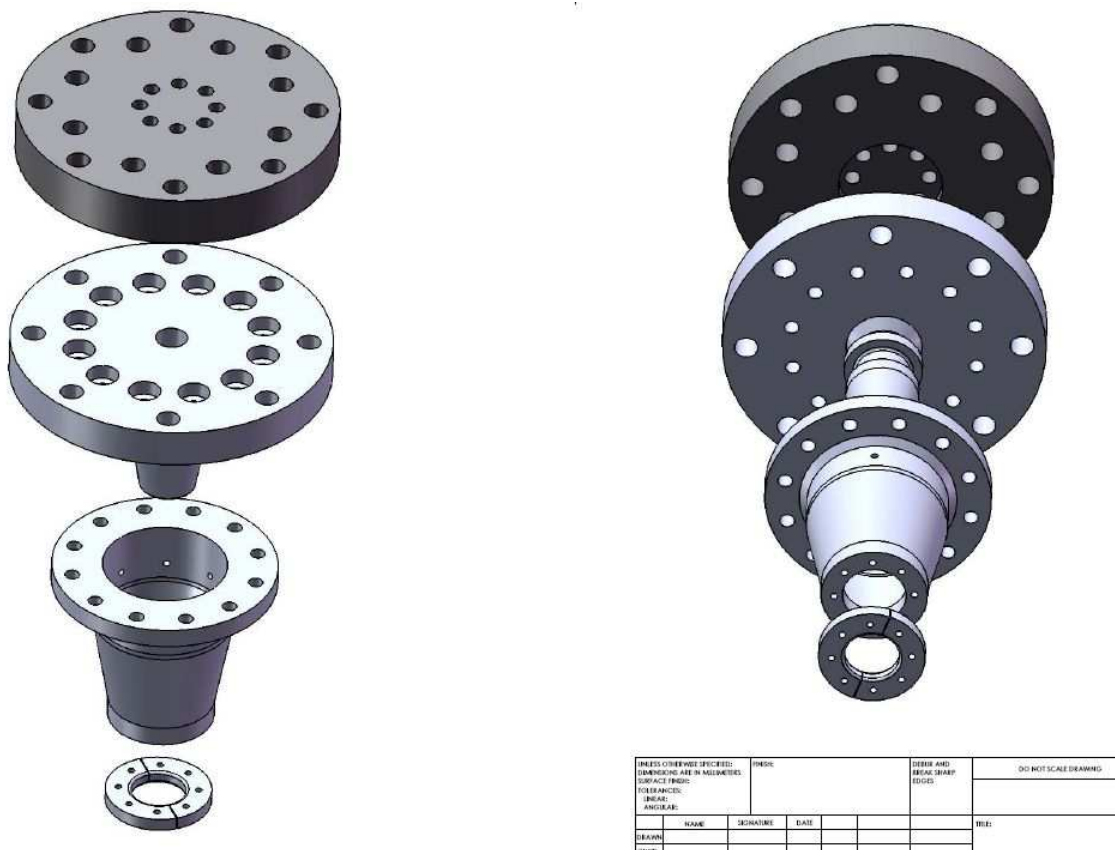


Figura 4-11. Vista explodida do conector de teste resinado.



Figura 4-12. Vista explodida do conector de aperto.

A Figura 4-12 e a Figura 4-12 mostram vistas explodidas dos conectores resinado e de aperto, respectivamente. Destaca-se que os conectores construídos para os testes, apresentam dimensões avantajadas devido às necessárias conexões com a máquina de ensaio.



Figura 4-13. Detalhe da montagem do conector de aperto(LAMEF).

A Figura 4-13 mostra o conector de aperto em sua fase final de montagem, pouco antes de ser dado o torque final nos parafusos de fechamento.



Figura 4-14. Detalhe do conector resinado durante o vazamento de resina(LAMEF).

A Figura 4-14 mostra o conector resinado na fase de vazamento da resina epóxi em seu interior.

A Figura 4-15 mostra as principais dimensões do corpo de prova ensaiado no pórtico. Neste ensaio, foram testados dois diferentes conceitos de conectores, visando uma pré-seleção daquele que seguiria para o ensaio em bancada.

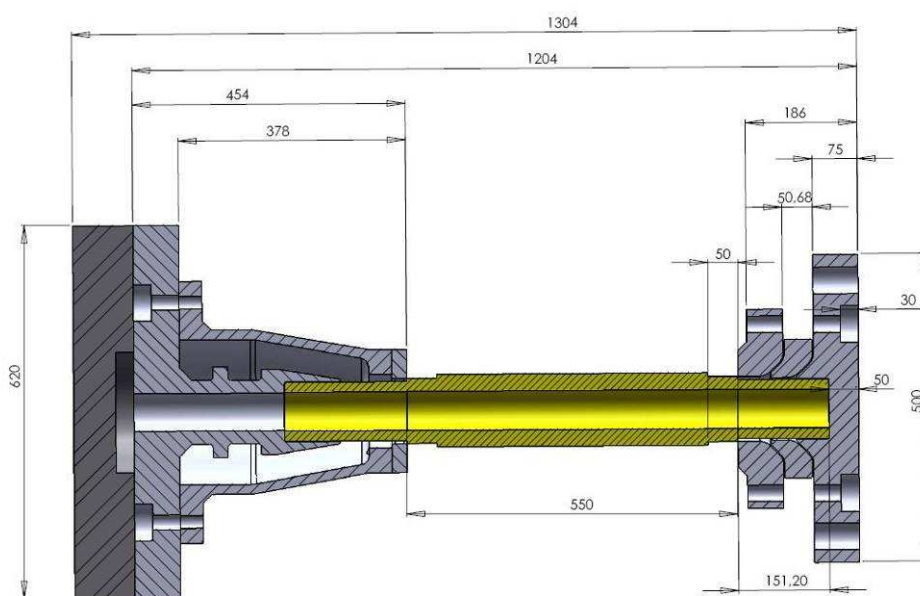


Figura 4-15 Principais dimensões do corpo de prova ensaiado.

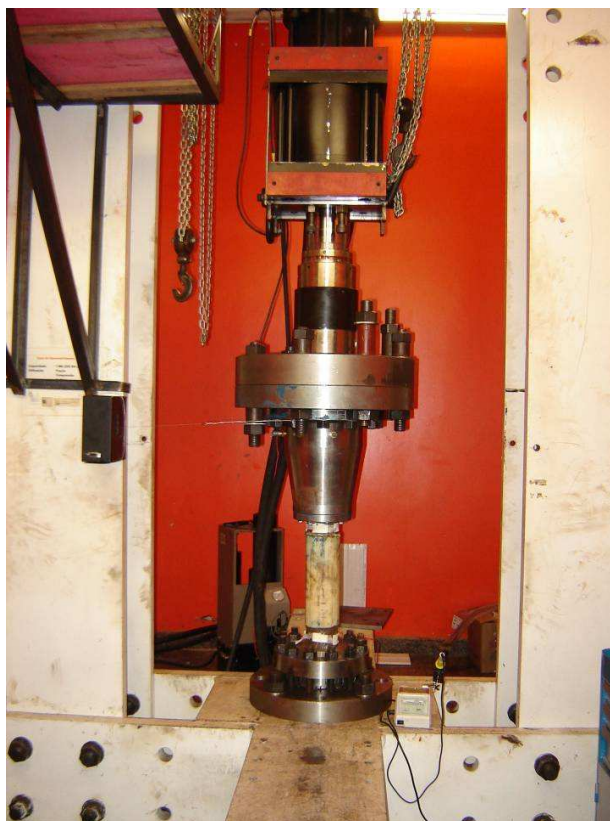


Figura 4-16 Detalhe do corpo de prova montado no pórtico(LAMEF).

Inicialmente, aplicou-se a carga máxima de tração prevista com o valor de 844 kN. Esta carga tinha o objetivo de avaliar o comportamento da estrutura com o valor de máxima carga estática prevista para o riser ensaiado. Tanto a carga estática como os blocos de fadiga forma fornecidos pela Petrobras, frente as dimensões e das propriedades dos materiais (resistência a tração e fadiga) do riser

A Tabela 4-7 apresenta os dois blocos de carregamento alternantes aplicados no corpo de prova no teste em bancada, após a aplicação da carga inicial. O primeiro bloco com 1.000.000 ciclos representa a condição de serviço ao longo da vida do conjunto duto e conectores. O segundo bloco com 15.000 ciclos representa a condição para o dano =1, ou seja, a possível falha dos tendões.

Tabela 4-7 Blocos de carregamento de fadiga utilizados .

Fase	Ciclos	Fmin(kN)	Fmáx.(kN)
Serviço	1.000.000	130	304
Dano=1	15.000	154	438

Como resultado deste ensaio no pórtico, obteve-se um melhor desempenho em fadiga do conector mostrado a esquerda na Figura 4-15, o qual utiliza resina. Os resultados de todos os ensaios estão no Capítulo 5. Resultados obtidos.

4.6. Ensaio em bancada com riser de 2,5”

Com o melhor desempenho comprovado do conector resinado, preparou-se um corpo de prova com dimensões usadas em ensaio de tração-tração conforme a *I-ET 3500.00.6500-291-PAZ-001* da Petrobras(2007).

Destaca-se que os conectores de teste foram projetados de modo a possibilitarem seu reaproveitamento em novas terminações de dutos flexíveis. Assim, após a conclusão dos ensaios no pórtico, procedeu-se a dissecação dos conectores, e no resinado desmoldou-se a resina reaproveitando-se seus componentes no ensaio em bancada.

A Figura 4-17 mostra o desenho da bancada de teste com o corpo de prova montado.

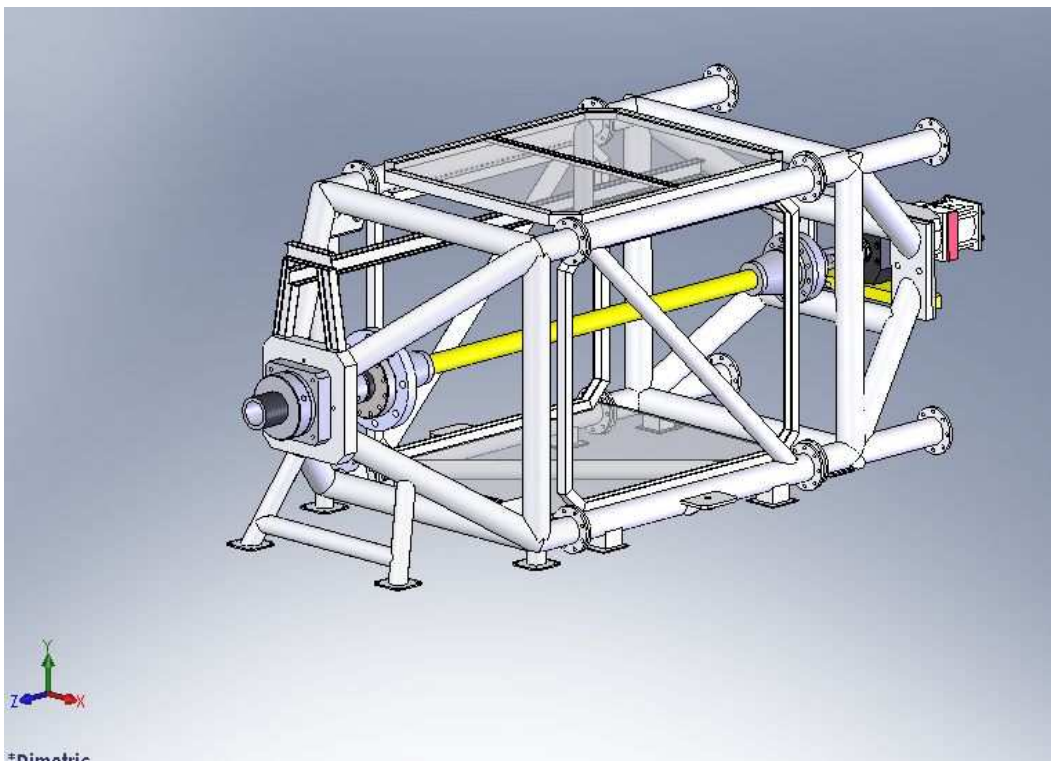


Figura 4-17. Desenho de montagem da bancada.

As **Figura 4-18** e **Figura 4-19** mostram a montagem do corpo de prova na bancada. Percebem-se também os cabos dos *strain gages*. Foram colados 10 *strain gages* próximos a cada conector visando monitorar as deformações nos tendões da camada externa de tração durante os ensaios.



Figura 4-18. Vista geral da bancada de teste(LAMEF)



Figura 4-19. Detalhe do corpo de prova montado na bancada(LAMEF)

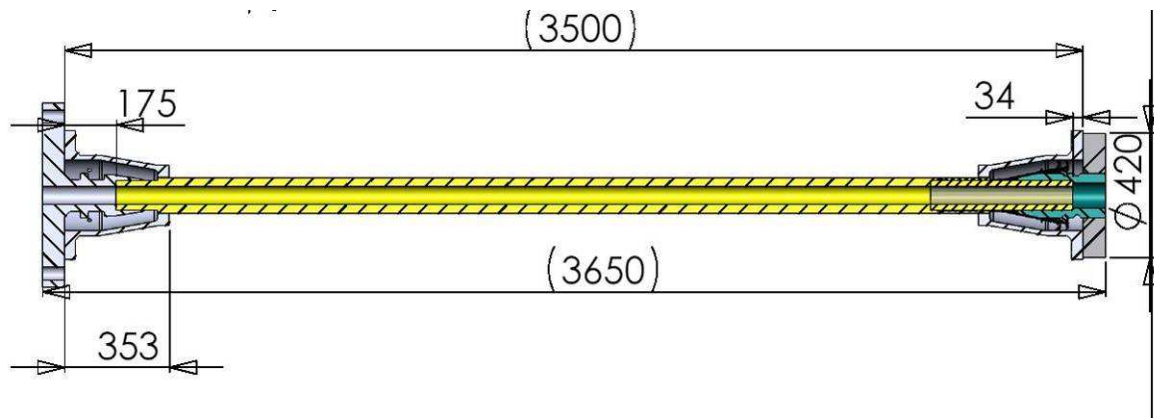


Figura 4-20 Dimensão do corpo de prova usado.

Na Figura 4-20, vem-se as dimensões externas do corpo de prova ensaiado na bancada.

Antes do ensaio de fadiga, aplicou-se uma carga estática axial de 500 kN.

No ensaio em bancada, aplicaram-se os mesmos blocos de carregamentos alternantes usados no ensaio no pórtico, mostrados na **Tabela 4-7**.

Realizaram-se ensaios de tração e de fadiga axial em bancada. Este ensaio foi instrumentado com 10 *strain gages* próximos a cada um dos conectores, conforme mostrado na Figura 4-21 e Figura 4-22.

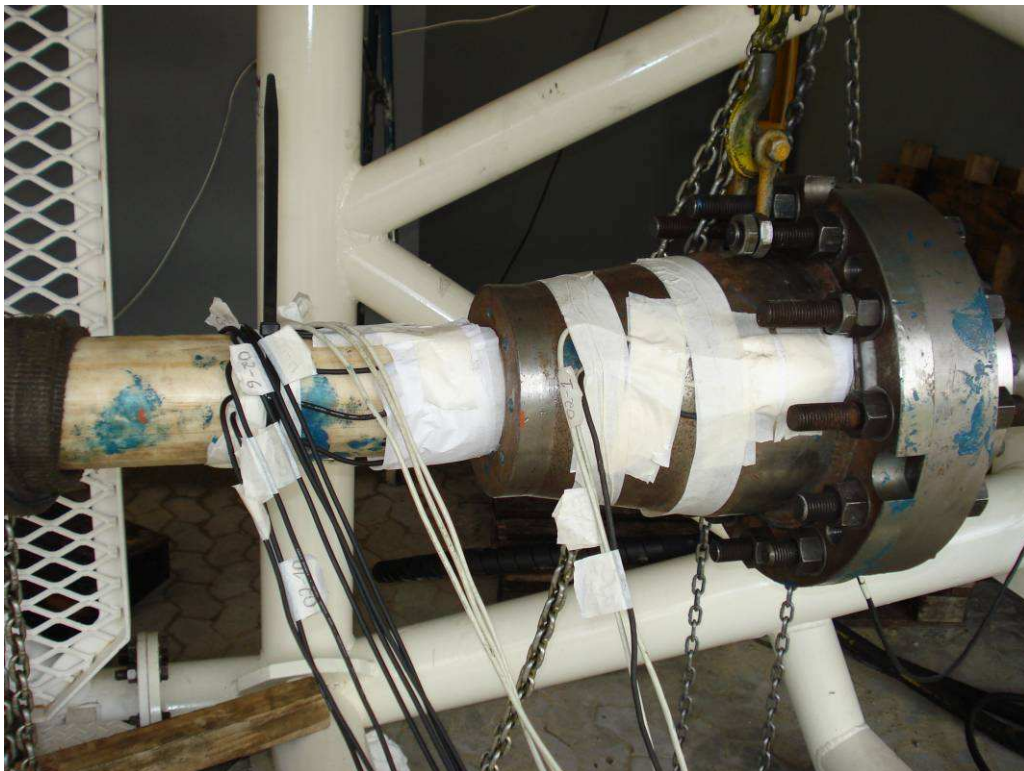


Figura 4-21. Detalhe da instrumentação junto ao conector do lado do atuador.



Figura 4-22. Detalhe da instrumentação junto ao conector do lado oposto ao atuador(LAMEF)

4.8. Modelos de Elementos Finitos

Devido ao grande porte do problema, foi empregada uma estação de trabalho com processador Intel Xeon com 16 Gb de memória RAM e 500 Gb de memória em disco rígido.

Os modelos sólidos foram gerados no programa computacional *SolidWorks*[®], devido a maior facilidade de geração possibilitada pelo mesmo.

Com o objetivo de avaliar detalhadamente as tensões atuantes nas armaduras de tração e conector, com foco na interface entre ambos, geraram-se modelos numéricos baseados no Método dos Elementos Finitos com o emprego do programa computacional *ANSYS*[®] versão 11.

Os modelos sólidos axissimétricos utilizados empregaram elementos quadriláteros de 8 nós e triangulares de 6 nós (PLANE183). Estes elementos são isoparamétricos e possuem funções de interpolação quadráticas. Possuem 2 graus de liberdade por nó ou seja, translações nos eixos X e Y. Estes elementos suportam plasticidade, hiperelasticidade, fluência, enrijecimento por deformação, grandes deslocamentos e capacidade de grandes deformações. São próprios à modelagem de malhas irregulares como as produzidas por vários sistemas CAD(Computer Aided Design) e CAM(Computer Aided Manufacturing). No caso axissimétrico, o eixo X é sempre o radial.

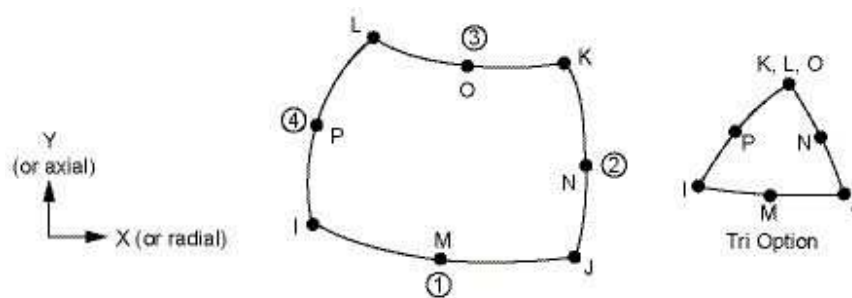


Figura 4-23. Elementos axissimétricos utilizados(ANSYS, 2007).

Nos modelos axissimétricos para a interação entre as diferentes camadas e entre elas próprias, no caso das camadas intertravada e de pressão, utilizaram-se elementos de contato e alvo CONTA172 e TARGE169, bidimensionais de 3 nós para contato entre superfícies. Estes elementos são os indicados para interação com os elementos PLANE183. Podem considerar o atrito entre os elementos de contato e alvo segundo a Lei de Coulomb. O coeficiente de atrito foi considerado de 0,1(Alfano, et al., 2009). A rigidez normal de contato foi considerada através do emprego de um fator (FKN = 10) o que significa a consideração de uma rigidez normal de 10 vezes aquela considerada usual. Esta maior rigidez reduz a penetração dos elementos em contato, melhorando o resultado, porém com um custo computacional maior. O algoritmo contato foi o de penalidade pura.

Os modelos axissimétricos foram construídos e analisados no programa computacional ANSYS® clássico. O uso de modelo axissimétrico foi possível dado ao ângulo de assentamento da carcaça intertravada e armadura de pressão serem próximos a 90°.

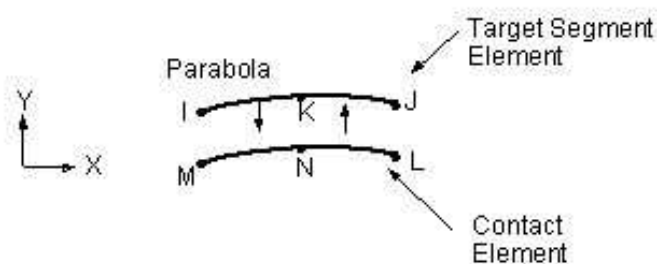


Figura 4-24. Elementos de contato e alvo usados nos modelos axissimétricos(ANSYS, 2007).

Os modelos sólidos tridimensionais construídos no Solidworks® foram salvos no formato Parasolid e importados no Ansys® DesignModeler . Neste ambiente, foram feitas

as operações lógicas necessárias para a conclusão do modelo, ou seja, a subtração do volume dos tendões no interior da resina, no caso do modelo de *riser* com conector.

Com o arquivo salvo no *DesignModeler*, este foi utilizado no ambiente *Simulation* criando-se um sistema de coordenadas cilíndrico com a origem do sistema global de coordenadas cartesianas. Definidas as propriedades dos materiais para os componentes do modelo, conforme visto no item 4.1. Foram gerados os contatos entre os componentes dos modelos de forma automática dentro da tolerância ajustada na ordem de 0,5 mm. As malhas de elementos finitos empregaram elementos de 20 nós para os elementos hexaédricos(SOLID186) e 10 nós para os tetraédricos(SOLID187). Estes elementos são isoparamétricos e possuem funções de interpolação quadráticas, 3 graus de liberdade por nó, ou seja, translações nos eixos X, Y e Z. Estes elementos suportam plasticidade, hiperelasticidade, fluência, enrijecimento por deformação, grandes deslocamentos e capacidade de grandes deformações. São próprios à modelagem de malhas irregulares, como as produzidas por vários sistemas CAD(Computer Aided Design) e CAM(Computer Aided Manufacturing). O elemento pode ter qualquer orientação espacial e suporta pressão aplicada das faces.

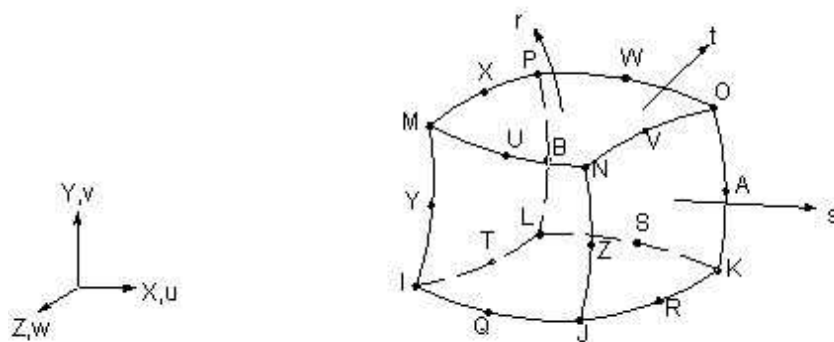


Figura 4-25. Elemento sólido tridimensional hexaédrico utilizado(ANSYS, 2007).

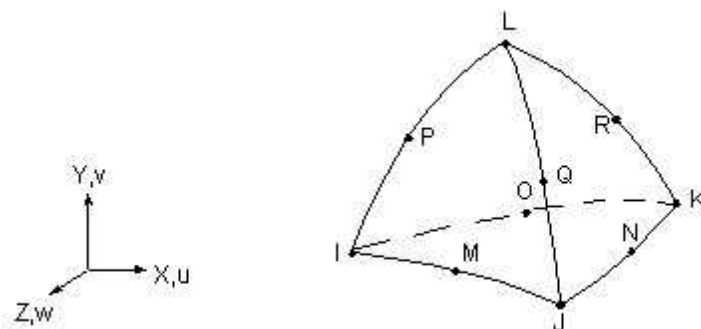


Figura 4-26. Elemento sólido tridimensional tetraédrico utilizado(ANSYS, 2007).

Nos modelos sólidos tridimensionais para a interação entre os elementos das diferentes camadas, utilizaram-se elementos de contato e alvo, tridimensionais de 8 nós para contato entre superfícies, CONTA174 e TARGE170, respectivamente. Estes elementos são os indicados para interação com os elementos SOLID186. Podem considerar o atrito entre os elementos de contato e alvo, segundo a Lei de Coulomb. O atrito foi considerado nos contatos entre os tendões das armaduras interna e externa, bem como dos tendões da armadura interna e camadas internas. O coeficiente de atrito estático foi considerado de 0,1(Alfano, et. Al., 2009). O contato entre os tendões e a resina, a resina e as peças do conector e entre a resina e as camadas internas foram considerados do tipo colado, sem descolamento, considerações estas coerentes com os resultados experimentais observados, como veremos no capítulo referente aos resultados obtidos. A rigidez normal de contato foi considerada através do emprego de um fator (FKN = 10) o que significa a consideração de uma rigidez normal de 10 vezes aquela considerada usual. Esta maior rigidez reduz a penetração dos elementos em contato, melhorando o resultado, porém com um custo computacional maior. O algoritmo de contato usado foi o de penalidade pura.

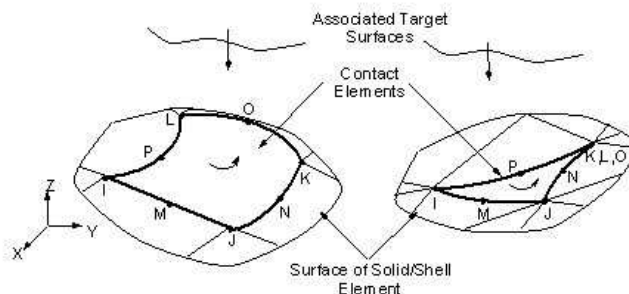


Figura 4-27. Elementos de contato usados nos modelos sólidos tridimensionais(ANSYS, 2007).

Devido a presença de não linearidades devidas aos materiais, ao contato e ao atrito entre algumas camadas, em todas as análises estipulou-se um número inicial de incrementos de 100, fazendo-se com que o carregamento fosse aplicado lentamente, melhorando a precisão dos resultados.

Cabe destacar que para a execução dos ensaios tanto no pórtico como na bancada, o carregamento dado é a força axial aplicada. Para se utilizar um modelo que possibilitasse a aplicação direta do carregamento axial, ou ter-se-ia de usar um modelo completo com todos os tendões ou uma proporção igual de tendões em cada camada e empregar esta mesma proporção para a rigidez axial das camadas internas. A segunda alternativa foi tentada com uma redução de 50 % dos tendões e a mesma redução na rigidez axial das

camadas internas. Mesmo com esta redução, o custo computacional é muito grande e implica em limitar-se o refinamento da malha, comprometendo a precisão dos resultados.

Outra alternativa cogitada, foi o emprego da técnica de subestruturação condensando-se a matriz de rigidez de parte da estrutura gerando-se um superelemento. Apesar da grande vantagem computacional esperada com esta alternativa, seu uso implica na consideração de comportamento linear elástico no interior do superelemento, consideração esta que frente aos carregamentos elevados sobre a estrutura, consistiria em uma abstração que poderia comprometer os resultados.

Visando conciliar o esforço computacional e a precisão dos resultados, adotou-se a seguinte metodologia para a solução da estrutura:

- **Modelo com as camadas intertravada, polimérica interna, pressão e polimérica abaixo da armadura interna de pressão:** devido ao ângulo de assentamento da intertravada e a de pressão, próximos aos 90° ($85,68^\circ$ e $87,65^\circ$ respectivamente), considerou-se como se o ângulo fosse de 90° e construiu-se o modelo sólido axissimétrico com estas camadas, mostrado na Figura 4-28. Aplicaram-se dois casos de carregamentos neste modelo, sendo um constituído de deslocamento axial e outro pela pressão externa aplicada sobre a camada de polímero logo abaixo da armadura interna de tração. Com estes carregamentos pudemos, através do apropriado equacionamento, mostrado no item 5.3.3.1 obter um cilindro ortotrópico com módulos de elasticidade axial e radial equivalentes a estas camadas, simplificando significativamente a análise das demais camadas mais externas.

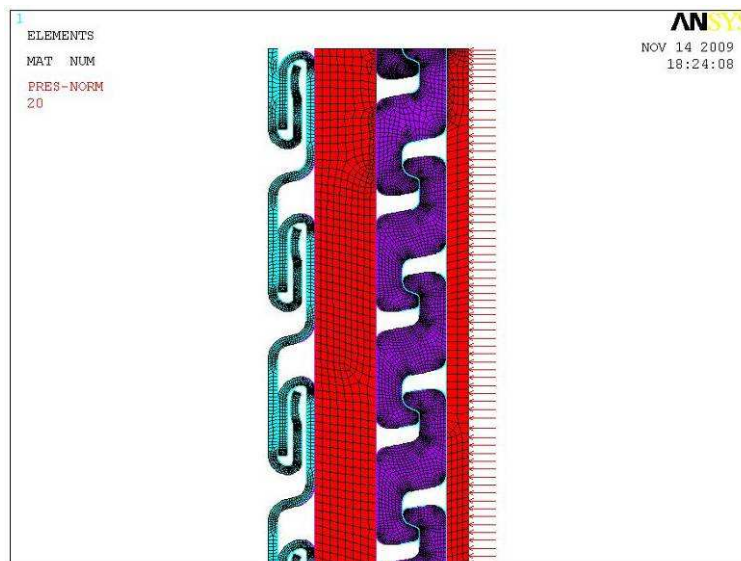


Figura 4-28. Modelo axissimétrico das camadas internas.

Este modelo foi construído com 180.167 nós e cerca de 540.000 graus de liberdade ativos.

- **Armaduras de tração:** sobre o tubo ortotrópico equivalente às camadas mais internas do *riser*, obtido no item anterior, modelaram-se a armadura interna e a externa de tração usando-se elementos sólidos tridimensionais. Neste modelo, mostrado na Figura 4-29 construído com um passo do *riser*, aplicou-se o carregamento deslocamento axial em uma das extremidades do *riser* variando de 1 a 7 mm.

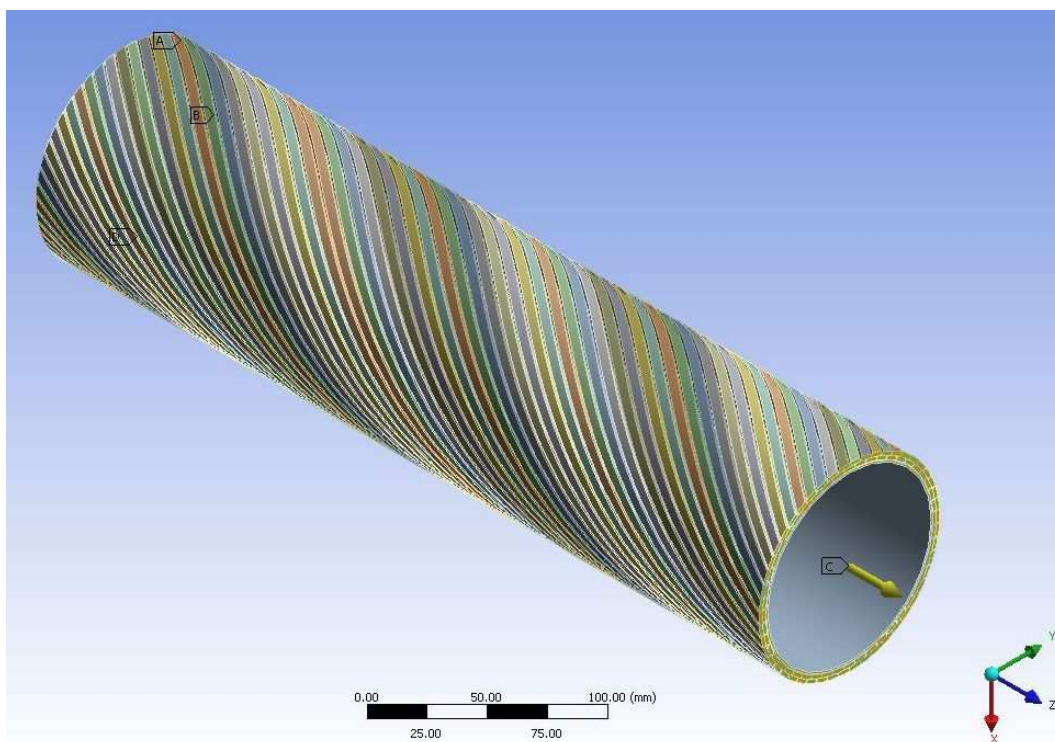


Figura 4-29. Modelo tridimensional das camadas internas e armaduras de tração.

Como o *riser* foi ensaiado em uma bancada em que a rotação do lado do atuador hidráulico é liberada, sendo impedida na extremidade oposta, considerou-se a extremidade em que se aplicou o deslocamento axial(eixo Z), com os deslocamentos nos eixos X e Y(sistema global cartesiano) liberados. Na extremidade oposta, o *riser* foi considerado fixo(ancorado). Dentro destas condições de contorno, obteve-se tanto a reação como a rotação axial para um dado deslocamento axial imposto, para cada uma das camadas modeladas.

Destaca-se que, neste modelo, dado que o interesse está no estudo do comportamento do *riser* frente ao carregamento axial apenas, visando facilitar o contato entre os elementos das armaduras interna e externa de tração consideraram-se os tendões

curvos, porém mantendo a área transversal real de $9,51 \text{ mm}^2$, conforme mostrado na Figura 4-31.

A malha mostrada na Figura 4-30 contou com 206.226 nós, levando a um sistema com 616.644 graus de liberdade ativos.

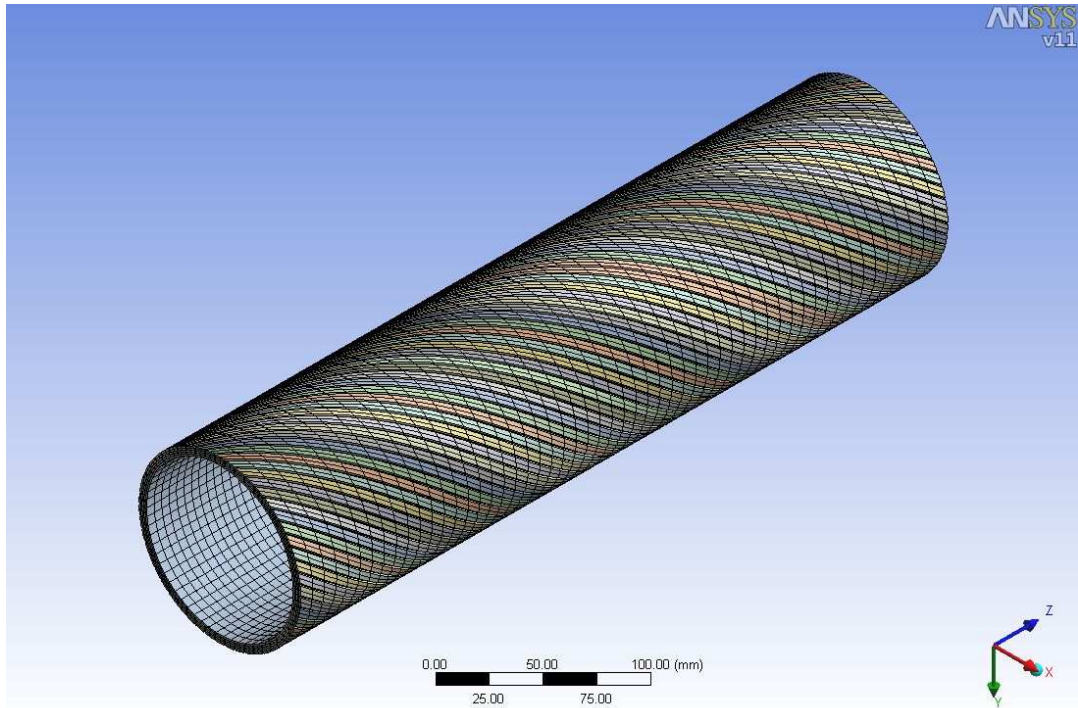


Figura 4-30. Modelo de elementos finitos das camadas internas e armaduras de tração.

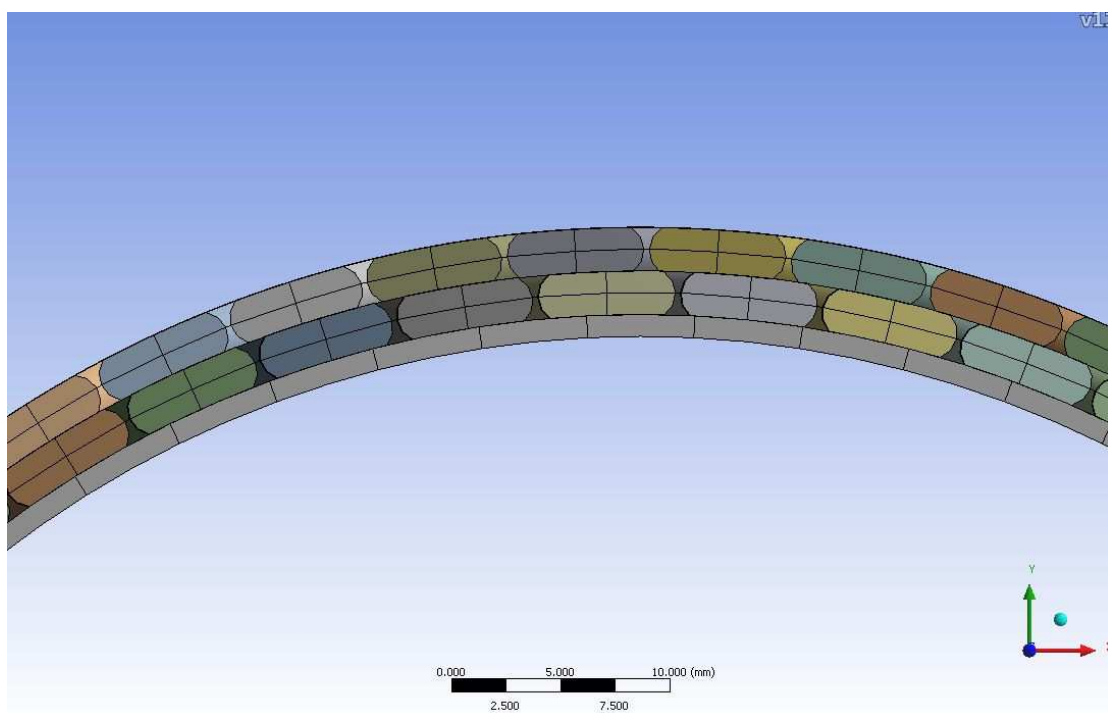


Figura 4-31. Tendões considerados curvos.

Com a curva reação axial em função da deformação axial, a qual é a curva da rigidez axial do riser, e a da rotação axial em função da deformação axial, a qual fornece a rotação axial resultante ao deslocamento axial aplicado, pode-se obter a deformação axial e a rotação correspondente a aplicação de qualquer carga axial sobre o *riser*.

- **Modelo com as camadas internas e a armadura interna de tração:** este modelo tornou-se necessário para que no modelo final com o conector, no caso da análise das tensões nos tendões da armadura externa de tração, se utilizasse um tubo ortotrópico equivalente às camadas internas e armadura interna com a rigidez radial e axial corretas. O modelo é formado pelo tubo ortotrópico das camadas internas e a armadura interna de tração. A Figura 4-32 mostra o modelo com a pressão interna aplicada sobre os tendões.

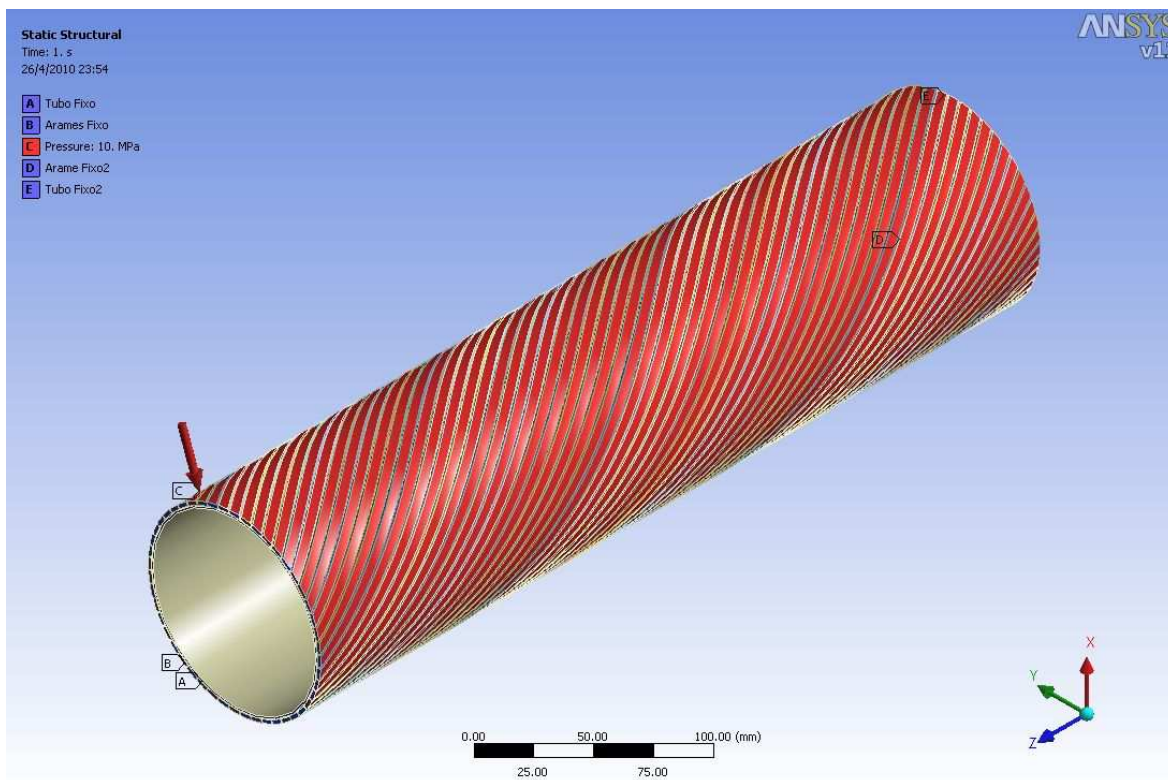


Figura 4-32. Modelo das camadas internas e tendões internos sob pressão externa.

- **Modelo axissimétrico da capa:** como os todos os modelos foram construídos com um passo de comprimento e no modelo com conector necessitaremos incluir o deslocamento da capa frente ao carregamento, contruiu-se um modelo axissimétrico constituído da capa, resina, um tubo interno representando as camadas internas e um cilindro de seção transversal igual a total dos tendões de ambas as camadas. A Figura 4-33 mostra o modelo de elementos finitos construído. Vê-se nesta figura as condições de contorno aplicadas.

Fixou-se o flange da capa e aplicou-se a carga axial nos tendões(cilindro) na extremidade oposta. A Figura 4-34 localiza o nó 50 em que se monitorou o deslocamento durante a aplicação do carregamento axial.



Figura 4-33. Modelo axissimétrico com a capa.

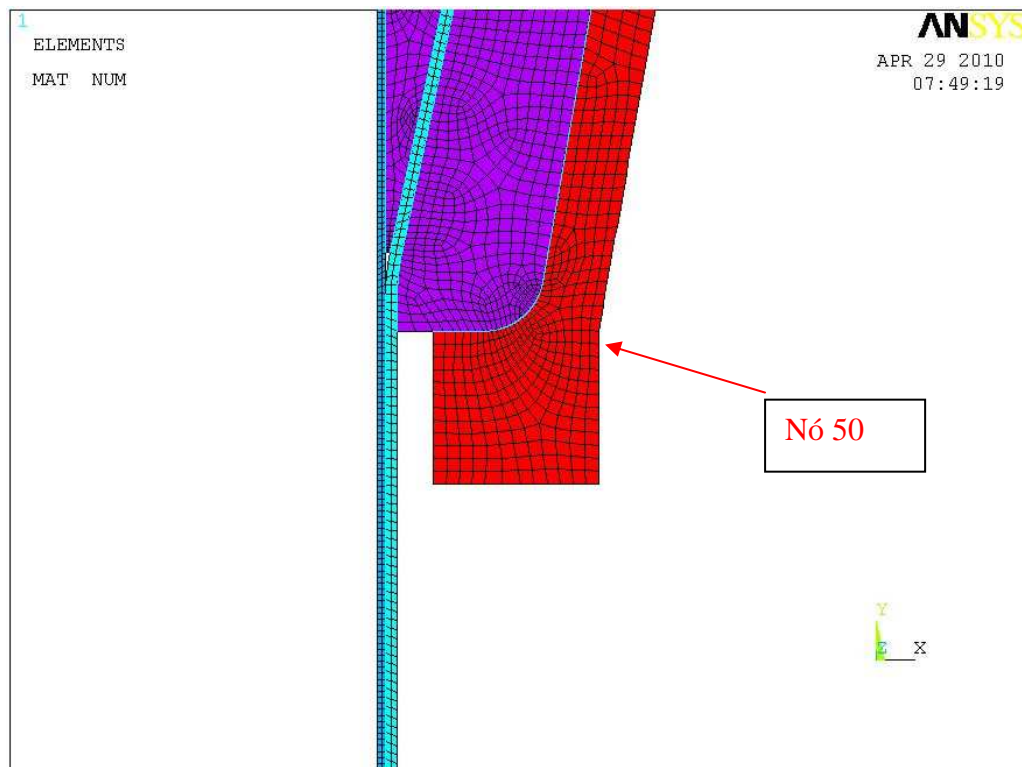


Figura 4-34. Detalhe do nó 50 monitorado.

- **Modelo com o conector:** mostrado em vista explodida na Figura 4-35, constituído do conector resinado, um tubo ortotrópico interno e alguns tendões da armadura interna ou externa na qual se deseja avaliar as tensões e deformações, aplicando-se como carregamento o deslocamento axial correspondente ao carregamento obtido da curva de rigidez axial do *riser* de interesse. Neste modelo os tendões possuem o perfil real reto assentado sobre o tubo ortotrópico, conforme mostrado na Figura 4-36.

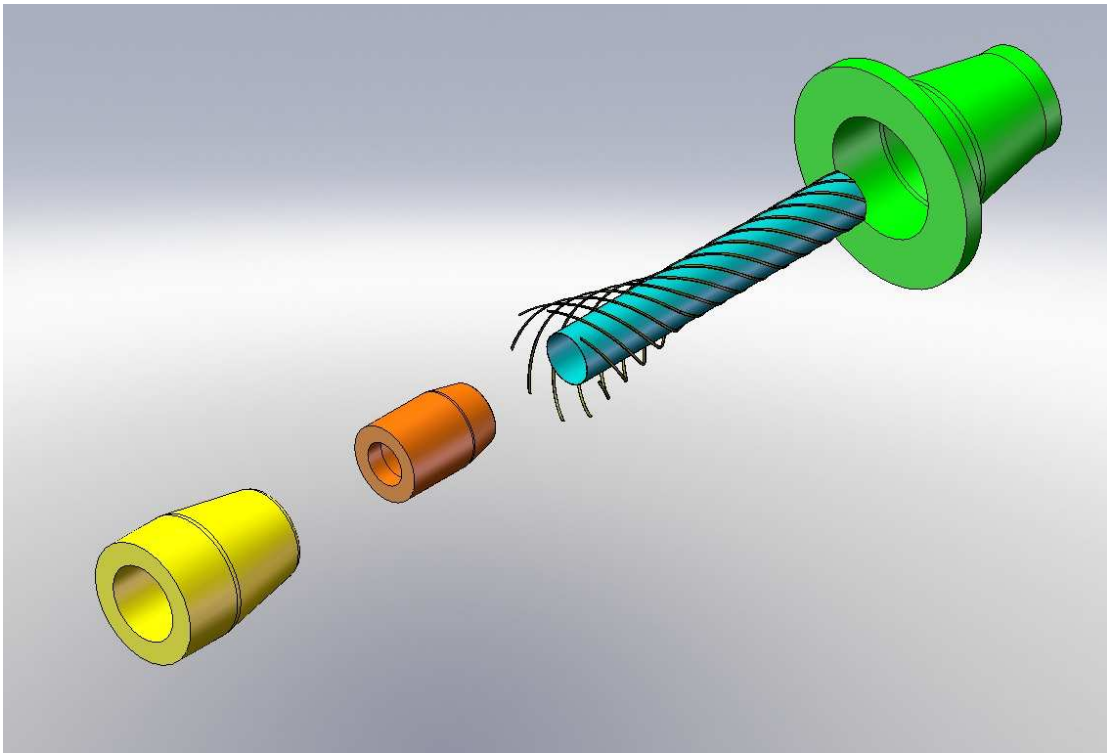


Figura 4-35. Vista explodida do modelo com conector.

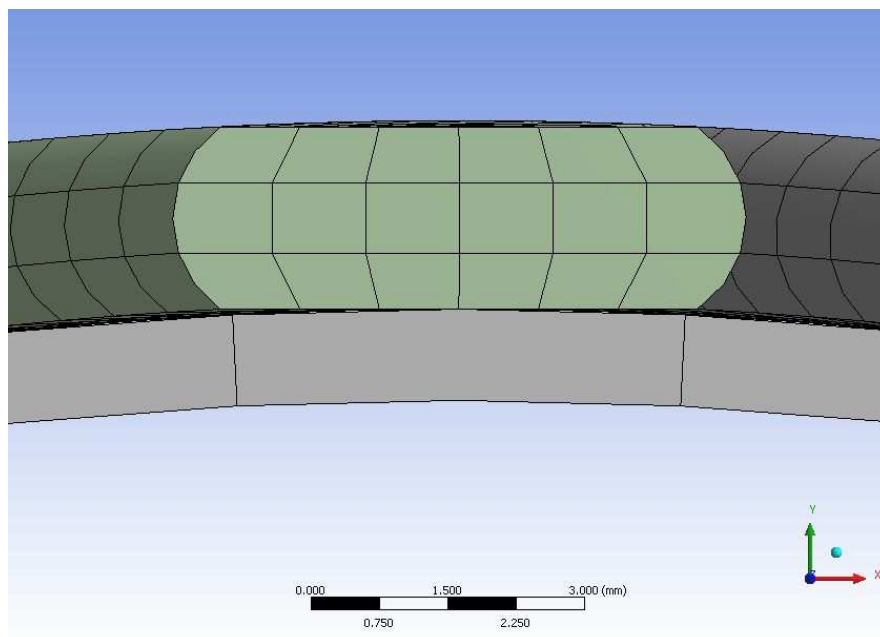


Figura 4-36. Detalhe do contato dos tendões da armadura e o tubo ortotrópico .

Construíram-se vários modelos partindo-se do modelo sólido mostrado na Figura 4-35, variando-se o número de tendões na camada referente à armadura de tração. A solução destes modelos com 2, 4, 8 e 25 tendões, permitiu determinar qual o número mínimo de tendões na armadura de interesse em que os resultados se reproduziam para uma região longe das extremidades. Estes modelos são mostrados na Figura 4-37, Figura 4-38, Figura 4-39 e Figura 4-40.

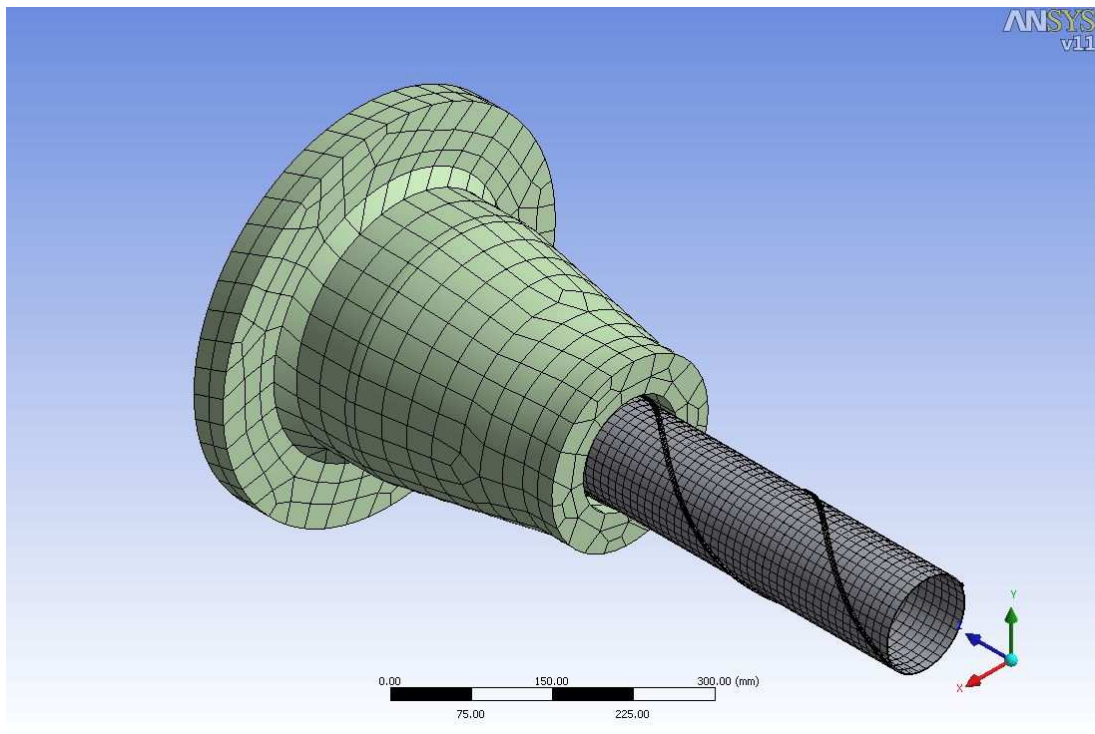


Figura 4-37. Modelo analisado com dois tendões.

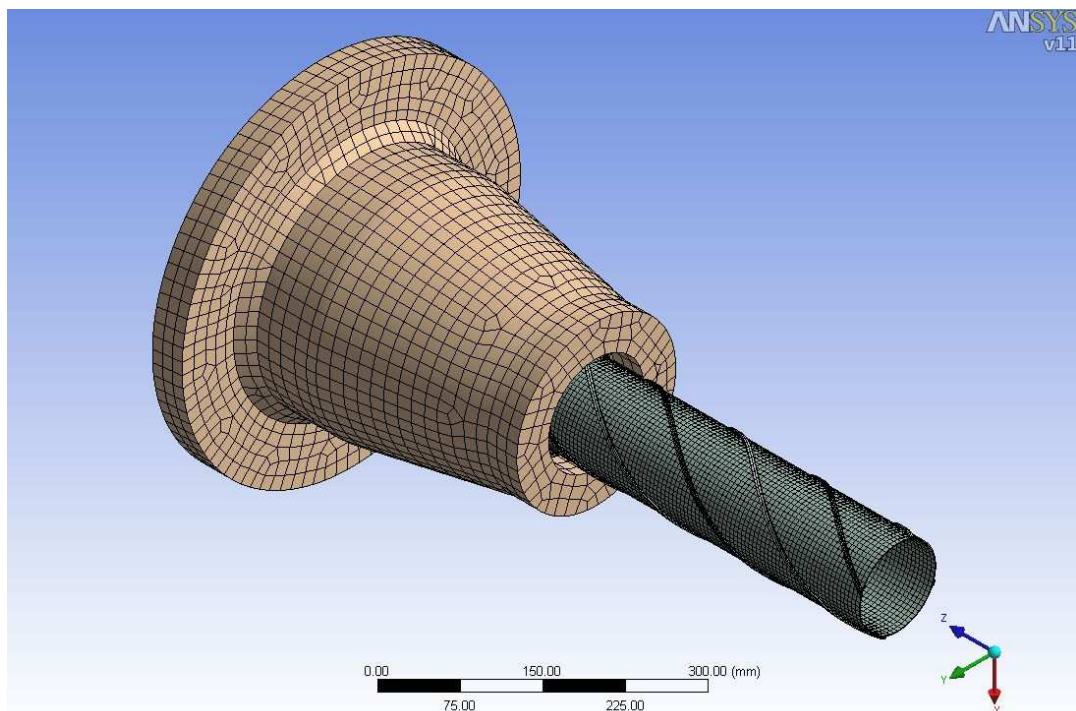


Figura 4-38. Modelo com quatro tendões.

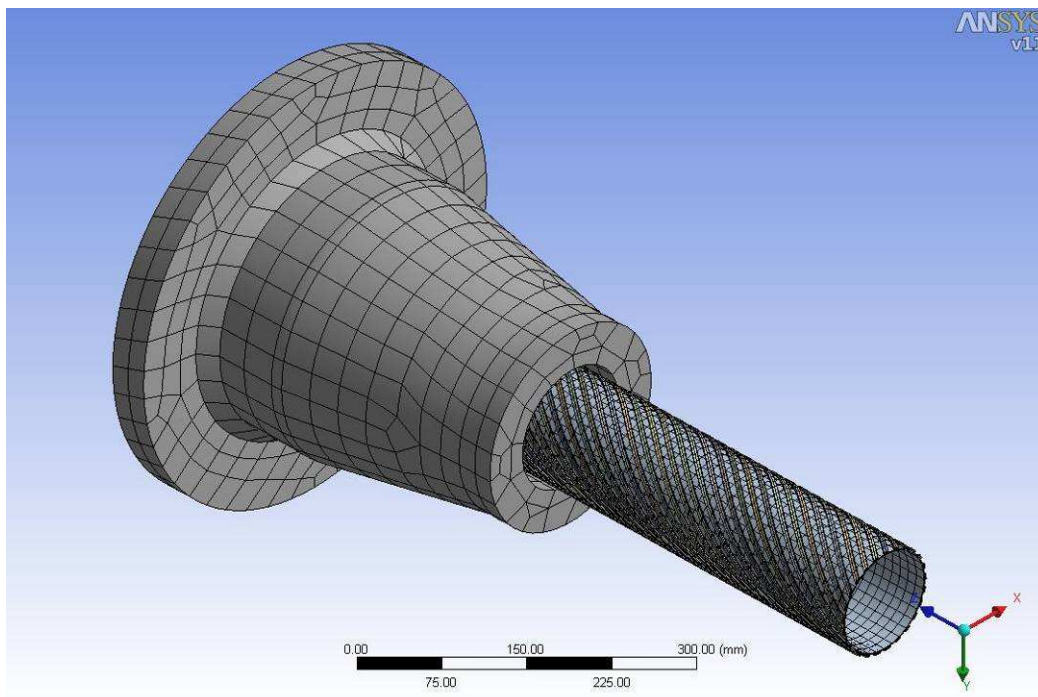


Figura 4-39. Modelo com 25 tendões.

Esta avaliação mostrou que a partir de 8 tendões no modelo, os resultados se reproduzem, conclusão esta que fez com que todas as análises de *riser* com conector fosse realizada com este número de tendões, visando reduzir-se o esforço computacional.

Na Figura 4-40, Figura 4-41 e Figura 4-42, vê-se o modelo de elementos finitos construído, com malha gerada a partir dos componentes sólidos mostrados na Figura 4-35.

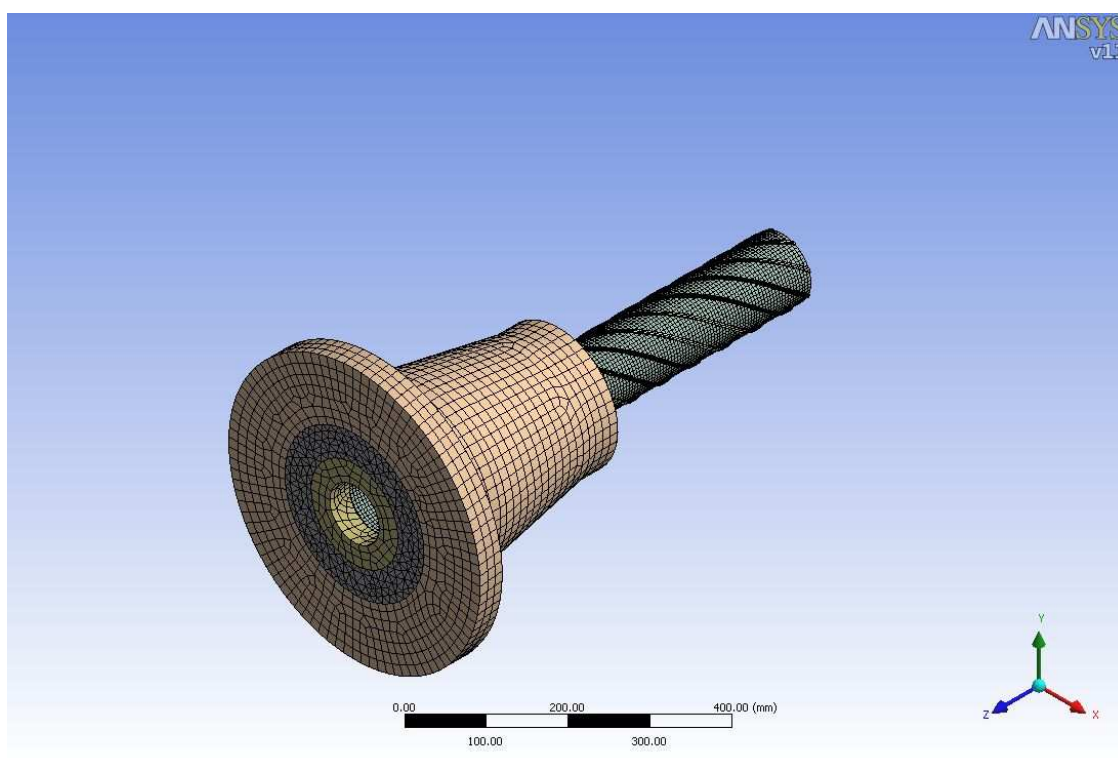


Figura 4-40. Vista geral do modelo de elementos finitos usado no estudo.

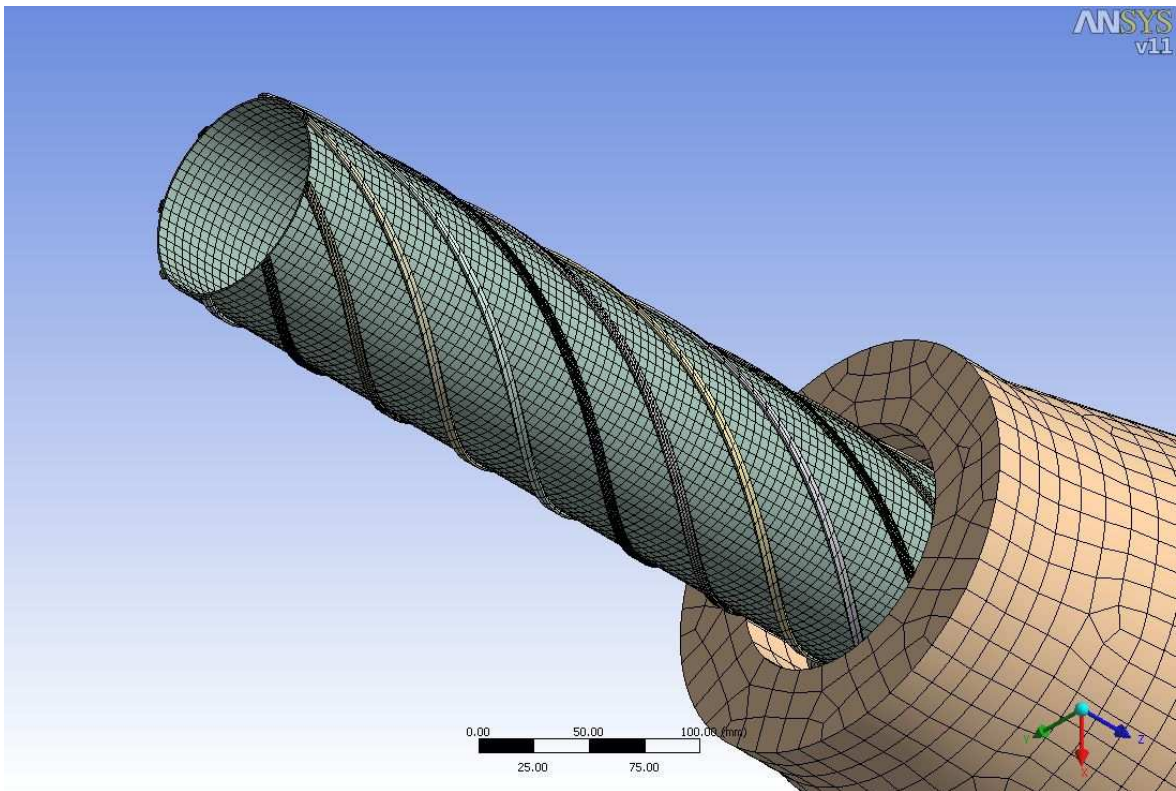


Figura 4-41. Detalhe das diferentes malhas em tendões.

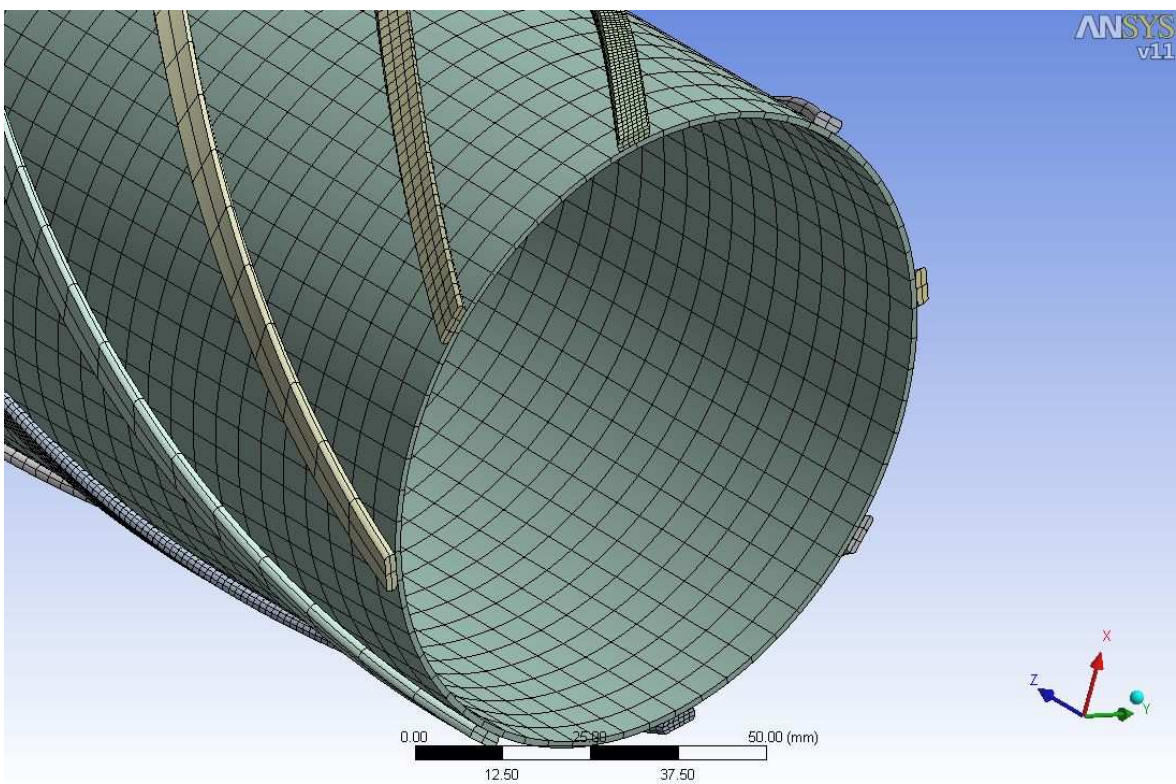


Figura 4-42. Detalhe das malhas dos tendões.

A vantagem de usar tendões com diferentes refinamentos de malha no mesmo modelo, está no fato de poder-se avaliar a convergência dos resultados com a densidade da

malha. Esta avaliação mostrou que a densidade maior utilizada produz bons resultados para a região de elevação das tensões, tornando confiáveis os valores encontrados.

No próximo capítulo serão apresentados os resultados obtidos, tanto na parte experimental como na analítica.

5 . RESULTADOS OBTIDOS

5.1. Ensaio no pórtico

O ensaio no pórtico teve como principal objetivo fazer uma pré-seleção entre os conectores desenvolvidos no LAMEF, para posteriormente dar continuidade nos ensaios com protótipo de melhor desempenho conforme ensaios padronizados. Neste ensaio, o corpo de prova utilizado não possuía dimensões padronizadas.

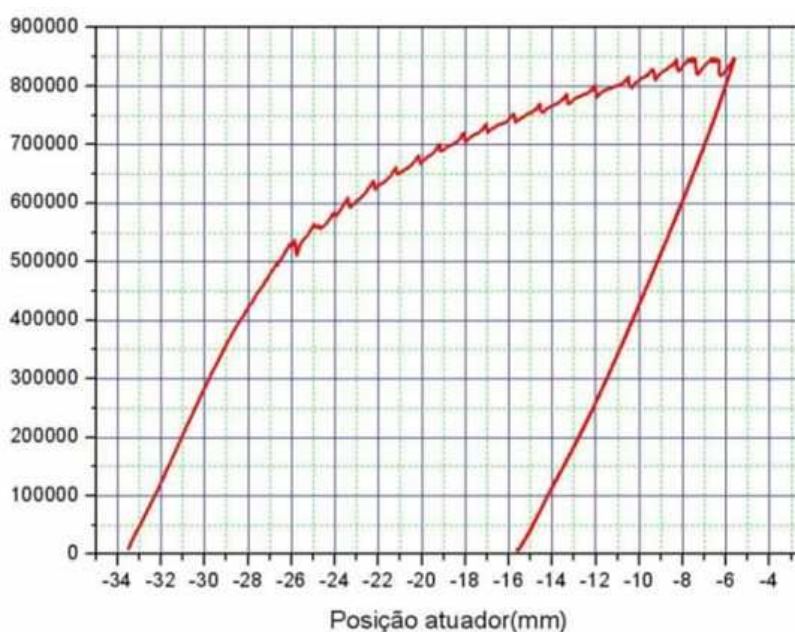


Figura 5-1 Carga aplicada x Posição do atuador.

O primeiro carregamento aplicado ao corpo de prova foi um carga estática de 844 kN. A Figura 5-1 mostra o gráfico carga aplicada x posição do atuador, durante este primeiro carregamento, percebendo-se a histerese no ciclo de carga e descarga do corpo de prova, devido ao atrito e à plastificação de componentes. Percebe-se que pouco acima de 500 kN tem-se uma perda acentuada de rigidez da estrutura, indicando uma provável plastificação de componentes que contribuem significativamente na rigidez global.

Neste ensaio, não constatou-se a ruptura de nenhum dos tendões em nenhum dos conectores ou ao longo do segmento de riser.

A Figura 5-2 e a Figura 5-3 mostram o desenho do corpo de prova e a foto do mesmo montado no pórtico, respectivamente.

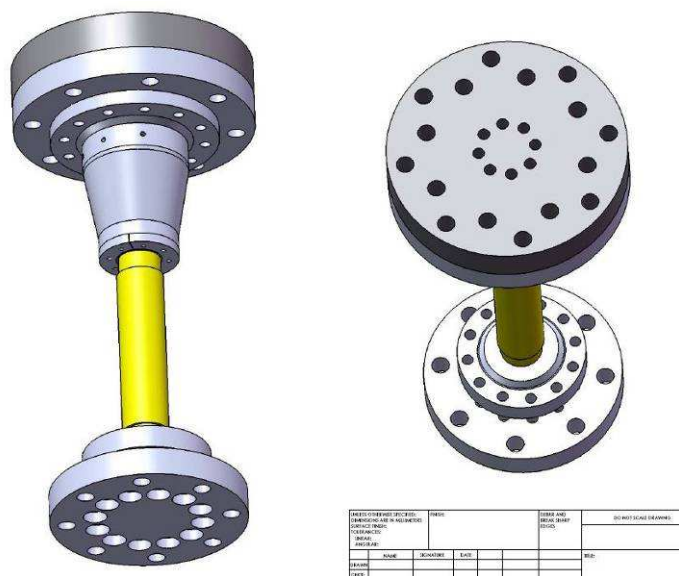


Figura 5-2. Modelo do corpo de prova em CAD.



Figura 5-3. Detalhe do corpo de prova no pórtico(LAMEF)

A **Figura 5-4** mostra o gráfico da deformação lida pelos *strain gages* próximos ao conector resinado durante o tempo do ensaio. A média de deformação lida no patamar de 844 kN foi de **5869 $\mu\text{m/m}$** .

Destaca-se que durante os ensaios de fadiga no pórtico, verificou-se ruptura de tendões junto ao conector de aperto como mostrado na Figura 5-5, sem, entretanto, nenhum evento de ruptura junto ao conector resinado.

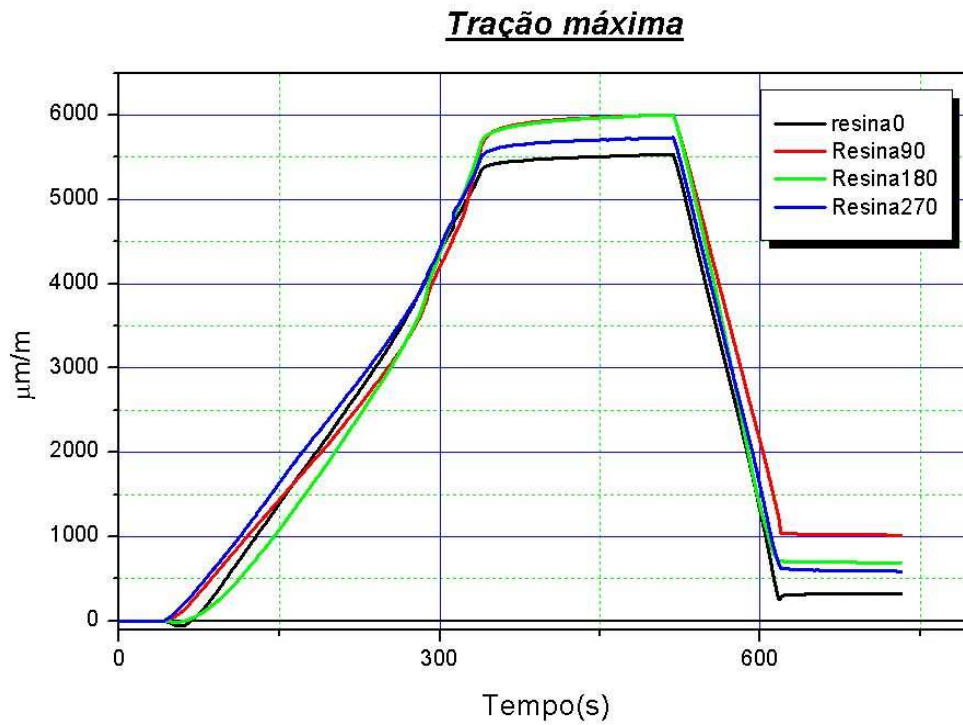


Figura 5-4. Leituras dos *strain gages* durante a carga máxima.



Figura 5-5. Detalhe dos tendões rompidos junto ao conector de aperto.

Desta forma, foram feitas adaptações na terminação do conector inferior do corpo de prova, visando concluir os blocos de carregamento válidos para o conector resinado montado na extremidade superior. A Figura 5-6 mostra a adaptação feita em que a parte inferior teve a terminação feita com um outro conector resina.



Figura 5-6. Remontagem para continuidade do teste.

Atingiu-se o objetivo completando os 1.000.000 de ciclos e a dissecação feita no conector resinado, após a conclusão dos ensaios, mostrou através da inspeção visual, que o mesmo suportou satisfatoriamente aos carregamentos aplicados, conforme Figura 5-7, não havendo evidências de descolamento dos tendões da resina.



Figura 5-7. Detalhe da resina após a remoção da capa do conector.

5.2. Ensaio em bancada do riser de 2,5''

O ensaio em bancada foi conduzido apenas com dois conectores resinados, sendo um conforme o projeto original e o outro em que foram introduzidas pequenas melhorias percebidas durante os primeiros ensaios, facilitando a montagem do conector do LAMEF.

Antes do carregamento em fadiga, aplicou-se uma carga de tração de 500 kN. A Figura 5-8 mostra o gráfico posição do atuador x carga aplicada. Neste gráfico, percebemos a histerese no ciclo de carga e descarga ocasionada pelo atrito existente entre os componentes nas várias camadas e o amortecimento viscoso das camadas, observada anteriormente no ensaio no pórtico.

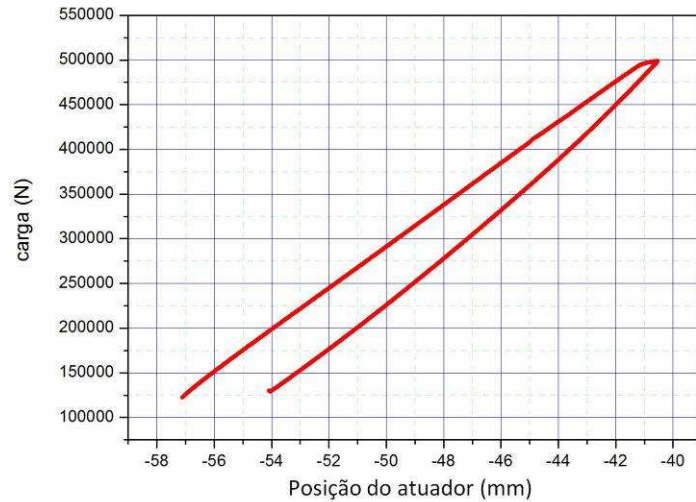


Figura 5-8 Posição do atuador x carga aplicada.

A Figura 5-9 mostra os valores de deformação medidos com os *strain gages* durante a aplicação da carga de 500 kN.

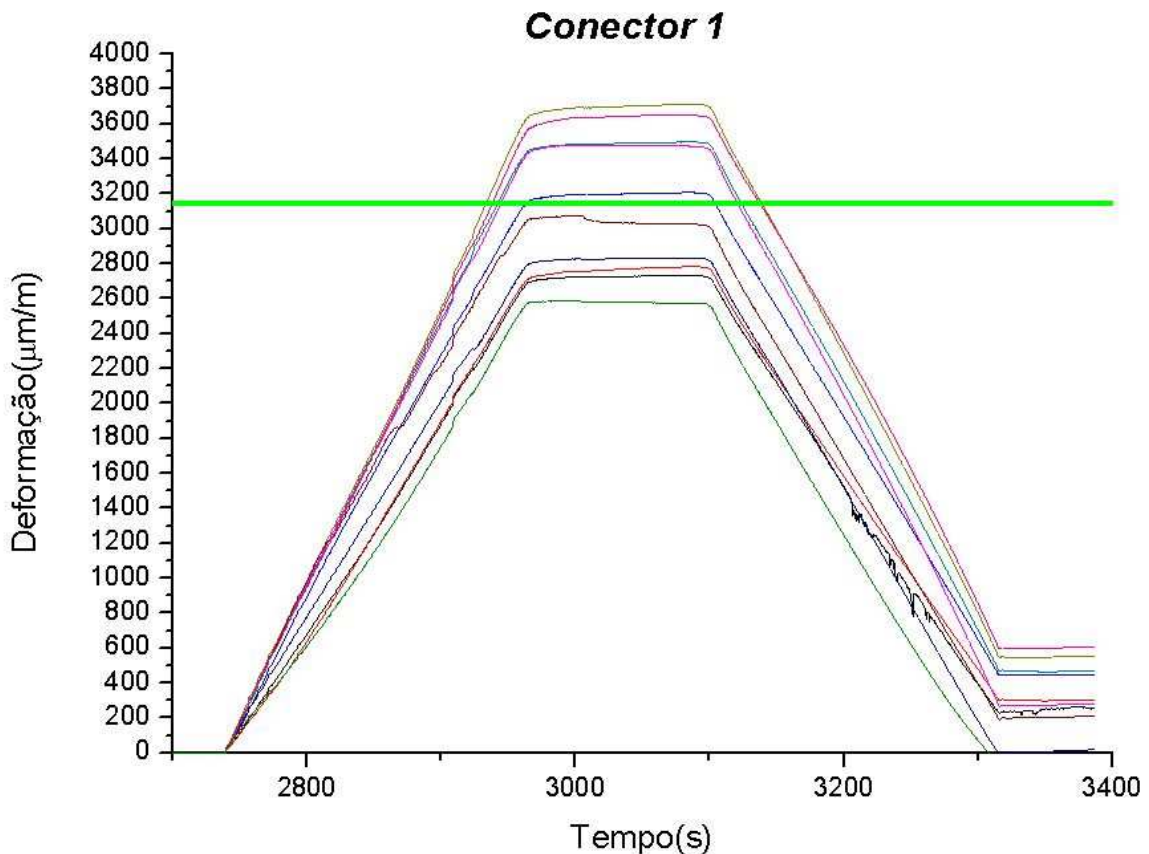


Figura 5-9 Deformações medidas pelos *strain gages* no patamar com a carga inicial.

A **Figura 5-9** mostra o gráfico da deformação lida pelos *strain gages* próximos ao conector resinado do lado do atuador, durante o tempo do ensaio. A média de deformação lida no patamar de 500 kN foi de **3144 $\mu\text{m/m}$** , mostrada no gráfico como na linha verde horizontal.

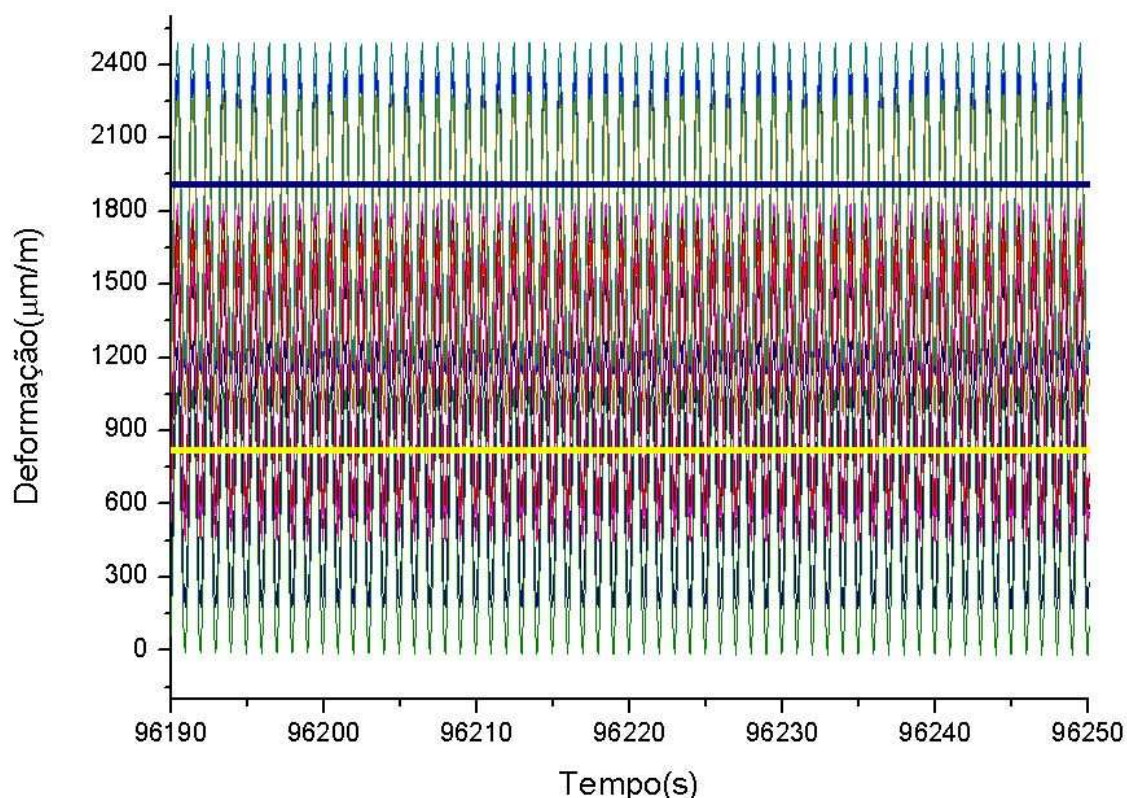


Figura 5-10 Medição de deformação durante o primeiro bloco no conector 1.

A **Figura 5-10** mostra as deformações medidas durante o primeiro bloco de fadiga no conector 1, as linhas horizontais amarela e azul representam as médias das máximas e média das mínimas medida, respectivamente. Durante o ensaio, houveram algumas paradas as quais fizeram com que a posição do corpo de prova na retomada do ensaio fosse diferente da anteriormente existente, isto se deve basicamente ao atrito entre os componentes das camadas, fato este observado nos ensaios anteriores.

Nenhuma indicação de ruptura de tendões foi observada ao longo do primeiro bloco de carregamento.

Concluído o primeiro bloco de carregamento em fadiga, interrompeu-se o ensaio para uma inspeção visual detalhada do corpo de prova. Após esta inspeção e nenhuma anormalidade detectada, conforme Figura 5-11, iniciou-se o segundo bloco de carregamento em fadiga.



Figura 5-11. Detalhe do corpo de prova após concluído o primeiro bloco.

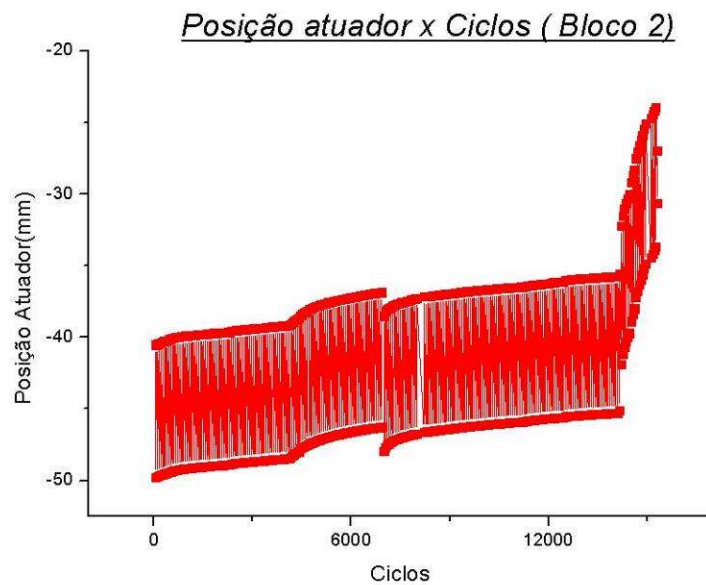


Figura 5-12 Posição do atuador x carga aplicada no bloco 2 de fadiga.

A **Figura 5-12** mostra o gráfico posição do atuador x carga aplicada ao longo do segundo bloco de carregamento em fadiga (dano=1). Percebe-se que próximo aos 14.000 ciclos houve uma alteração significativa na posição do atuador.

Ao término do segundo bloco de carregamento observou-se deformação acentuada na camada de polímero externo, indicando a ruptura de tendões próximo a metade do

comprimento do corpo de prova, conforme mostrado na Figura 5-13. Após a remoção da camada de polímero externa, comprovou-se a ruptura de 10 tendões da armadura de tração interna, conforme mostrado na Figura 5-14.



Figura 5-13 Detalhe da região deformada na camada de polímero externa.



Figura 5-14. Detalhe dos tendões rompidos após a remoção da camada externa.

A Figura 5-15 e a Figura 5-16 mostram as fotografias do conector 2 e conector 1 respectivamente, após a remoção da capa para a dissecação. Percebe-se que os tendões estão aderidos na resina de ambos os conectores, fato este comprovado também na seqüência de quebra da resina para a inspeção visual quanto a existência de descolamento dos tendões.



Figura 5-15. Detalhe da resina do conector 2 após a remoção da capa.



Figura 5-16. Detalhe da resina do conector 1 após a remoção da capa.

5.3. Avaliações numéricas realizadas

5.3.1. Cálculo das armaduras como molas associadas

Encontramos na publicação do *Spring Manufacturers Institute(1972)* e na norma *DIN 2090 (1971)* equações que possibilitam calcular-se a constante de mola e as tensões em molas helicoidais cujo tendões são de seção retangular. Apesar do perfil dos tendões do *riser* não serem retangulares, pode-se, a título de uma estimativa inicial assim considerá-los.

Na Figura 5-17, tem-se o perfil do tendão medido em máquina tridimensional Zeiss.

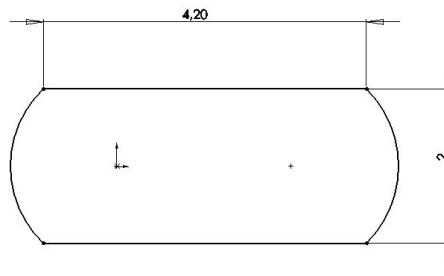


Figura 5-17. Perfil do tendão medido do riser de 2,5”.

A área da seção transversal real do tendão é de 9,51 mm².

$$R = \frac{G \cdot b \cdot t^3}{n \cdot a \cdot D^3} K_2$$

Equação 5-1. Constante de mola

$$S = \frac{P \cdot D}{b \cdot t \cdot \sqrt{(b \cdot t)}} \beta$$

Equação 5-2. Tensão corrigida.

Onde:

G = Módulo de elasticidade transversal(MPa)

D, b, t = dimensões mostradas na Figura 5-18 (mm)

β = constante obtida na Figura 5-18.

na = número de espiras ativas.

P = carga axial(N).

Com a Equação 5-1 e a Equação 5-2 obtém-se a constante de mola e a tensão atuante no tendão da mola.

A partir da geometria da seção transversal do tendão, considerado um retângulo, do diâmetro do helicóide e da orientação do tendão, obtém-se os fatores K_1 , K_2 e β da Tabela 5-1 e da Figura 5-18, respectivamente.

No gráfico da Figura 5-18, entra-se com a razão b/t e a razão C a qual depende da orientação da seção da mola em relação ao raio de assentamento do helicóide, conforme mostrado na figura. No caso da armadura do *riser* a constante $C=D/t$. Com estas constantes de entrada, obtém-se $\beta = 3,1$.

Da Tabela 5-1 entra-se com a razão b/t , obtendo-se os valores das constantes K_1 e K_2 .

Tabela 5-1 Fatores de correção para tendões quadrados e retangulares.

FACTORS FOR SQUARE AND RECTANGULAR SECTIONS

b/t	1	1.2	1.5	2	2.5	3	5	10	∞
Factor K_1	0.416	0.438	0.462	0.492	0.516	0.534	0.582	0.624	0.666
Factor K_2	0.180	0.212	0.250	0.292	0.317	0.335	0.371	0.398	0.424

A grande limitação deste procedimento está no fato de que a mola é considerada sem restrição radial nenhuma, de maneira que possa contrair-se livremente no sentido radial. Ora este fato representa uma alteração de condição de contorno que deverá alterar significativamente os resultados quanto a rigidez axial da mola.

A título de exemplo, substituindo-se os valores do helicóide interno, com dimensões e constantes intermediárias conforme mostrado na Tabela 5-2, os quais substituídos na Equação 5-1 fornecem um valor de rigidez axial de $R=0,87$ N/mm.

Tabela 5-2. Dimensões do helicóide interno e constantes intermediárias.

b(mm)	t(mm)	D(mm)	C(mm)	G(MPa)	na	β	K_1	K_2
5	2	96	49	79231	1,3	3,1	0,516	0,317

O valor da rigidez estimada por método analítico conforme mostrado na Tabela 5-3 para esta dimensão de *riser* ($L=550$ mm), seria aproximadamente 186000 N/mm.

Percebe-se que o valor de rigidez obtido é muito baixo por não haver a restrição à contração radial neste procedimento de cálculo, indicando a inviabilidade da aplicação do mesmo diretamente.

Apesar do procedimento acima se mostrar inadequado para aplicação direta nas armaduras de tração do *riser*, a idéia da solução pela associação de molas é bastante

promissora, deste que se possa avaliar com boa precisão a rigidez das molas. Neste sentido, o Método dos Elementos Finitos será utilizado.

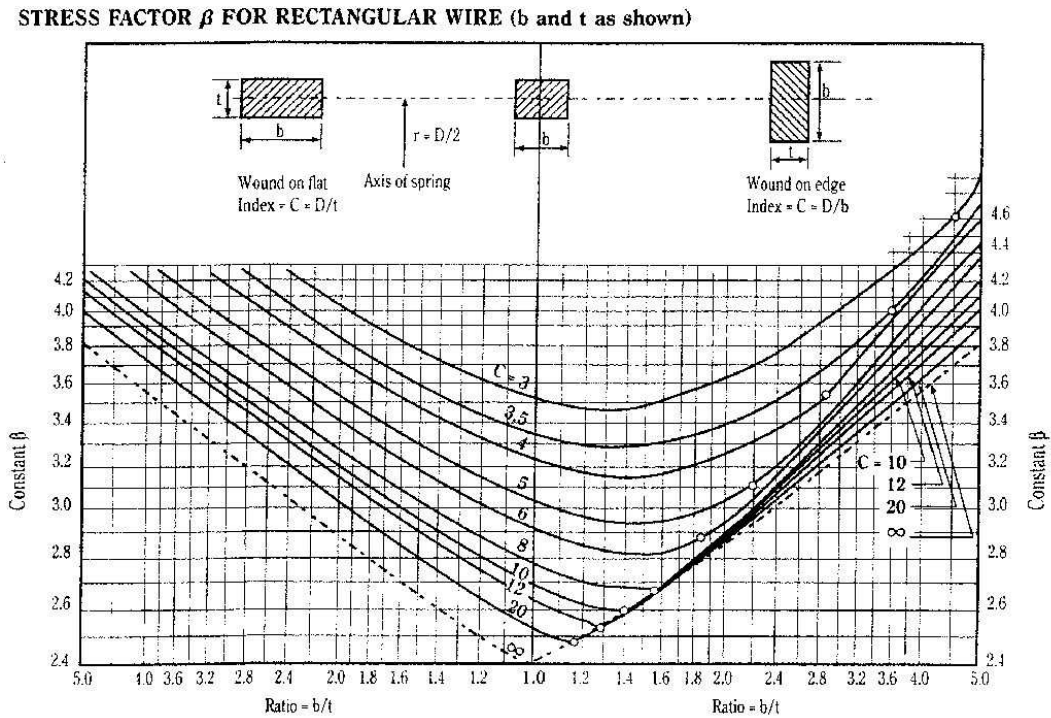


Figura 5-18 Fatores β em função da relação D/t e D/b (Spring Manufacturers Institute, 1972)

5.3.2. Método analítico para análise do riser e suas camadas

A Petrobras juntamente com a COPPE, desenvolveu um programa computacional baseado no trabalho de BATISTA *et. al.* (1989). Este programa computacional é dedicado a análise de tensões e deformações nas diversas camadas de *riser* flexível. Por ser de propriedade da Petrobras, não tivemos acesso direto ao mesmo, mas através do Eng George Campello e com autorização da Petrobras, foi possível calcular resultados para o *riser* objeto deste estudo com os diferentes carregamentos. Na Tabela 5-3 abaixo, reproduzimos as principais informações usadas para fins de comparação com os resultados encontrados.

Tabela 5-3. Resumo dos resultados analíticos.

Local	Carga Axial (kN)	Tensão (MPa)	Deformação Axial	Rotação axial Riser(°/m)
Armadura interna	500	661,2	0,0048726	0,4216
Armadura externa	500	584,6	0,0048726	0,4216
Armadura interna	844	1116,2	0,0082249	0,7117
Armadura externa	844	986,9	0,0082249	0,7117

5.3.3. Análise pelo Método dos Elementos Finitos do riser de 2,5”

Como o *riser* e o conector são estruturas bastante complexas devido às várias camadas e a interação entre elas, não se poderia esperar inicialmente que um modelo simples o pudesse bem representar. Devido ao grande número de elementos que seriam necessários para a representação total direta de um segmento de *riser*, simplificações foram feitas procurando-se com elas manter-se a correspondência com o componente real. A convergência foi obtida após o aprendizado do comportamento da estrutura frente ao carregamento atuante.

Apesar das dificuldades existentes na utilização de elementos sólidos tridimensionais, a recompensa está na capacidade de uma melhor avaliação das tensões de pico (*peak stress*) limitantes em condições de fadiga as quais correspondem ao caso real.

Empregaram-se na maior parte da estrutura, elementos hexaédricos quadráticos de 20 nós.

Vários modelos foram construídos obtendo-se a rigidez de cada camada partindo-se das camadas mais internas até resolverem-se as mais externas.

O primeiro modelo construído, visava representar as camadas internas no *riser*. Dado o elevado ângulo dos helicóides em relação ao eixo do riser, tanto da carcaça como da armadura de pressão (~90°), um modelo axissimétrico foi empregado. A partir deste modelo, aplicando-se o apropriado carregamento, obteve-se a rigidez radial e axial daquelas camadas. Com estas rigidezes, pode-se encontrar um tubo ortotrópico com a mesma rigidez das camadas internas.

O segundo modelo consistiu do tubo ortotrópico equivalente das camadas internas e as armadura de tração interna com seus 48 tendões, no caso do riser de 2,5”. Com os carregamentos apropriados, obteve-se a rigidez radial e axial do conjunto. Da mesma forma que para as camadas internas, encontrou-se um tubo ortotrópico equivalente em rigidez ao conjunto camadas internas e armadura interna. Este novo tubo ortotrópico será usado quando se desejar avaliar a armadura externa no modelo com conector

O terceiro modelo consistiu do tubo ortotrópico equivalente das camadas internas do primeiro modelo com todos os tendões da armadura interna(48) e da externa(50) do riser de 2,5”. Com o carregamento deslocamento axial, obteve-se a rigidez axial do conjunto a qual agora representa a do riser completo uma vez que a camada externa de polímero é de baixíssima rigidez pouco representando para a rigidez global da estrutura.

5.3.3.1. Modelo das camadas internas

Um modelo axissimétrico foi construído para obter-se a rigidez axial e radial das camadas internas.

A **Figura 5-19** mostra o modelo construído com a carcaça, a primeira camada de polímero, a armadura de pressão e a segunda camada de polímero logo abaixo da armadura interna de tração.

A **Figura 5-20** mostra o modelo sendo carregado com pressão externa. Foram aplicados cinco passos de carregamento com a pressão variando de 10 a 50 MPa.

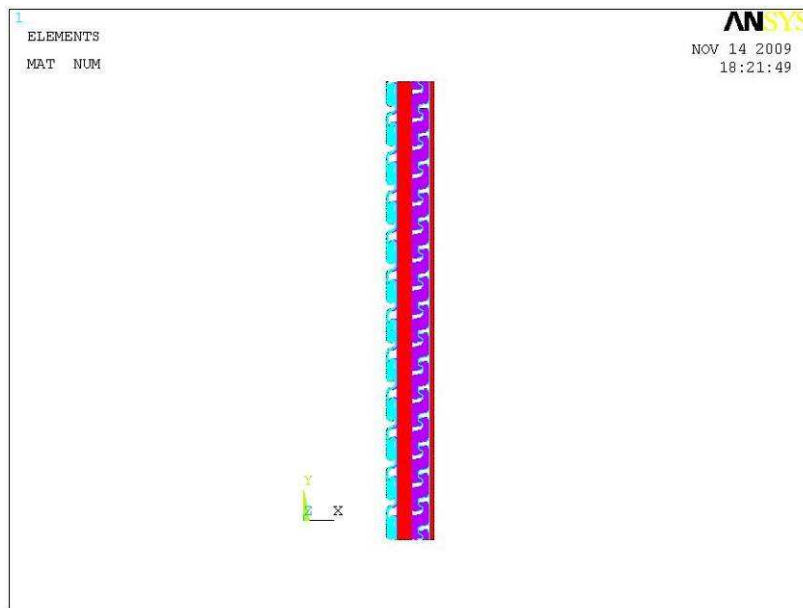


Figura 5-19. Vista geral do modelo axissimétrico das camadas internas.

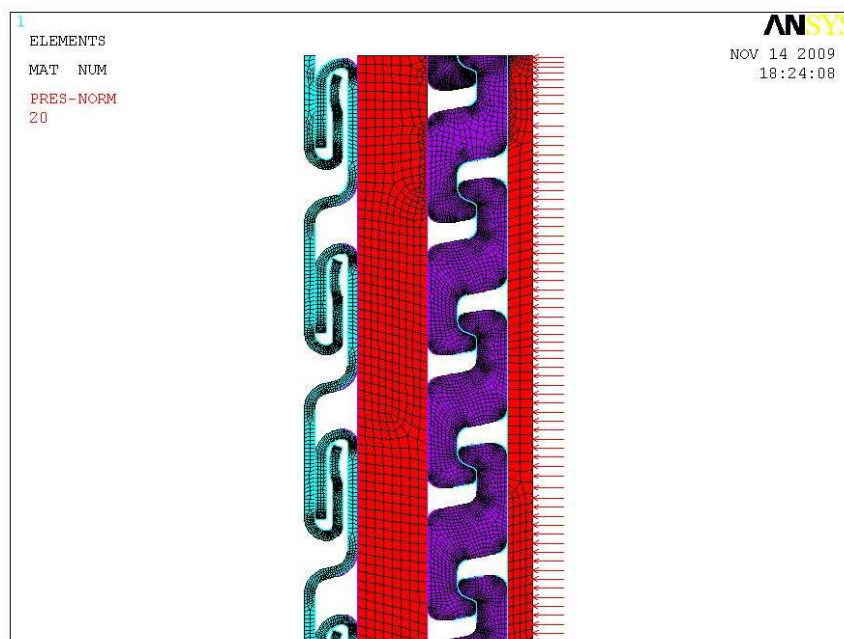


Figura 5-20. Modelo c/ carregamento pressão externa aplicado.

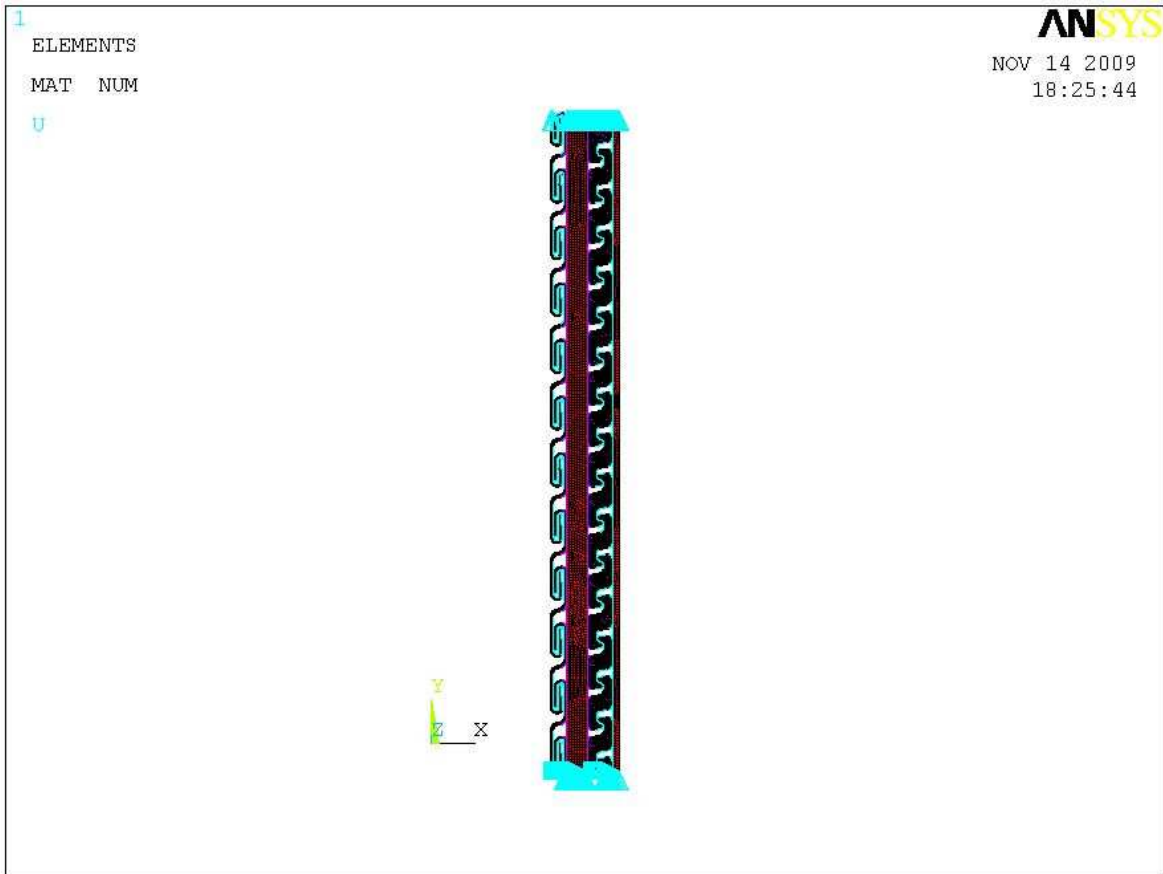


Figura 5-21 Modelo com carregamento deslocamento imposto.

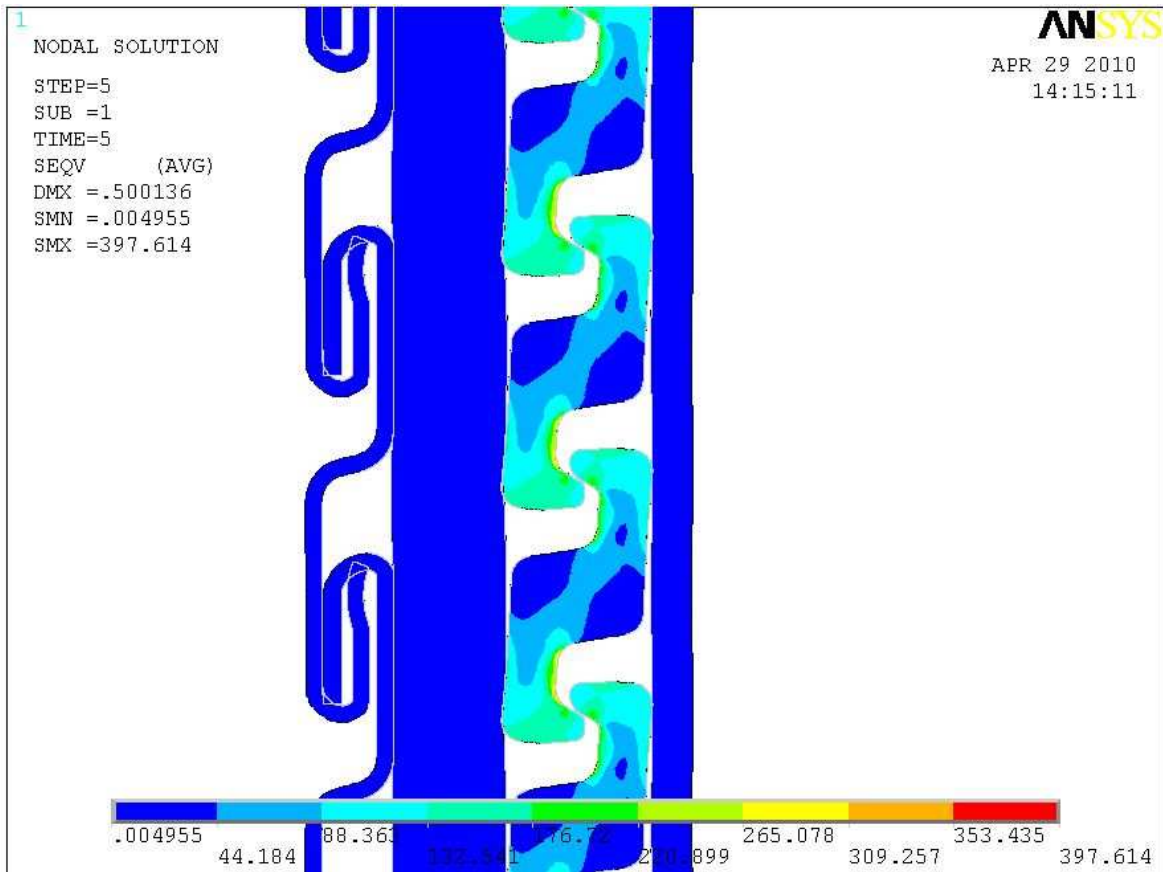


Figura 5-22 Vista geral com as tensões de Von Mises atuantes no carregamento radial.

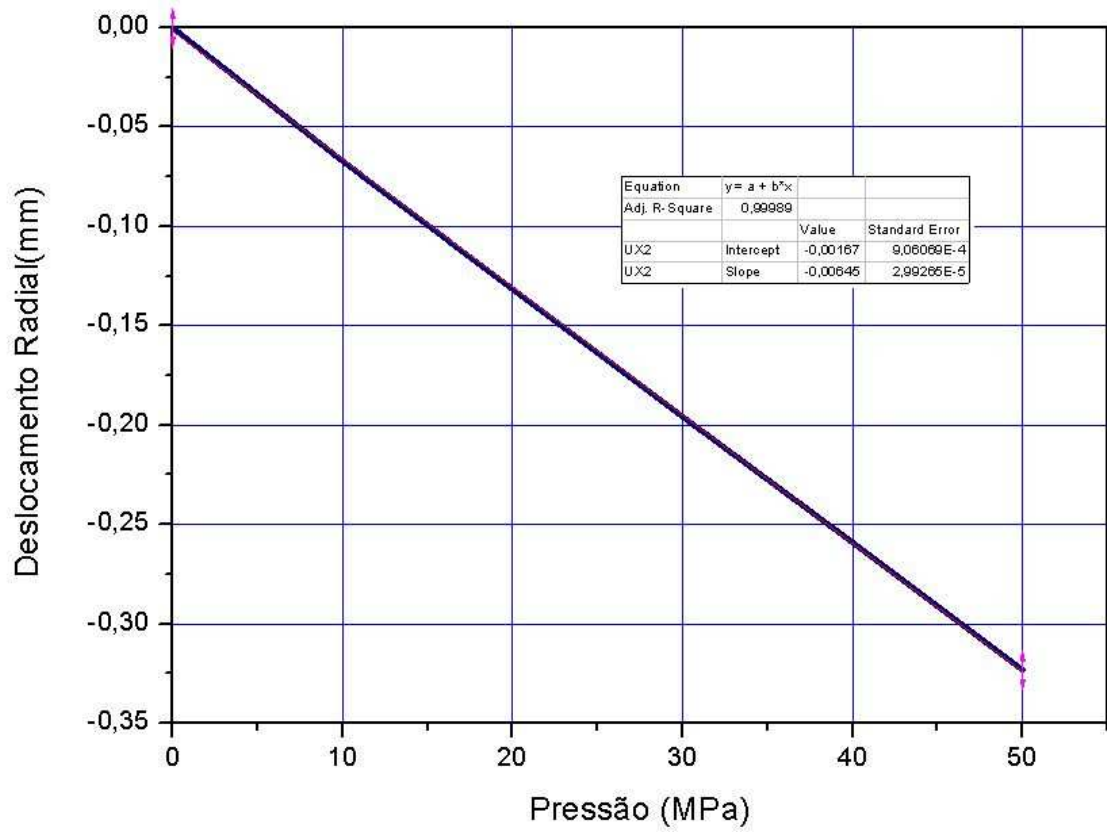


Figura 5-23 Gráfico Pressão x deslocamento radial.

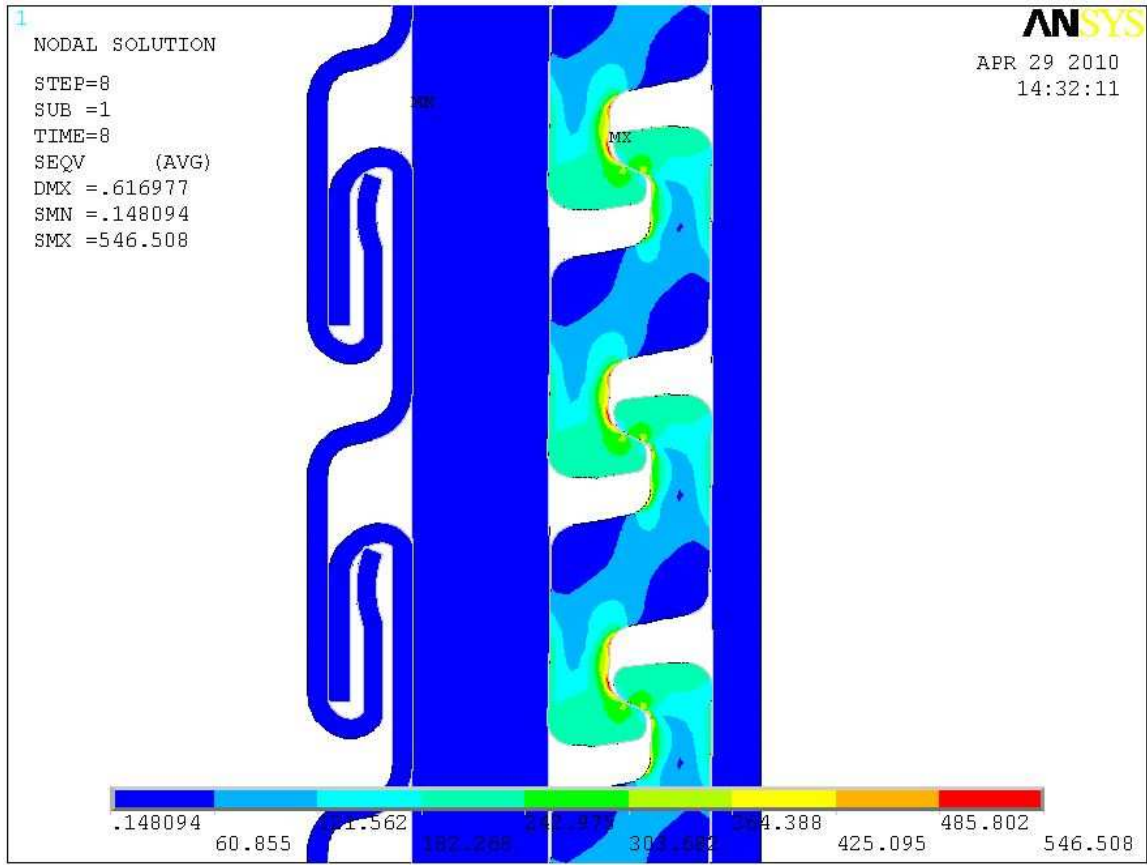


Figura 5-24. Tensões de von Mises no carregamento axial.

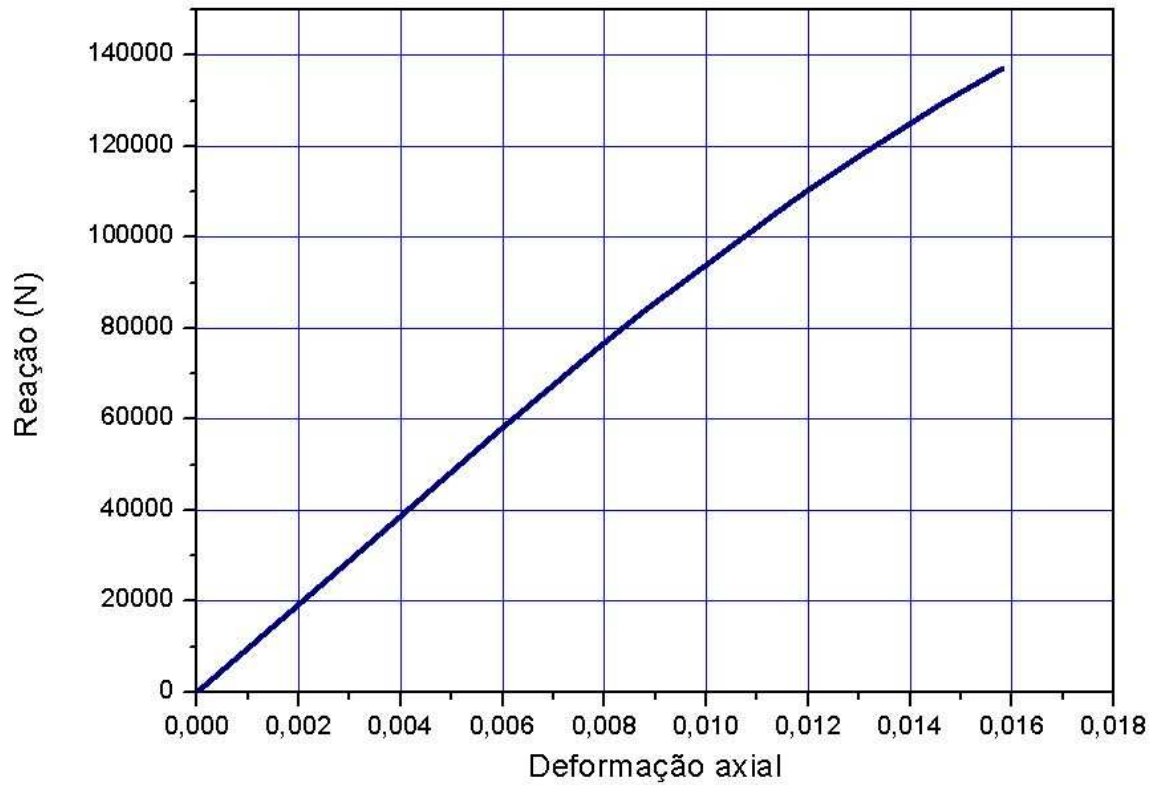


Figura 5-25. Gráfico Reação x deformação específica axial.

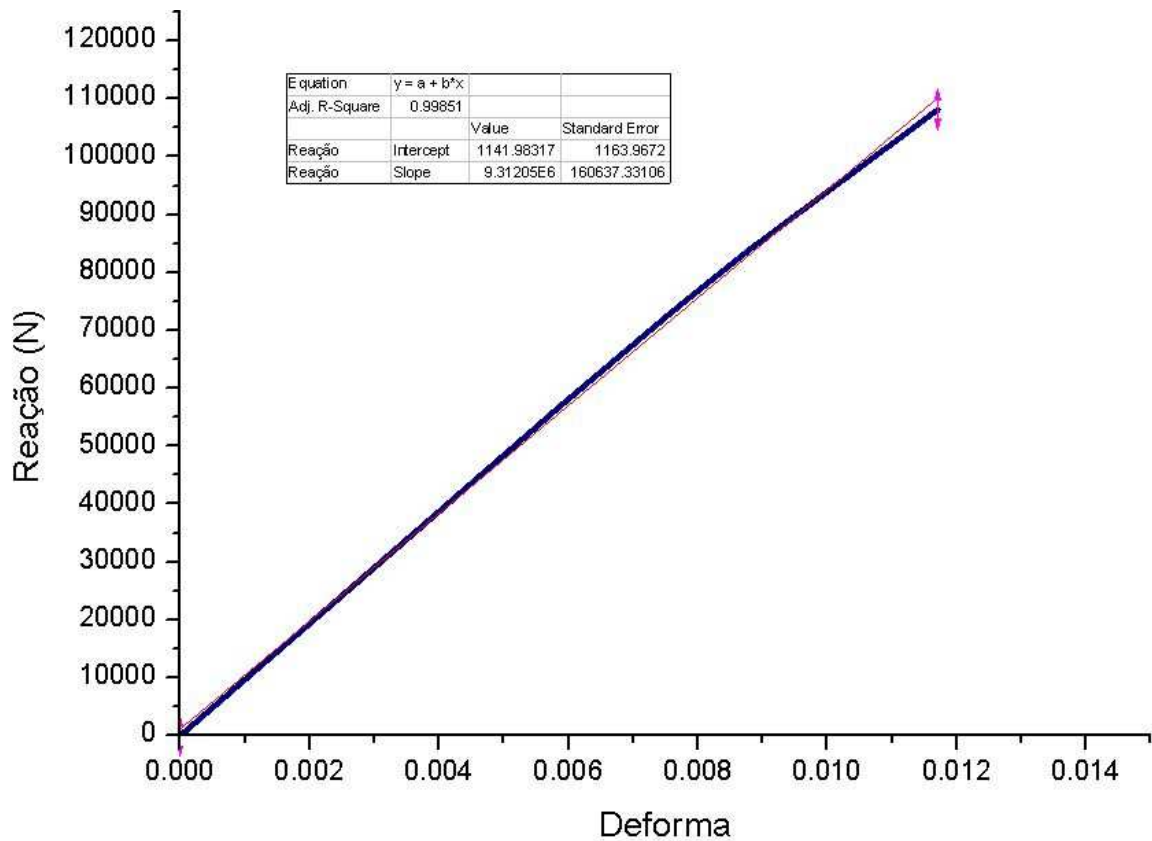


Figura 5-26. Região linear do gráfico reação x deformação específica axial.

Da Figura 5-26, percebe-se um comportamento razoavelmente linear até um deslocamento axial de 2,0 mm em 170,8 mm, ou seja até uma deformação específica axial de 0,011709. A reta ajustada pelo método dos mínimos quadrados através do coeficiente de correlação de 0,99851.

Como o modelo construído tinha um comprimento total de 170,8 mm e neste comprimento quando se aplica um deslocamento de 1,5 mm, têm-se a reação axial de 83834 N e conseqüentemente, a deformação específica **0,008782**

Sabendo-se que

$$E_{Axial} = \frac{F_{axial}}{Área \cdot \epsilon}$$

Equação 5-3. Módulo de elasticidade axial.

Onde:

E_{Axial} = Módulo de Elasticidade Axial (MPa)

F_{Axial} = Força axial ou reação axial (N)

Área = área da seção transversal do tubo equivalente (mm²)

ϵ = deformação específica axial

Arbitrando-se um tubo com $R_e = 49$ mm e $R_i = 48$ mm e com a rigidez axial equivalente, tem-se uma área de seção transversal de 304,73 mm² e desta forma obteremos da **Equação 5-3** um módulo de elasticidade axial de **$E_{Axial} = 31326$ MPa**.

Para um cilindro submetido à pressão externa apenas, conforme *TIMOSHENKO(1981)*, tem-se a seguinte equação relacionando o deslocamento radial com a pressão externa:

$$E_{Radial} = -\frac{R_e \cdot x_t \cdot P_{ext}}{U_{R_e \cdot x_t}} \left(\frac{R_{int}^2 + R_e \cdot x_t^2}{R_e \cdot x_t^2 - R_{int}^2} - \mu \right)$$

Equação 5-4. Módulo de elasticidade radial

Onde:

E_{Radial} = Módulo de Elasticidade radial (MPa)

R_{ext} , R_{int} = raios externo e interno do cilindro equivalente, respectivamente (mm)

P_{ext} = Pressão externa aplicada (MPa)

$U_{R_{ext}}$ = Deslocamento radial referente ao raio externo do cilindro equivalente (mm)

μ = coeficiente de Poisson do cilindro (0,3)

Considerando-se o mesmo tubo com $R_{ext} = 49 \text{ mm}$ e $R_{in} = 48 \text{ mm}$ e $P_{ext} = 50 \text{ MPa}$, do modelo axissimétrico, obtém-se para a pressão externa de 50 MPa um deslocamento radial de $U_{R_{ext}} = -0,32321 \text{ mm}$ para a camada de polímero abaixo da armadura interna, a qual é o limite para o comportamento linear para o carregamento radial, conforme percebe-se na **Figura 5-23**. Com estes valores usados na **Equação 5-4** obtém-se $E_{R_{radial}} = 365405 \text{ MPa}$.

5.3.2.2. Modelo das camadas internas e armadura interna de tração

Com o tubo ortotópico equivalente as camadas internas, obtido no item 5.3.3.15.3.3.1. Modelo das camadas internas, criou-se um modelo com este tubo e sobre o mesmo colocaram-se todos os tendões da armadura interna de tração em número de 48.

Destacam-se na **Figura 5-27** e na **Figura 5-28** a seção transversal do tendão e a seção do tendão projetada na seção transversal do *riser*, respectivamente.

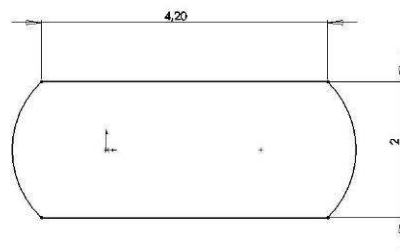


Figura 5-27. Seção transversal dos tendões

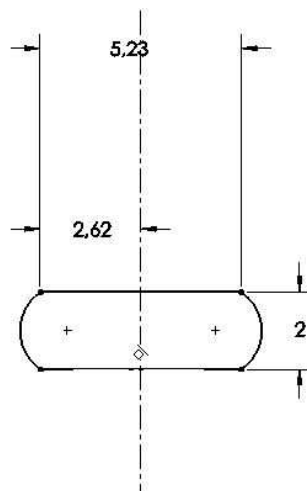


Figura 5-28. Seção do tendão projetada na seção transversal do riser.

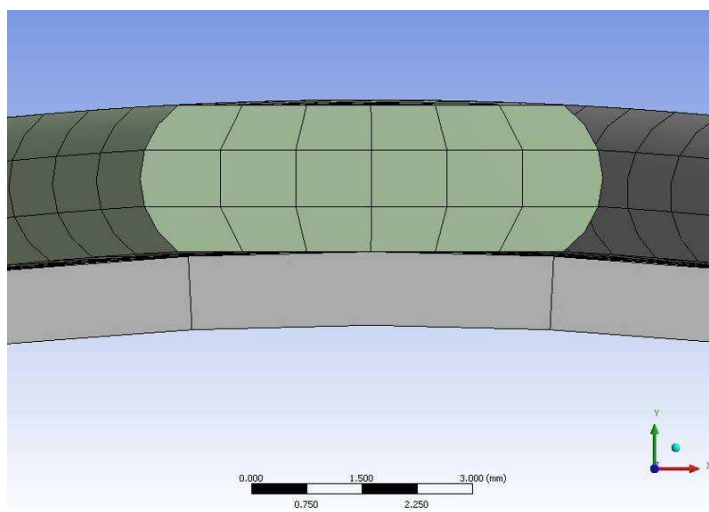


Figura 5-29. Detalhe do contato do tendão com o tubo interno.

A Figura 5-29 mostra em detalhe o contato dos elementos do tendão com os elementos do tubo interno.

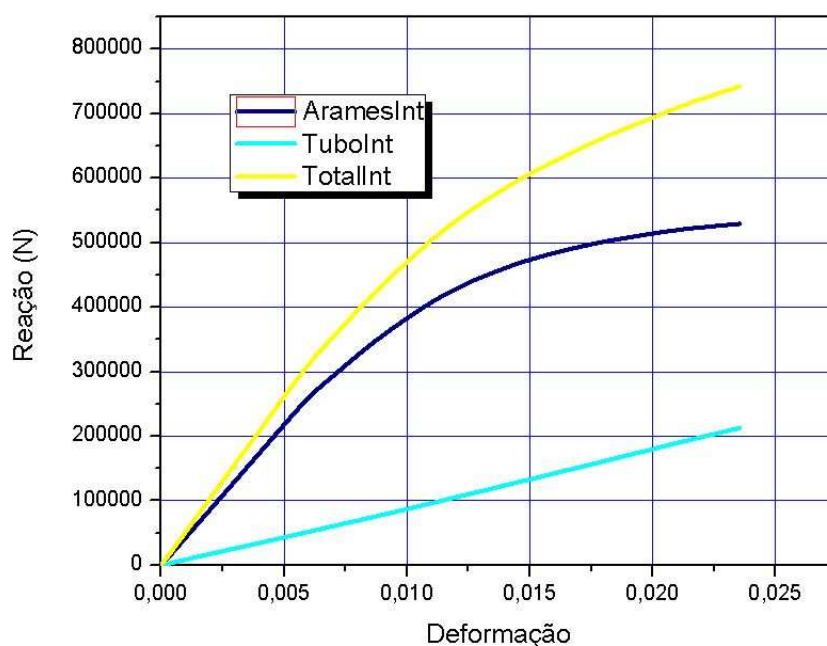


Figura 5-30. Gráfico relacionando reação nos tendões x deformação específica axial.

Da Figura 5-30, observa-se que com uma deformação específica axial até aproximadamente 0,0117, o comportamento dos tendões com a armadura interna é aproximadamente linear, com uma diferença $\leq 3,7\%$.

Na Figura 5-31, com a reação em função da deformação específica axial, colocou-se juntamente com a curva da rigidez total do conjunto camadas interna com a armadura interna, a reta ajustada, possibilitando a visualização do afastamento da curva em relação a reta.

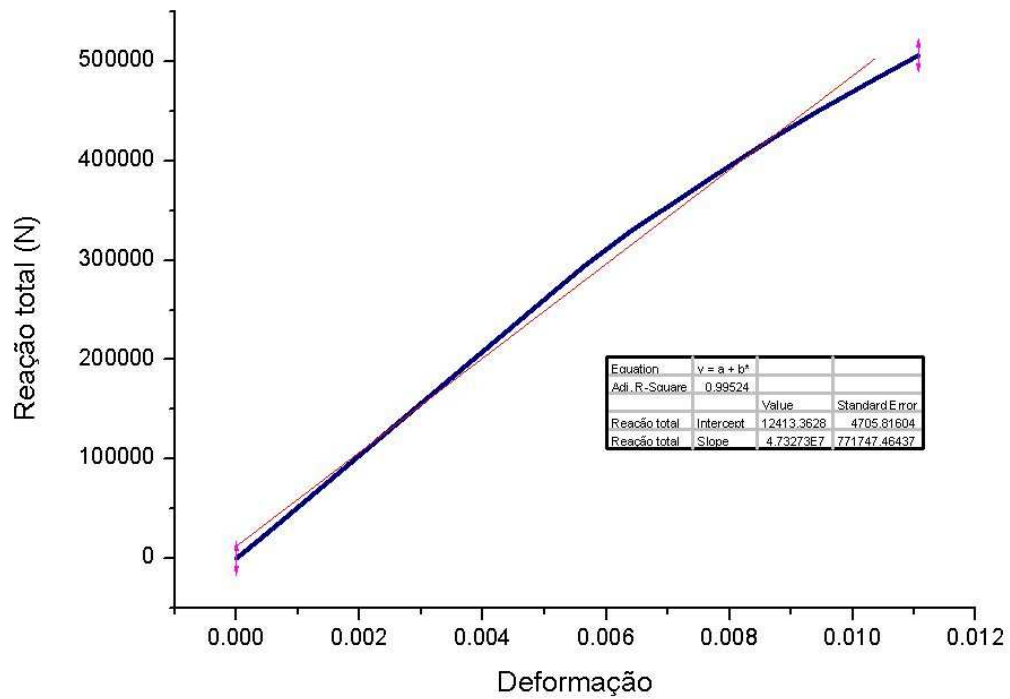


Figura 5-31. Região linear das camadas internas com a armadura interna.

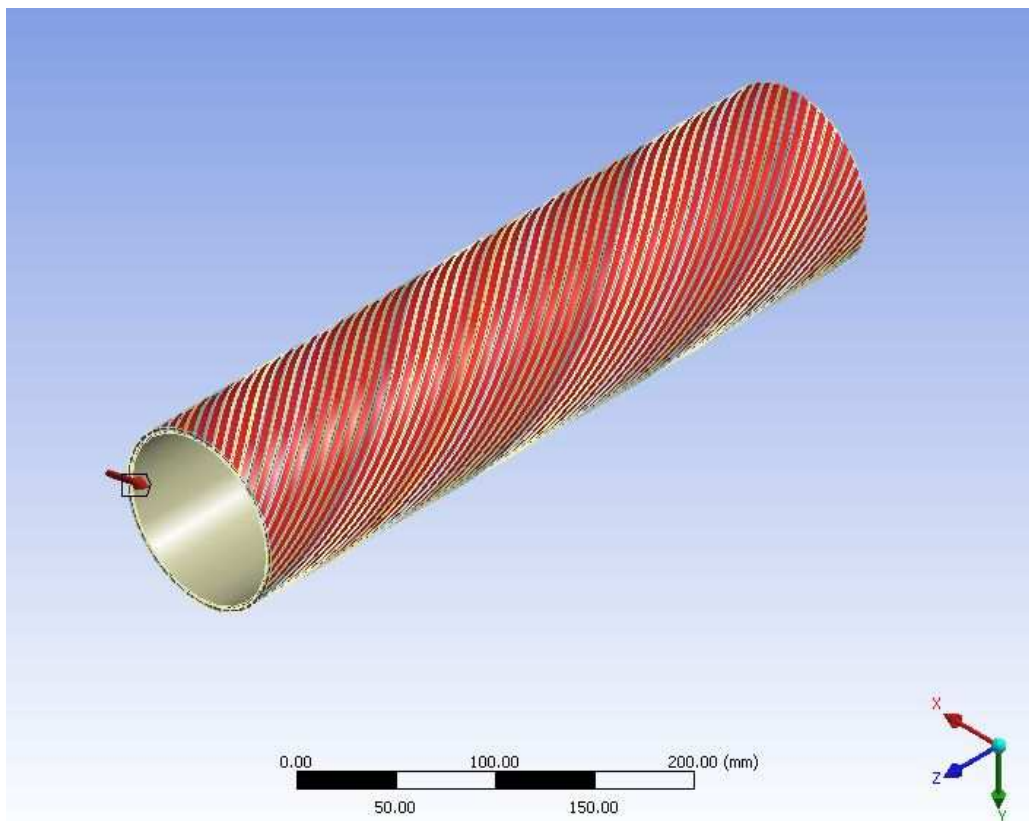


Figura 5-32. Modelo da armadura interna com aplicação da pressão externa.

Com a rigidez axial obtida para a armadura interna, juntamente da obtida para as camadas internas, pode-se de forma similar a usada no 5.3.3.1, obter um tubo ortotrópico equivalente as camadas internas e a armadura de tração interna conjuntamente.

Arbitrando-se um tubo com $R_e = 51$ mm, o qual é o raio externo da armadura interna de tração, e $R_i = 50$ mm, ou seja para uma área de seção transversal de $317,3$ mm², e sabendo que para reação axial total (armadura interna + camadas internas) de 482208 N, tem-se uma deformação específica axial de $0,01036$ no modelo axissimétrico, obtém-se da Equação 5-3 um módulo de elasticidade axial de $E_{Axial} = 146691$ MPa .

Para um cilindro submetido a pressão externa apenas conforme *TIMOSHENKO(1981)*, tem-se a Equação 5-4, relacionando o deslocamento radial com a pressão externa.

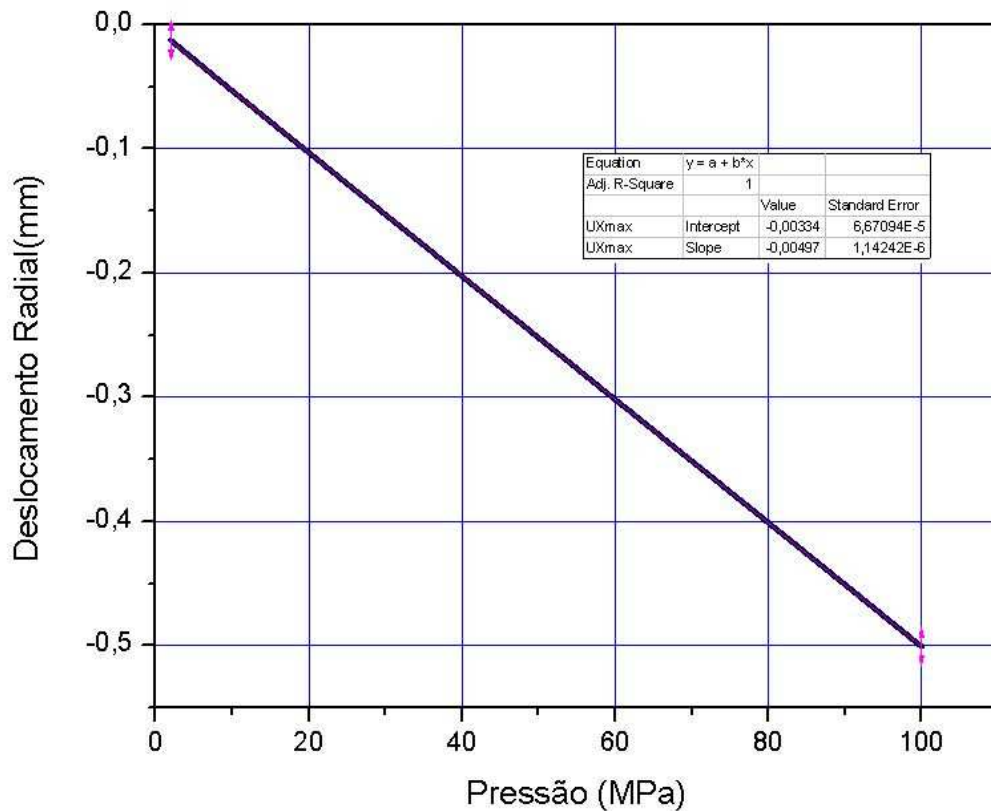


Figura 5-33. Deslocamento radial x Pressão externa no conjunto.

Considerando-se o mesmo tubo com $R_{ext} = 51$ mm e $R_{int} = 50$ mm e $P_{ext} = 100$ MPa. Do modelo axissimétrico, obtém-se para a pressão externa de 100 MPa um deslocamento radial de $U_{R_{ext}} = -0,48$ mm para a armadura interna, a qual é o limite para o comportamento linear para o carregamento radial. Com estes valores usados na Equação 5-4, obtém-se $E_{Radial} = 533427$ MPa.

Com estes resultados, pode-se, no modelo com conector para avaliação das tensões na armadura externa, utilizar este tubo ortotrópico com rigidez equivalente as camadas internas juntamente com a armadura interna de tração.

5.3.2.3. Modelo do riser com as armaduras interna e externa

Com o tubo ortotrópico equivalente às camadas internas obtido no item 5.3.3.1, criou-se um modelo com este tubo e sobre o mesmo colocam-se os tendões da armadura interna (48) e externa (50) de tração.

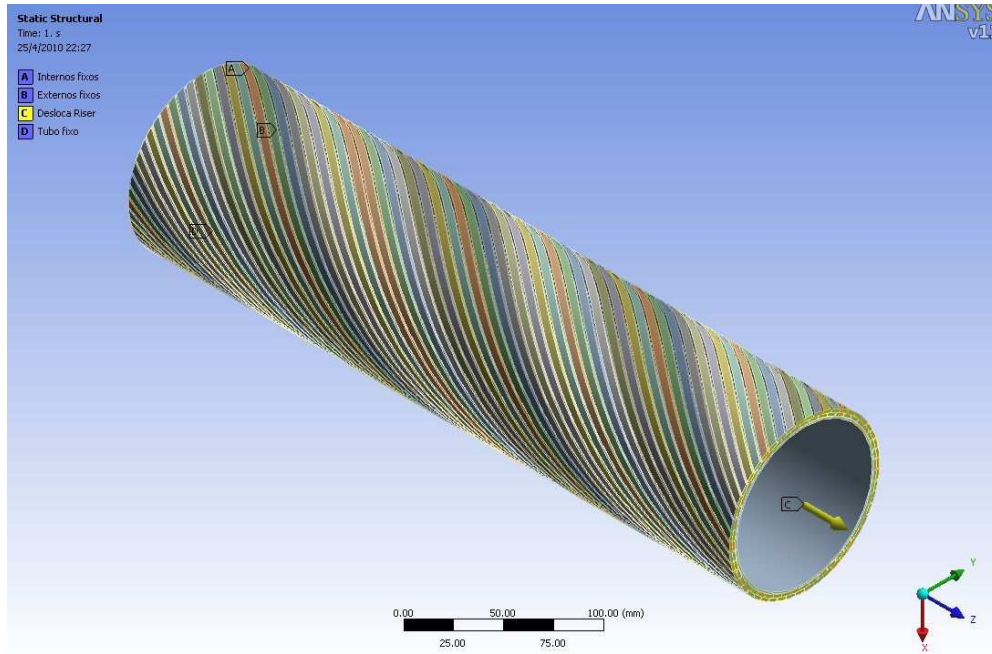


Figura 5-34. Vista do modelo do riser completo com as condições de contorno.

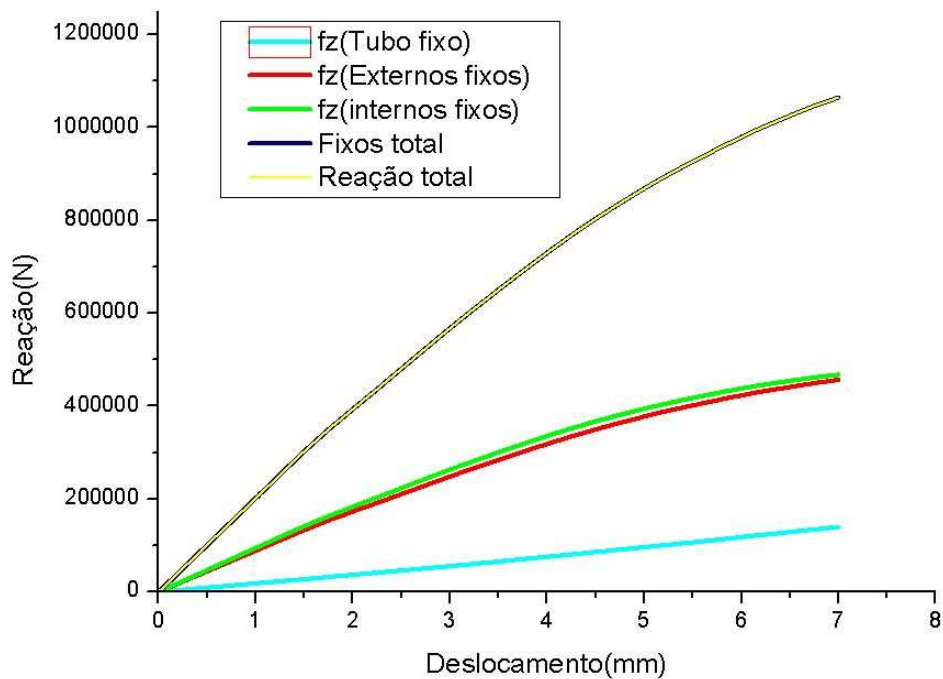


Figura 5-35. Gráfico reação x deslocamento axial para o riser de 2,5".

A Figura 5-35 mostra o gráfico reação de cada camada e do riser em função da deslocamento axial aplicado.

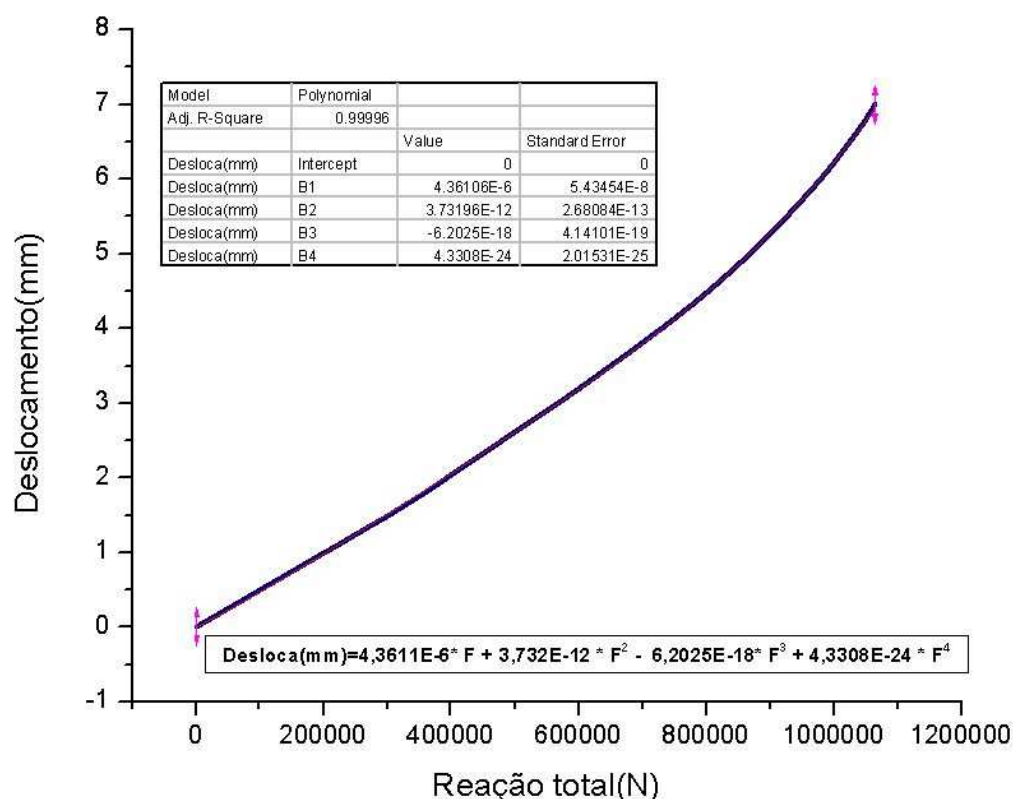


Figura 5-36. Gráfico deslocamento x reação para o riser de 2,5”.

A Figura 5-36 mostra os mesmos dados da Figura 5-35, porém invertendo-se os eixos e desta forma ajustando-se um polinômio de quarto grau através do método dos mínimos quadrados, conforme mostrado na Equação 5-5, pode-se para uma dada carga saber-se o deslocamento axial a ser aplicada no modelo com um passo.

$$\text{Desloca(mm)} = 4,3611\text{E} - 6 * F + 3,732\text{E} - 12 * F^2 - 6,2025\text{E} - 18 * F^3 + 4,3308\text{E} - 24 * F^4$$

Equação 5-5. Deslocamento axial em função da carga desejada.

Através da Equação 5-5 podemos avaliar que para uma carga de 844 kN, a qual foi a máxima usada nos ensaios do riser de 2,5”, temos um deslocamento axial de 4,81 mm, o qual corresponde a uma deformação axial de 0,01111(4,81/433), a qual é inferior ao limite de comportamento linear das camadas internas de 0,01171, validando portanto o uso do tubo ortotrópico interno.

Observando-se a Figura 5-35, percebe-se que a armadura interna e a externa possuem praticamente a mesma rigidez, sendo ligeiramente maior na armadura interna.

Evidentemente, como a camada interna tem 48 tendões e a externa tem 50, tem-se uma solicitação de cada tendão da armadura interna maior do que o tendão da armadura externa.

A Figura 5-37 mostra o gráfico da rotação axial do *riser* em relação ao deslocamento axial imposto. Deste gráfico ajustou-se pelo método dos mínimos quadrados um polinômio do segundo grau, com coeficiente de correlação de 0,99862. Desta maneira, partindo-se de uma determinada carga axial determinada por exemplo, para o ensaio de qualificação do *riser*, determina-se pela Equação 5-5, o deslocamento axial a ser imposto no segmento de *riser* modelado. A partir deste deslocamento, pode-se pela Equação 5-6, determinar-se a rotação a ser aplicada naquele segmento de *riser*. Salienta-se que a rotação resultante tem o sentido do assentamento da armadura interna de tração. Com este procedimento, pode-se avaliar o conjunto *riser* com conector utilizando-se o menor número possível de tendões, porém considerando-se os efeitos necessários.

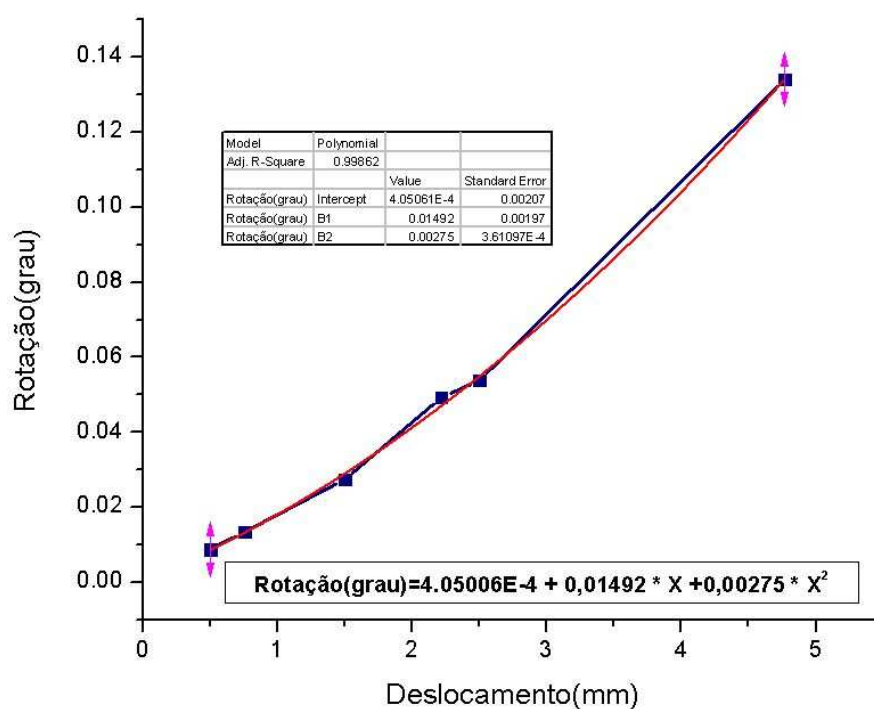


Figura 5-37. Rotação axial do riser como um todo em função do deslocamento axial.

$$Rotação(axial) = 4.05006E - 4 + 0,01492 * X + 0,00275 * X^2$$

Equação 5-6. Rotação do riser em função da deformação axial imposta.

Salienta-se que as curvas representadas pela Equação 5-5 e Equação 5-6, são válidas para a carga máxima desejada, ou para uma seqüência crescente de carregamento. No caso das cargas dos blocos de fadiga, as quais são menores do que a máxima e foram

aplicadas após a mesma, devido à presença de deformações plásticas geradas pela carga máxima, torna-se necessário carregar-se o mesmo modelo com a seqüência correta de cargas usadas, pois os deslocamentos obtidos pelas equações são menores do que as reais.

A Figura 5-38 apresenta o modelo com as condições de contorno representando a seqüência de cargas axiais aplicadas no ensaio do riser.

Desta maneira, resolveu-se a rigidez axial do riser de 2,5”, podendo-se agora construir, por exemplo, um modelo composto das camadas internas, armadura interna e conector resinado com sua capa, com comprimento de riser de um passo. Este procedimento possibilita modelar-se uma quantidade reduzida de tendões e com uma malha mais refinada para os mesmos.

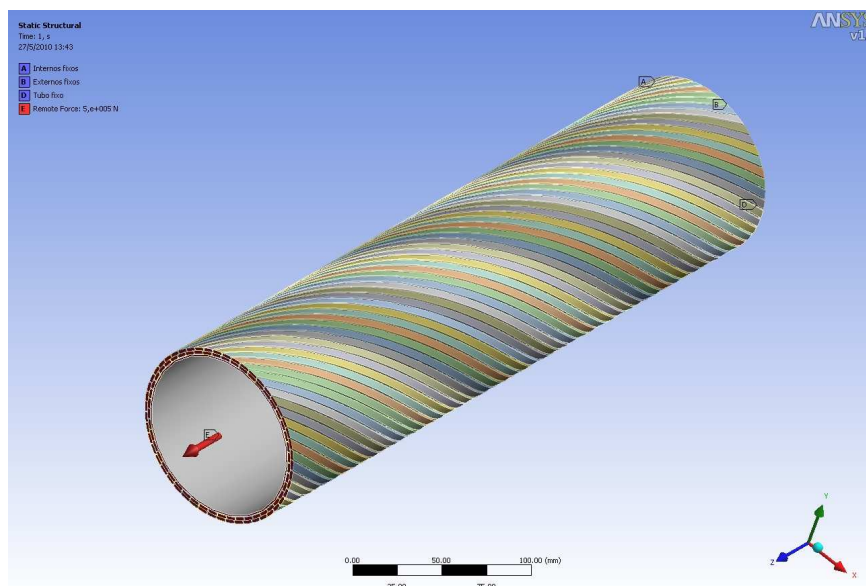


Figura 5-38. Modelo com a aplicação da seqüência de cargas axiais do ensaio.

Tabela 5-4. Deslocamentos obtidos do modelo na seqüência real de carregamento .

Carga (kN)	Deslocamento (mm)	<i>OBS</i>
844	4,8080	<i>Carga máxima de tração no pórtico</i>
500	2,6115	<i>Carga máxima de tração na bancada</i>
304	1,6458	<i>Carga máxima do bloco de serviço em fadiga</i>
130	0,7831	<i>Carga mínima do bloco de serviço em fadiga</i>
438	2,5334	<i>Carga máxima do bloco de dano=1 em fadiga</i>
154	0,9024	<i>Carga mínima do bloco de dano=1 em fadiga</i>

A Tabela 5-4 apresenta os deslocamentos obtidos no modelo com aplicação da seqüência de cargas.

5.3.2.4. Modelo para avaliar o deslocamento da capa do conector

Para se poder aplicar o carregamento corretamente no modelo do *riser* com conector, como será aplicado o deslocamento axial no flange do mesmo, deve-se obrigatoriamente considerar o deslocamento da capa entre o flange do conector e a entrada dos tendões na resina. Para esta avaliação, construiu-se um modelo axissimétrico composto do conector, resina, tubo equivalente as camadas internas (intertravada e pressão) e um cilindro com seção transversal equivalente à seção de todos os tendões das camadas internas e externas do *riser*. Este modelo é mostrado na Figura 5-39.

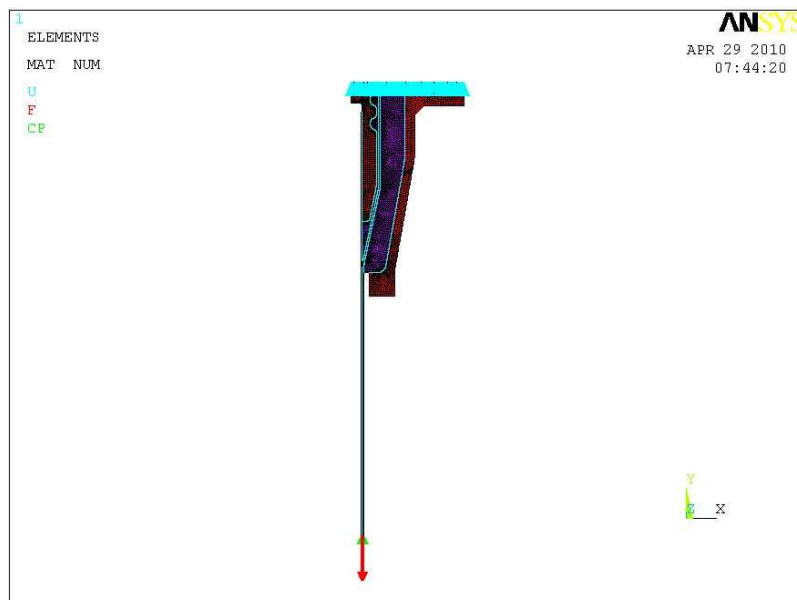


Figura 5-39. Vista do modelo construído com as condições de contorno impostas.

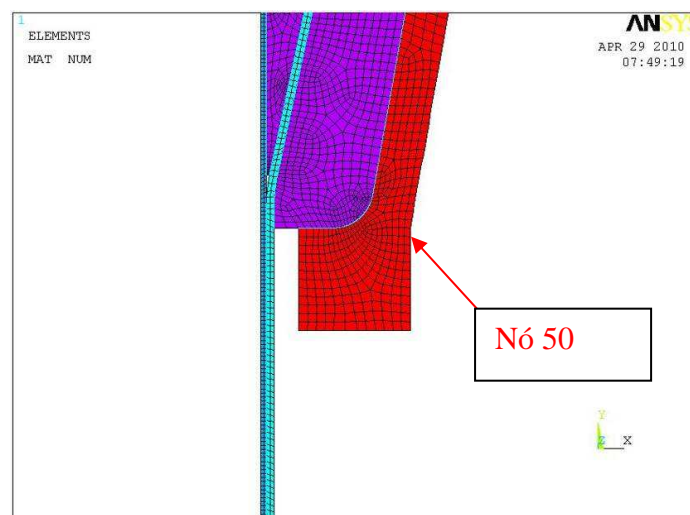


Figura 5-40. Vista em detalhe localizando o nó 50 monitorado

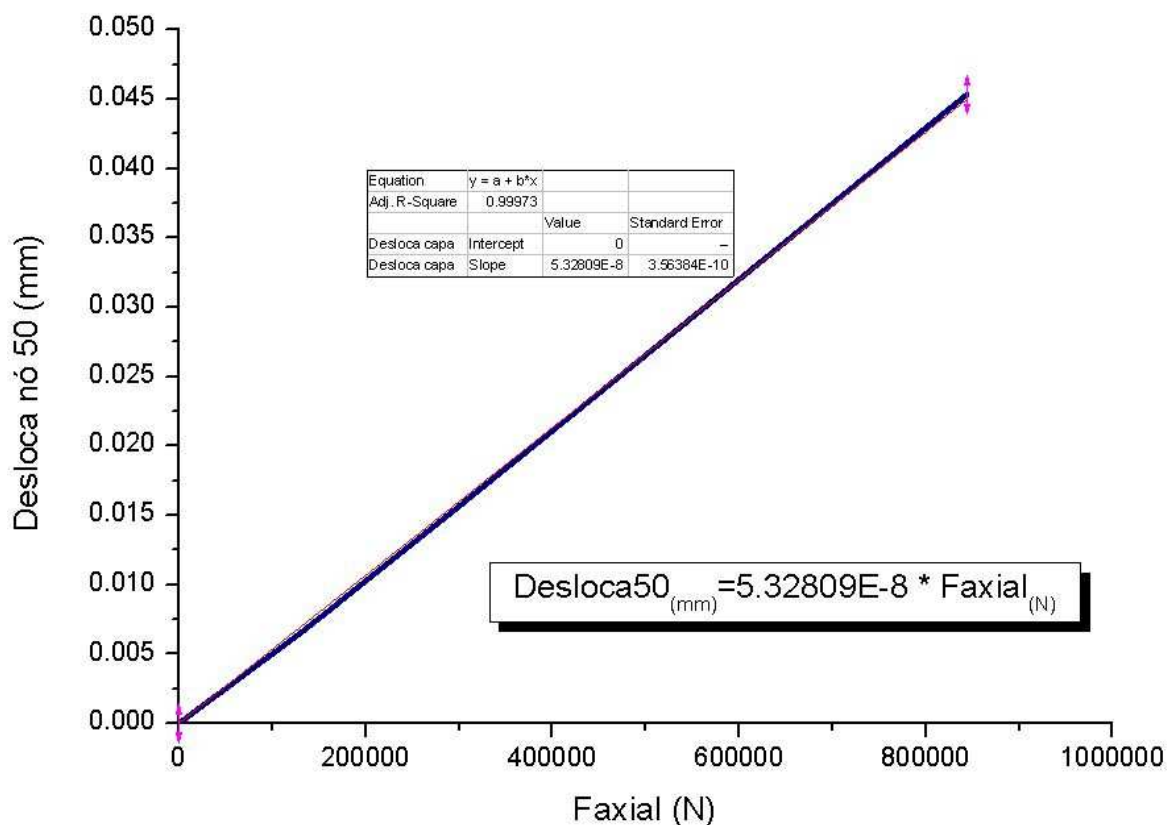


Figura 5-41. Gráfico com a curva carga x deslocamento do nó 50 monitorado.

$$Desloca_{50(mm)} = 5.32809E-8 * Faxial_{(N)}$$

Equação 5-7. Deslocamento do nó 50 em função da carga axial aplicada.

A Figura 5-41 apresenta o gráfico do deslocamento do nó 50 em função da carga axial aplicada. Percebe-se o comportamento linear. Feito ajuste de curva pelo método dos mínimos quadrados, obtém-se a Equação 5-7 com um coeficiente de correlação de 0,99973.

Tabela 5-5. Deslocamentos do Flange da capa no início do conector

Carga (kN)	Deslocamento (mm)	OBS
844	0.04533	<i>Carga máxima de tração no pórtico</i>
500	0.02663	<i>Carga máxima de tração na bancada</i>
304	0.01594	<i>Carga máxima do bloco de serviço em fadiga</i>
130	0.00652	<i>Carga mínima do bloco de serviço em fadiga</i>
438	0.02325	<i>Carga máxima do bloco de dano=1 em fadiga</i>
154	0.00781	<i>Carga mínima do bloco de dano=1 em fadiga</i>

5.3.2.5. Modelo do riser de 2,5" com conector e armadura externa

Construiu-se um modelo com o conector com a resina e capa, tubo ortotrópico equivalente às camadas externas do *riser* (carcaça intertravada, polímero interno, armadura de pressão e polímero abaixo da armadura interna de tração) e oito tendões da armadura externa de tração, conforme demonstrado no item 5.3.2.2. O comprimento da armadura externa fora da resina foi de 1 passo, o que no *riser* de 2,5" representa 433 mm.

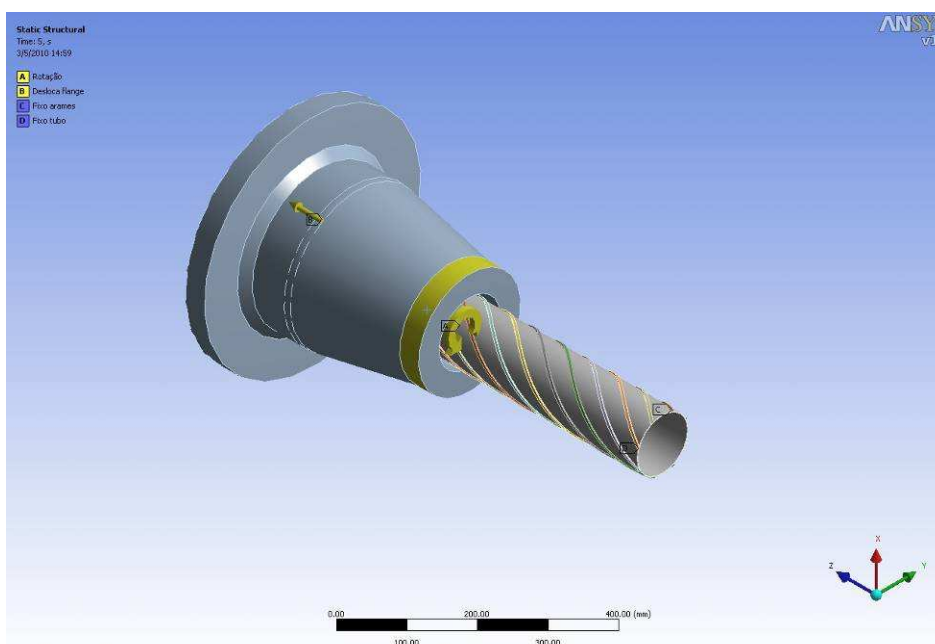


Figura 5-42. Detalhe do modelo com a armadura externa e as condições de contorno.

Tabela 5-6. Resumo das deformações nos vários modelos

Modelo	Nº de tendões	ϵ elástico ($\mu\text{m/m}$)	ϵ plástico ($\mu\text{m/m}$)
Pórtico2	2	2840	207
Pórtico4	4	3065	240
Pórtico8	8	3380	310
Pórtico25	25	3350	311

A Tabela 5-6 mostra os valores obtidos para as deformações elásticas e plásticas nos modelos com 2, 4, 8 e 25 tendões da camada externa e conector com o mesmo grau de refinamento de malha. Nestes modelos, aplicou-se uma deformação axial de 3,2 mm e todos possuíam um passo de comprimento. Percebe-se que com 8 tendões ou mais, os resultados se reproduzem. Devido a estes resultados, utilizou-se nos modelos com conector para a avaliação dos tendões tanto da armadura interna como da externa, um total de 8 tendões, representando este número o ideal em termos de precisão de resultados e custo computacional.

A Figura 5-42 mostra o modelo construído para a análise da armadura de tração externa e sua interface com o conector resinado. O modelo é composto de oito tendões da armadura de tração externa, um tubo ortotrópico equivalente às camadas internas do *riser*, o conector resinado. Neste modelo, usamos como condições de contorno a ancoragem na extremidade oposta ao conector e junto à face do flange do conector os deslocamentos axiais impostos e na interface com a resina, a rotação resultante.

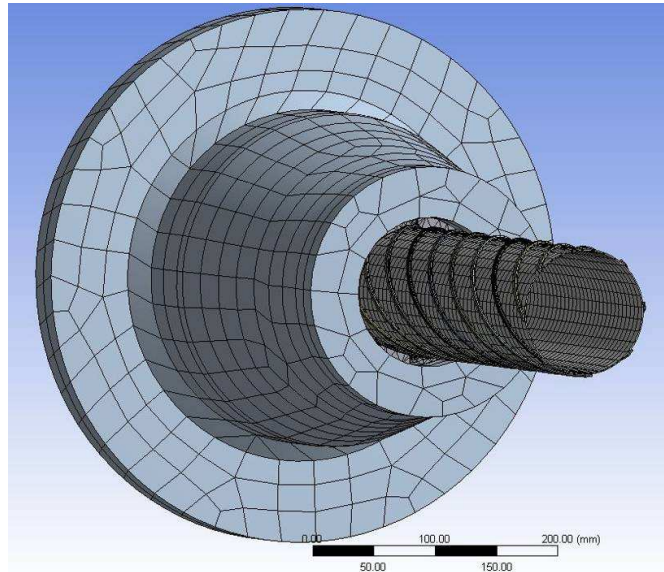


Figura 5-43. Detalhe geral do modelo de Elementos finitos.

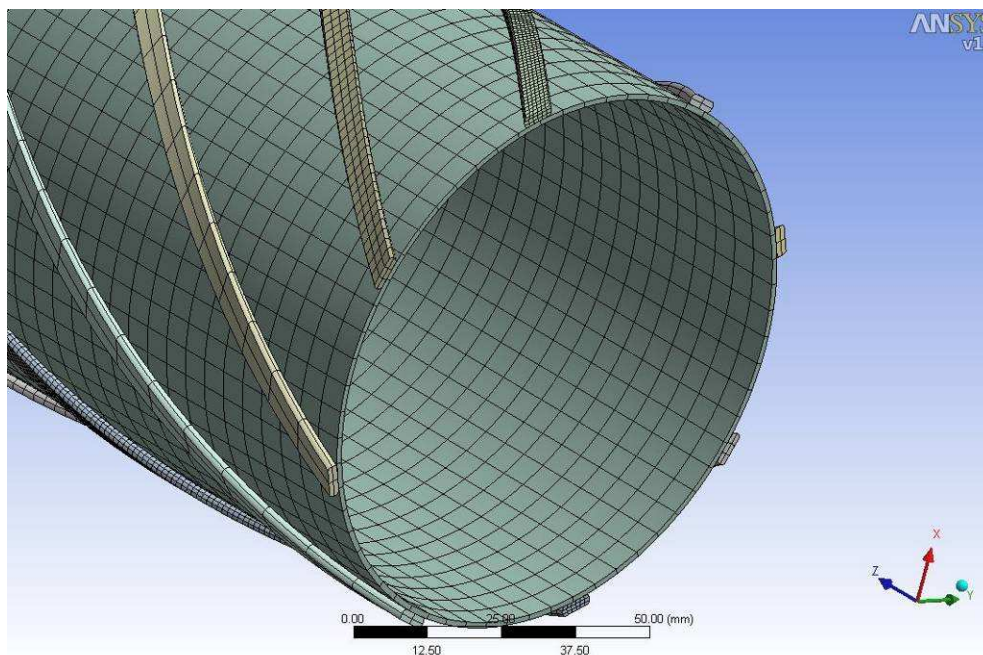


Figura 5-44. Detalhe em detalhe da malha dos tendões.

Na Figura 5-43, tem-se uma visão global do modelo de Elementos Finitos.

Na Figura 5-44, vê-se em detalhe a malha de Elementos Finitos usada nos oito tendões da armadura de tração externa. Destaca-se que se usou uma malha com diferentes graus de refinamento. Quatro tendões possuíam uma malha mais grosseira, dois com um refinamento intermediário e dois com malha mais refinadas, visando também um comparativo dos resultados para os diferentes tamanhos de elementos.

Com base na Equação 5-5 e as informações da Tabela 5-5, pode-se construir a Tabela 5-7, obtendo-se os valores do deslocamento axial e a rotação a serem aplicados ao modelo para representarmos o carregamento de interesse.

Tabela 5-7. Resumo deslocamentos axiais e rotações a serem aplicadas ao modelo.

Carga (kN)	Deslocamento (5.3.2.3) (mm)	Deslocamento capa Tabela 5-5 (mm)	Deslocamento total (mm)	Rotação* (°/passo)
844	4,808	0.04533	4,85	0,1357
500	2,609	0.02663	2,64	0,0558
304	1,6458	0.01594	1,66	0,0378
130	0,7831	0.00652	0,79	0,022
438	2,5334	0.02325	2,56	0,0543
154	0,9024	0.00781	0,91	0,024

* *Rotação resultante no sentido do assentamento da armadura interna.*

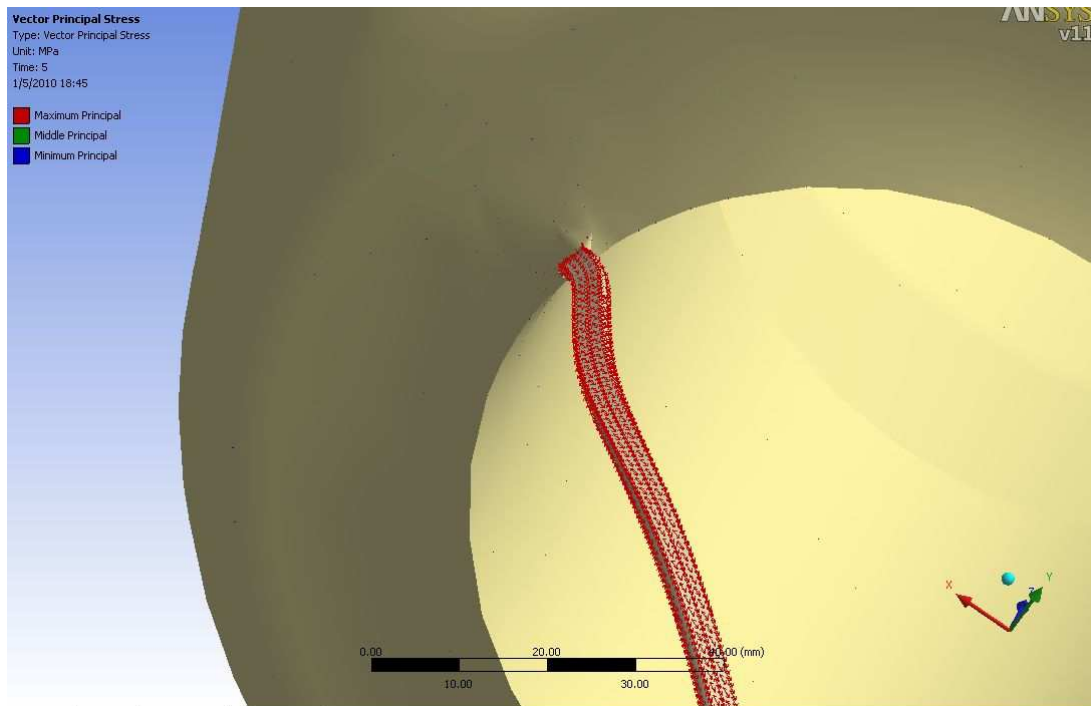


Figura 5-45. Detalhe dos vetores principais com o tendão deformado por um fator de 30.

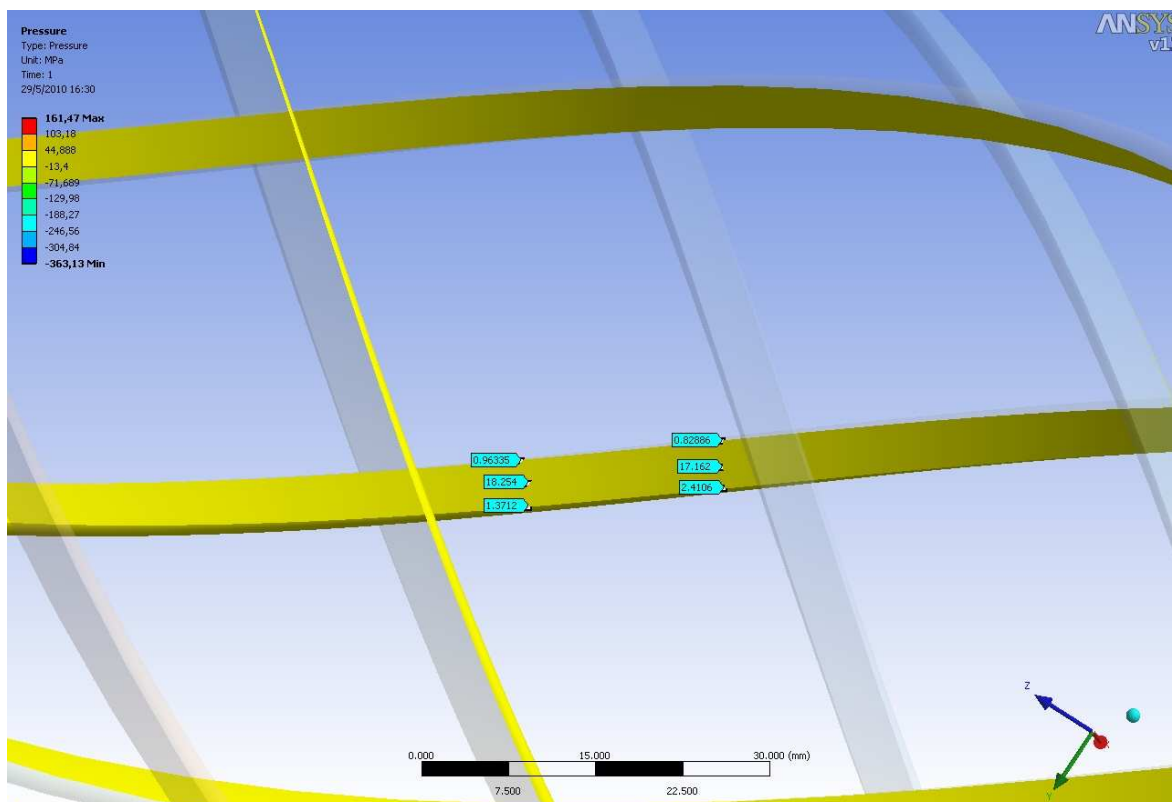


Figura 5-46. Pressão de contato entre o tendão externo e o tubo.

Na Figura 5-45 tem-se uma visão dos vetores principais de tensões e da deformada do tendão próximo ao conector, a magnitude da deformação está multiplicada por um fator de 30 para possibilitar melhor visualização do comportamento do tendão. Percebe-se que na interface com a resina há uma flexão a qual, como será visto nas figuras com os resultados, é responsável pela elevação das tensões, constituindo-se assim em uma região de grande importância na avaliação do conector.

A Figura 5-46 mostra a distribuição da pressão de contato entre o tendão externo e o interno (tubo ortotrópico).

A Figura 5-47 e a Figura 5-48 mostram as deformações elásticas e plásticas respectivamente, obtidas para o carregamento de 844 kN.

A Figura 5-49 e a Figura 5-50 mostram as deformações elásticas e plásticas respectivamente, obtidas para o carregamento de 500 kN.

A Tabela 5-8 mostra os valores obtidos experimental e numericamente para fins de comparação e validação dos modelos. No modelo, os valores apresentados referem-se à distância equivalente aos resultados experimentais, ou seja, de 50 mm da interface dos tendões com a resina.

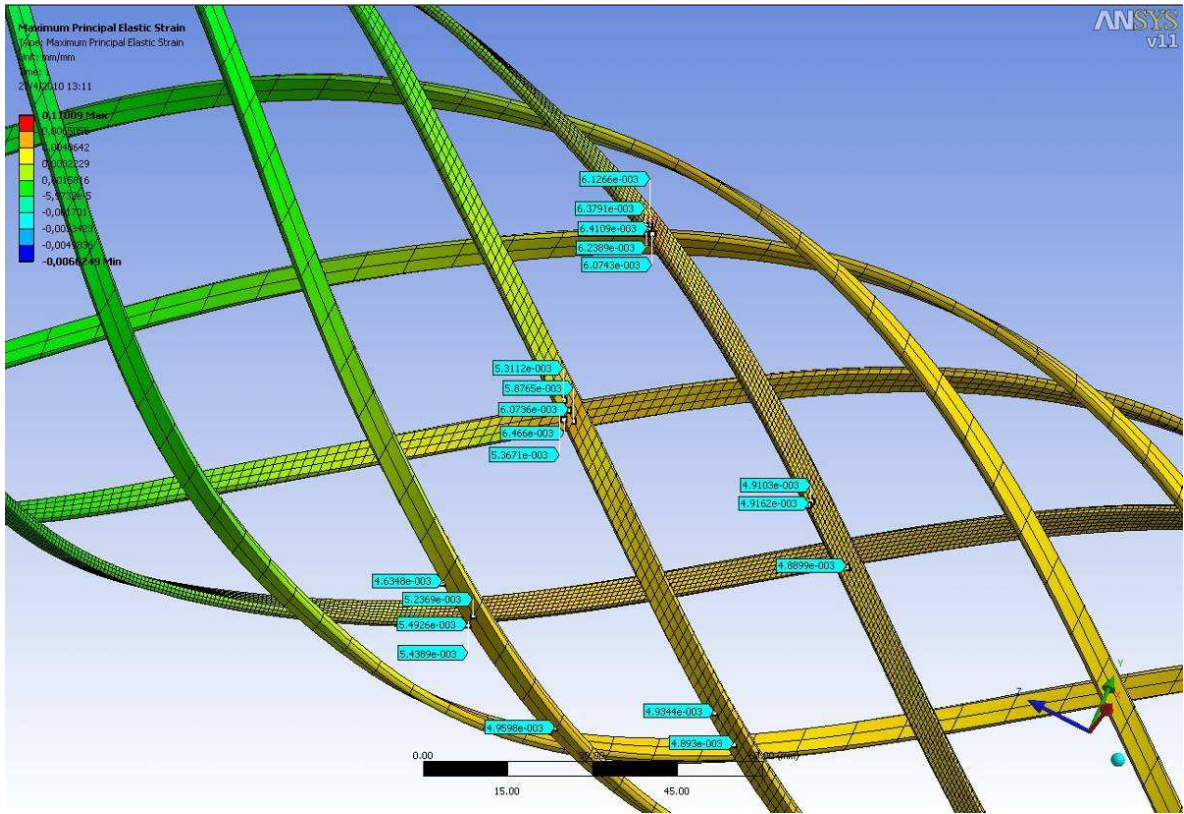


Figura 5-47. Deformações principais elásticas com 844 kN.

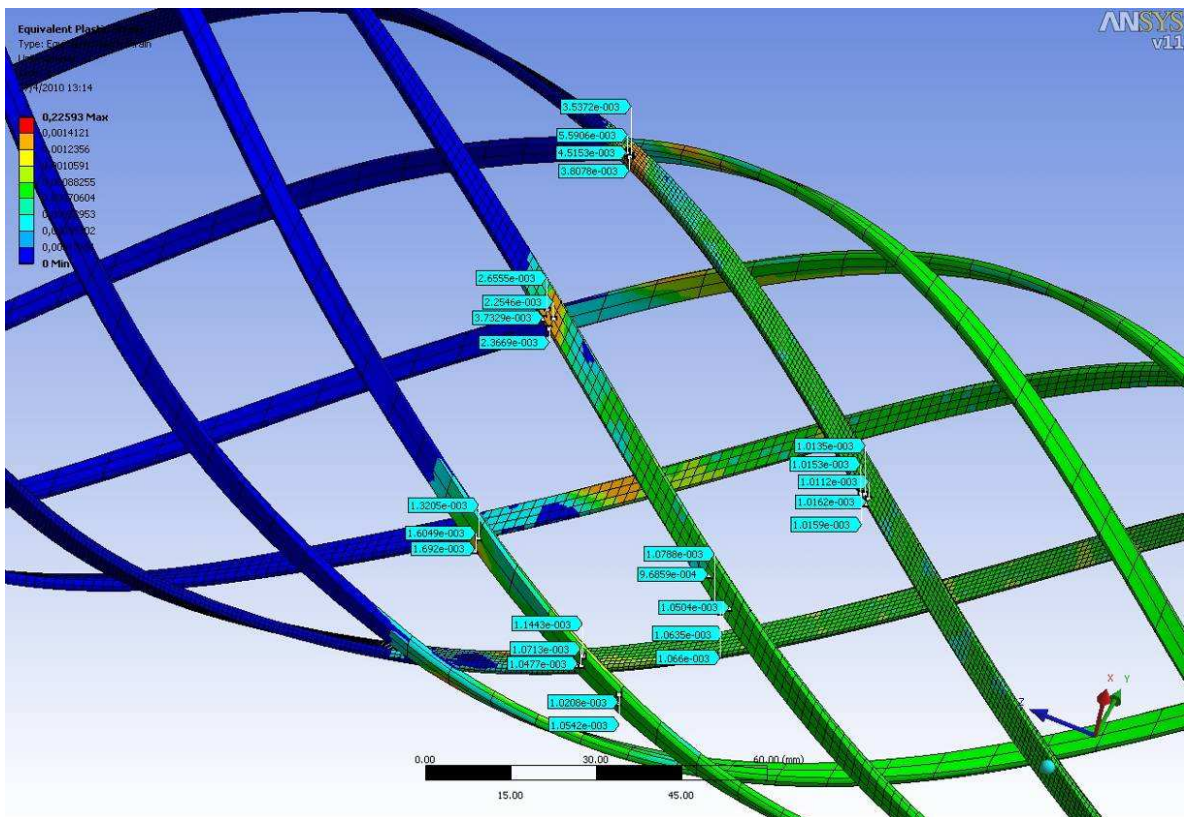


Figura 5-48. Deformação plástica com 844 kN.

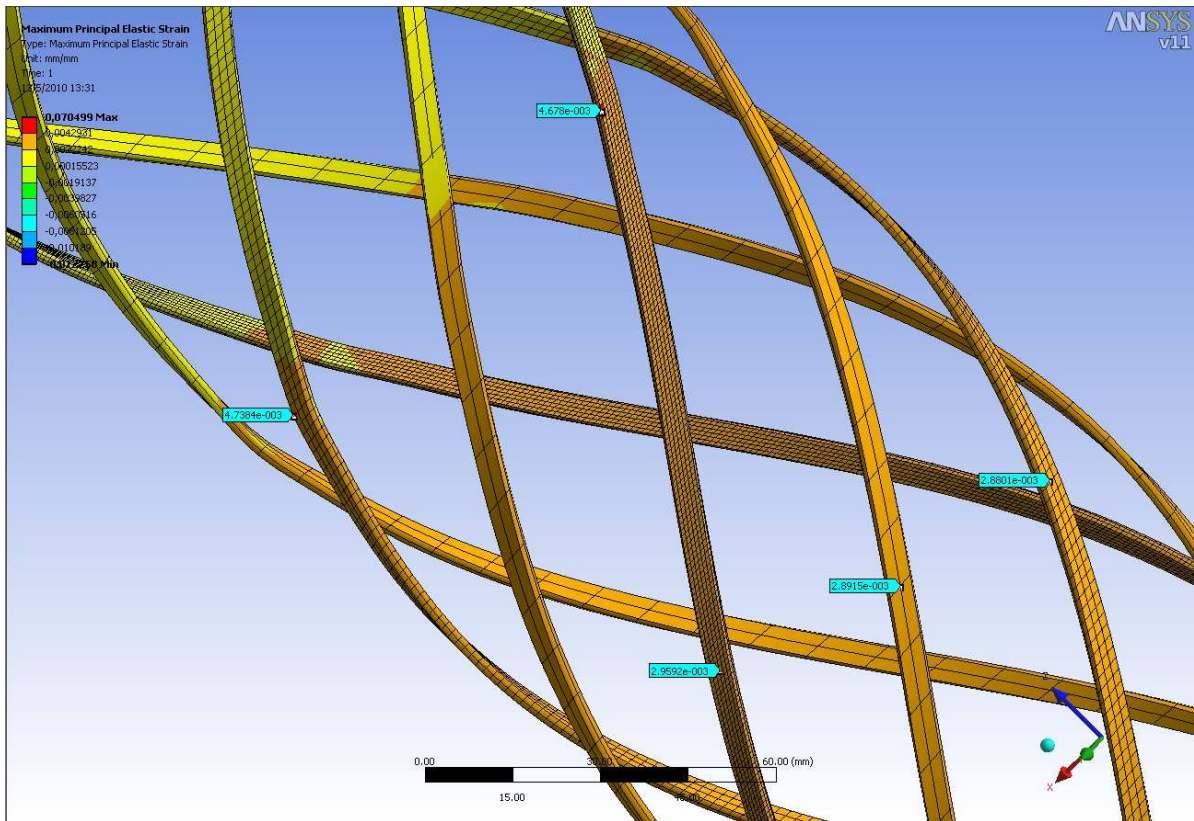


Figura 5-49. Deformações principais elásticas com 500 kN.

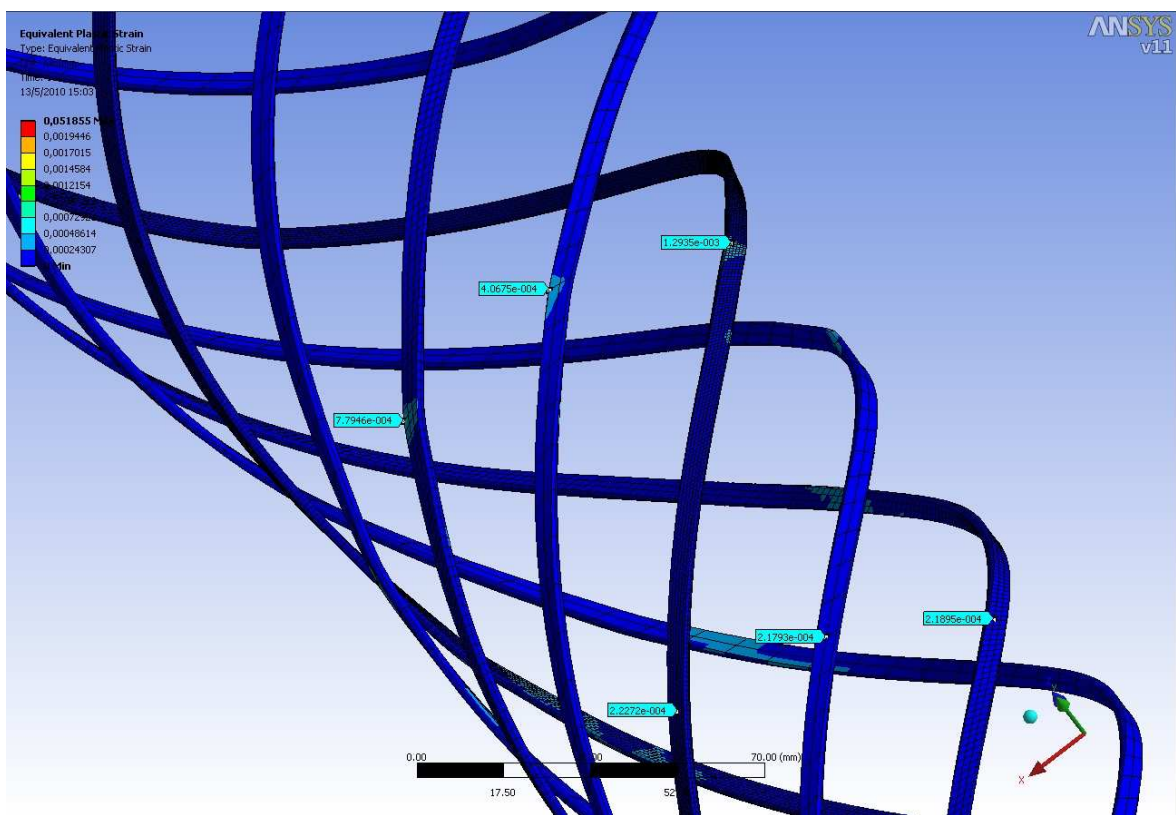


Figura 5-50. Deformações plásticas com 500 kN.

Tabela 5-8. Comparação com os resultados dos *strain gages* para o riser 2,5"

Carga (kN)	L _{CP} (mm)	ΔL_{modelo} (mm) 1 passo	$\epsilon_{\text{elástico}}$ ($\mu\text{m/m}$)	$\epsilon_{\text{plástico}}$ ($\mu\text{m/m}$)	ϵ_{Total} ($\mu\text{m/m}$)	ϵ_{Medido} * ($\mu\text{m/m}$)	Diferença (%)
844	550	4,85	4920	1016	5936	5869	1,1
500	2795	2,64	2959	222	3181	3144	1,2

* os valores de ϵ_{medido} são os mostrados no item 5.1 e item 5.2 e referem-se estão a mesma distância em que as deformações foram amostradas do modelo de Elementos Finitos..

Os resultados da Tabela 5-8 e da Tabela 5-9, mostram a boa concordância dos resultados obtidos numericamente com os valores obtidos tanto na instrumentação com *strain gages* nos ensaios do pórtico e em bancada, como nos valores obtidos pelo método analítico. Desta forma, validados os modelos usados, podemos proceder a análise de tensões da armadura externa do *riser*.

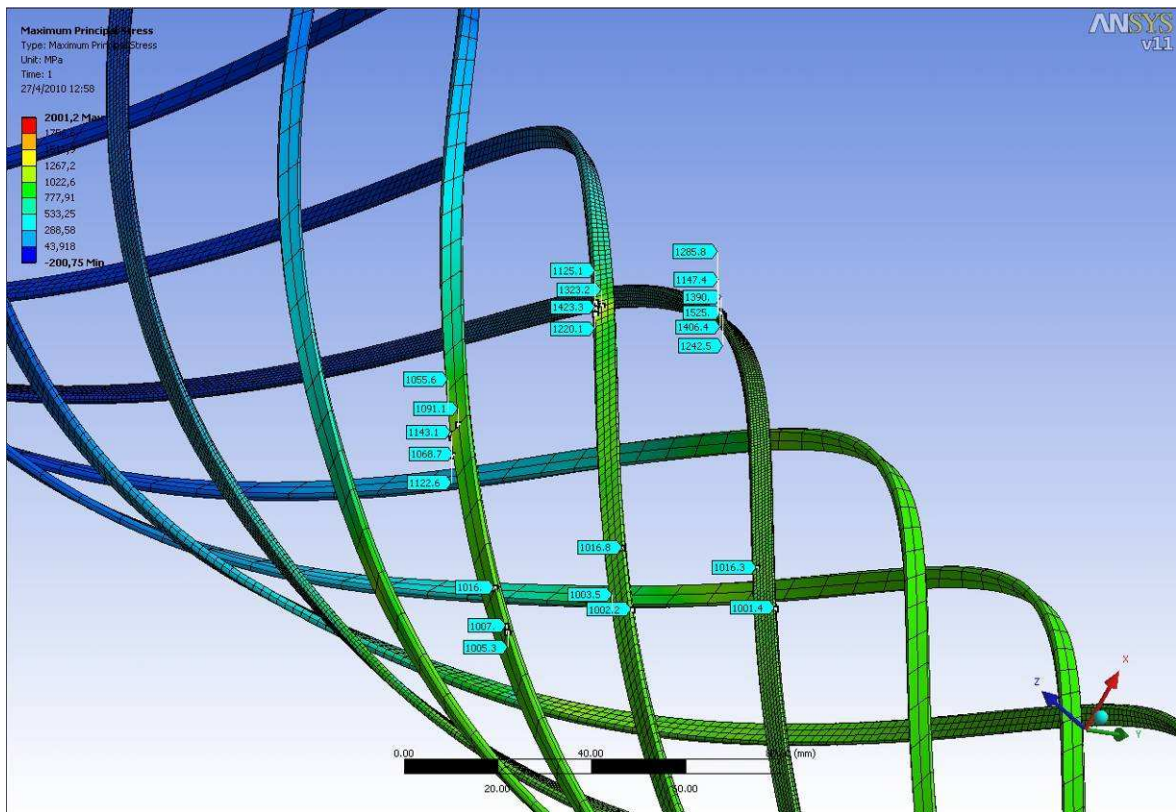


Figura 5-51. Tensões máximas principais com carga de 844 kN.

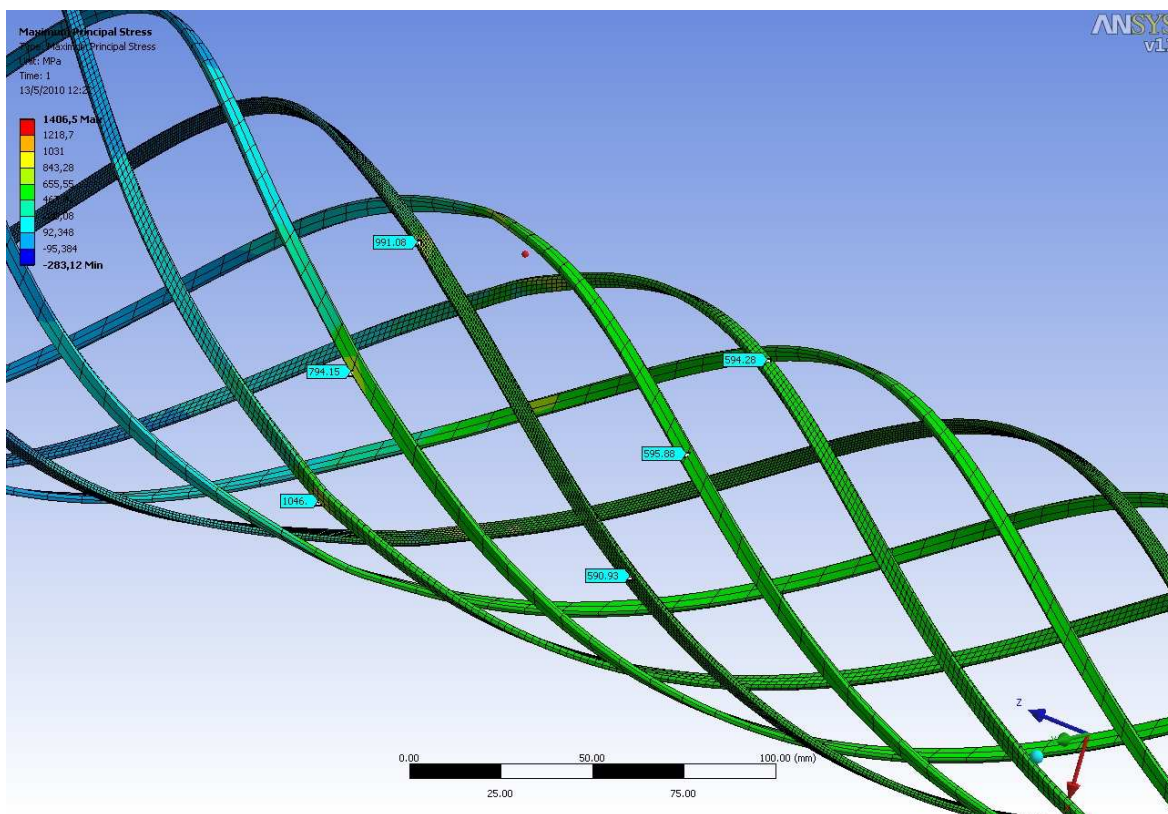


Figura 5-52. Tensões máximas principais com carga de 500 kN.

Tabela 5-9. Comparação dos resultados com o método analítico.

Local	Carga Axial (kN)	Tensão Método analítico(MPa)	Tensão modelo Elementos Finitos σ_1 (MPa)	Diferença (%)
Armadura externa	500	584,66	591	1,1
Armadura externa	844	986,90	1016	2,9

Salienta-se que os resultados do método analítico mostrados na Tabela 5-9, servem apenas para uma aproximação, uma vez que este método tem por base o comportamento Linear Elástico dos tendões, consideração essa, conforme já observado, não mais verdadeira para os níveis de carregamentos empregados.

Para a aplicação dos carregamentos, diferenciou-se em dois grupos de passos os ensaios do pórtico e o da bancada, em função da influência da plastificação de um passo nos seguintes, possibilitando a comparação com os valores obtidos com os *strain gages*. Desta forma para o ensaio no pórtico o modelo considerou os passos com cargas de: 844, 304, 130, 438, 154 kN. Para o ensaio na bancada, o modelo considerou os passos com cargas de: 500, 304, 130, 438, 154 kN.

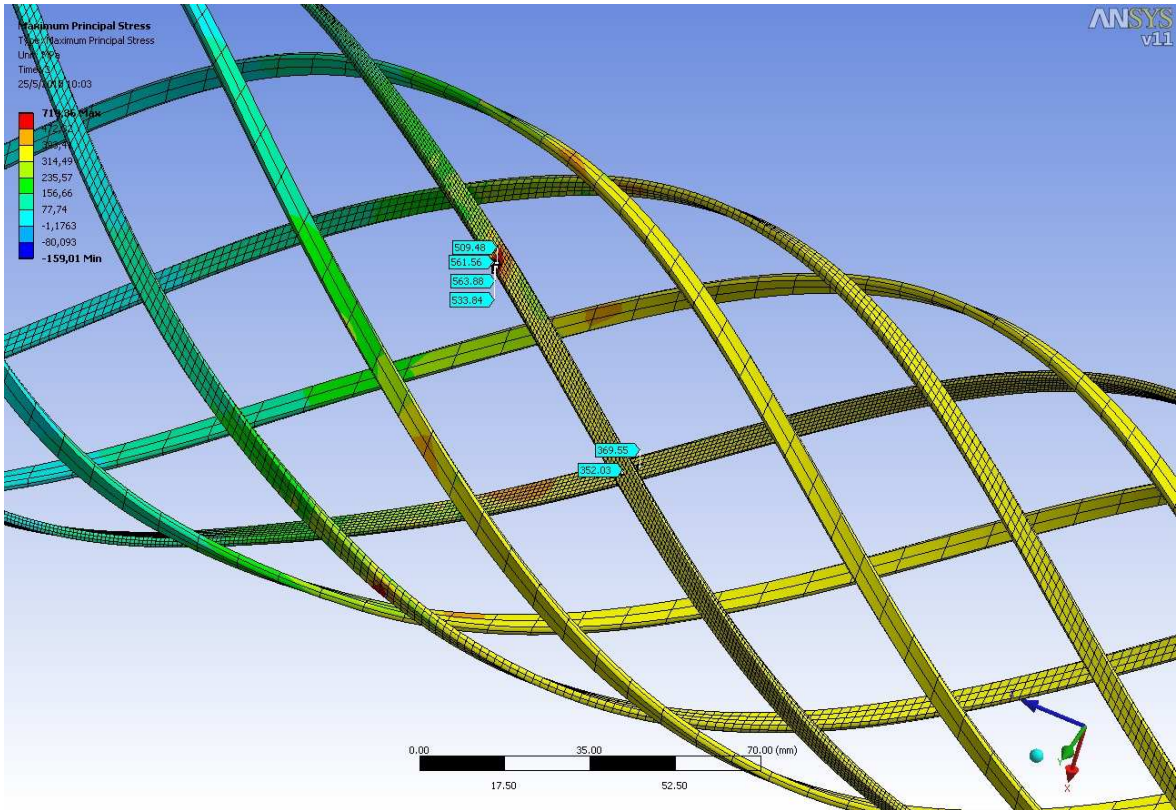


Figura 5-53. Tensões máximas principais com 304 kN

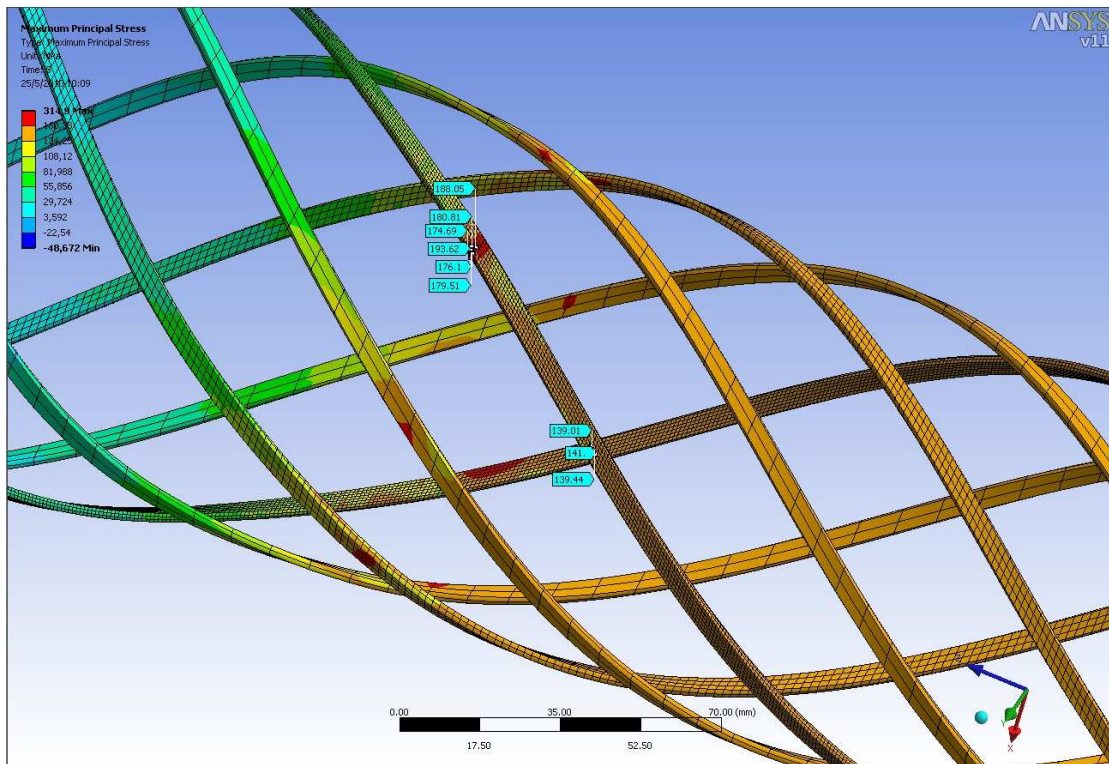


Figura 5-54. Tensões máximas principais com 130 kN.

A Figura 5-53 e a Figura 5-54 mostram as tensões máximas principais com as cargas de 304 e 130 kN, respectivamente. Estas são as cargas máximas e mínimas no bloco de carregamento de serviço com um total de 1.000.000 de ciclos.

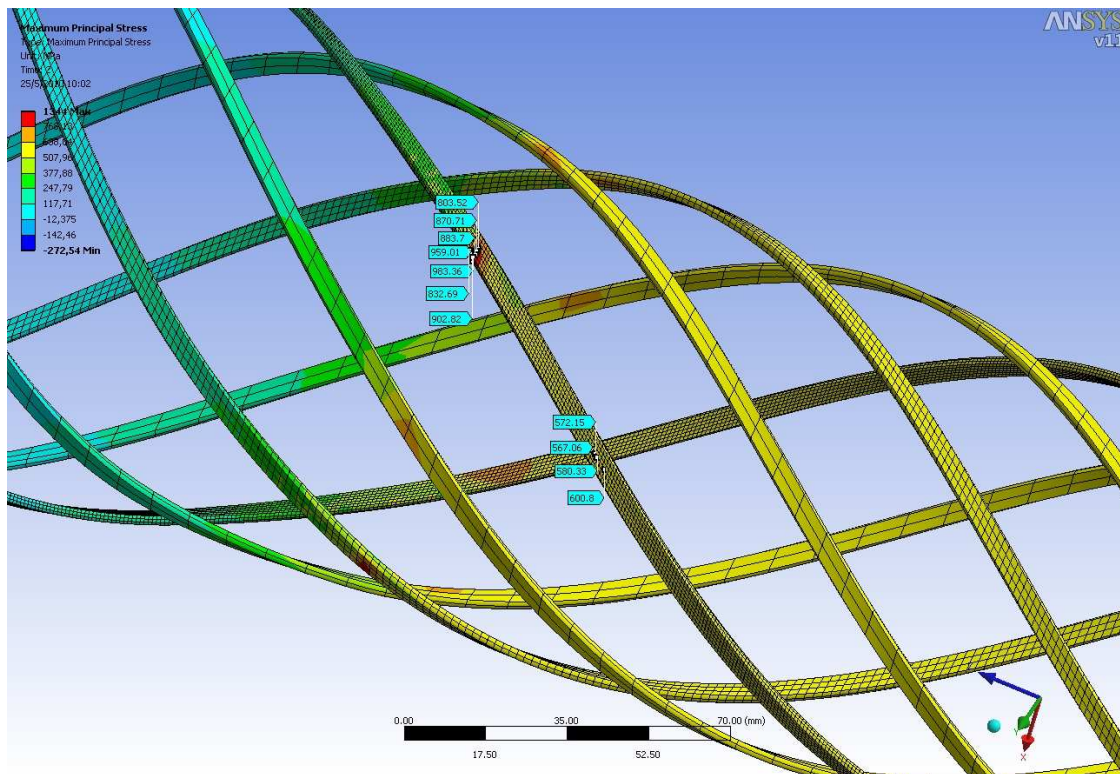


Figura 5-55. Tensões máximas principais com 438 kN após carga de 500 kN.

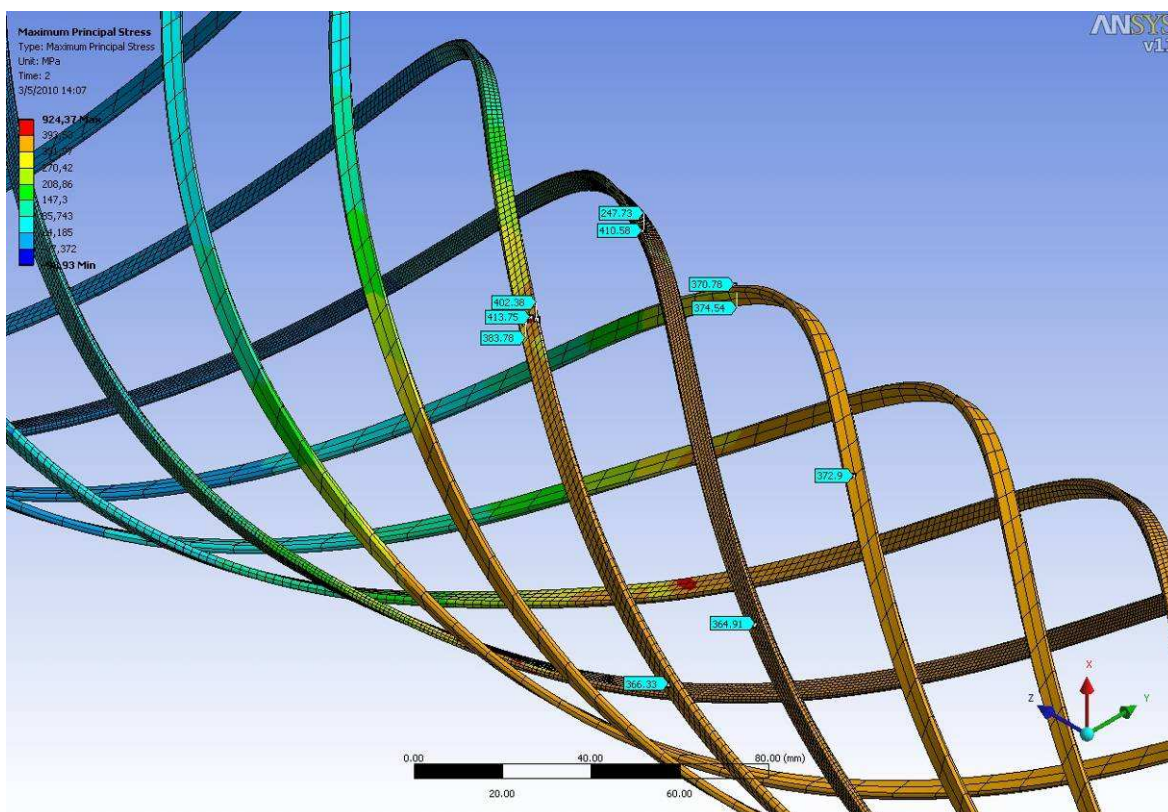


Figura 5-56. Tensões máximas principais com 438 kN após carga de 844 kN.

Para fins de comparação tem-se na Figura 5-56, as tensões máximas principais com a carga aplicada de 438 kN após a aplicação da carga de 844 kN. Percebe-se a significativa

redução nos valores de tensão, devido às tensões residuais que permanecem após o carregamento com 844 kN. Desta maneira, no posterior carregamento com 438 kN, atinge-se uma tensão resultante principal de menor módulo do que o mostrado na Figura 5-55, em que tem-se o mesmo valor de carga com 438 kN, porém aplicado após o carregamento de 500 kN, o qual não é capaz de gerar as tensões residuais associadas com o carregamento inicial de 844 kN.

Percebe-se assim o efeito benéfico de um pré-carregamento maior, evidentemente que dentro de determinados limites e em seções com gradiente de tensões, no desempenho da vida em fadiga dos tendões.

Devido a este fato, na análise dos tendões em fadiga, tanto da armadura externa como na interna, será feita de forma conservadora considerando a seqüência de carregamento usado em bancada, qual seja carga máxima inicial de 500KN, bloco de fadiga em serviço com carga máxima de 304 kN e mínima de 130 kN, seguido pelo bloco de fadiga com dano = 1 com carga máxima de 438 kN e mínima de 154 kN.

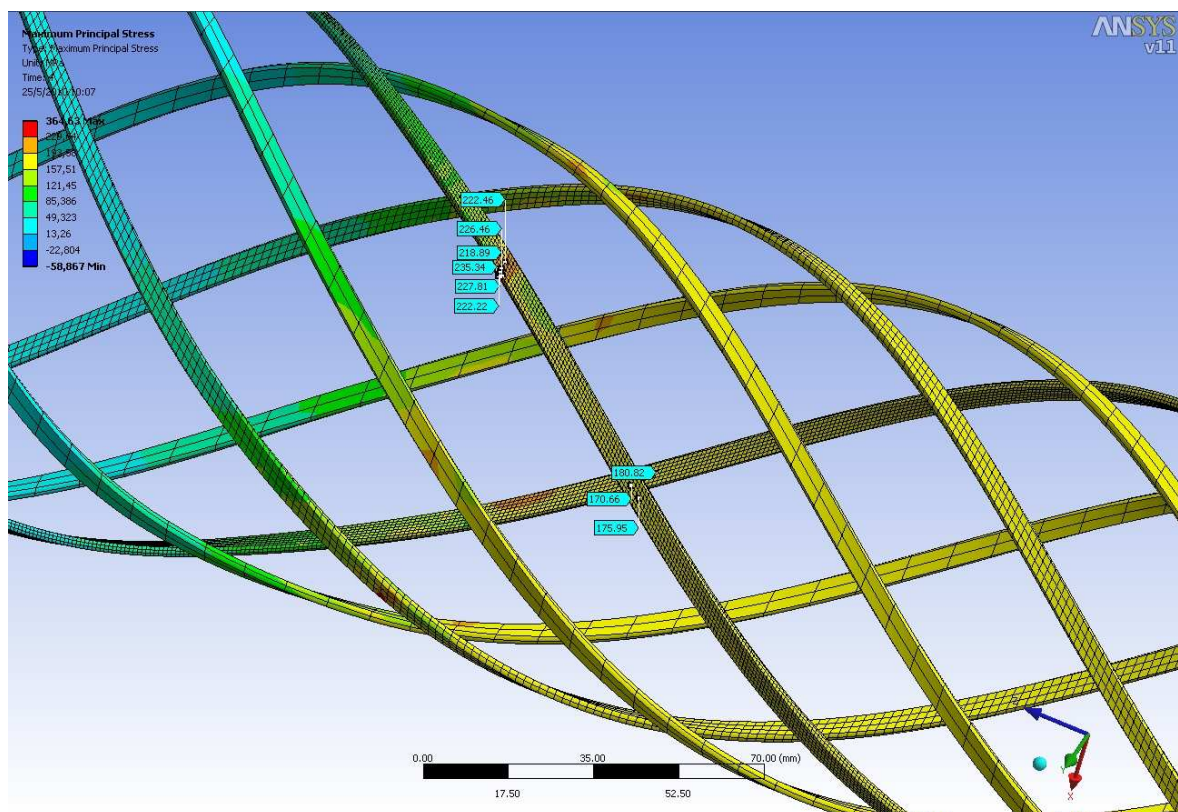


Figura 5-57. Tensões máximas principais com 154 kN.

A Figura 5-55 e a Figura 5-57 mostram as tensões máximas principais com as cargas de 438 e 154 kN respectivamente, as quais são as cargas máxima e mínima do bloco de dano = 1 em fadiga, com um total de 15.000 ciclos.

Tabela 5-10. Valor das tensões máximas principais nos tendões externos nos blocos de fadiga.

Bloco	Carga máxima (kN)	Carga mínima (kN)	$\sigma_{1\text{máx}}$ (MPa)	$\sigma_{1\text{mín}}$ (MPa)
Serviço	304	130	564	194
Dano = 1	438	154	983	235

Para fazermos a avaliação dos tendões em fadiga, recorre-se ao tradicional Diagrama de Goodman modificado(Shigley, 1984).

Para a avaliação no ciclo de fadiga usou-se as seguintes informações::

Tensão de ruptura do tendão = 1420 MPa, Como a tensão limite de fadiga(S_n) para os aços é de 50% da tensão de ruptura, tem-se $S_n = 710$ MPa

Tensão de escoamento: 1250 MPa

Fatores modificadores considerados (Shigley, 1984):

Acabamento = 0,65

Confiabilidade = 0,9

Demais = 1

Tensão limite de fadiga corrigido para o bloco 1(S_n') = $710 \cdot 0,65 \cdot 0,9 = 415,3$ MPa

Tensão limite de fadiga corrigido para o bloco 2(S_n') = $1420 \cdot 0,9 \cdot 0,65 = 830,7$ MPa

A tradicional curva S-N, mostrada na Figura 5-58 para o material dos tendões é levantada considerando-se ciclos de fadiga com várias amplitudes de tensão de igual módulo em tração e compressão ou seja, com uma tensão média no ciclo igual a zero. Como na prática, os ciclos de fadiga podem possuir uma tensão média diferente de zero, se faz necessário considerar tal efeito. Existem vários métodos de fazer esta correção, sendo que o mais tradicional e utilizando é o diagrama de Goodman modificado.

Visualizando a curva S-N de resistência a fadiga, em que tem-se a relação tensão alternada x número de ciclos, pode-se pensar no diagrama de Goodman como uma seção transversal da mesma.

Para o Bloco 1 de fadiga tem-se um número de ciclos igual a 1.000.000, estando na faixa da curva S-N a partir da qual considera-se uma vida infinita. Para o caso do bloco 2, entretanto, encontra-se em uma faixa da curva em que a resistência a fadiga varia com o

número de ciclos. Esta faixa de 0 a 1.000.000 de ciclos para o aço apresenta uma redução da resistência à fadiga com o aumento do número de ciclos. A Figura 5-58 mostra a curva S-N para o material dos tendões, visualizando-se nela o que foi colocado.

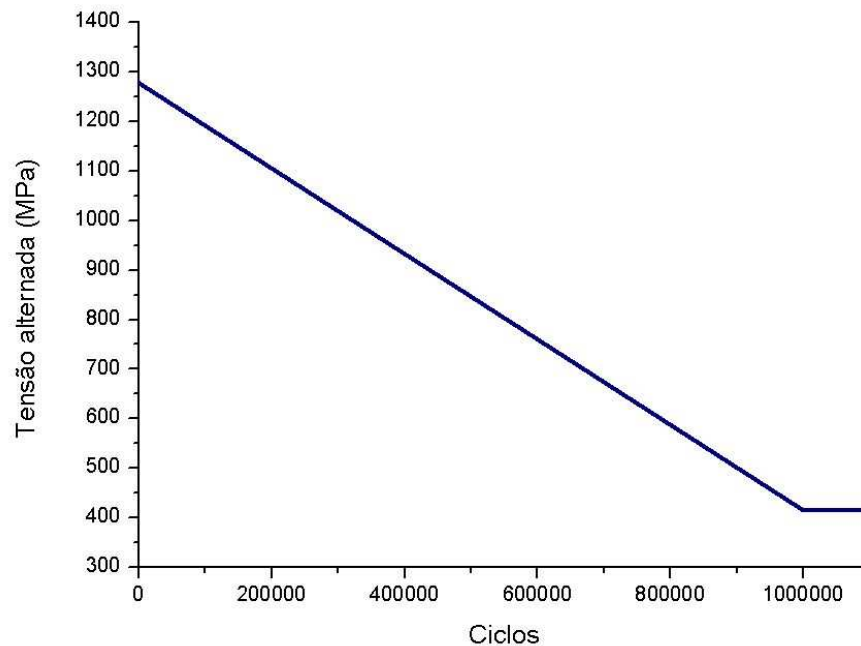


Figura 5-58. Curva S-N para o material dos tendões.

Para o bloco de serviço temos da Tabela 5-10, os seguintes valores para a interface com a resina:

$$\sigma_{\text{máx}} = 564 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{mín}} = 194 \text{ MPa}$$

Sabendo-se que:

$$\sigma_{\text{alt}} = \frac{\sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{min}}}{2}$$

Equação 5-8. Tensão alternada no ciclo.

$$\sigma_{\text{média}} = \frac{\sigma_{\text{max}} + \sigma_{\text{min}}}{2}$$

Equação 5-9. Tensão média no ciclo.

Obtém-se: $\sigma_{\text{alt}} = 185 \text{ MPa}$ e $\sigma_{\text{média}} = 379 \text{ MPa}$

Para o bloco de dano = 1 temos da Tabela 5-10 os seguintes valores para a interface com a resina:

$$\sigma_{\text{máx}} = 983 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{mín}} = 235 \text{ MPa}$$

E assim obtém-se usando a Equação 5-8 e a Equação 5-9:

$$\sigma_{\text{alt}} = 374 \text{ MPa} \text{ e } \sigma_{\text{média}} = 609 \text{ MPa}$$

Para o bloco de serviço tem-se da Tabela 5-10 os seguintes valores para longe da interface:

$$\sigma_{\text{máx}} = 352 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{mín}} = 140 \text{ MPa}$$

E assim obtém-se usando a Equação 5-8 e a Equação 5-9:

$$\sigma_{\text{alt}} = 106 \text{ MPa} \text{ e } \sigma_{\text{média}} = 246 \text{ MPa}$$

Para o bloco de dano=1 tem-se da Tabela 5-10 os seguintes valores para longe da interface:

$$\sigma_{\text{máx}} = 570 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{mín}} = 170 \text{ MPa}$$

E assim obtém-se usando a Equação 5-8 e a Equação 5-9:

$$\sigma_{\text{alt}} = 200 \text{ MPa} \text{ e } \sigma_{\text{média}} = 370 \text{ MPa}$$

Tabela 5-11. Resumo dos resultados em fadiga para tendões externos.

Condição	Local	$\sigma_{\text{máx}}$	$\sigma_{\text{mín}}$	σ_{alt}	σ_{med}	Resultado
Serviço	Interface	564	194	185	379	Ok
Serviço	Longe	352	140	106	246	Ok
Dano=1	Interface	983	235	374	609	Ok
Dano=1	Longe	570	170	200	370	Ok

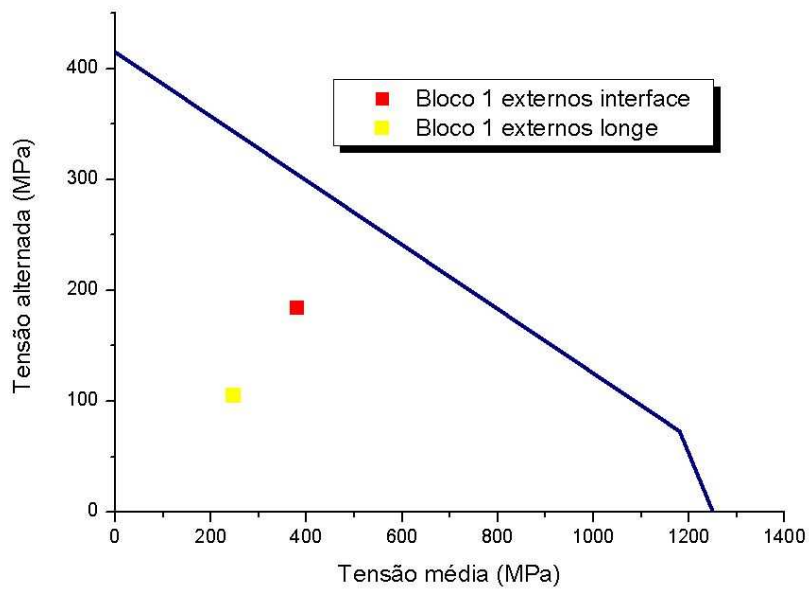


Figura 5-59. Diagrama de Goodman para os tendões externos no bloco 1.

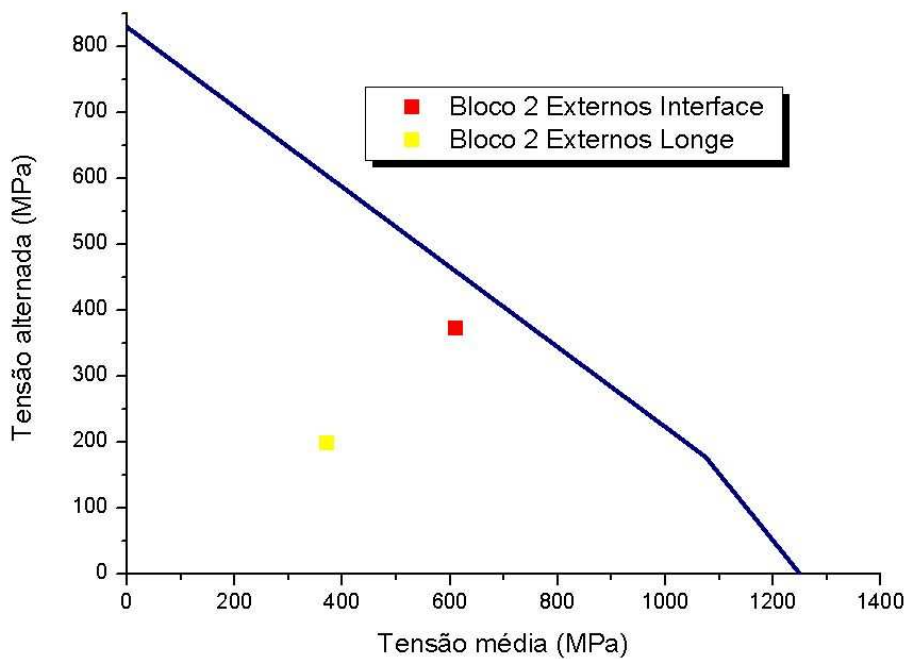


Figura 5-60. Diagrama de Goodman para os tendões externos no Bloco de dano=1

Na Figura 5-59 e Figura 5-60, para o bloco de serviço e de dano=1 respectivamente, tem-se o diagrama de Goodman modificado para os tendões externos tanto no ponto de máxima tensão junto à interface com a resina, como longe desta interface. Nele, todos os pontos abaixo da linha limite (azul) são pontos em que não há a previsão de falha por fadiga. Percebe-se por eles que os tendões mesmo na região de elevação de tensões na interface com a resina, encontram-se na região de segurança, sem previsão de falha.

5.3.2.6. Modelo do riser de 2,5" com conector e armadura interna

Construiu-se um modelo com o conector com a resina e capa, tubo ortotrópico equivalente às camadas internas do *riser* (camada intertravada, polímero interno, armadura de pressão e polímero abaixo da armadura interna de tração) conforme demonstrado no item 5.3.2.2, e oito tendões da armadura interna de tração. O comprimento da armadura fora da resina foi de 1 passo, o que no riser de 2,5" representa 433 mm.

A Figura 5-61 mostra o modelo construído para a análise da armadura de tração interna com o conector resinado. O modelo é composto de oito tendões da armadura de tração interna, um tubo ortotrópico equivalente as camadas internas do riser e o conector resinado. Neste modelo, usa-se como condições de contorno a ancoragem na extremidade oposta ao conector e junto à face do flange do conector os deslocamentos axiais impostos e na interface com a resina a rotação resultante.

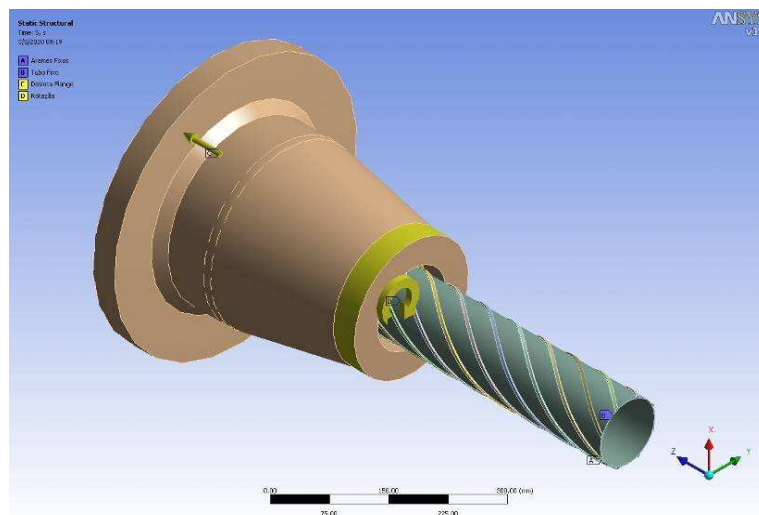


Figura 5-61. Detalhe do modelo com as condições de contorno.

Salienta-se que mesmo com o modelo para a análise da armadura interna possuindo a hélice com a mesma orientação da usada na análise da armadura externa, foi considerada na aplicação da rotação o sentido resultante obtido no item 5.3.2.3, o qual tem o sentido do assentamento da armadura interna.

Na Figura 5-62, tem-se uma visão global do modelo de Elementos Finitos.

Destaca-se que foi usada uma malha com diferentes graus de refinamento, como feito na análise da armadura externa com conector. Quatro tendões possuíam uma malha mais grosseira, dois com um refinamento intermediário e dois com malha mais refinadas, visando também uma comparação dos resultados para os diferentes tamanhos de elementos.

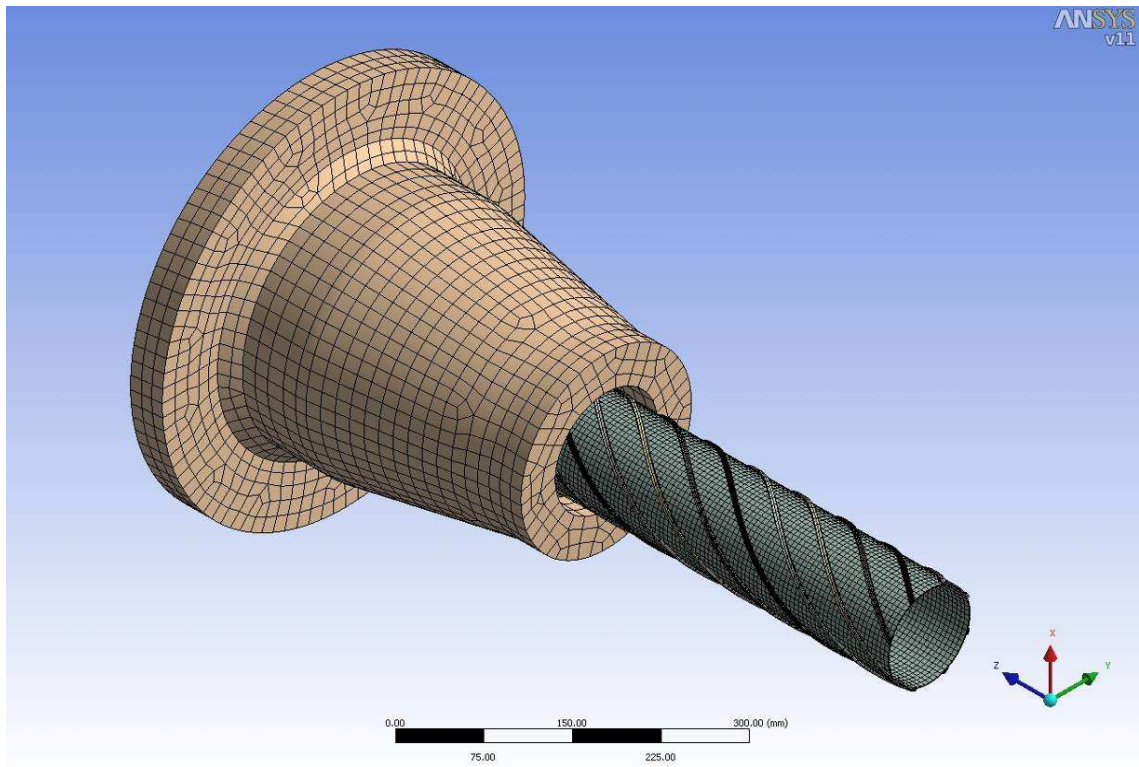


Figura 5-62. Vista geral do modelo de Elementos finitos.

Aplicaram-se os mesmos deslocamentos axiais e rotacionais da Tabela 5-7 usados no modelo com a armadura externa.

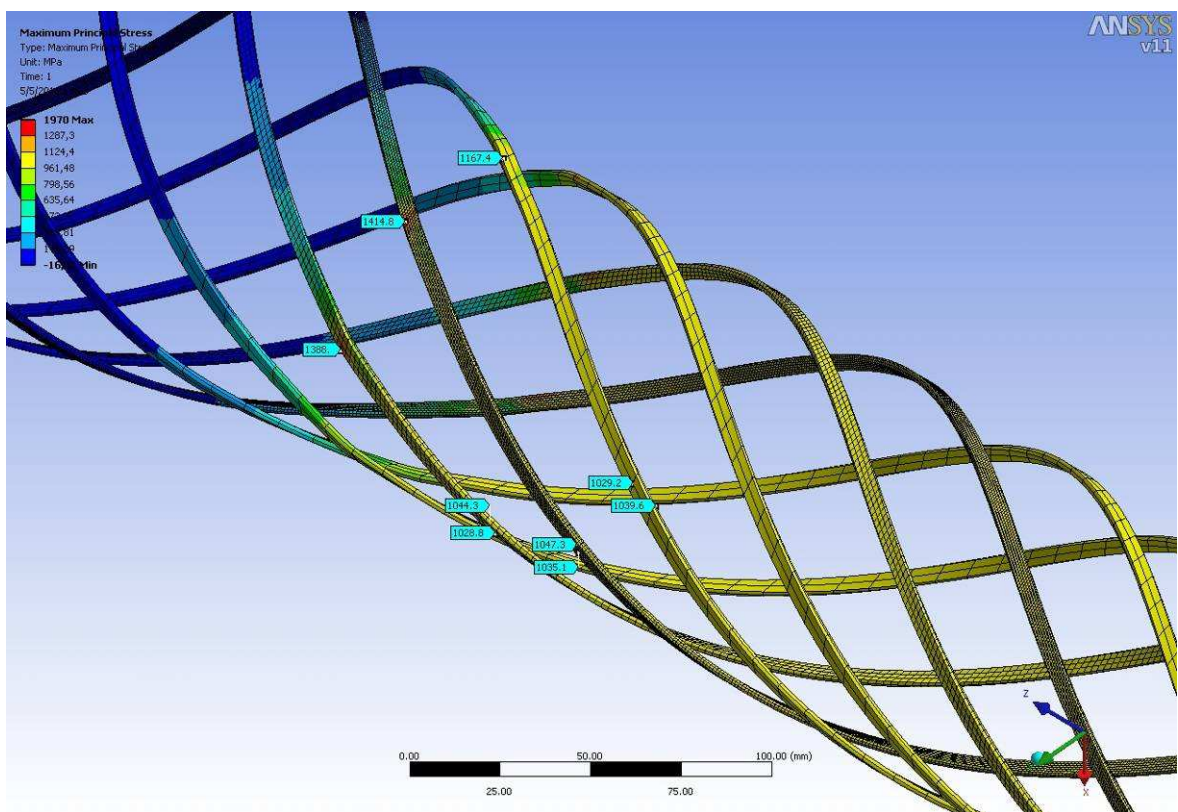


Figura 5-63. Tensões máximas principais com 844 kN.

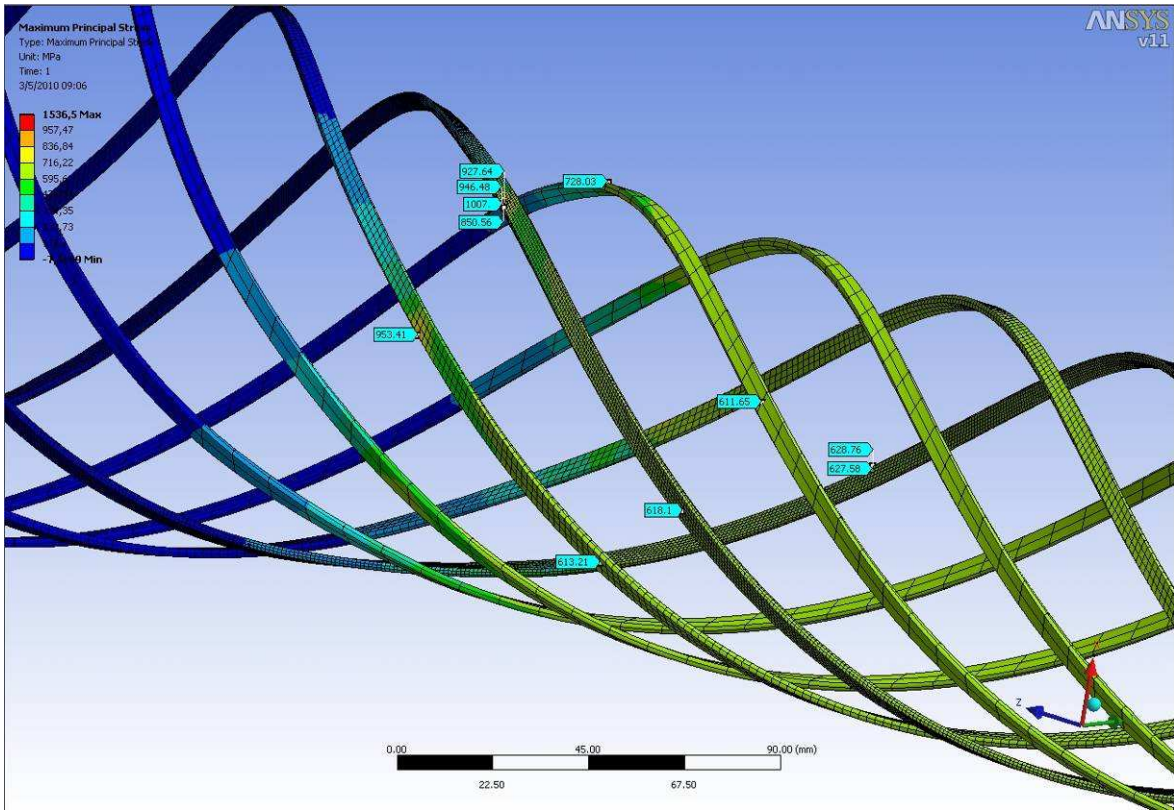


Figura 5-64. Tensões máximas principais com 500 kN.

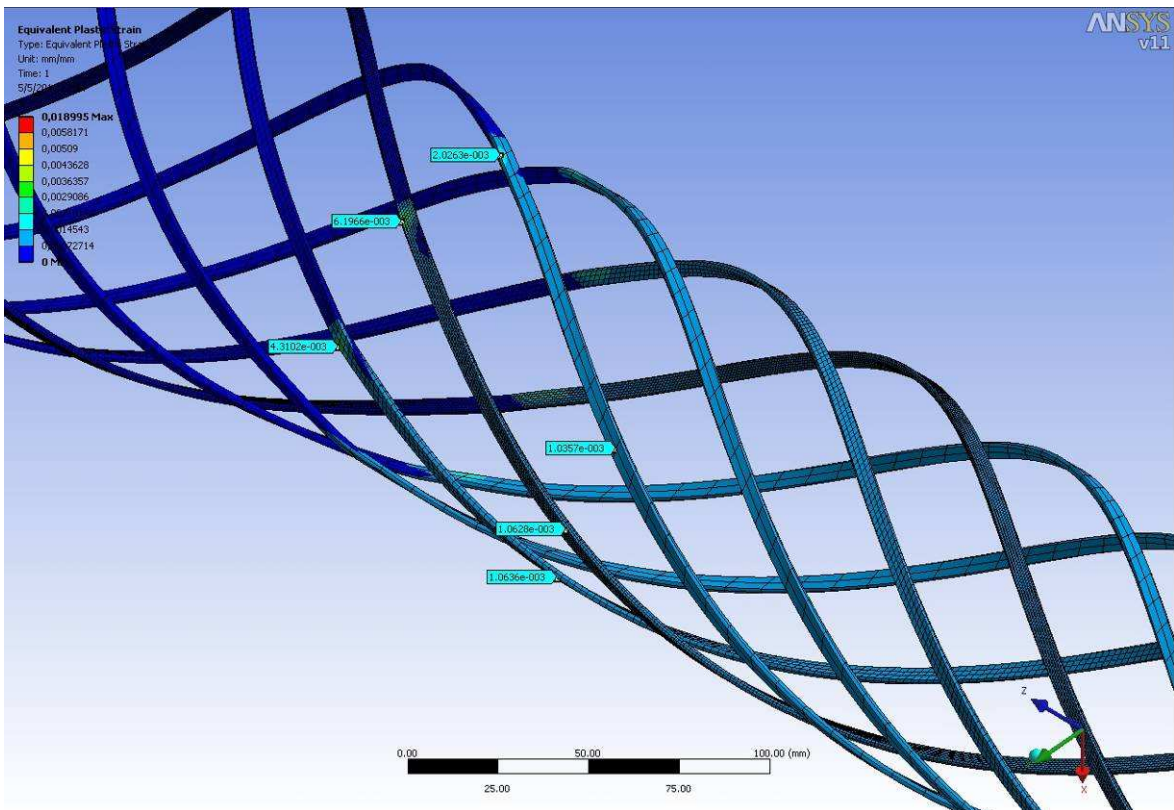


Figura 5-65. Deformação plástica com carga de 844 kN.

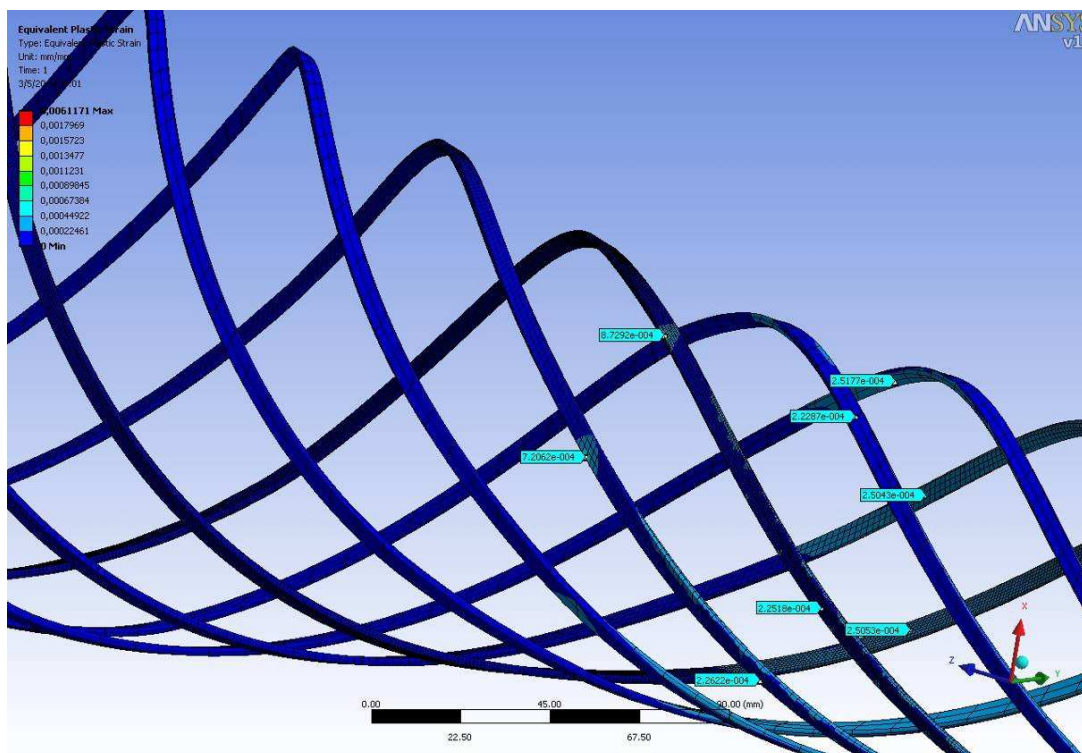


Figura 5-66. Deformação plástica com carga de 500 kN.

A Figura 5-65 e a Figura 5-66 mostram as deformações plásticas obtidas com o carregamento de 844 e 500 kN, respectivamente.

Tabela 5-12. Comparação dos resultados da armadura interna com o método analítico.

Local	Carga Axial (kN)	Tensão Método analítico (MPa)	Tensão modelo* de Elementos Finitos σ_1 (MPa)	Diferença (%)
Armadura interna	500	661	629	5,0
Armadura interna	844	1116	1047	6,6

* *Valores longe da interface com a resina.*

Salienta-se que os resultados do método analítico mostrados na Tabela 5-12, servem apenas para uma aproximação, uma vez que este método tem por base o comportamento Linear Elástico dos tendões, consideração essa, conforme já observado, não mais verdadeira para os níveis de carregamentos empregados.

Como feito no item 5.3.2.5 para a aplicação dos carregamentos, diferenciou-se em dois grupos de passos os ensaios do pórtico e o da bancada, em função da influência da plastificação de um passo nos seguintes, possibilitando a comparação com os valores obtidos com os *strain gages*. Desta forma para o ensaio no pórtico o modelo considerou os passos com cargas de: 844, 304, 130, 438, 154 kN. Para o ensaio na bancada, o modelo considerou os passos com cargas de: 500, 304, 130, 438, 154 kN.

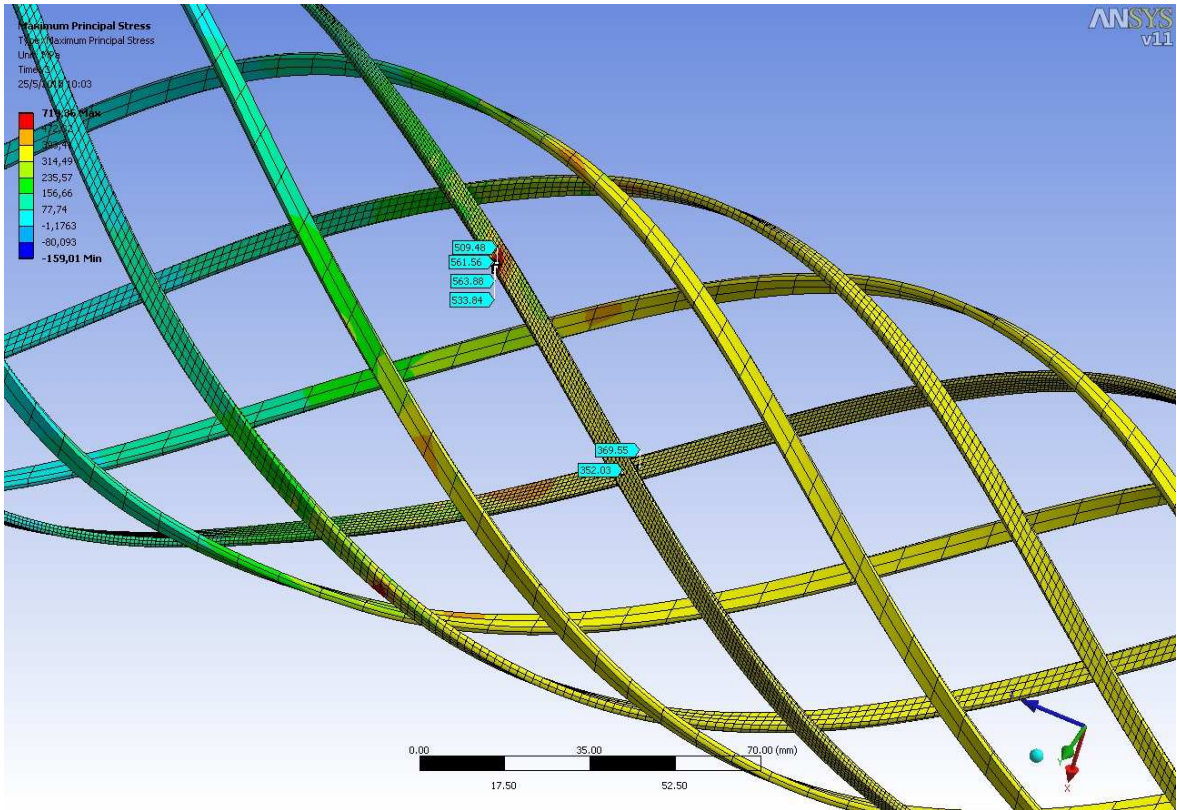


Figura 5-67. Tensões máximas principais com 304 kN

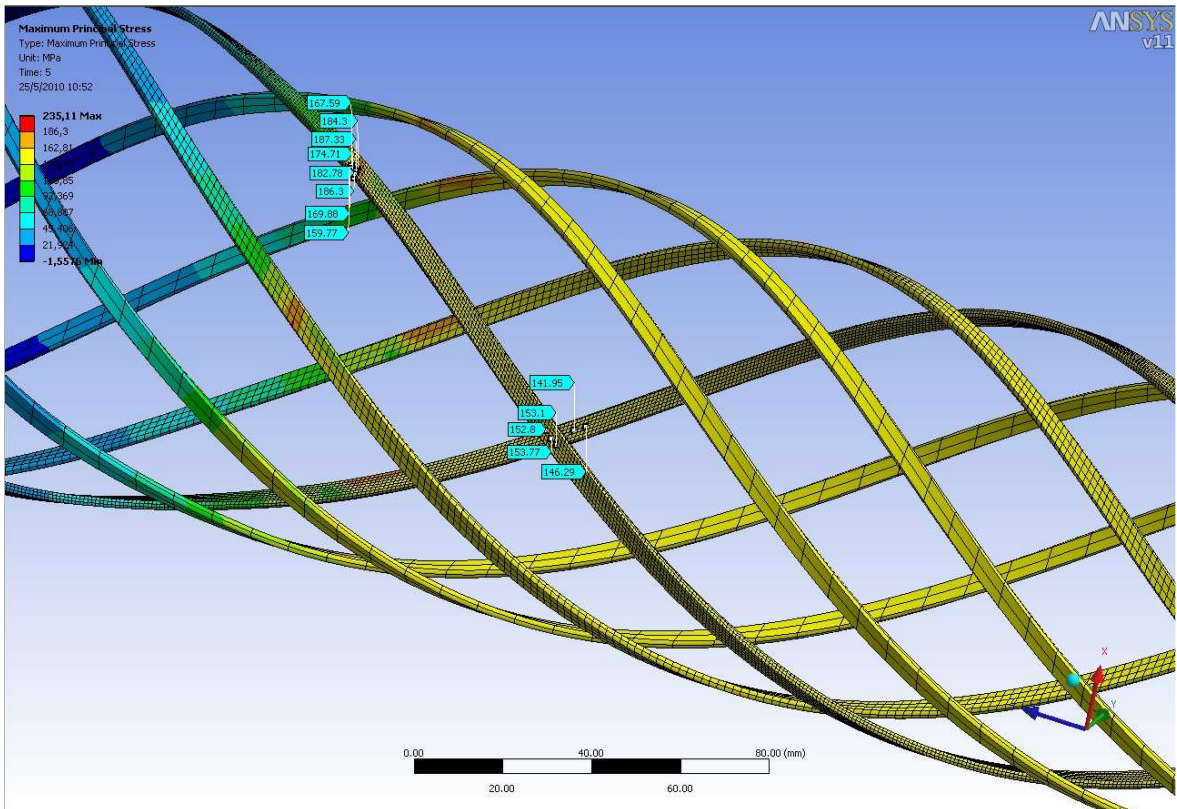


Figura 5-68. Tensões máximas principais com 130 kN.

A Figura 5-67 e a Figura 5-68 mostram as tensões máximas principais com as cargas de 304 e 130 kN, respectivamente. Estas são as cargas máximas e mínimas no bloco de carregamento de serviço com um total de 1.000.000 de ciclos.

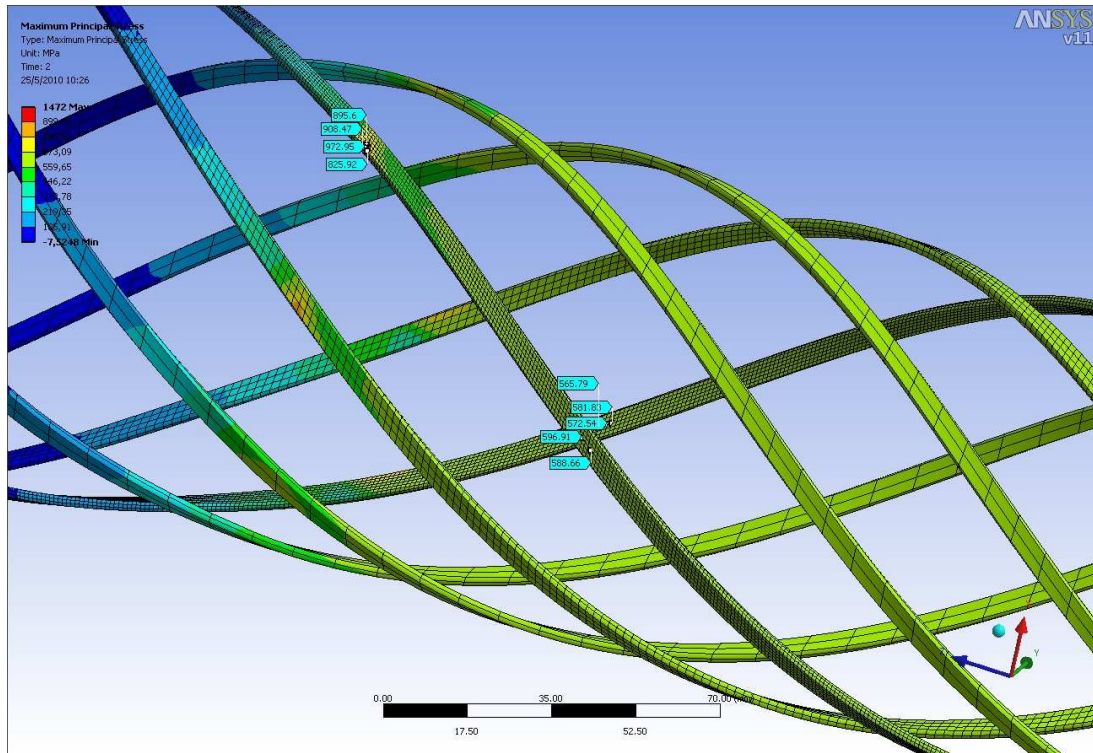


Figura 5-69. Tensões máximas principais com 438 kN.

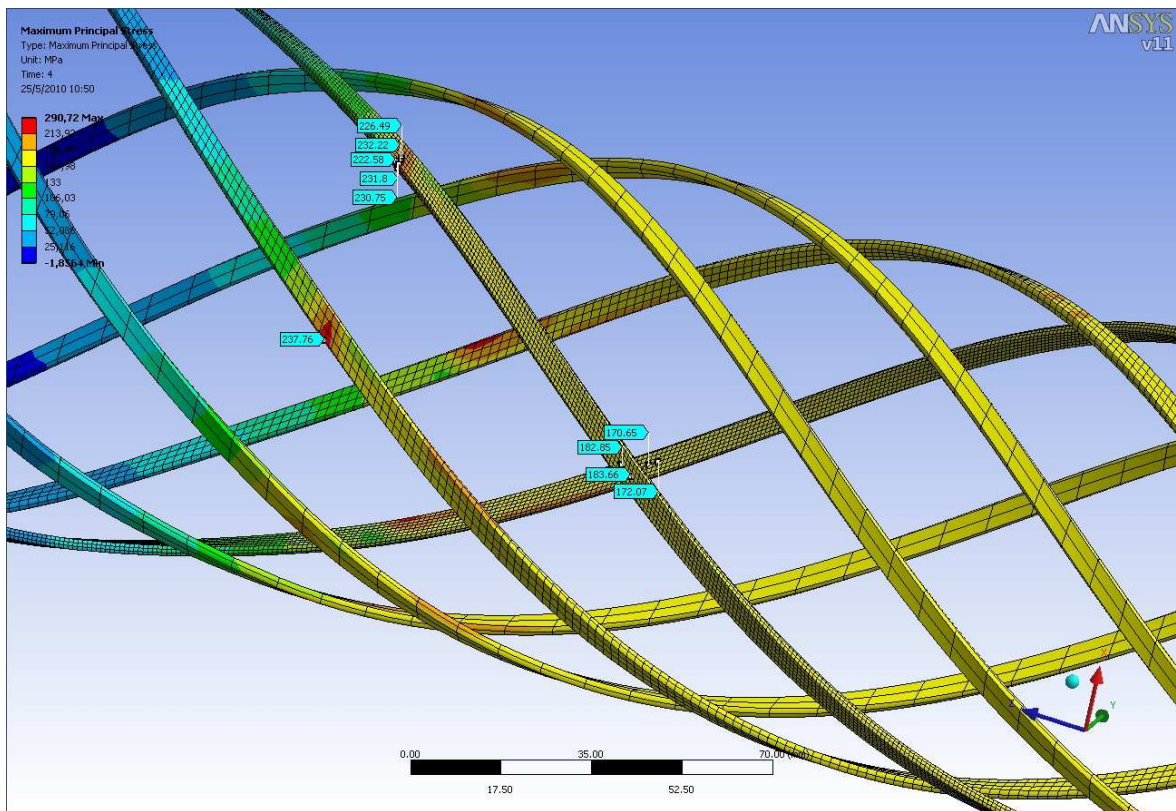


Figura 5-70. Tensões máximas principais com 154 kN.

A Figura 5-69 e a Figura 5-70 mostram as tensões máximas principais com as cargas de 438 e 154 kN, respectivamente, as quais são as cargas máxima e mínima do bloco de dano = 1 em fadiga, com um total de 15.000 ciclos.

Tabela 5-13. Valor da tensões máximas principais nos tendões internos nos blocos de fadiga.

Bloco	Carga máxima kN	Carga mínima kN	$\sigma_{1\text{máx}}$ (MPa)	$\sigma_{1\text{mín}}$ (MPa)
Serviço	304	130	562	186
Dano = 1	438	154	973	232

Para fazer-se a avaliação dos tendões em fadiga, recorre-se novamente ao tradicional Diagrama de Goodman modificado(Shigley, 1984).

Consideram-se as seguintes informações::

Tensão de ruptura do tendão = 1420 MPa, Como a tensão limite de fadiga(S_n) para os aços é de 50% da tensão de ruptura, tem-se $S_n = 710$ MPa .

Tensão de escoamento: 1250 MPa

Fatores modificadores considerados(Shigley, 1984):

Acabamento = 0,65

Confiabilidade = 0,9

Demais = 1

Tensão limite de fadiga corrigido para o bloco 1(S_n') = $710 * 0,65 * 0,9 = 415,35$ MPa

Tensão limite de fadiga corrigido para o bloco 2(S_n') = $1420 * 0,9 * 0,65 = 830,7$ MPa

Para o bloco 1 de fadiga tem-se um número de ciclos igual a 1.000.000, estando na faixa da curva S-N em que pode-se considerar um limite de duração infinita. No caso do bloco 2 entretanto, encontra-se em uma faixa da curva em que a resistência à fadiga varia com o número de ciclos, esta faixa de 0 a 1.000.000 de ciclos para o aço apresenta uma redução da resistência a fadiga com o aumento do número de ciclos.

Para o bloco de serviço tem-se da Tabela 5-13 os seguintes valores para a interface com a resina:

$\sigma_{\text{máx}} = 562$ MPa

$\sigma_{\text{mín}} = 186$ MPa

Relembrando as equações para as tensões alternadas e médias(Equação 5-8 e Equação 5-9):

$$\sigma_{alt} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_{média} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

Obtém-se: $\sigma_{alt} = 188 \text{ MPa}$ e $\sigma_{média} = 374 \text{ MPa}$

Para o bloco de dano = 1 tem-se da Tabela 5-13 os seguintes valores para a interface com a resina:

$\sigma_{máx} = 973 \text{ MPa}$

$\sigma_{mín} = 232 \text{ MPa}$

E assim obtém-se usando a Equação 5-8 e a Equação 5-9:

$\sigma_{alt} = 371 \text{ MPa}$ e $\sigma_{média} = 603 \text{ MPa}$

Para o bloco de serviço da Figura 5-67 e da Figura 5-68 tem-se os seguintes valores para longe da interface:

$\sigma_{máx} = 372 \text{ MPa}$

$\sigma_{mín} = 153 \text{ MPa}$

E assim obtém-se usando a Equação 5-8 e a Equação 5-9:

$\sigma_{alt} = 110 \text{ MPa}$ e $\sigma_{média} = 263 \text{ MPa}$

Para o bloco de dano=1 da Figura 5-69 e da Figura 5-70 tem-se os seguintes valores para longe da interface:

$\sigma_{máx} = 597 \text{ MPa}$

$\sigma_{mín} = 183 \text{ MPa}$

E assim obtém-se usando a Equação 5-8 e a Equação 5-9:

$\sigma_{alt} = 207 \text{ MPa}$ e $\sigma_{média} = 390 \text{ MPa}$

Tabela 5-14. Resumo dos resultados em fadiga para tendões internos.

Condição	Local	$\sigma_{máx}$	σ_{min}	σ_{alt}	σ_{med}	Resultado
Serviço	Interface	562	186	188	374	Ok
Serviço	Longe	372	153	110	263	Ok
Dano=1	Interface	973	232	371	603	Ok
Dano=1	Longe	597	183	207	390	Ok

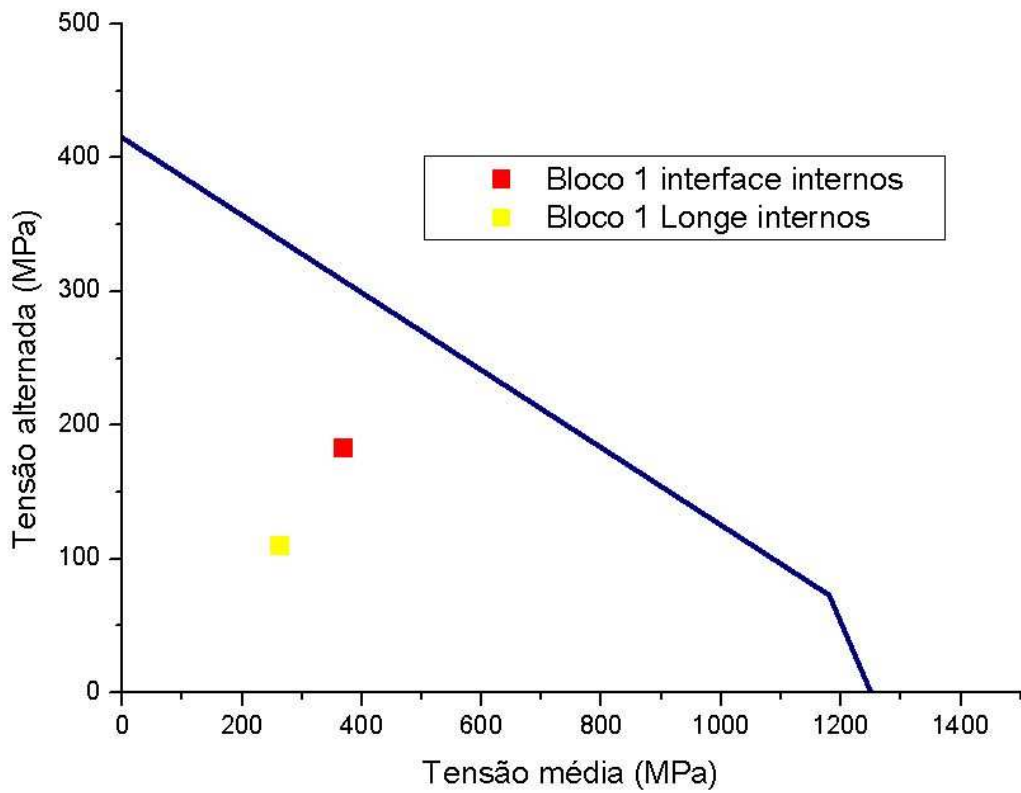


Figura 5-71. Diagrama de Goodman para os tendões externos no bloco 1.

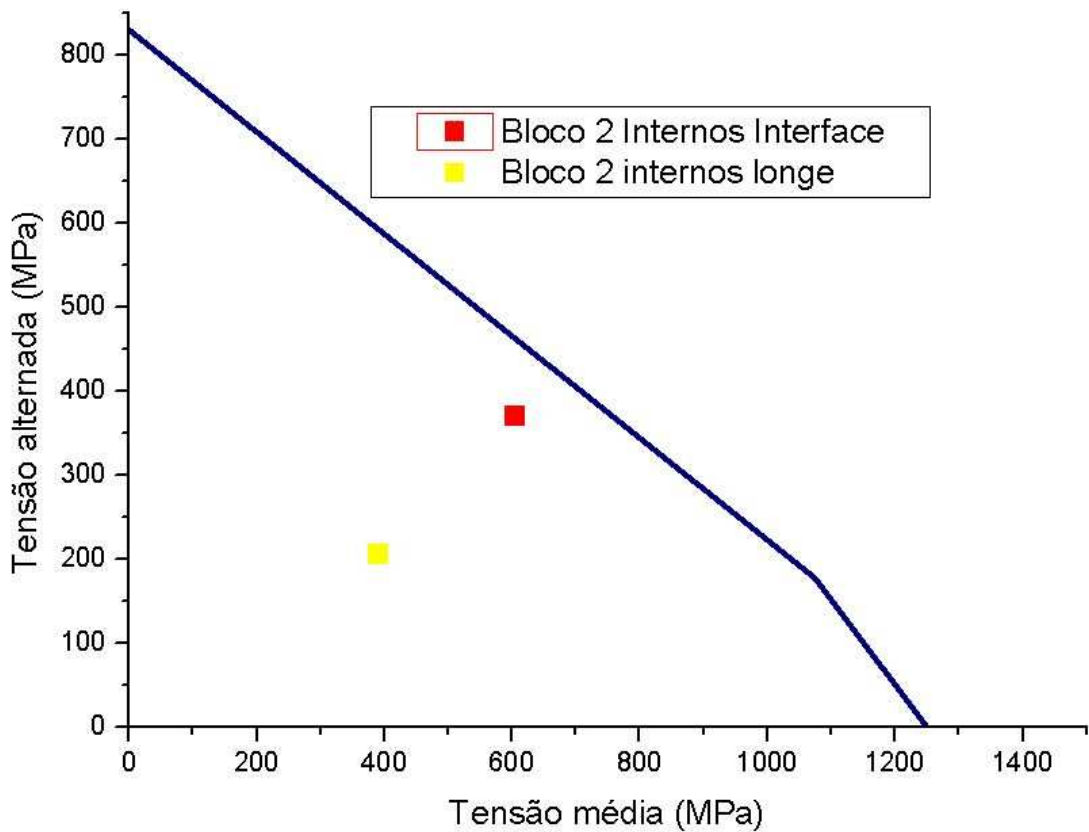


Figura 5-72. Diagrama de Goodman para os tendões externos no Bloco de dano=1

Na Figura 5-71 e na Figura 5-72, para o bloco de serviço e de dano=1 respectivamente, tem-se o diagrama de Goodman modificado para os tendões internos em ternos tanto no ponto de máxima tensão junto a interface com a resina, como longe desta interface. Nele, todos os pontos abaixo da linha limite(azul) são pontos em que não há a previsão de falha por fadiga. Percebe-se por eles que os tendões mesmo na região de elevação de tensões na interface com a resina, encontram-se na região de segurança, sem previsão de falha.

- Avaliação na carga máxima de 844 kN:

Para a avaliação estática na carga máxima de 844 kN, segue-se o procedimento de análise elasto-plástica do Apêndice B1 da API 579 (2007) para avaliação de falha localizada. Da Figura 5-65 tem-se que a deformação plástica máxima equivalente é de 0,006197.

Para o material do tendão a tensão de escoamento é de 1250 MPa e a ruptura de 1420 MPa, conforme capítulo 4. *MATERIAIS E MÉTODOS*. Usando-se as propriedades mecânicas podem-se obter os valores para os limites de deformação constantes na tabela B1-6 da API 579 (2007) para aços ferríticos.

$$m_2 = 0,6(1 - \sigma_e / \sigma_{ult}) = 0,6*(1 - 1250/1420) = 0,07183$$

Como não se dispõe dos limites de alongamento e redução de área especificados deste material usa-se de forma conservadora $\epsilon_{Lu} = m_2 = 0,07183$ e $\alpha_{SL} = 2,2$

Da API 579 (2007), tem-se a equação para a deformação triaxial limite ϵ_L a qual reproduz-se :

$$\epsilon_L = \epsilon_{Lu} * e^{\left[-\left(\frac{\alpha_{SL}}{1+m_2} \right) \left(\left\{ \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3\sigma_e} \right\} - \frac{1}{3} \right) \right]}$$

Equação 5-10. Deformação triaxial limite API 579 (2007).

Do modelo tem-se para o nó com a máxima deformação plástica e as seguintes componentes de tensão:

$$\sigma_1 = 1415 \text{ MPa}; \sigma_2 = 104 \text{ MPa} \text{ e } \sigma_3 = -0,5 \text{ MPa}$$

Substituindo-se estes valores na equação obtém-se $\epsilon_L = 0,062012$

Do modelo Figura 5-65 temos que $\epsilon_{peq} = 0,006197$

Do Apêndice B1 da API 579 (2007) tem-se que satisfazer a seguinte condição:

$$\epsilon_{peq} + \epsilon_{cf} \leq \epsilon_L \quad \text{ou seja: } \epsilon_{cf} \leq \epsilon_L - \epsilon_{peq}; \quad \epsilon_{cf} \leq 0,05582$$

Ou seja a deformação de conformação no tendão deve ser menor do que 5,58 %. Não se dispõe desta informação, porém, os componentes mostraram-se estáveis ocorrendo a convergência numérica atendendo portanto o critério de proteção contra o colapso plástico Apêndice B1 da API 579 (2007). Acredita-se, em princípio, que o critério de falha localizada esteja atendido.

A Figura 5-73 mostra as tensões máximas principais na resina do conector com a carga de 844 kN aplicadas no *riser*.

A análise da resina em si, implica em muitas outras informações as quais estão sendo obtidas através de ensaios específicos, buscando-se obter dados quanto às características referentes ao descolamento da mesma do tendão. No presente trabalho, conforme afirmado no seu início, assume-se, baseados nos resultados práticos, que com os valores das cargas utilizadas nos ensaios, não ocorre o descolamento da resina do tendão. O estudo mais detalhado da resina ficará como sugestão de trabalho futuro.

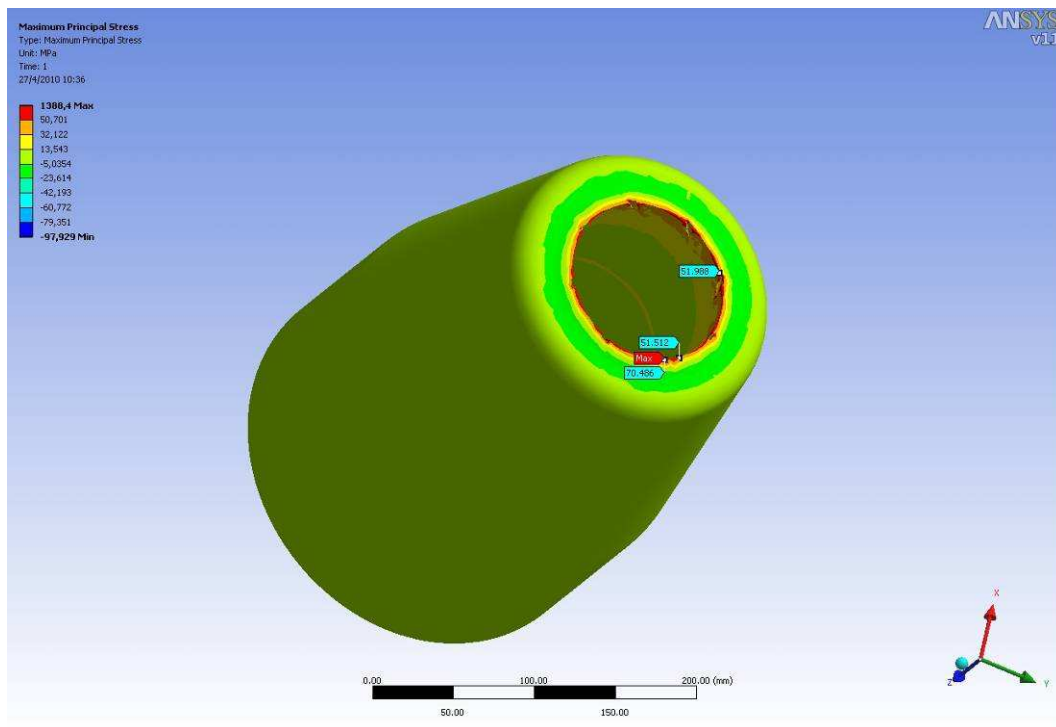


Figura 5-73. Tensões máximas principais na resina do conector.

5.3.2.7 Avaliação das camadas internas em fadiga

Com as informações obtidas até aqui, pode-se retornar ao modelo das camadas internas, visando avaliar-se o comportamento das mesmas nos ciclos de fadiga a que foram submetidas nos ensaios.

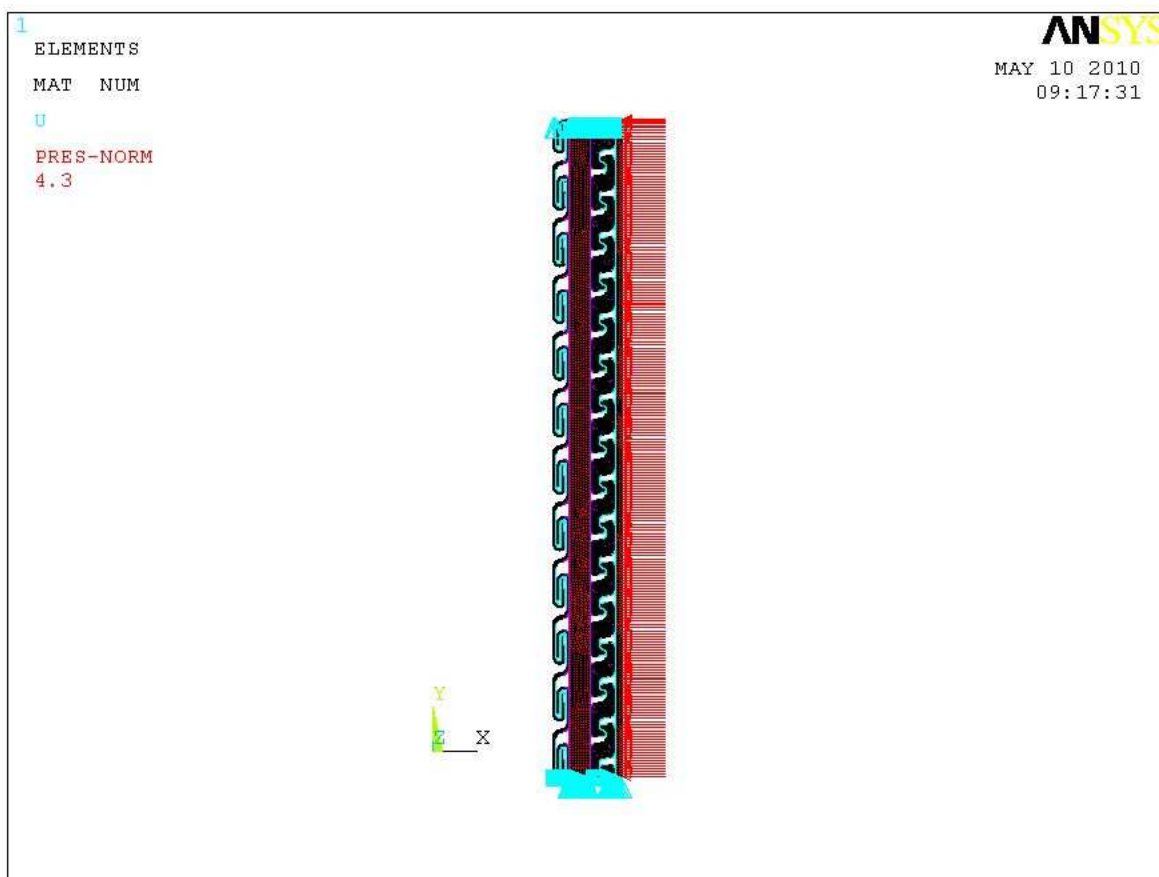


Figura 5-74. Modelo axissimétrico com as condições de contorno.

A Figura 5-74 mostra o modelo axissimétrico usado anteriormente para obter-se a rigidez das camadas internas, onde aplicaram-se os carregamentos de deslocamento axial e pressão externa, correspondentes a cada carregamento usado nos dois blocos de fadiga. A pressão externa aplicada corresponde à pressão de contato entre a armadura interna e o tubo ortotrópico equivalente às camadas internas.

Tabela 5-15. Carregamento aplicado ao modelo.

Carga(kN)	Deslocamento axial(mm)*	Pressão externa(MPa)
438	1,19	14,5
304	0,66	10
154	0,36	5,1
130	0,32	4,3

* *deslocamento no modelo axissimétrico equivalente a mesma deformação axial encontrada no modelo do riser completo*

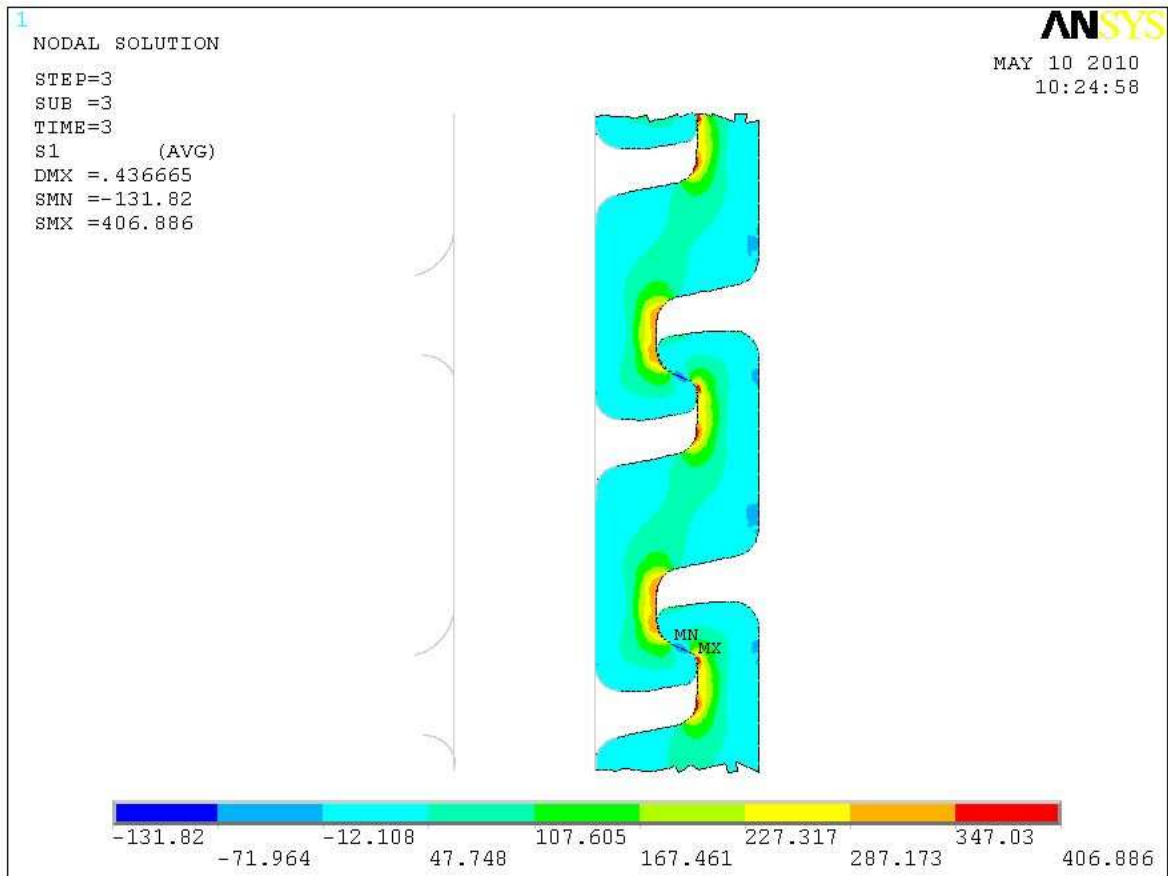


Figura 5-75. Tensões principais máximas na Camada de Pressão com carga de 304 kN.



Figura 5-76. Tensões principais máximas na Camada de Pressão com carga de 130 kN.

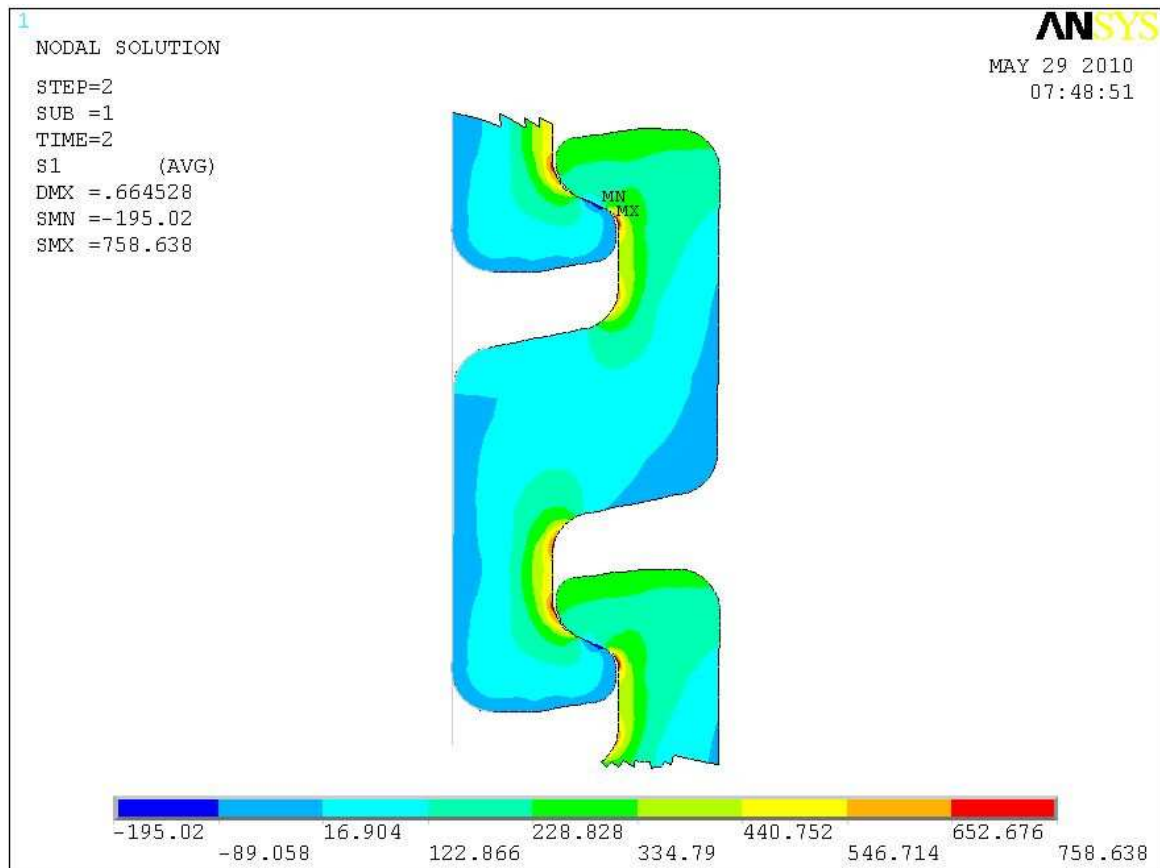


Figura 5-77. Tensões principais máximas na Camada de Pressão com carga de 438 kN.

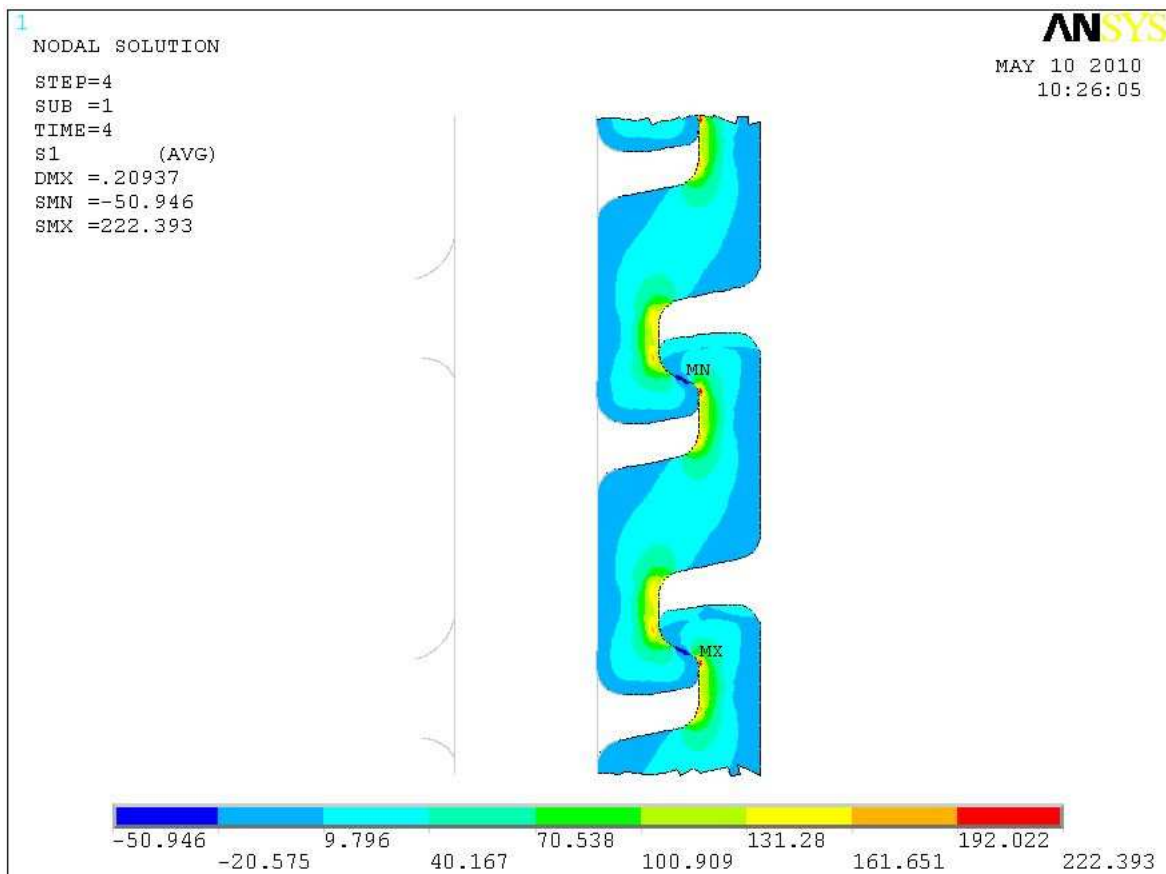


Figura 5-78. Tensões principais máximas na Camada de Pressão com carga de 154 kN.

A Figura 5-75 e a Figura 5-76 mostram os valores das tensões principais máximas na armadura de pressão com as cargas correspondentes ao bloco de serviço do *riser*.

A Figura 5-77 e a Figura 5-78 mostram os valores das tensões principais máximas na armadura de pressão com as cargas correspondentes ao bloco de dano =1 do *riser*.

Com os valores encontrados podemos elaborar a Tabela 5-16.

Tabela 5-16. Resumo dos valores encontrados para a Camada de Pressão.

Condição	$\sigma_{\text{máx}}$	σ_{min}	σ_{alt}	σ_{med}	Resultado
Serviço	407	194	106,5	300,5	Ok
Dano=1	758	222	268	490	Ok

Para se fazer a avaliação dos tendões em fadiga, recorre-se novamente ao tradicional Diagrama de Goodman modificado(Shigley, 1984).

Para a avaliação no ciclo de fadiga usam-se as seguintes informações::

Tensão de ruptura do material FM35 = 955 MPa, logo tensão limite de fadiga(S_n) = 477,5 MPa

Tensão de escoamento: 781MPa

Fatores modificadores considerados(Shigley, 1984):

Acabamento = 0,65

Confiabilidade = 0,9

Demais = 1

Tensão limite de fadiga corrigido para o bloco 1(S_n') = $477 \cdot 0,65 \cdot 0,9 = 279,3$ MPa

Tensão limite de fadiga corrigido para o bloco 2(S_n') = $955 \cdot 0,9 \cdot 0,65 = 558,7$ MPa

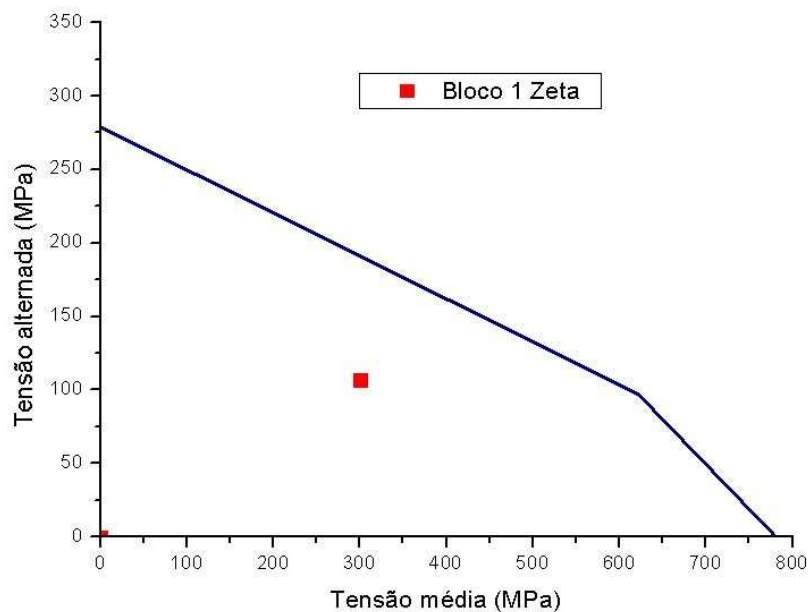


Figura 5-79. Diagrama de Goodman para o bloco de serviço da Camada de Pressão.

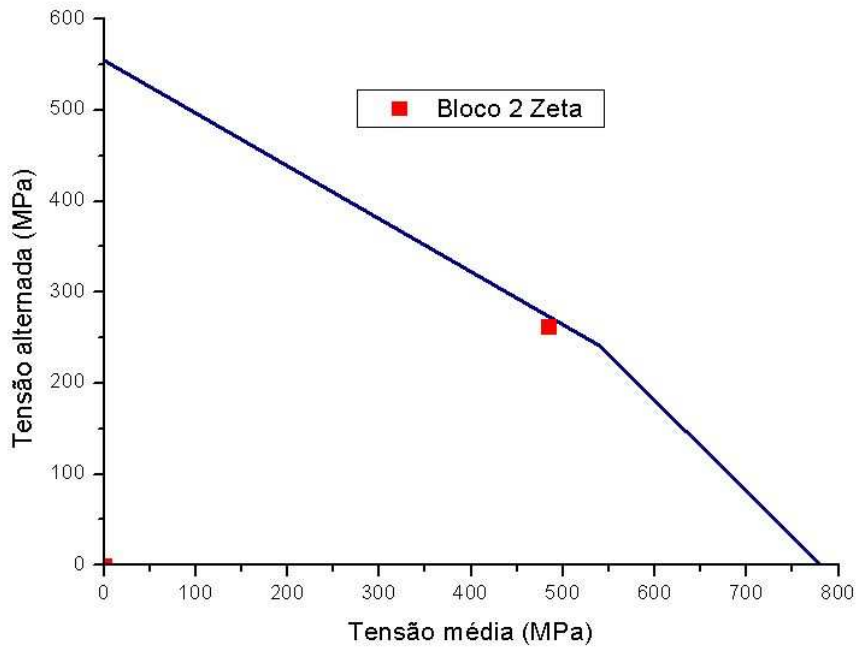


Figura 5-80. Diagrama de Goodman para o bloco 2 da Camada de Pressão.

Da Figura 5-79 e da Figura 5-80, tem-se que não é previsível a falha por fadiga para a armadura de pressão. Salienta-se que no bloco 2 estamos muito próximos ao limite do diagrama, o qual se ultrapassado, indicaria a possibilidade de iniciação de trincas de fadiga.

Avaliou-se também a armadura de pressão na carga máxima estática de 844 kN.

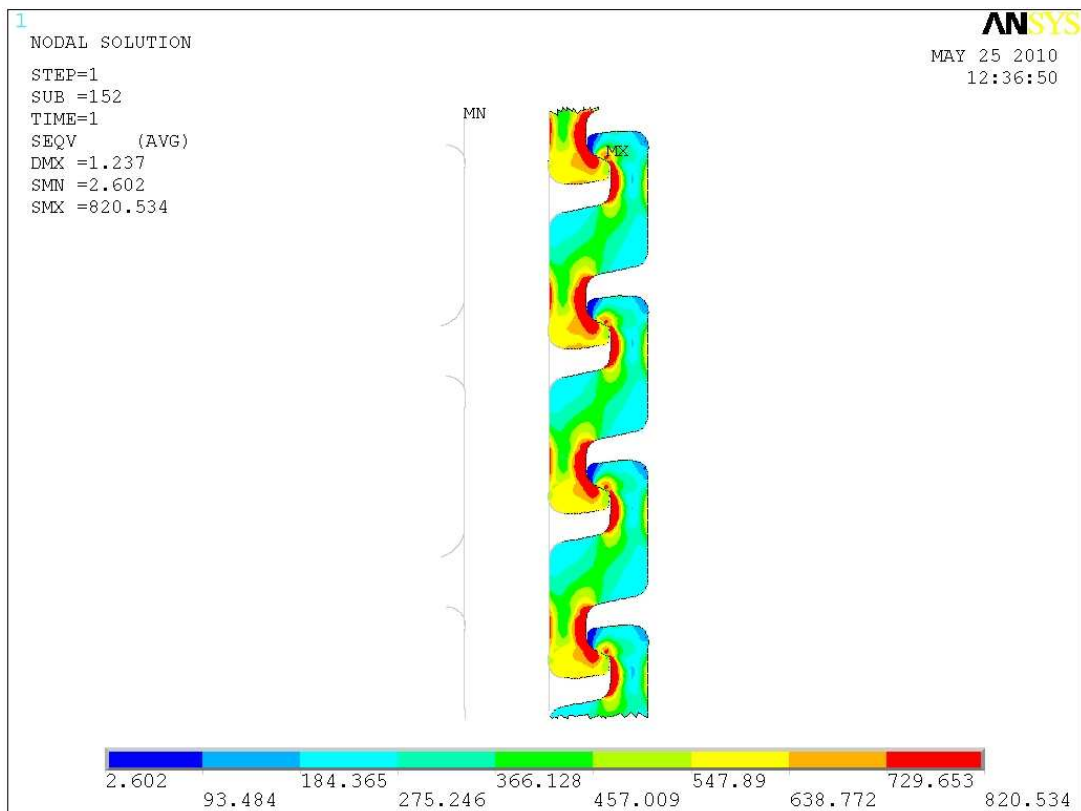


Figura 5-81. Tensão equivalente de von Mises na Camada de Pressão com 844 kN.

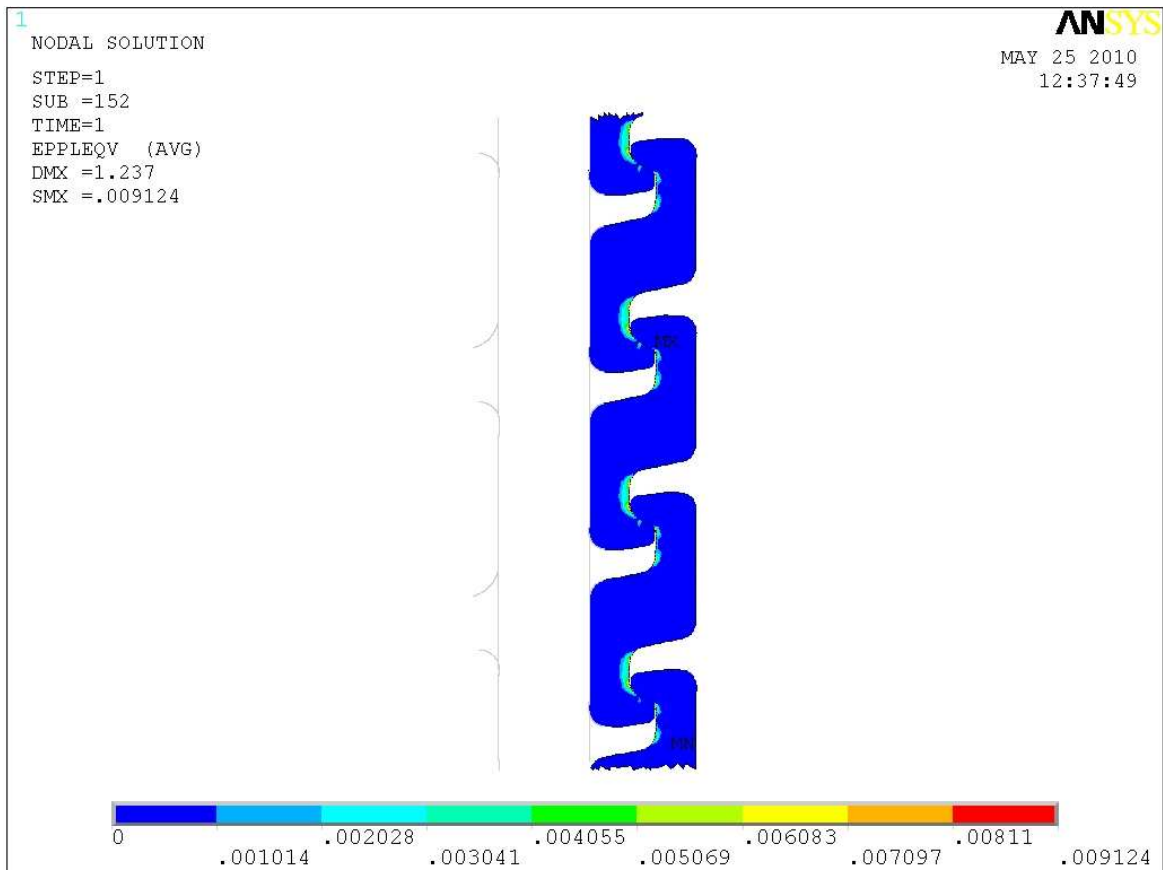


Figura 5-82. Deformação plástica equivalente na Camada de Pressão.

Para a avaliação estática na carga máxima de 844 kN, segue-se o procedimento de análise elastoplástica do Apêndice B1 da API 579 (2007) para avaliação de falha localizada. Da Figura 5-82 temos que a deformação máxima equivalente é de 0,009124.

O material destes componentes é o FM35. Para este material a tensão de escoamento é de 781 MPa e a ruptura de 955 MPa, conforme capítulo 4. *MATERIAIS E MÉTODOS*. Usando-se as propriedades mecânicas do FM35 pode-se obter os valores para os limites de deformação constantes na tabela B1-6 da API 579 (2007) para aços ferríticos.

$$m_2 = 0,6(1 - \sigma_e / \sigma_{ult}) = 0,6*(1 - 781/955) = 0,1093$$

Como não se dispõe dos limites de alongamento e redução de área especificados deste material, usa-se de forma conservadora $\epsilon_{Lu} = m_2 = 0,1093$ e $\alpha_{SL} = 2,2$

Do Apêndice B1 da API 579 (2007), tem-se a equação para a deformação triaxial limite ϵ_L a qual é a já usada Equação 5-10.

$$\epsilon_L = \epsilon_{Lu} * e^{\left[-\left(\frac{\alpha_{SL}}{1+m_2} \right) \left(\left\{ \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3\sigma_e} \right\} - \frac{1}{3} \right) \right]}$$

Deformação triaxial limite da API 579 (2007).

Do modelo tem-se para o nó 138288 a máxima deformação plástica e as seguintes componentes de tensão:

$$\sigma_1 = 1115,2 \text{ MPa}; \sigma_2 = 370,72 \text{ MPa} \text{ e } \sigma_3 = 276,36 \text{ MPa}$$

Substituindo-se estes valores na equação obtém-se $\epsilon_L = 0,04763$

Do modelo Figura 5-82 tem-se que $\epsilon_{peq} = 0,009124$

do Apêndice B1 da API 579 (2007) tem-se que satisfazer a seguinte condição:

$$\epsilon_{peq} + \epsilon_{cf} \leq \epsilon_L \text{ ou seja: } \epsilon_{cf} \leq \epsilon_L - \epsilon_{peq}; \epsilon_{cf} \leq 0,03851$$

Ou seja a deformação de conformação da camada Zeta deve ser menor do que 3,85 %. Não se dispõe desta informação, porém, os componentes mostraram-se estáveis ocorrendo a convergência numérica, atendendo portanto o critério de proteção contra o colapso plástico do Apêndice B1 da API 579 (2007). Acredita-se, em princípio, que o critério de falha localizada esteja atendido.

A inspeção direta com o método de Líquido Penetrante ou Partículas Magnéticas em uma amostra da Camada de Pressão, após os ensaios eliminaria qualquer dúvida. Infelizmente a análise numérica foi feita bem após os ensaios do conjunto *riser* com conectores e os segmentos de riser ensaiados não estavam mais disponíveis para inspeção. Fica esta recomendação para que em futuros ensaios para certificação de *risers* com conectores, juntamente com a dissecação dos conectores seja retirada uma amostra da Camada ZETA próxima a estes para inspeção por Líquido Penetrante ou Partículas Magnéticas. Esta recomendação tem por base tanto à análise estática na carga máxima, como na avaliação em fadiga em que no bloco 2 (dano=1) encontra-se muito próximo do limite do critério de Goodman.

- Avaliação da camada Intertravada:

Avalia-se a seguir a camada Intertravada tanto em fadiga como estaticamente.

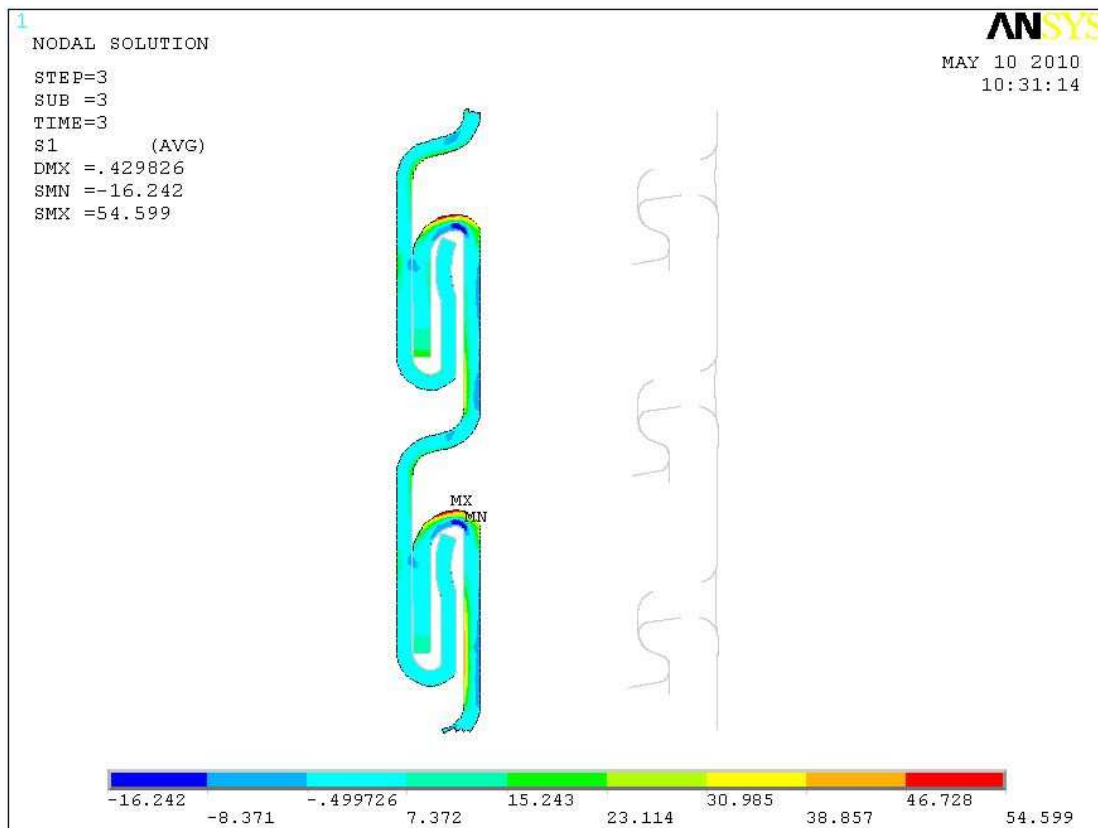


Figura 5-83. Tensões máximas principais na carcaça intertravada com 304 kN.

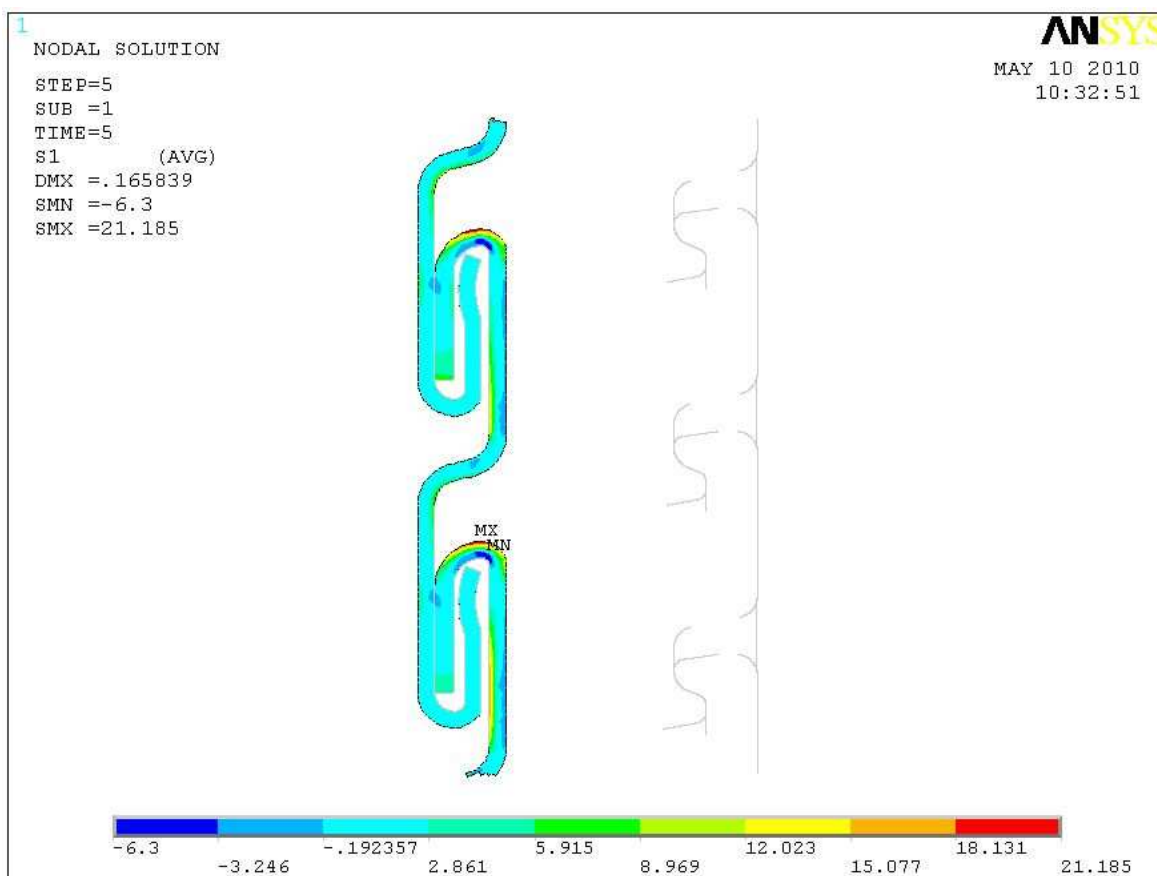


Figura 5-84. Tensões máximas principais na carcaça intertravada com 130 kN.

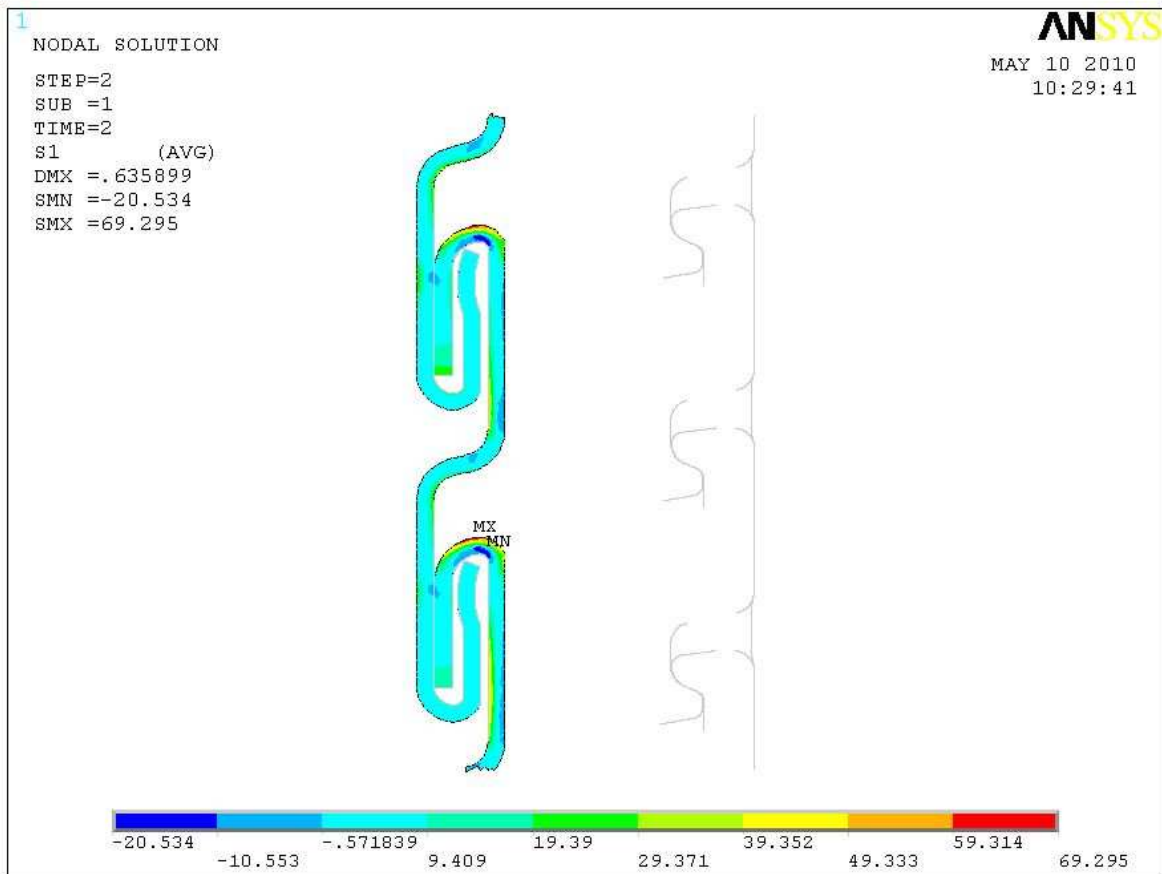


Figura 5-85. Tensões máximas principais na carcaça intertravada com 438 kN.

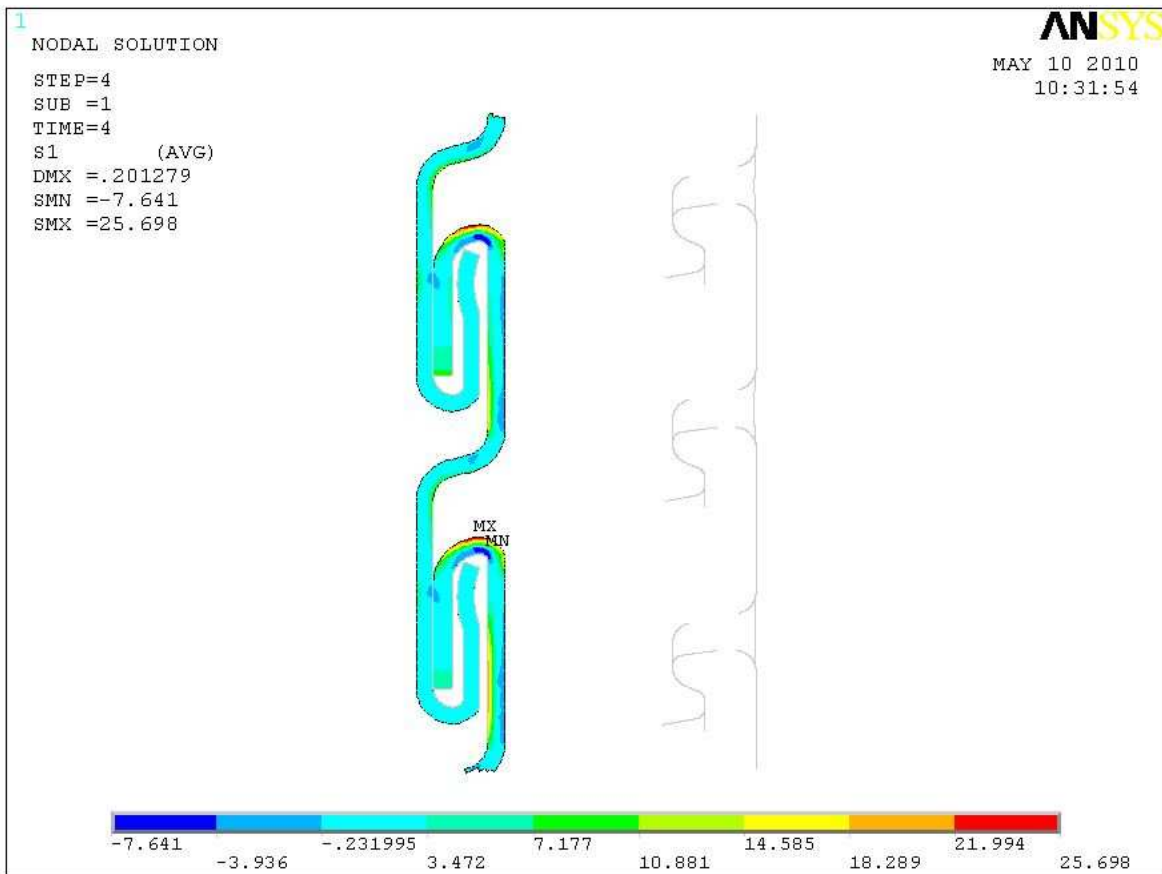


Figura 5-86. Tensões máximas principais na carcaça intertravada com 154 kN.

A Figura 5-83 e a Figura 5-84 mostram os valores das tensões principais máximas na carcaça intertravada com as cargas correspondentes ao bloco de serviço do *riser*.

A Figura 5-85 e a Figura 5-86 mostram os valores das tensões principais máximas na carcaça intertravada com as cargas correspondentes ao bloco de dano=1 do *riser*.

Com os valores encontrados podemos elaborar a Tabela 5-17.

Tabela 5-17. Resumo dos valores encontrados para a carcaça intertravada.

Condição	Local	$\sigma_{\text{máx}}$	σ_{min}	σ_{alt}	σ_{med}	Resultado
Serviço	carcaça	55	21	17	38	Ok
Dano=1	carcaça	69	26	21,5	47,5	Ok

Para a avaliação dos tendões em fadiga, recorre-se novamente ao tradicional Diagrama de Goodman modificado(Shigley, 1984).

Consideram-se as seguintes informações::

Tensão de ruptura do material AISI 304 = 510 MPa, logo tensão limite de fadiga(S_n) = 255 MPa

Tensão de escoamento: 207 MPa

Fatores modificadores considerados(Shigley, 1984):

Acabamento = 0,65

Confiabilidade = 0,9

Demais = 1

Tensão limite de fadiga corrigido para o bloco 1(S_n') = $255 \cdot 0,65 \cdot 0,9 = 149$ MPa

Tensão limite de fadiga corrigido para o bloco 2(S_n') = $510 \cdot 0,9 \cdot 0,65 = 298$ MPa

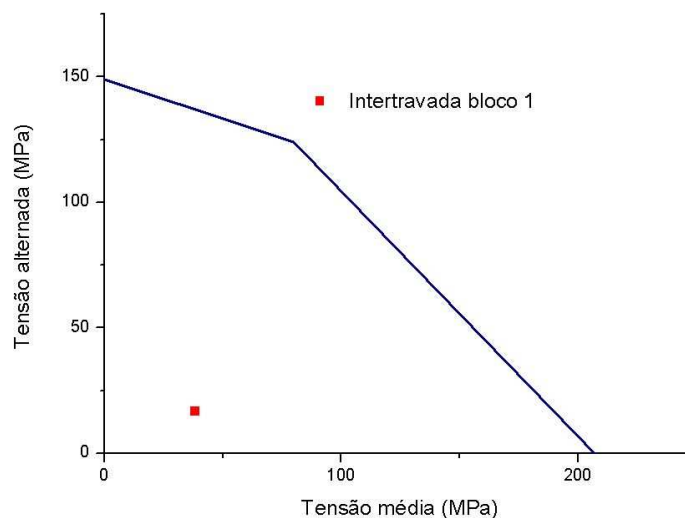


Figura 5-87. Diagrama de Goodman para o bloco de serviço da carcaça.

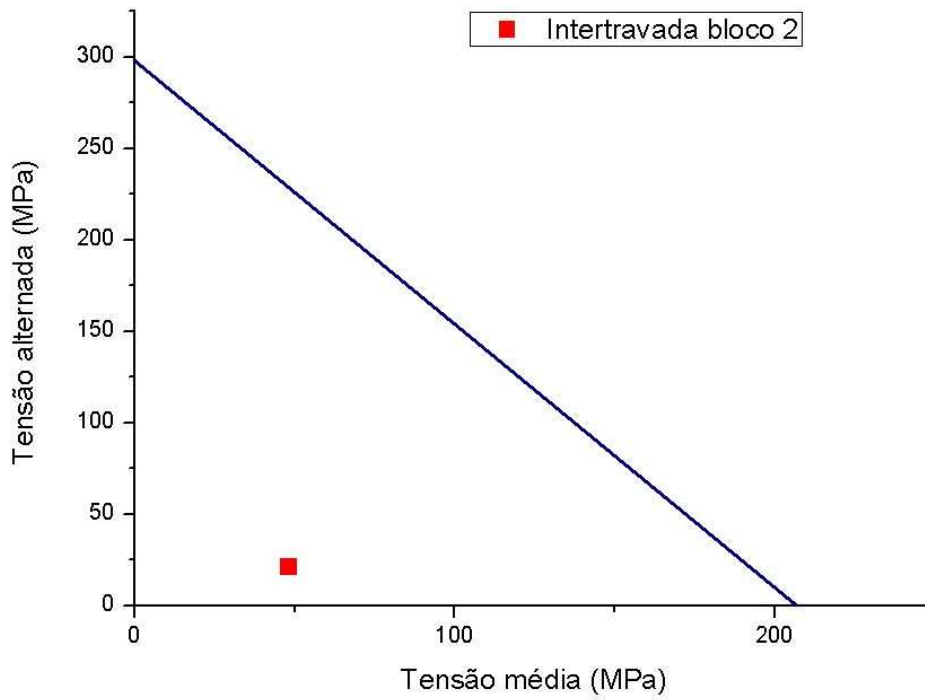


Figura 5-88. Diagrama de Goodman para o bloco 2 da carcaça.

Da Figura 5-79 e da Figura 5-80, tem-se que não é previsível a falha por fadiga para a carcaça.

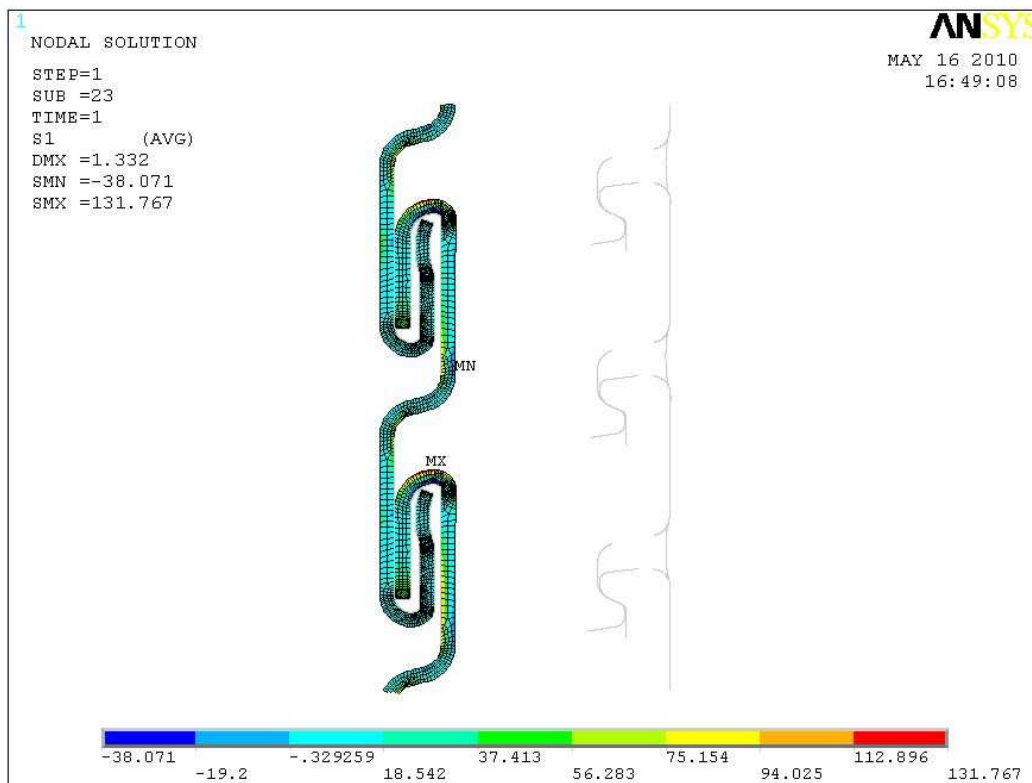


Figura 5-89. Tensões máximas principais na carcaça intertravada com 844 kN.

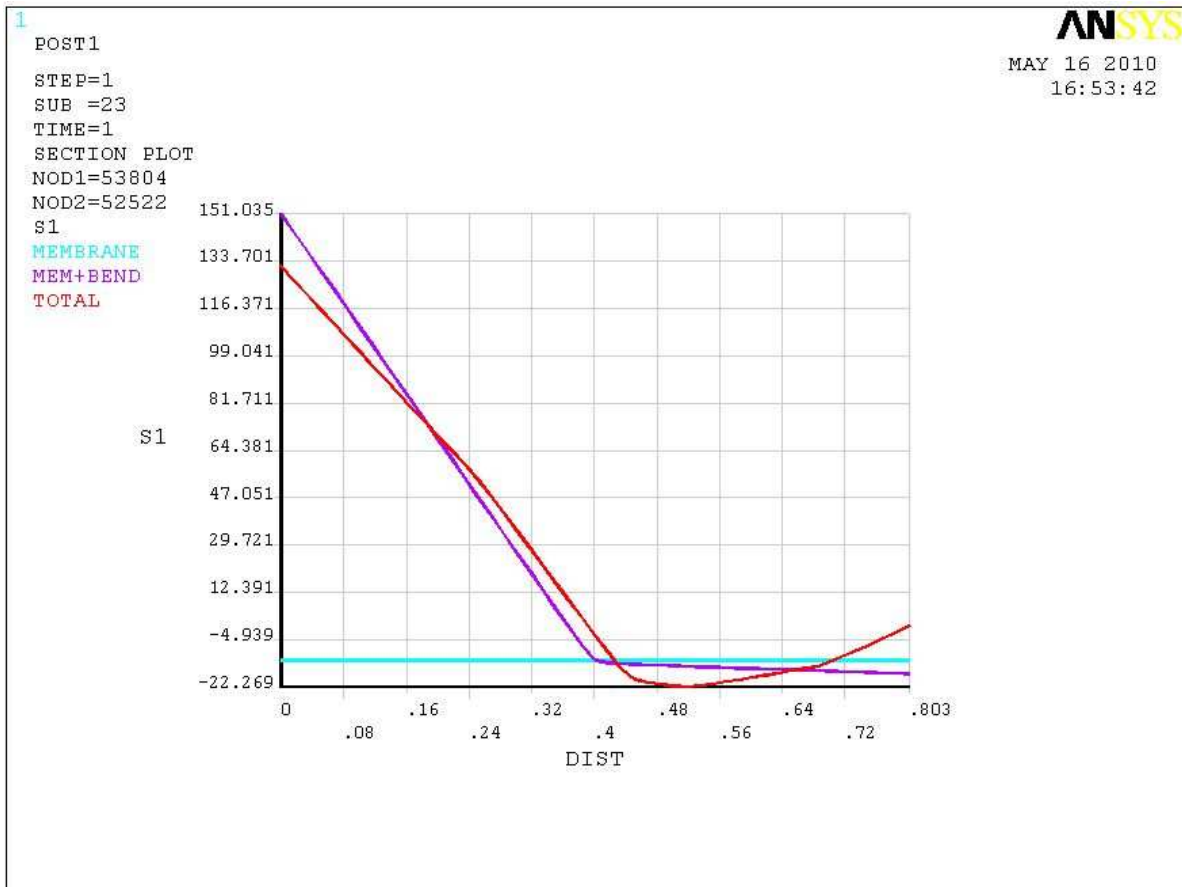


Figura 5-90. Linearização da tensão principal na carcaça com 844 kN.

Para a avaliação estática na carga máxima de 844 kN, segue-se o procedimento do Apêndice B1 da API 579 (2007). Da Figura 5-89 e Figura 5-90 tem-se as seguintes componentes de tensão:

- Membrana geral (P_m) = -12,42 MPa
- Membrana local (P_l) + Flexão (P_b) = 151 MPa

Salienta-se que estes valores são muito elevados devido à esta análise conforme o Apêndice B1 da API 579 (2007), ser linear elástica e os limites fornecidos consideram esta premissa.

O material destes componentes é o AISI 304. Da tabela 2B do ASME II part D(2007) tem-se que a tensão de projeto para este material é de 137,9 MPa (20.000 Psi). Sabendo-se que os limites admissíveis para as componentes de tensão são:

- $P_m \leq$ tensão de projeto
- $P_l + P_b \leq$ tensão de projeto * 1,5

Tabela 5-18. Resumo da avaliação estática da carcaça intertravada.

Tensões Atuantes(MPa)		Tensões Admissíveis(MPa)		Conclusão
Membrana	Membrana + Flexão	Membrana	Membrana + Flexão	
-12,42	151	138	207	Aprovado

Avaliou-se assim a carcaça intertravada tanto na carga máxima estática de 844 kN, como nos blocos de fadiga, obtendo-se que este componente atende a todos carregamentos usados.

5.3.2.8. Avaliação da capa e núcleo do conector:

Apresentam-se na Figura 5-91, Figura 5-92, Figura 5-93 e na Figura 5-94 as tensões máximas principais atuantes na capa e núcleo do conector nos dois ciclos de fadiga. O modelo foi o mesmo usado no item 5.3.2.4.

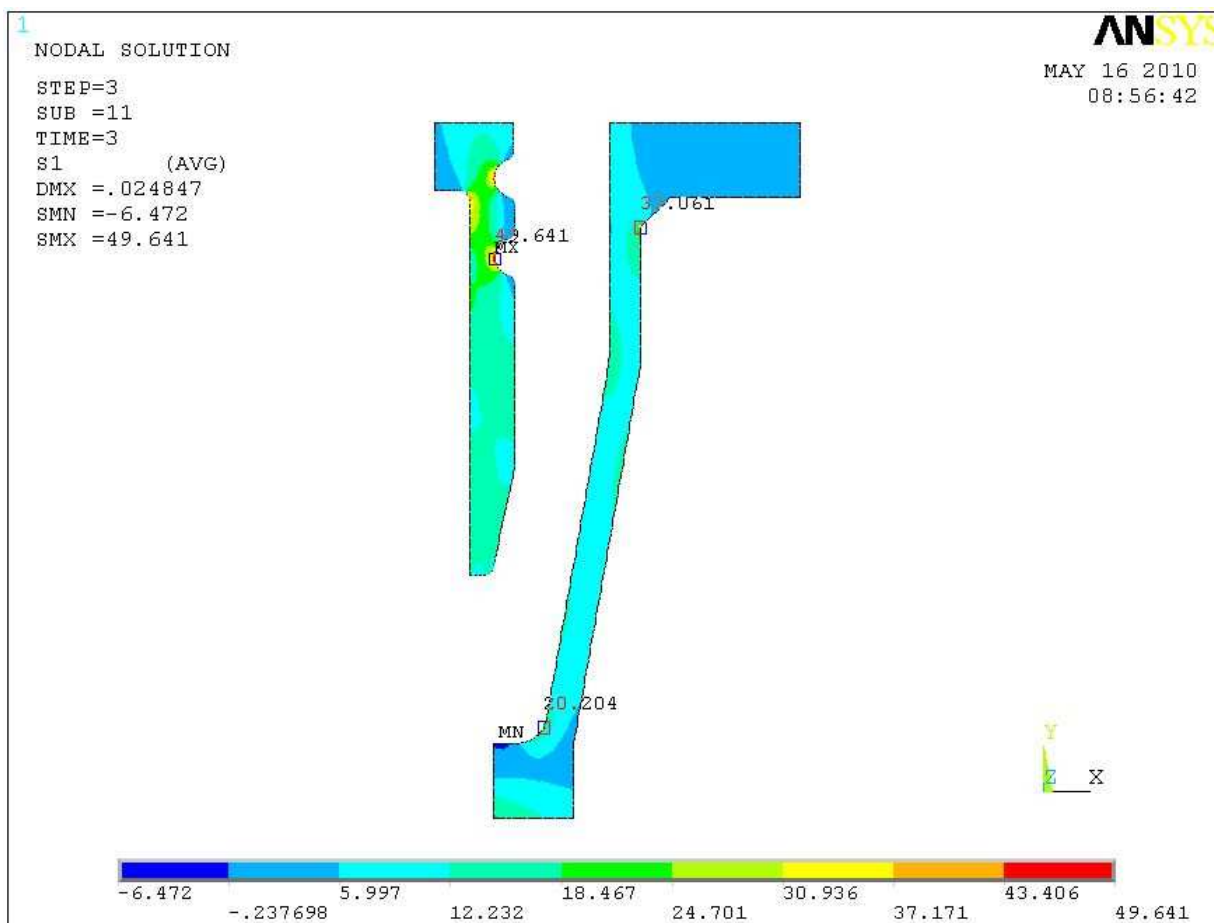


Figura 5-91. Tensões máximas principais com carga de 304 kN.

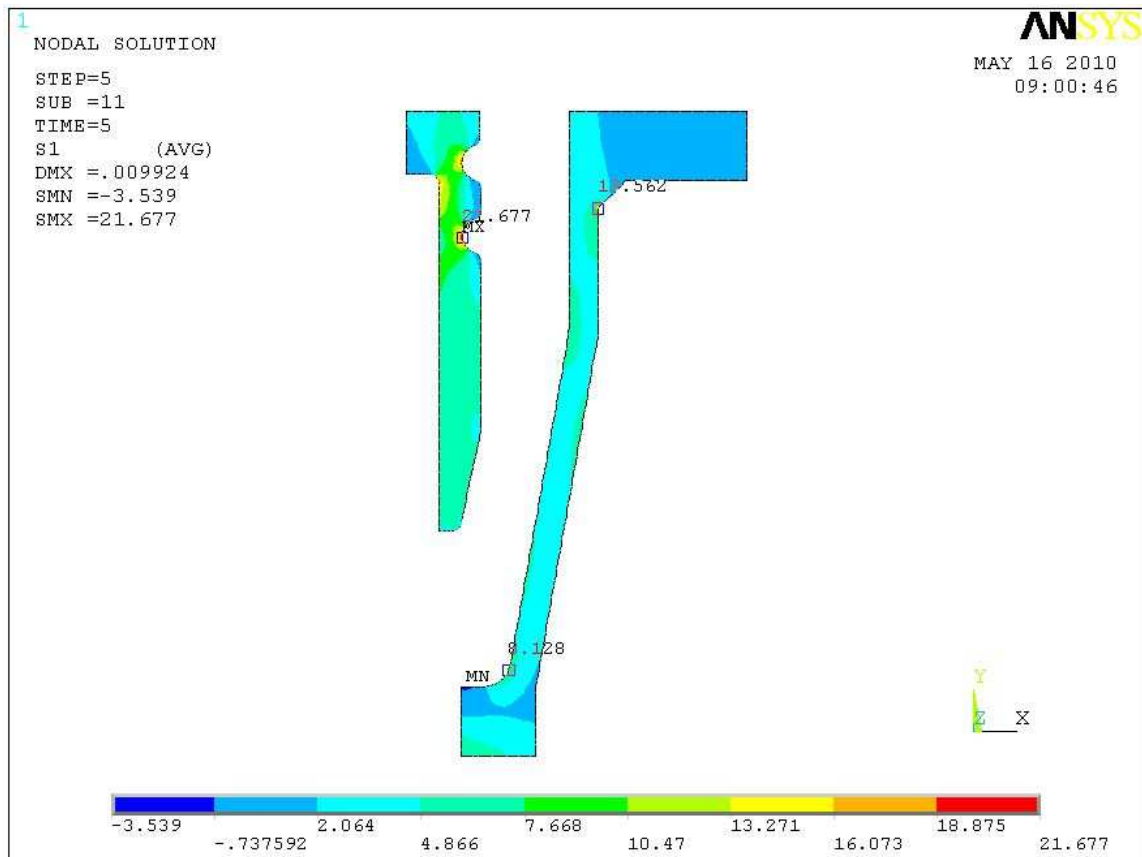


Figura 5-92. Tensões máximas principais com carga de 130 kN.

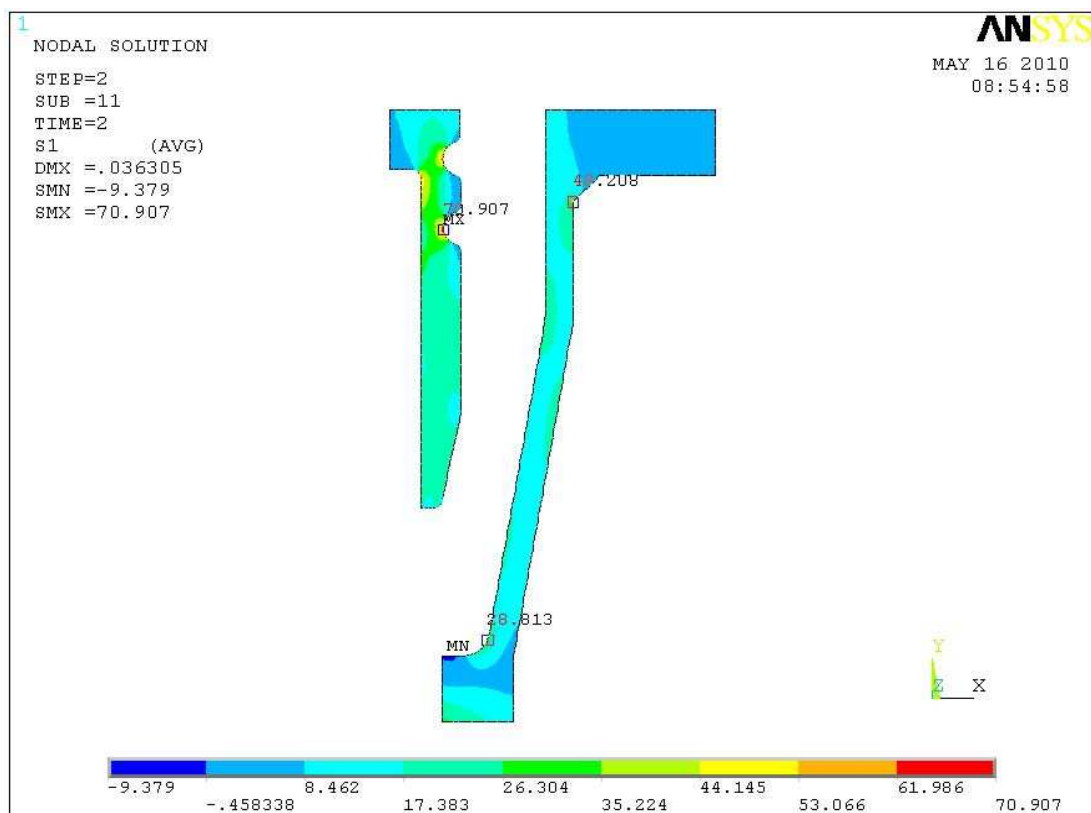


Figura 5-93. Tensões máximas principais com carga de 438 kN.

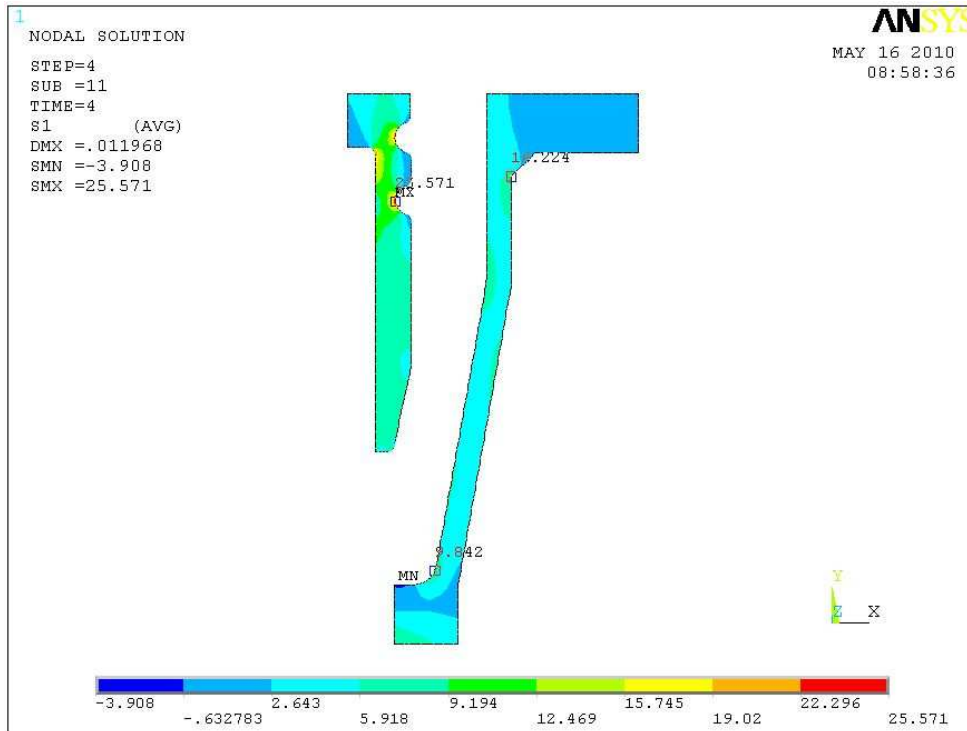


Figura 5-94. Tensões máximas principais com carga de 154 kN.

Tabela 5-19. Resumo dos valores encontrados para a capa do conector.

Condição	Local	$\sigma_{\text{máx}}$	σ_{min}	σ_{alt}	σ_{med}	Resultado
Serviço	Capa	33,10	13,56	9,77	23,33	Ok
Dano=1	Capa	48,21	16,22	16,00	32,22	Ok
Serviço	Núcleo	49,64	21,68	13,98	35,66	Ok
Dano=1	Núcleo	70,91	25,57	22,67	48,24	Ok

Para a avaliação dos tendões em fadiga, recorre-se novamente ao tradicional Diagrama de Goodman modificado(Shigley, 1984).

Consideram-se as seguintes informações::

Tensão de ruptura do material SAE 1020 = 400 MPa, logo tensão limite de fadiga(S_n) = 200MPa

Tensão de escoamento: 250 MPa

Fatores modificadores considerados(Shigley, 1984):

Acabamento = 0,65

Confiabilidade = 0,9

Demais = 1

Tensão limite de fadiga corrigido para o bloco 1(S_n') = $200 \cdot 0,65 \cdot 0,9 = 117$ MPa

Tensão limite de fadiga corrigido para o bloco 2(S_n') = $400 \cdot 0,9 \cdot 0,65 = 234$ MPa

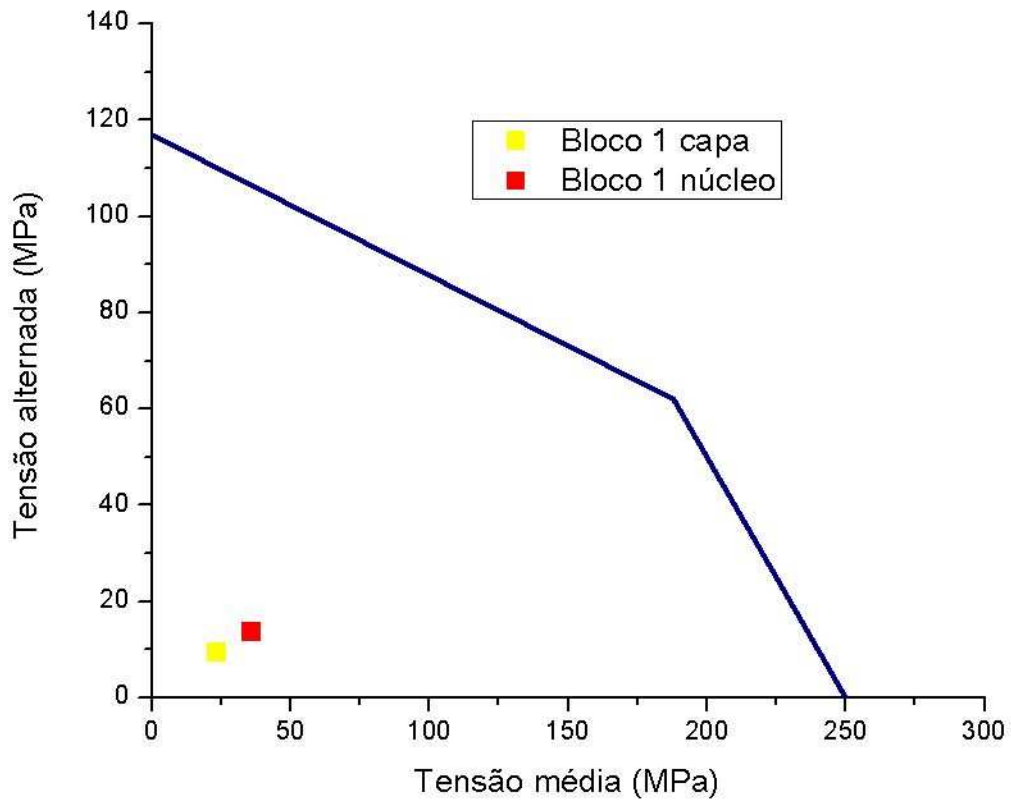


Figura 5-95. Diagrama de Goodman para o bloco de serviço da capa e núcleo.

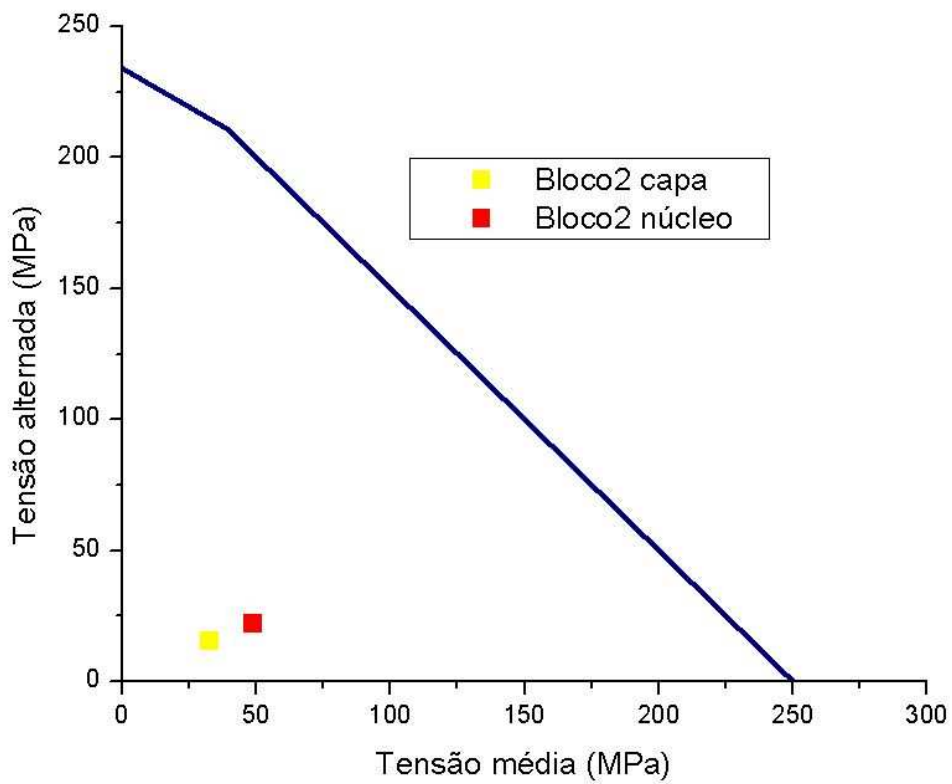


Figura 5-96. Diagrama de Goodman para o bloco 2 da capa e núcleo.

Da Figura 5-95 e da Figura 5-96, tem-se que não é previsível a falha por fadiga para a capa e o núcleo.

- Avaliação estática na carga máxima de 844 kN

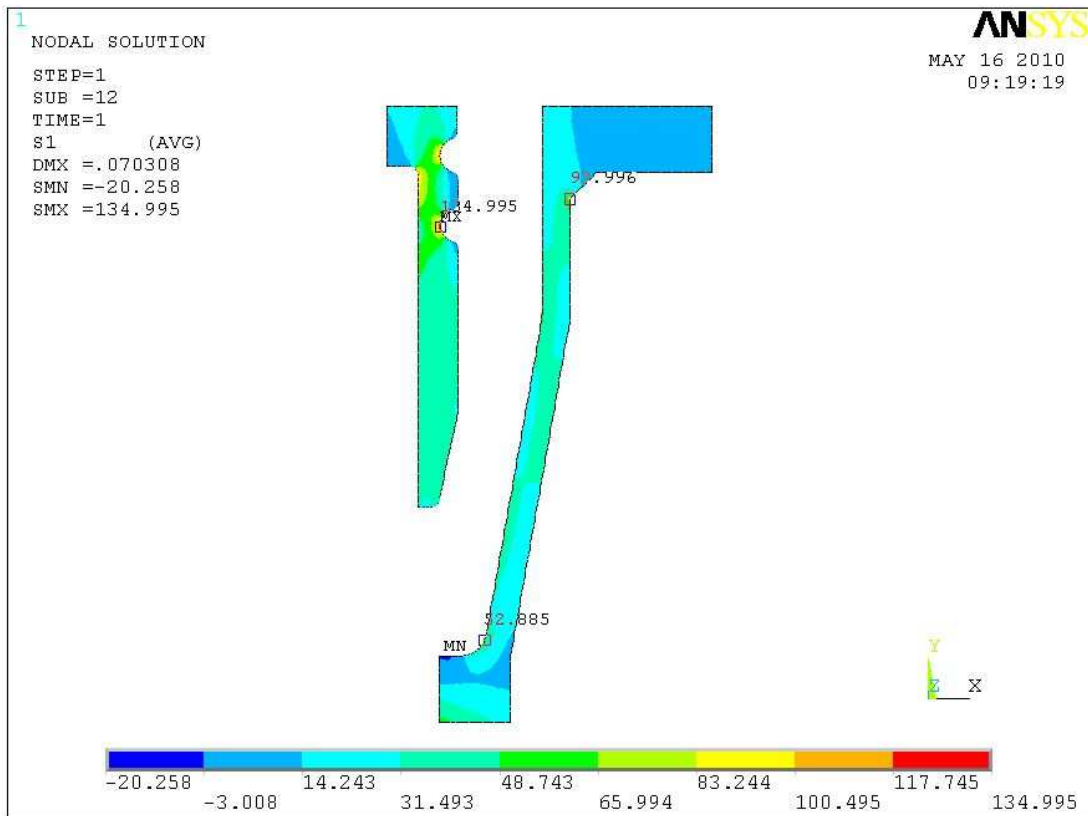


Figura 5-97. Tensões máximas principais com a carga de 844 kN.

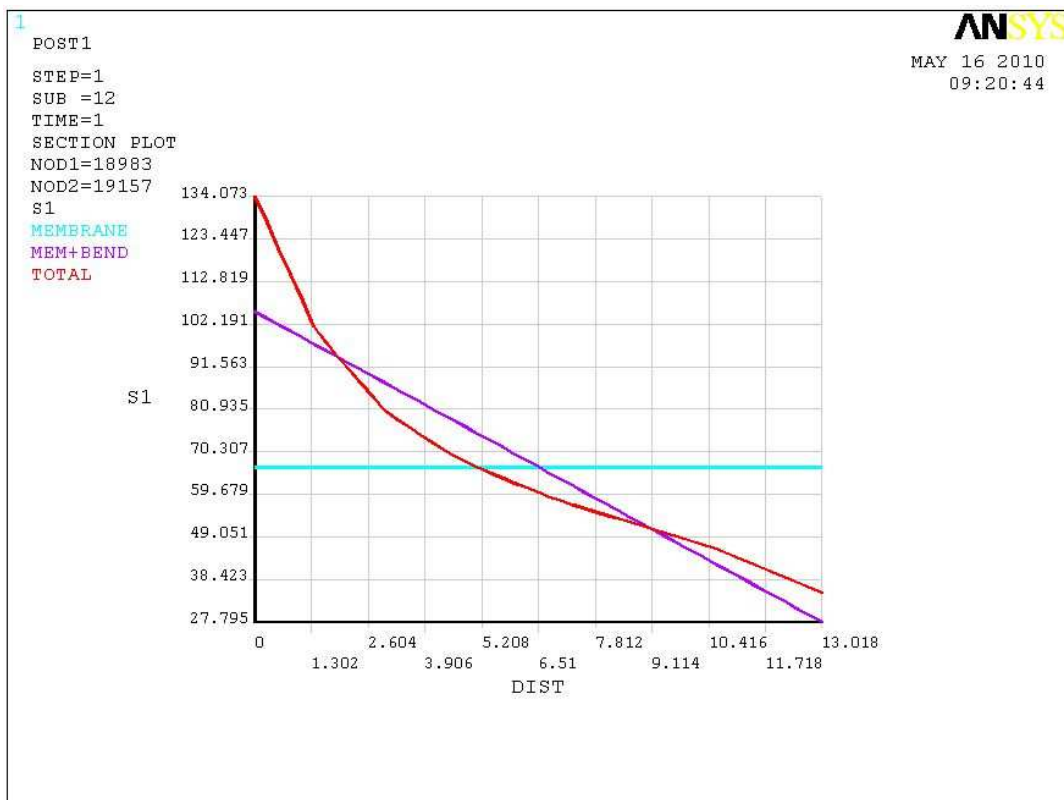


Figura 5-98. Linearização das tensões máximas principais com 844 kN.

A Figura 5-97 e a Figura 5-98 mostram as tensões máximas principais com a carga de 844 kN e a linearização destas tensões na seção crítica do núcleo, respectivamente.

Para a avaliação estática destes componentes na carga máxima de 844 kN, segue-se o procedimento do Apêndice B1 da API 579 (2007) Da Figura 5-98 tem-se as seguintes componentes de tensão:

- Membrana geral (Pm)=66, 50 MPa
- Membrana local (Pl) + Flexão(Pb)= 105,3 MPa

O material destes componentes é o SAE 1020, o qual é equivalente ao ASTM A-36. Usando-se as propriedades mecânicas do A-36, conforme ASME section II part D(2007), para estabelecer os limites admissíveis, tem-se uma tensão admissível de 133 MPa (19300 Psi). Sabendo-se que os limites admissíveis para as componentes de tensão são:

- $P_m \leq$ tensão de projeto(S_m)
- $P_l + P_b \leq$ tensão de projeto(S_m) * 1,5

Tabela 5-20. Resumo da avaliação estática da capa e do núcleo do conector.

Tensões Atuantes(MPa)		Tensões Admissíveis(MPa)		Conclusão
Membrana	Membrana + Flexão	Membrana	Membrana + Flexão	
66,50	105,3	133	199,5	Ok

Desta forma avaliou-se a capa e o núcleo do conector tanto estática como em fadiga, estando os mesmos aceitáveis para o carregamento desejado.

6 . DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

O estudo do *riser* com conector apresentado nesta tese implica na utilização de informações de várias fontes, as quais nem sempre estão disponíveis de forma clara e aberta. Cabe obtê-las de forma direta, pela medição de amostras de componentes, os quais são difíceis de serem obtidos.

O modelamento numérico do *riser* com conector é bastante complexo geometricamente e com não linearidades devidas aos materiais e ao contato entre as camadas, forçando a algumas simplificações devido ao grande esforço computacional necessário.

Apresentou-se um procedimento para, a partir de uma dada carga axial, tanto estática como cíclica, obterem-se as tensões de pico na interface dos tendões com a resina do conector, tornando possível a avaliação da vida em fadiga dos mesmos.

O procedimento consistiu do modelamento do *riser* com suas várias camadas estruturalmente representativas, como a carcaça intertravada, a camada de pressão(zeta) e as armaduras de tração. Com um modelo axissimétrico das camadas internas(carcaça intertravada, polímero internos, zeta e polímero sobre a zeta), foram obtidas a rigidez radial e axial destas camadas. Com um tubo ortotrópico equivalente das camadas internas e com as armaduras de tração interna e externa e aplicando-se o deslocamento axial, obteve-se a curva de rigidez axial do *riser* como um todo, ou seja, a relação entre o deslocamento axial aplicado e a reação correspondente, bem como a rotação resultante do *riser*. A relação carga x deslocamento, permite para o *riser* estudado, converter-se a carga máxima desejada em deslocamento imposto. Para a determinação dos deslocamentos nas cargas correspondentes aos blocos de fadiga especificados, devido à existência de plastificação de componentes, rodou-se o mesmo modelo do *riser* com as camadas internas e as armaduras de tração aplicando-se as seqüência correta de força axial, obtendo-se os deslocamentos correspondentes. Sabendo-se qual o deslocamento a ser aplicado, pode-se com um número mínimo de tendões, o qual comprovou-se ser de 8, avaliarem-se as tensões nos mesmos. Esta simplificação é muito útil para reduzir o esforço computacional na solução do problema de maior interesse, qual seja, avaliação da tensão nos tendões na interface com a resina do conector, que é o foco deste estudo.

Também se avaliaram as tensões tanto estática como em fadiga da capa e núcleo do conector, e das carcaça intertravada e na armadura de pressão. Esta última encontra-se muito próxima do limite aceitável sendo recomendável em futuros ensaios similares, realizar-se a inspeção por Líquido Penetrante ou Partículas Magnéticas em amostra retirada da mesma após os ensaios.

Na parte experimental, realizaram-se ensaios no pórtico com um corpo de prova reduzido e, posteriormente, em uma bancada com um corpo de prova com comprimento que atendia os requisitos do documento Petrobras a I-ET 3500.00.6500-291-PAZ-001 - *Non standardized Prototype qualification tests of flexible pipes* (2007). O primeiro ensaio foi usado para uma seleção da melhor proposta de conector. O segundo, realizado em bancada, comprovou a capacidade do conjunto conector e riser atenderem as especificações de vida em fadiga. Os *strain gages* usados para monitorar as tensões em ambos os ensaios forneceram informações de região o mais próximas possíveis da interface dos tendões com a resina do conector, porém a distância ainda ficou em 50 mm. Apesar de não se poder medir exatamente na região de maior interesse, as medidas obtidas possibilitaram validar o modelo numérico baseado no Método dos Elementos Finitos e, com este, obterem-se as tensões na região mais crítica.

De posse de todos os resultados da análise de tensões das armaduras de tração interna e externa não encontrou-se razão para a ruptura de alguns tendões durante o ensaio em bancada. Estas rupturas ocorreram aproximadamente na metade do corpo de prova, conforme mostrado na Figura 6-1



Figura 6-1. Detalhe da deformação da capa externa do riser na bancada.



Figura 6-2. Remoção de trechos da capa de polímero



Figura 6-3. Localização de tendões da armadura interna rompidos.



Figura 6-4. Observação das armaduras após a remoção da capa externa.

A Figura 6-2 mostra a abertura de janelas na capa de polímero externo ao longo do riser visando localizar os tendões rompidos.

A Figura 6-3 mostra a localização dos tendões da armadura interna rompidos no bloco 2 de fadiga.

Na Figura 6-4 tem-se uma visão geral do *riser* após a remoção completa da capa de polímero externa. Localizaram-se 10 tendões da armadura interna rompidos aproximadamente na metade do comprimento do *riser*.



Figura 6-5. Detalhe de tendão rompido próximo ao conector 1.

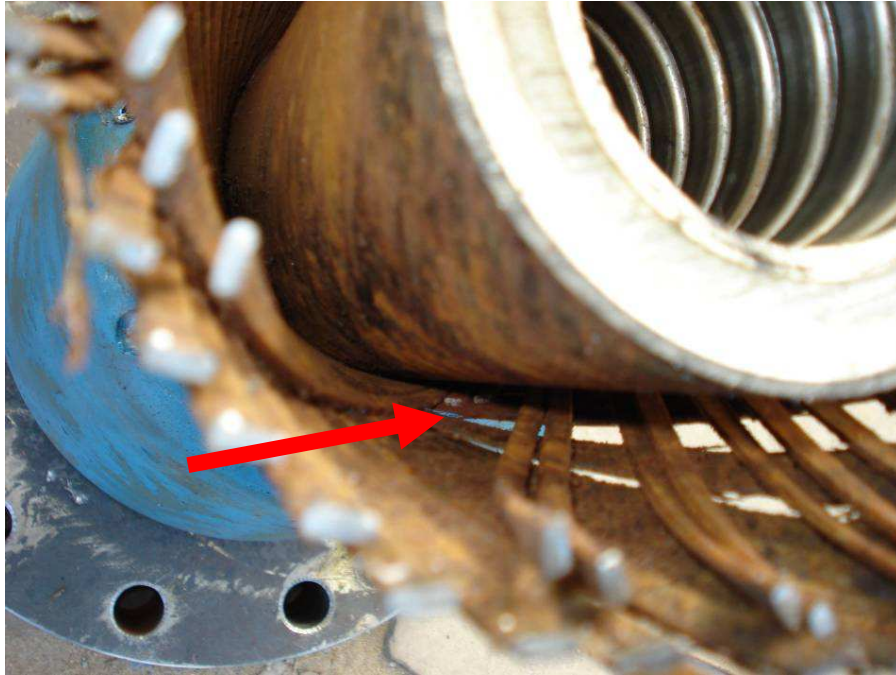


Figura 6-6. Detalhe de 2 tendões rompidos da armadura interna próximos ao conector 2.

A Figura 6-5 e a Figura 6-6 mostram tendões rompidos próximos aos conectores 1 e 2, respectivamente. Com estes, totalizamos 12 tendões rompidos na armadura interna e 1 tendão na armadura externa.

Estas rupturas estão localizadas em regiões onde não existe um acréscimo de tensão aparente capaz de justificá-las, pois mesmo aquelas próximas dos conectores, estão longe da interface com a resina.

Investigou-se através de *fractografia* dos tendões rompidos, tanto da região média do *riser* como próximo aos conectores, a causa destas rupturas.

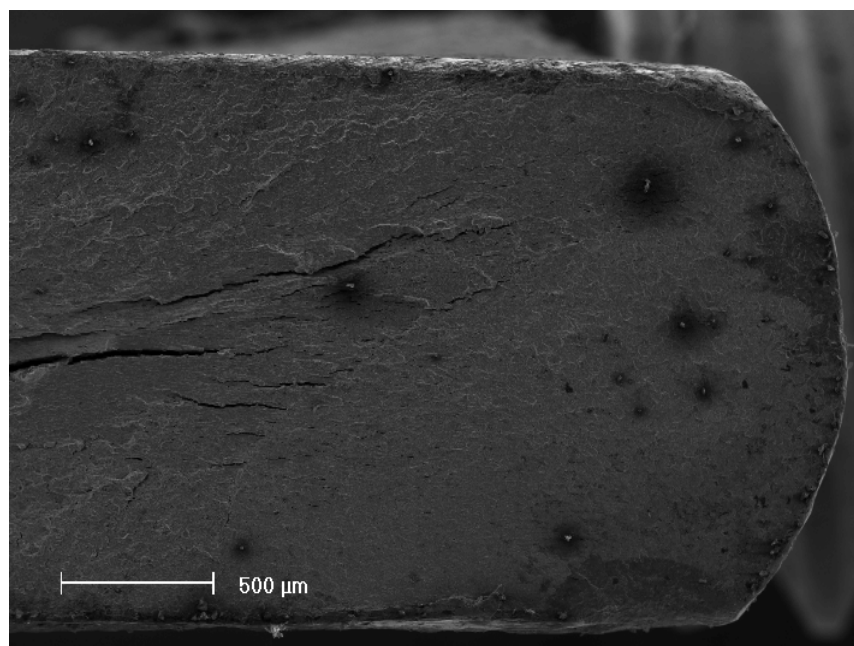


Figura 6-7. Foto da seção da fratura.

Esta investigação mostrou que houve uma diferença na fratura com os dois blocos de carregamento, porém não da forma de marcas de praia. Na seis mostras investigadas as trincas iniciaram em pites nas superfícies dos tendões.

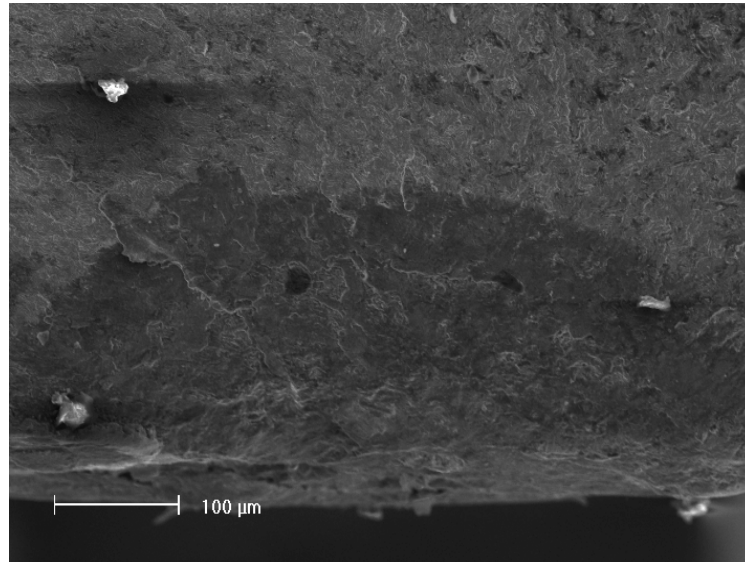


Figura 6-8. Detalhe da iniciação da fratura.

A conclusão apresentada pela *fractografia* está coerente com o observado nos tendões do *riser*. Como os segmentos de *riser* usados para os ensaios foram obtidos de um *riser* retirado de serviço, em função da perda de suas condições operacionais, observando-se tendões com corrosão em alguns trechos.

Para avaliar as implicações estruturais do tendão com um pite, foram gerados dois modelos de Elementos Finitos onde em um colocou-se uma cavidade semi-esférica de 0,1 mm de raio e no outro uma cavidade elíptica de profundidade 0,1 mm e diâmetro 0,12 mm na superfície, para avaliar a concentração de tensões acarretadas pelos mesmos.

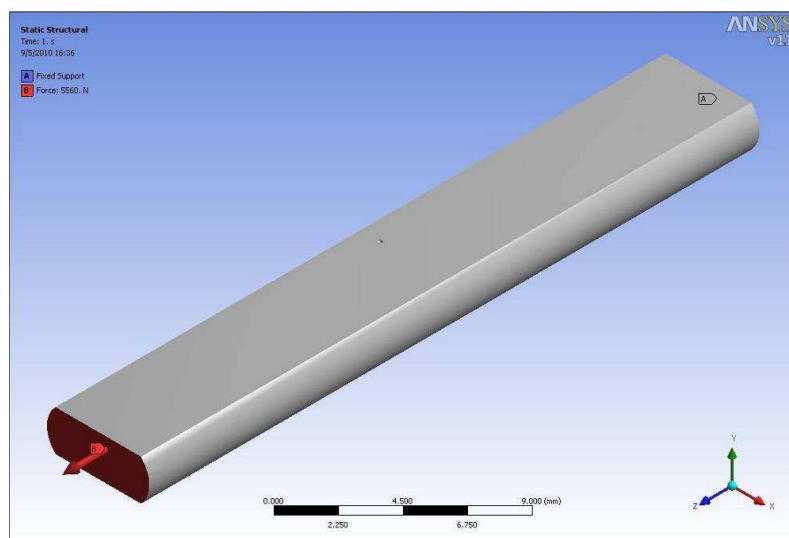


Figura 6-9. Modelo de tendão com pite e as condições de contorno.

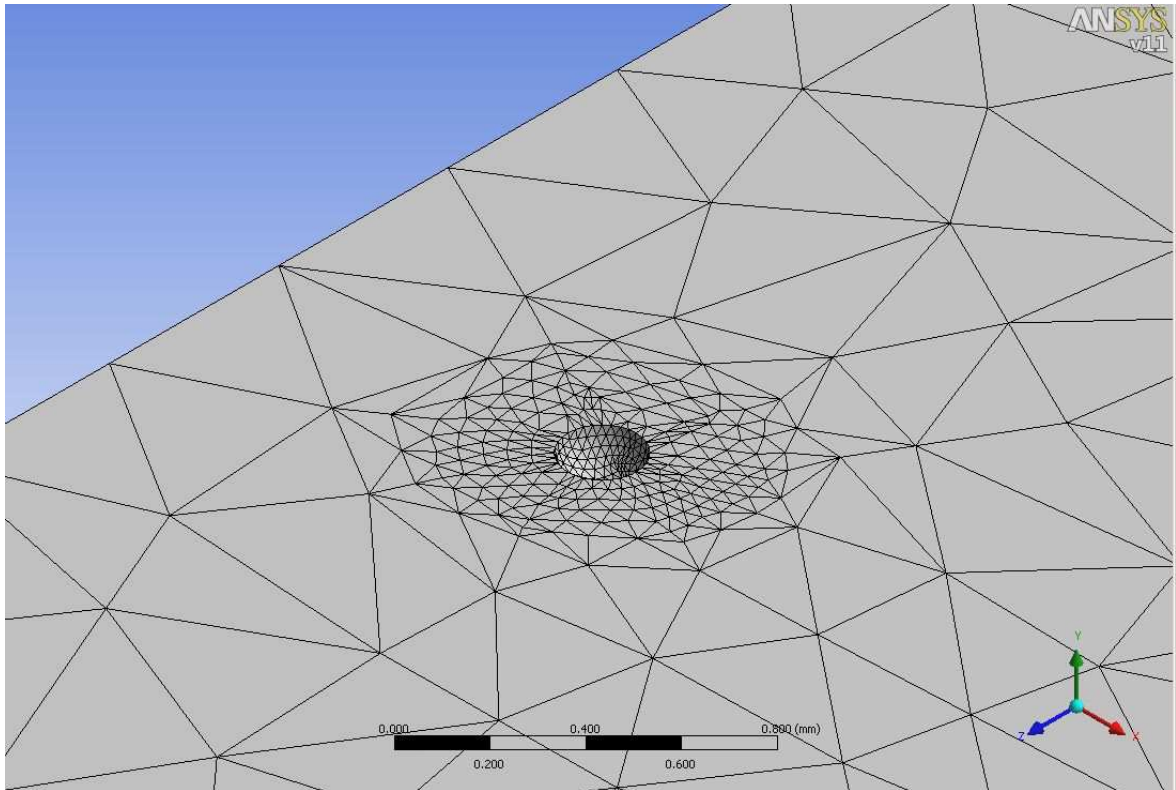


Figura 6-10. Detalhe da malha de elementos finitos junto ao pite.

A Figura 6-11 e a Figura 6-12, mostram as tensões máximas principais com a carga de 304 kN no pite semi-esférico e no elíptico, respectivamente.

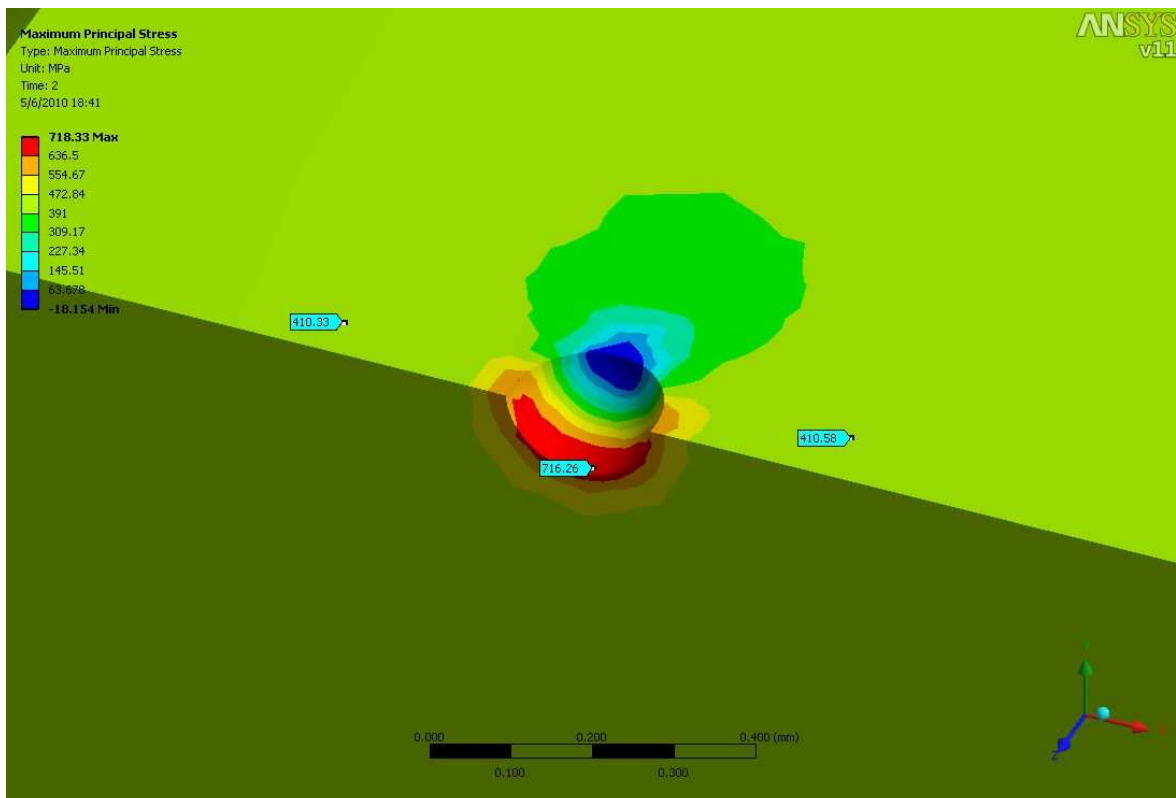


Figura 6-11. Tensões máximas principais no pite de 0,1 mm com carga de 304 kN.

Para fins de comparação modelou-se também um pite como uma calota elíptica de profundidade igual a 0,1 mm.

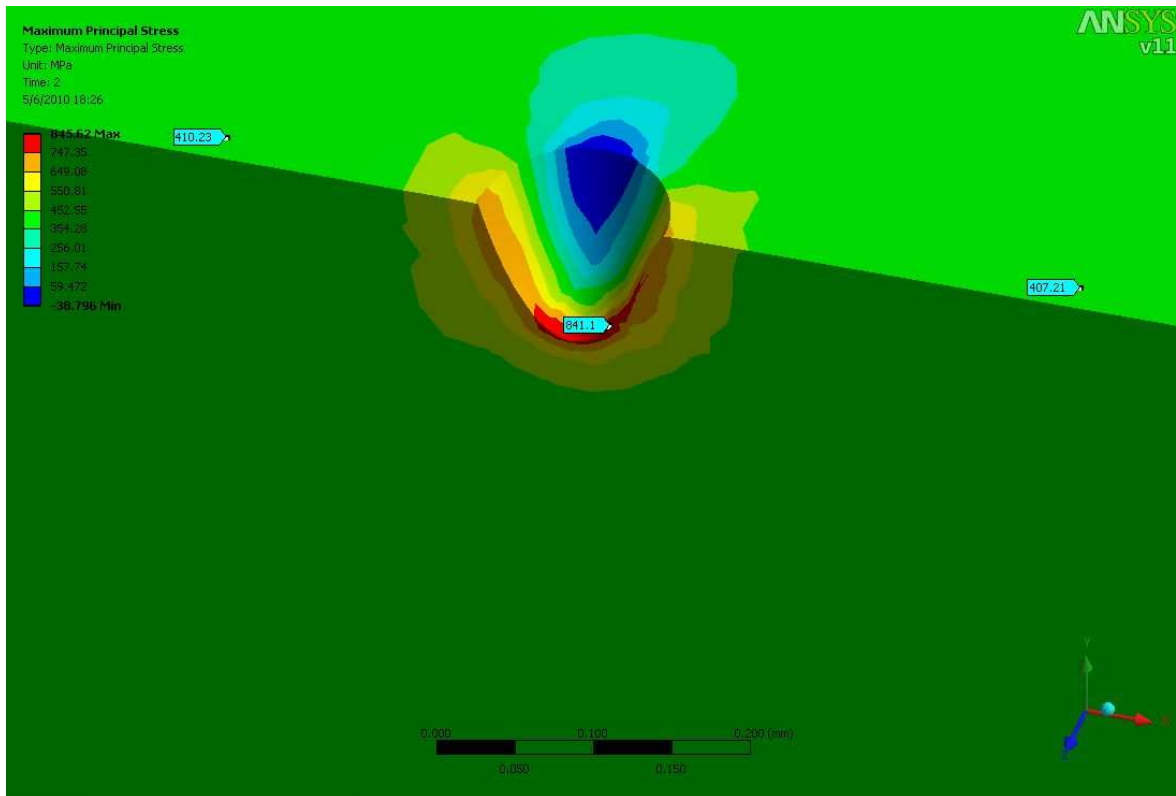


Figura 6-12. Tensões máximas principais no pite elíptico de 0,1 mm com carga de 304 kN

Tabela 6-1. Resumo dos resultados em fadiga para o pite.

Condição	Local	$\sigma_{\text{máx}}$	σ_{min}	σ_{alt}	σ_{med}	Resultado
Serviço	Pite esférico	717	278	219,5	497,5	Ok
Dano=1	Pite esférico	1057	336	360,5	696,5	Ok
Serviço	Pite eliptico	841	288	276,5	564,5	Falha
Dano=1	Pite eliptico	1245	357	444	801	Falha

Na Figura 6-13 e na Figura 6-14, tem-se o diagrama de Goodman para os blocos 1 e 2, respectivamente, tanto para o pite considerado uma calota esférica, como para o considerado elíptico. Percebe-se que a medida que o pite torna-se mais profundo em relação a abertura para a superfície, temos um aumento das tensões de pico (*peak stress*). Com o *pite* na geometria elíptica arbitrada, seria previsível a falha já no bloco 1 de fadiga., enquanto que na geometria esférica arbitrada, não seria previsível a falha nem no bloco 2.

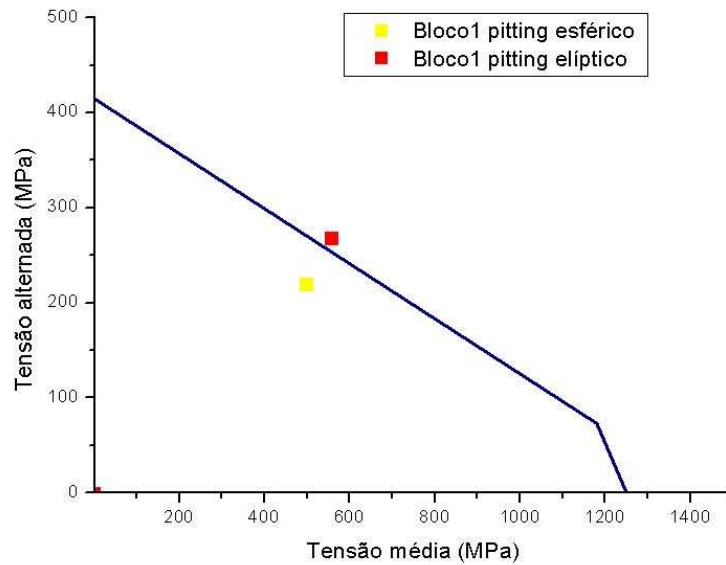


Figura 6-13. Diagrama de Goodman para o bloco 1.

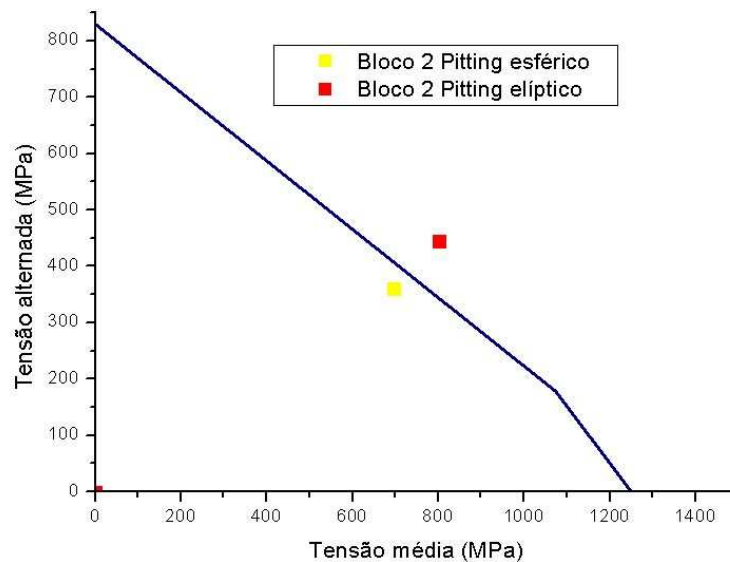


Figura 6-14. Diagrama de Goodman para o bloco 2.

Além da comprovada corrosão presente nos tendões, as quais estima-se a influência, outros fatores que podem ter contribuído para a falha estão relacionados a vida pregressa do *riser*, como as solicitações e alguma ação do meio como a água salgada, H_2S , etc.

Considerando-se que amostra de *riser* fosse nova, sem corrosão nos tendões, nenhum tipo de falha seria previsível.

Baseados nos resultados obtidos tanto na parte experimental como na parte analítica e numérica do presente estudo, mostradas tanto no capítulo 5. *RESULTADOS OBTIDOS* como no capítulo 6. *DISCUSSÃO DOS RESULTADOS*, avalia-se o atendimento dos objetivos apontados no capítulo 3. *ESCOPO E OBJETIVOS DO TRABALHO*.

Objetivo geral:

Este objetivo foi atendido pois, avaliaram-se as tensões atuantes nas armaduras de tração do *riser* flexível, durante os ensaios de tração e fadiga, estando conforme demonstrado ao longo desta tese, em níveis aceitáveis sem a previsão de falha.

Objetivos específicos:

1- Estabelecer qual é este acréscimo nas tensões nas armaduras de tração na interface com o conector.

Conforme resultados apresentados no capítulo 5. *RESULTADOS OBTIDOS* na Tabela 5-11 e na Tabela 5-14, onde são apresentados os resultados da análise em fadiga dos tendões externos e internos, respectivamente, pode-se gerar Tabela 6-2

Tabela 6-2. Resumo dos Kts nas armaduras de tração.

Condição	Local	$\sigma_{\text{máx}}$ Interface	$\sigma_{\text{máx}}$ longe	K_t
Serviço	Externos	564	352	1,60
Serviço	Internos	552	372	1,48

A Tabela 6-2 apresenta os valores máximos obtidos para a tensão máxima principal na interface do tendão com a resina do conector e longe dela.

2- Avaliar se o aumento das tensões das armaduras de tração, na interface com conector ensaiado, pode levar à falha em fadiga.

Conforme percebido na Tabela 6-2, o aumento das tensões na interface do tendão com a resina é significativo, porém mesmo com esta concentração, tanto a armadura interna e externa não devem apresentar falhas nos ensaios de fadiga, como demonstrado nos itens 5.3.2.5. *Modelo do riser de 2,5” com conector e armadura externa*, 5.3.2.6. *Modelo do riser de 2,5” com conector e armadura interna* e 5.3.2.7 *Avaliação das camadas internas em fadiga*, com base no diagrama de Goodman modificado em conjunto com a curva S-N do material, o qual é um indicativo da possibilidade ou não de iniciação de uma trinca para o bloco de carregamento e número de ciclos do mesmo.

3- Avaliar a coerência entre os resultados obtidos com o modelo numérico criado e os obtidos pela instrumentação utilizada nos ensaios.

Conforme percebe-se na Tabela 5-8, a qual por facilidade reproduzimos abaixo, os valores avaliados para a deformação total ($\epsilon_{\text{elástico}} + \epsilon_{\text{plástico}}$), estão compatíveis com as

deformações medidas pelo *strain gages*, com diferença menor do que 1,2 %, diferença esta satisfatória. Como só é possível medir-se as deformações na armadura externa, estes constituem os únicos valores comparativos entre o modelo numérico e a instrumentação. A distância em relação à interface com a resina no modelo numérico é igual a usada nos *strain gages*.

Tabela 6-3. Comparação com os resultados dos *strain gages* para o riser 2,5"

Carga (kN)	L _{CP} (mm)	ΔL_{modelo} (mm) lpasso	$\epsilon_{\text{elastico}}$ ($\mu\text{m/m}$)	$\epsilon_{\text{plástico}}$ ($\mu\text{m/m}$)	ϵ_{Total} ($\mu\text{m/m}$)	ϵ_{Medido} ($\mu\text{m/m}$) [*]	Diferença (%)
844	550	4,85	4920	1016	5936	5869	1,1
500	2795	2,64	2959	222	3181	3144	1,2

* os valores de ϵ_{medido} são os mostrados no item 5.1. *Ensaio no pórtico* e item 5.2. *Ensaio em bancada do riser de 2,5"*

4- Estudar a causa da ruptura de alguns tendões aproximadamente no meio do duto flexível, observadas durante os ensaios em bancada.

Conforme exposto neste capítulo, junto às seções das fraturas dos tendões, foram encontrados *pites* de corrosão. Neste mesmo capítulo, avalia-se através de modelos de Elementos Finitos dois hipotéticos *pites*, um na forma de uma calota esférica e outra na de um elipsóide com profundidade maior do que o raio da abertura para a superfície, porém ambos com profundidade máxima de 0,1 mm. Esta avaliação mostrou a elevação de tensões junto aos *pites* por fatores de concentração, mostrados na Tabela 6-4 com carga de 438 kN.

Tabela 6-4. Valores de Kt nos *pites* arbitrados.

Geometria	Tensão no pite	Tensão longe	Kt
Esférica	1057	585	1,81
Elíptica	1245	585	2,13

Percebe-se que com maior profundidade em relação à abertura na superfície, maior a concentração de tensões.

Os resultados obtidos destes exemplos modelados numericamente, estão de acordo com o constatado na *fractografia*, a qual acusa a iniciação das trincas a partir de *pites* de corrosão encontrados em todas as seis seções dos tendões rompidos que foram analisados, sendo que duas iniciaram no bloco de serviço e a maioria no segundo bloco.

Atende-se assim a este objetivo e afirma-se que a causa da ruptura de 6 tendões avaliados na *fractografia*, foram devidas a presença de *pites* de corrosão nos tendões, os quais representam concentradores de tensões e podem, conforme comprovado na prática e na avaliação numérica realizada, levar os tendões a fratura quando em fadiga. Devido à dificuldade de obtenção de amostras de *riser*, a utilizada no presente trabalho já havia operado e falhado em operação e apresentava corrosão pronunciada em algumas regiões. Não se aponta a presença de *pites* de corrosão como a única causa das falhas ocorridas, primeiramente por não terem sido avaliadas as seções de todos os tendões que romperam e também por desconhecerem-se as solicitações e a vida pregressa do segmento de *riser* utilizado nos ensaios.

Salienta-se que nas avaliações estáticas na carga máxima dos componentes do *riser*, empregou-se o procedimento da API 579-1/ASME FFS-1(2007), tanto para avaliações elásticas lineares como para as elastoplásticas, por ser este documento uma referência internacional na avaliação de integridade estrutural de componentes da indústria do petróleo e petroquímica. O código ASME, em suas várias seções, são referências internacionais para projeto e análise de componentes da indústria de petróleo, petroquímica e nuclear.

A análise do componentes em fadiga, foi feita utilizando-se o Diagrama de Goodman Modificado em conjunto com a curva S-N dos materiais avaliados, procedimento comumente utilizado por ser conservador, para o tipo de avaliações realizadas nesta tese. Esta avaliação aponta para a possibilidade ou não de iniciação de trincas em fadiga.

7 .CONCLUSÕES

De tudo o que foi exposto neste trabalho, pode-se concluir o que segue:

- os tendões do conector desenvolvido e testado, apresentam na interface com a resina um acréscimo de tensões da ordem de 48 a 60% em relação aos valores encontrados longe desta interface, conforme observado na Tabela 6-2.
- o aumento das tensões nos tendões junto à interface com a resina, mesmo elevados, não os levariam a falha nos ensaios de fadiga realizados.
- os resultados obtidos com os modelos numéricos baseados nos Método dos Elementos Finitos estão coerentes com os obtidos pela instrumentação dos ensaios. A diferença é menor do que 1,2%, conforme observado na Tabela 6-3.
- as rupturas de 13 tendões ocorridas no ensaio de fadiga em bancada, não eram esperadas em nenhum dos blocos de fadiga a que se submeteu o corpo de prova. A presença de pites de corrosão nos mesmos e algum dano existente nos tendões quando em serviço, foram as causas destas falhas. Mesmo as três rupturas próximas aos conectores, encontram-se longe da interface com a resina do conector.
- apesar do conector desenvolvido atender aos carregamentos propostos, a concentração de tensões nos tendões na interface com a resina está elevada, conforme visto na Tabela 6-2. Com o procedimento de análise desenvolvido no presente trabalho é possível, com relativa rapidez, reavaliar detalhes construtivos do conector reduzindo esta concentração de tensões.
- as deformações nos tendões da mesma camada variam bastante na mesma seção do riser. Desta forma, para uma maior precisão dos resultados deve-se instrumentar a maior quantidade possível de tendões, obtendo-se a distribuição completa de carregamentos.
- comprovou-se que a aplicação de uma pré-carga elevada, é benéfica para a vida em fadiga da estrutura. Isto pode ser explicado devido à plastificação localizada nas regiões de maior concentração de tensões, gerando no descarregamento, tensões compressivas residuais. No posterior carregamento, tem-se uma sobreposição das tensões atuantes com as residuais, fazendo com que a tensão resultante seja de menor módulo do que a obtida, para o mesmo carregamento, porém sem a pré-carga. Salienta-se que este efeito só é possível em componentes em que tenhamos um gradiente de tensões em sua seção transversal. No caso dos tendões, o gradiente de tensões devido à flexão junto à interface com a resina, tornou este efeito possível, conforme ilustrado na Figura 5-44.

8 . SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

Como o presente trabalho deteve-se na avaliação estrutural do novo conector desenvolvido no LAMEF – UFRGS, e de forma mais focada nas armaduras de tração do riser, deixam-se como sugestões de continuidade os seguintes trabalhos:

- otimizar o conector desenvolvido, já com o sistema de vedação externa e interna e testá-lo em ensaio nas condições de homologação;

- fazer os ensaios necessários das várias resinas epóxi passíveis de serem utilizadas no tipo de serviço do conector, caracterizando melhor as propriedades das mesmas quanto ao descolamento(cisalhamento) da camada aderida aos tendões;

- em futuros ensaios de *risers* com *strain gages*, procurar instrumentar 100% dos tendões, obtendo-se valores médios de deformações mais representativos;

- desenvolver um dispositivo para a montagem do conector, que tensione mais uniformemente os tendões visando melhorar a distribuição de carregamentos entre os mesmos;

- em futuros ensaios para homologação do conjunto *riser* e conectores, na dissecação dos conectores, incluir a inspeção com Líquido Penetrante ou Partículas Magnéticas em amostra da Camada de Pressão, visando a detecção de possíveis trincas;

- desenvolver procedimento de avaliação de *risers* antigos quanto a sua integridade;

- desenvolver estudo de avaliação de componentes de *risers* sob fadiga multiaxial;

9 . REFERÊNCIAS

ANSYS - **Documentation for ANSYS revision 11** (2007)

API RP 17B, American Petroleum Institute, API Publishing Services, 1220 L Street, N. W. Washington D.C. 20005. **Recommended Practice for Flexible Pipe**, 3rd. edition, 2002.

API Spec 17J, American Petroleum Institute, API Publishing Services, 1220 L Street, N. W. Washington D.C. 20005. **Specification for Unbonded Flexible Pipe**, 2nd. edition, 2002.

API 579-1/ASME FFS-1 **Fitness-For-Service**, American Petroleum Institute, 2007.

ASME – **Boiler and Pressure Vessel Code Section VIII div. 2** – The American Society of Mechanical Engineers – 2007

ASME – **Boiler and Pressure Vessel Code Section II part D** – The American Society of Mechanical Engineers - 2007

BANKE, L. **Flexible Pipe End Fitting**. PhD thesis, Department of Naval Architecture and Offshore Engineering, Technical of Denmark, January, 2000.

BATISTA, R. C., BOGARIN, J. A. G., EBECKEN, N. F. F., 1989, “**Local Mechanical Behaviour of Multilayered Flexible Risers**”, In: Proceedings of the 7th International Symposium on Offshore Engineering, pp. 494-510

BELCHER, J. R.. **High Temperature End-Fitting**. United States Patent, US 6,592,153 B1, 2003.

BRAAD, P.E. **Flexible Pipe With an Associated End-Fitting**. United States Patent, US 6,273,142 B1, 2001.

BUENO, A.F.B. *et al.* **Terminal de duto flexível com tiras torcidas e dobradas**, patente BRPI 0706184-A2, 2009a

BUENO, A.F.B. *et al.* **Terminal de riser flexível de fixação cônica**, patente BRPI0703202A2, 2009b

BUON, E & BERTON, H.. **End-Fitting for Flexible Pipe**. United States Patent, US 6,923,477 B2, 2005.

CUSTÓDIO, A. B. - **Modelo Analítico para Avaliação de Instabilidade nas Armaduras de Dutos Flexíveis** – Tese - Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE 2005

CRUZ, F. T. L, **Análise Estrutural de Linhas Flexíveis pelo Método dos Elementos Finitos**. Tese de M.Sc., EPUSP, São Paulo, SP, Brasil., 1996.

DIN 2090 – **Helical Compression Springs mad of Flat bar Steel Calculation, 1971.**

DNV-OS-F201, Det Norske Veritas. **Offshore Standard F201: Dynamic risers**, 2001.

DNV-RP-F204, Det Norske Veritas. **Recommended Practice F204: Riser fatigue**, 2005.

DNV RP B401, Det Norske Veritas. **Recommended Practice B401: Cathodic Protection Design**, 1993.

DNV **Rules for certification of flexible risers and pipes**(1994)

ISO 13628-2. **Petroleum and natural gas industries – Design and operation of subsea production systems – Part 2: Unbonded flexible pipe systems for subsea and marine applications**, 2006.

M. G. MARINHO, C. S. CAMERINI, J. M., DOS SANTOS, and G. P. PIERS, “**Surface Monitoring Techniques for a Continuous Flexible Riser Integrity / Assessment**”, Offshore Technology Conference, Paper No. OTC 18946, 2007.

NKT FLEXIBLES – disponível na Internet em <http://www.nktflexibles.com/en/Products+and+Solutions/End-fittings.htm> acesso em abril de 2010

OFFSHORE TECHNOLOGY - disponível na internet em <http://www.offshore-technology.com/projects/balder/balder2.html> acesso em maio de 2010.

PETROBRAS, **Petróleo Brasileiro S/A..** Disponível na Internet em http://www2.petrobras.com.br/Petrobras/portugues/plataforma/pla_aguas_profundas.htm Acesso em 22 de março de 2010.

PETROBRAS, Petroleo Brasileiro S/A - **I-ET 3500.00.6500-291-PAZ-001 - Non standartized Prototype qualification tests of flexible pipes**. Petrobras 2007

SAEVIK, S. and BERGE, S. **Fatigue testing and theoretical studies of two 4 in flexible pipes**. Engineering Structures, Elsevier Science Ltd, Vol. 17, No. 4, pp. 276-292, 1995.

SHEN, Y., MA, F., TAN, Z. and SHELDRAKE, T., **Development of the End Fitting Tensile Wires Fatigue Analysis Model: Sample Tests and Validation in an Unbonded Flexible Pipe**. In: Proceedings of the 39th Offshore Technology Conference, OTC 19197, Houston, Texas, U.S.A., May 2008.

SHIGLEY, Edward. **Elementos de máquinas – Livros Técnicos e Científicos Editora**, 1984.

SOUSA, J. R. M. **Análise Numérica de Risers Flexíveis**. Tese de M.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 1999.

SOUSA, J.R.M. **Análise Local de Linhas Flexíveis pelo Método dos Elementos Finitos**. Tese de D.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, Brasil, 2005.

SPRING MANUFACTURERS INSTITUTE - **Handbook of Spring Design , 1972**.

TIMOSHENKO, S., **Resistência dos Materiais**, Técnicos e Científicos Editora S.A., 1981.

XAVIER, F.G. *et al.* **Conector para dutos flexíveis**, patente BRPI0704349-0A2, 2009

XAVIER, F.G. **Avaliação da vida em fadiga de um novo modelo de terminal conector para dutos flexíveis**. – Tese de D.Sc.– Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2009

ZHANG, Y., CHEN, B., QIU, L. *et al.* **State of the Art Analytical Tools Improve Optimization of Unbonded Flexible Pipes for Deepwater Environments**. In: *Proceedings of the 37th Offshore Technology Conference (OTC)*, OTC-15169, Houston, May., 2003.

10 BIBLIOGRAFIA COMPLEMENTAR

ALFANO, G., BAHTUI, A., BAHAI, H. – **Numerical derivation of constitutive models for unbonded flexible risers** – International Journal of Mechanical Sciences 51, 2009, pag. 295-304

ASME – **Criteria Of the Asme Boiler and Pressure Vessel Code for Design by Analysis in sections III and VIII, div. 2** – American Society of Mechanical Engineers – 1978.

ASTM A370. **Test Methods and Definitions for Mechanical Testing of Steel Products.** American Society for Testing and Materials, 1996.

ASTM E8M. **Standard Test Methods for Tension Testing of Metallic Materials.** American Society for Testing and Materials, 1995.

ASTM D638. **Test Methods for Tensile Properties of Plastics.** American Society for Testing and Materials, 1995.

ASTM D 695–02. **Standard Test Method for Compressive Properties of Rigid Plastics.** American Society for Testing and Materials, 2002.

BAHTUI, ALI. **Development of a Constitutive Model to Simulate Unbonded Flexible Riser Pipe Elements** - Tese - Department of Mechanical Engineering Brunel University(2008)

BARLTROP, N. D. P. **Floating Structures: a guide for design and analysis**, v. 2, ch.13, The Centre for Marine and Petroleum Technology (CMPT), England, OPL. 1998.

BERGE, S., ENGSETH, A., FYLLING, I. *et al.* **FPS2000 / Flexible Risers and Pipes: Handbook on Design and Operation of Flexible Pipes.** Report STF70 A92006, SINTEF Structural Engineering, Trondheim, Norway, 1992.

BRAESTRUP, M.W. *et al.* **Design and installation of marine pipelines.** Ed. Blackwell Science Ltd. 1st ed. 342p. Oxford, UK. 2005.

CLAYDON, P., COOK, G., BROWN, P. A., *et al.*, **A Theoretical Approach to Prediction of Service Life of Unbonded Flexible Pipe under Dynamic Loading Conditions**, Marine Structures, Elsevier Science Publishers, Vol. 5, pp. 399-429, England, 1992.

COFLEXIP, **Coflexip Flexible Pipe Design Description - Fatigue**, 1989.

CONTEC N-2409, **Specification for Flexible Pipe**, SC-05, Comissão de Normas Técnica Petrobras, Rio de Janeiro, 2003.

FERET, J. J., BOURNAZEL, C. L. and RIGAUD, J. **Evaluation of Flexible Pipes' Life Expectancy Under Dynamic Conditions**, In: Proceedings of the 18th Offshore Technology Conference, OTC 5230, Houston, EUA, 1986.

FUKU, T., ISHII, K., TADA, H., *et al.* **Fatigue Properties and Analysis of Flexible Riser**, In: 24th Offshore Technology Conference, OTC 6876, pp.: 35-44, Houston, Texas, U.S.A. 1992.

FRITZ, L. **Prestressed concrete: design and construction.** 2nd ed., Berlin: Wilhelm ernst, 1964. xxvii, 677 p.: il.

- GEYMAIR, J. A. B. **FRAES – Protótipo de Sistema Especialista para Análise do Comportamento Mecânico Local de Risers Flexíveis**. Tese de M.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 1990.
- KIEPPER, B. de O. **Análise Estrutural Estática via Elementos Finitos do Segmento Duto Flexível-Enrijecedor**. Tese de M.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2004.
- LANGKJÆR, K.I., RIES, J., WEDEL-HEINEN, J. e RISHØJ-NIELSEN, N.J. **Design and Qualification of Flexible Pipe End Fitting**. In: Proceedings of the 18th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering. OMAE, ASME, 1999.
- LEMOIS, C. A. D. **Análise de Fadiga em Risers Flexíveis**. Tese de D.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2005.
- LONTRA FILHO, L. L. **Dutos Flexíveis e Cabos Umbilicais: Instalação, Inspeção e Reparo**. In: *Curso de Extensão em Dutos Flexíveis e Cabos Umbilicais*, Laboratório de Tecnologia Submarina da COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, 2000.
- NETO, E., MAURÍCIO, J., WACLAWEK, I. **Flexible Pipe for Ultra-Deepwater Applications: The Roncador Experience**. In: *Proceedings of the 35th Offshore Technology Conference (OTC)*, OTC-13207, Houston, May, 2001.
- NIELSEN, R. **Concise History of the Development of Unbonded Flexible Pipeline Technology and the Instep Market Requirements for Offshore Oil and Gas Projects; Offshore and Arctic Operations**, PD-Vol. 51, pp. 79-84, ASME 1993.
- NOVITSKY, A. **Projeto de Linhas Flexíveis**. In: *Curso de Extensão em Dutos Flexíveis e Cabos Umbilicais*, Laboratório de Tecnologia Submarina da COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, 2000.
- NOVITSKY, A., SERTÃ, S. **Flexible Pipe in Brazilian Ultra-Deepwater Fields – A Proven Solution**. In: *Proceedings of the 14th Deep Offshore Technology*, Riser Technology Symposium, New Orleans, Nov., 2002.
- OLSEN, G. P., RONGVED, K. **Operators Experience with Flexible Risers**. In: *Proceedings of the OMAE2002 Conference*, OFT-28122, Oslo, Jun., 2002.
- OUT, J. M. M., **On the Prediction of the Endurance Strength of Flexible Pipe**. In: Proceedings of the 21st Offshore Technology Conference, OTC 6165, Houston, Texas, U.S.A., May 1989
- PERRIER, C., RIGAUD, J. e NOVITSKY, A.; **Informações da COFLEXIP**; 2001.
- PROJETO PLUTO. **Pipeline Under the Ocean**. Disponível na internet em <<http://www.combinedops.com/pluto.htm>>. Acesso em 21 de março de 2007.
- SHEN, Y., MA, F., TAN, Z. and SHELDRAKE, T., **Development of the End Fitting Tensile Wires Fatigue Analysis Model: Sample Tests and Validation in an Unbonded Flexible Pipe**. In: Proceedings of the 39th Offshore Technology Conference, OTC 19197, Houston, Texas, U.S.A., May 2008.
- SAEVIK, S., **On Stress and Fatigue in Flexible Pipes**; Ph. D. Thesis, Universidade de Trondheim, Noruega, NTH, 1982.
- SAEVIK, S. and BERGE, S. **BFLEX Presentation for PETROBRAS**, 2001.
- SAEVIK, S. and EKEBERG, K. I. **Non-Linear Stress Analysis of Complex Umbilical Cross-Sections**, In: 21st International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, OMAE2002-28126, Oslo, Norway, June 2002.

11 ANEXO I – Ensaio realizado em riser de 6”

Após os ensaios com o *riser* de 2,5” tanto no pórtico como em bancada, realizaram-se ensaios em um *riser* flexível de 6”.

Neste ensaio, a instrumentação foi reforçada visando obter informações mais detalhadas quanto às deformações nas armaduras de tração ao longo do *riser*. Em todo o corpo de prova, foram instalados 158 *strain gages*. A rotação e deslocamento foram monitoradas por sensores projetados e fabricados no LAMEF pelo grupo de automação.

A Figura 11-1 mostra o desenho de montagem da bancada com o corpo de prova.

Na Figura 11-2, tem-se a fotografia com a vista parcial da bancada, tendo em primeiro plano os sistemas de aquisição de dados.

A Figura 11-3 mostra uma vista interior da bancada de teste com o corpo de prova montado para o ensaio, destacando todo o cabeamento dos *strain gages* usados em número de 158.

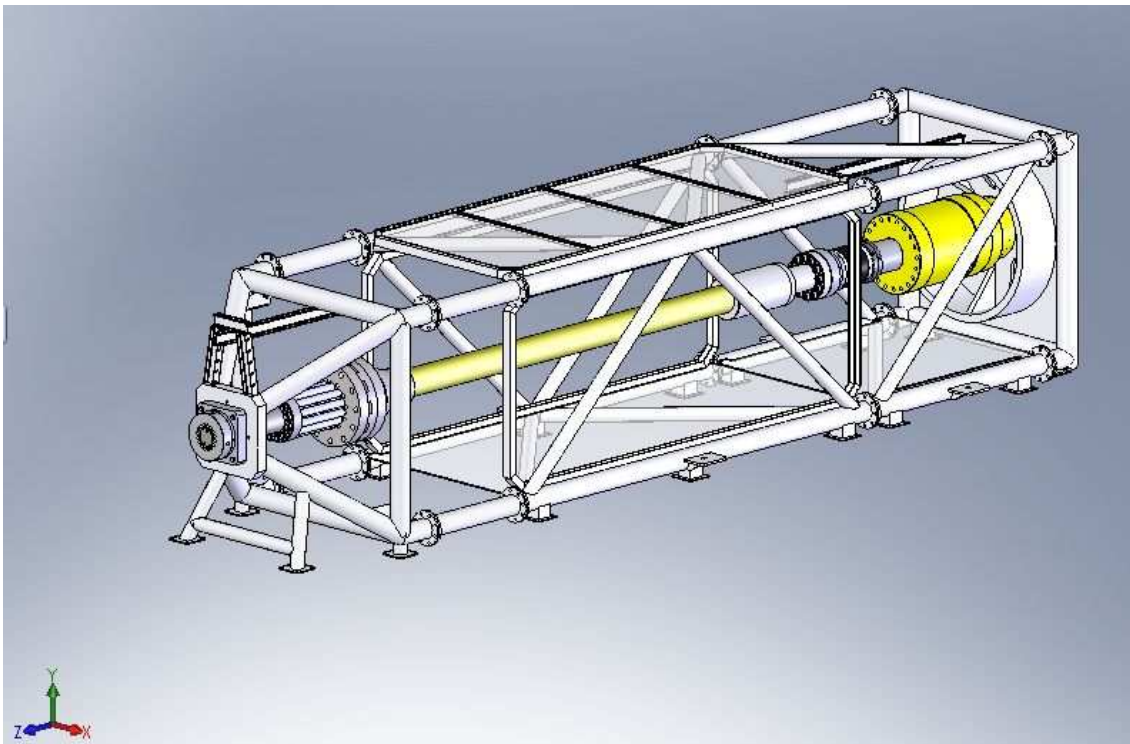


Figura 11-1. Desenho de montagem da bancada de teste.

Apesar de não se poder apresentar as informações obtidas neste ensaio, sem a autorização da Petrobras, salienta-se, que as deformações médias de cada camada do *riser* concordam com os valores encontrados nos modelos de elementos finitos, dentro da mesma faixa de precisão obtida nesta tese.



Figura 11-2. Vista geral da bancada e instrumentação no ensaio.



Figura 11-3. Detalhe do interior da bancada de teste.

Modelos de elementos finitos gerados para o estudo deste riser:

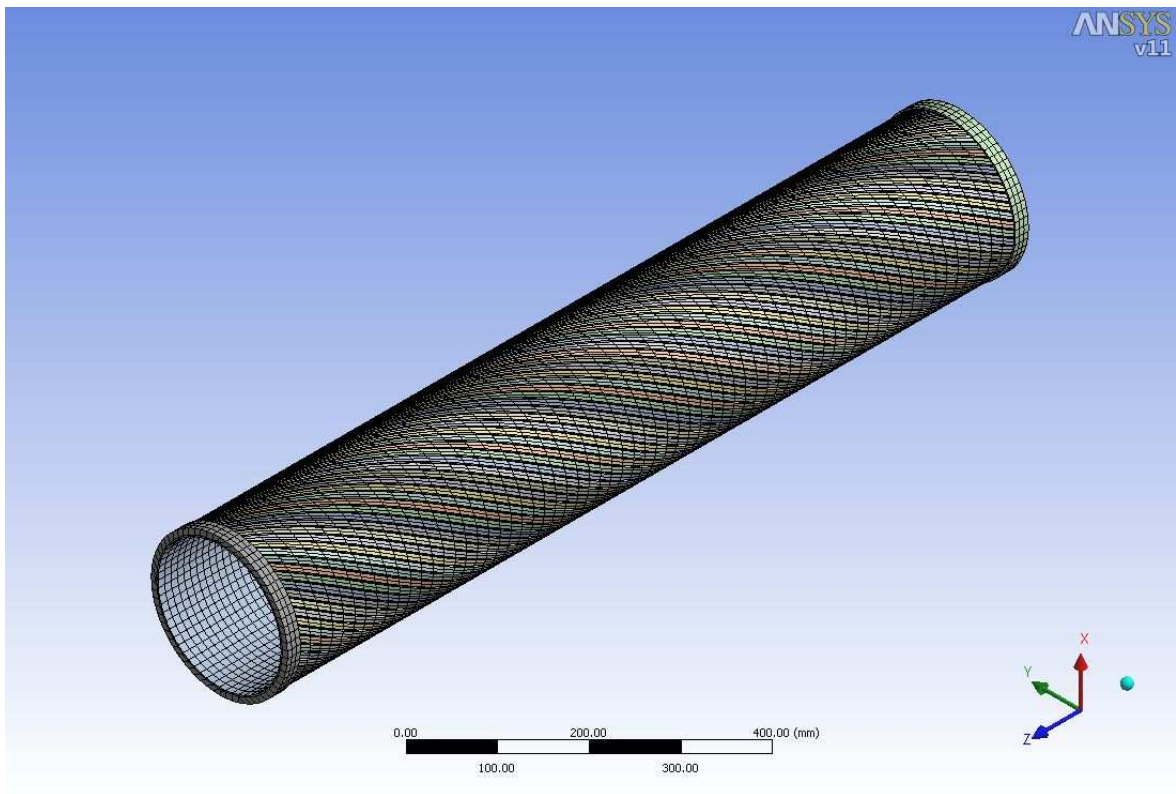


Figura 11-4. Modelo riser de 6" com 1 passo.

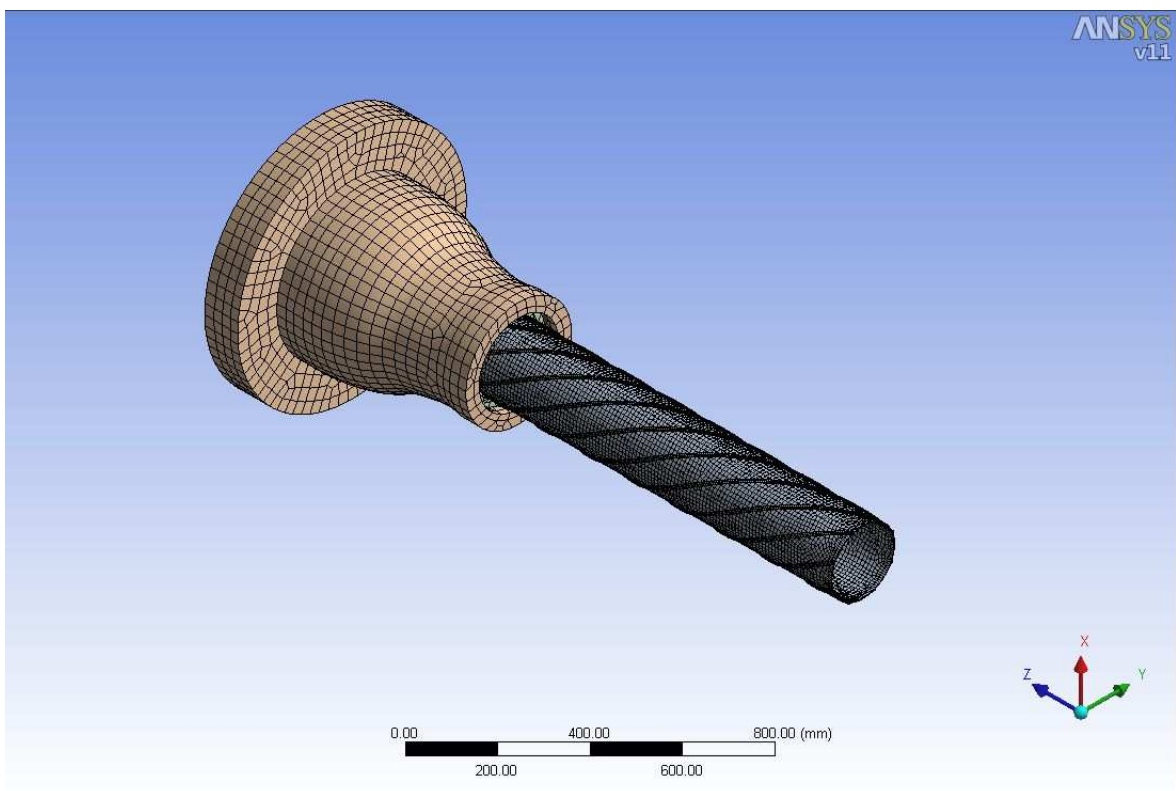


Figura 11-5. Modelo de elementos finitos com o riser e conector de 6".