CEFET/RJ
DIRETORIA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO

AVALIAÇÃO DAS TENSÕES RESIDUAIS NA MONTAGEM DE CONECTORES EM ARMADURAS DE TRAÇÃO DE DUTOS FLEXÍVEIS

Diogo Garcia Lopes

Dissertação de Mestrado apresentada ao programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica e Tecnologia de Materiais, Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca CEFET/RJ, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica e Tecnologia de Materiais.

Orientador:

Paulo Pedro Kenedi, D. Sc.

Rio de Janeiro

Novembro/2013

AVALIAÇÃO DAS TENSÕES RESIDUAIS NA MONTAGEM DE CONECTORES EM ARMADURAS DE TRAÇÃO DE DUTOS FLEXÍVEIS

Dissertação de Mestrado apresentada ao programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica e Tecnologia de Materiais, Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca CEFET/RJ, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica e Tecnologia de Materiais.

Diogo Garcia Lopes

Aprovada por:

Presidente, Prof. Paulo Pedro Kenedi, D. Sc. (Orientador)

Prof. Luís Felipe Guimarães de Souza, D.Sc.

Prof. Hector Reynaldo Meneses Costa, D.Sc.

Prof. Murilo Augusto Vaz, Ph.D. (UFRJ)

Rio de Janeiro
Novembro/2013

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Central do CEFET/RJ

L864 Lopes, Diogo Garcia
Avaliação das tensões residuais na montagem de conectores em armaduras de tração de dutos flexíveis / Diogo Garcia Lopes.— 2013.
xii, 75f. : il.color. , grafs. , tabs. ; enc.

Dissertação (Mestrado) Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, 2013.
Bibliografia : f. 74-75
Orientador : Paulo Pedro Kenedi

1. Engenharia mecânica. 2. Tensões residuais. 3. Deformações e tensões. 4. Canos e canalização - Tubos. 5. Extensômetro. I. Kenedi, Paulo Pedro (Orient.). II. Título.

CDD 620.1

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho aos meus pais,

Ivo Mariano *e*
Kátia Garcia

à minha companheira,

Juliana Boyd

AGRADECIMENTOS

*Aos meus queridos e amados **pais** pelo amor, carinho, dedicação, valores, educação e suporte durante toda a minha vida, aos quais, devo minha eterna gratidão.*

*À minha **namorada**, que sempre esteve presente na minha vida, desde o início do mestrado até hoje, dando-me o seu apoio, amor, carinho, afeto e atenção.*

*À **GE Oil & Gás do Brasil** pelo suporte e apoio ao programa de pesquisa com o financiamento dos testes e ao **CEFET/RJ** pela publicação dos artigos relacionados à dissertação que foram apresentados no COBEM 2013.*

*Ao Vice-Presidente de Tecnologia da GE Oil&Gas do Brasil **Judimar de Assis Clevelario** pelo apoio e incentivo aos programas de pesquisa da Tecnologia Brasil.*

*Ao amigo **Felipe Vargas**, Engenheiro de Testes da GE Oil&Gas do Brasil, por todo o suporte dado durante a pesquisa e principalmente na execução dos testes.*

*Ao amigo **Duilio Kubiki**, Coordenador de Instrumentação da GE Oil&Gas do Brasil, por todo o suporte dado durante a instrumentação, realização dos testes e tratamento dos dados.*

*Ao amigo **Fabio de Souza Pires**, Gerente de Materiais e Desenvolvimento de Produto da GE Oil&Gas do Brasil, pela sua, amizade, paciência, orientações e experiências de trabalho transmitidas, que com certeza foram de extrema importância tanto para a conclusão deste trabalho como para a minha vida profissional.*

Ao meu orientador pelo conhecimento transmitido durante minha vida acadêmica e pelo suporte e ensinamentos transmitidos para finalização deste trabalho.

RESUMO

AVALIAÇÃO DAS TENSÕES RESIDUAIS NA MONTAGEM DE CONECTORES EM ARMADURAS DE TRAÇÃO DE DUTOS FLEXÍVEIS

Diogo Garcia Lopes

Orientador:

Paulo Pedro Kenedi, D.Sc.

Resumo da Dissertação de Mestrado submetida ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica e Tecnologia dos Materiais do Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, CEFET/RJ, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de mestre.

Os dutos flexíveis são estruturas tubulares, formadas pela superposição de camadas metálicas (com função estrutural) e poliméricas (impermeabilizantes), que lhes conferem a capacidade de resistir às pressões do fluido interno, à pressão hidrostática da água do mar devido à profundidade e às cargas dinâmicas de operação.

É necessário o uso de conectores em suas extremidades, para se fazer a terminação de um duto flexível, onde as suas diversas camadas são acopladas, garantindo a resistência mecânica do conjunto frente aos diversos carregamentos. A vedação das camadas internas também é garantida, evitando assim o vazamento do produto produzido, seja óleo, gás ou água.

Este trabalho tem como principal objetivo avaliar, experimentalmente, as deformações provenientes do processo de montagem das armaduras de tração em conectores de dutos flexíveis e convertê-las na distribuição de tensões residuais pela seção transversal de armaduras de tração através de um modelo analítico. Estas distribuições de tensões residuais, por sua vez, podem ser usadas por modelos de elementos finitos como condição pré-existe de tensões, que se somam as tensões operacionais. Para a avaliação experimental, foi projetado e construído um gabarito, em escala real, na qual a armadura de tração, instrumentada com “strain gages”, foi submetida à mesma seqüência de montagem que as armaduras de tração em um conector.

Palavras-Chave:

Tensões residuais; “Strain gages”; Dutos flexíveis.

Rio de Janeiro

Novembro/2013

ABSTRACT

EVALUATION OF RESIDUAL STRESSES AT END FITTING ASSEMBLING OF FLEXIBLE PIPES TENSILE ARMOURS

Diogo Garcia Lopes

Advisor:

Paulo Pedro Kenedi, D.Sc.

Abstract of dissertation submitted to Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica e Tecnologia dos Materiais - Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, CEFET/RJ, as partial fulfillment of the requirements for the degree of master in mechanical engineering.

The flexible pipes are tubular structures built by stacking metal layers (with structural function) and polymers (impermeant), which has resistance to support the internal pressure, sea water hydrostatic pressure due to the water depth and operational dynamic loads.

It is necessary to assemble end fitting on the extremities to complete the flexible pipes and to guarantee that all layers are fixed, ensuring the mechanical resistance of the assembly against several loads. The internal layers sealing system is also guaranteed, preventing the leakage of product produced, whether oil, gas or water.

This work has as main objective to evaluate experimentally the strains generated from the assembly process of the tensile armor wires during the end fitting process. An analytical model is used to convert the residual strains into the distribution of residual stresses at cross section of the wires. These residual stresses distributions can be used by finite element models as a pre-operational stress condition, which will be added to operational stresses. For the experimental evaluation, was designed and built a midscale device, which the tensile armor wire was instrumented with strain gages and submitted to the same assembly sequence of a standard end fitting.

Keywords:

Residual stress; Strain gages; Flexible pipes.

Rio de Janeiro

November / 2013

Sumário

Capítulo I - Introdução 1
Capítulo II – Considerações Iniciais 3
II.1 Sistemas Marítimos de Produção 3
_II.1.1 Unidade Estacionária de Produção 3
_II.1.2 Poços 4
_II.1.3 Sistemas Marítimos de Elevação e Escoamento 4
II.2 Dutos Flexíveis 4
_II.2.1 Dutos Flexíveis de Coleta 5
_II.2.2 Dutos Flexíveis de Exportação 5
_II.2.3 Risers e Flowlines 5
__II.2.3.1 Risers 6
__II.2.3.2 Flowlines 10
_II.2.4 Características Estruturais e Mecânicas 11
_II.2.5 Classificações Estruturais 11
__II.2.5.1 Rugosidade da parede interna 11
_II.2.6 Camadas típicas 13
__II.2.6.1 Carcaça 14
__II.2.6.2 Barreira de Pressão 14
__II.2.6.3 Armaduras de Pressão 14
__II.2.6.4 Armaduras de Tração 15
__II.2.6.5 Capa Externa 16
__II.2.6.6 Conectores 16
__II.2.6.7 Fitas de Alta Resistência 17
__II.2.6.8 Isolamento Térmico 18
__II.2.6.9 Camadas Anti-Atrito 18
_II.2.7 Principais Mecanismos de Falha do Riser 18
Capítulo III – Revisão Bibliográfica 20
III.1 Tensões Residuais 20
_III.1.1 Uma Abordagem Global para o Problema da Tensão Residual 21
_III.1.2 Origem das Tensões Residuais 22

_III.1.3 Métodos para Medição de Tensões Residuais 22
III.2 Extensometria 30
_III.2.1 Conceitos Básicos 30
_III.2.2 Ponte de Wheatstone 31
_III.2.3 Circuito ¼ de ponte com 2 fios 32
_III.2.4 Circuito ¼ de ponte com 3 fios 33
_III.2.5 Características dos Extensômetros Elétricos 33
__III.2.5.1 Montagem dos Extensômetros Elétricos 34
Capítulo IV – Modelo Analítico 35
IV.1 Vigas Submetidas a Flexão 35
IV.2 Tensões e Deformações no Regime Elástico 37
Capítulo V – Materiais e Métodos Experimentais 43
V.1 Considerações Iniciais 43
V.2 Dispositivo para Curvamento dos Arames da Armadura de Tração 43
V.3 Corpos-de-Prova 44
V.4 Descrição do Problema 46
V.5 Principais Dispositivos 48
V.6 Hipóteses 49
V.7 Instrumentação 49
_V.7.1 Colagem e Cabeamento 51
_V.7.2 Sistema de Medição 52
_V.7.3 Calibração do Sistema de Extensometria 53
V.8 Ensaios 53
Capítulo VI – Resultados 56
Capítulo VII - Conclusões 72
Referências Bibliográficas 74

Lista de Figuras

Figura II-1 – Duto Flexível 4
Figura II-2 – Vista esquemática do posicionamento de Risers e Flowlines 6
Figura II-3 – Arranjo esquemático de uma configuração catenária simples 8
Figura II-4 – Arranjo esquemático de uma configuração *Lazy Wave* 8
Figura II-5 – Arranjo esquemático de uma configuração *Steep Wave* 9
Figura II-6 – Arranjo esquemático de uma configuração *Steep – S* 9
Figura II-7 – Arranjo esquemático de uma configuração *Lazy - S* 10
Figura II-8 – (A) Rought Bore / (B) Smooth Bore 11
Figura II-9 – (A) Bonded Pipe / (B) Unbonded Pipe..... 12
Figura II-10 – Construção típica de um duto flexível. 13
Figura II-11 – Tipos de perfis segundo API RP 17B 15
Figura II-12 – Máquina Armadora 16
Figura II-13 - Vista de um conector 17
Figura III-1 – Diagrama tensão x deformação 20
Figura III-2 – Diagrama de Tensões Residuais 21
Figura III-3 – Tipos de extensômetros no formato rosetas triaxiais 23
Figura III-4 – Representação por anéis deformados do efeito do alívio de tensões do método do furo 24
Figura III-5 – Incidência dos raios X sobre a amostra. Intensidade do raio difratado para um determinado 2θ..... 24
Figura III-6 –Ilustração da teoria de Bragg..... 25
Figura III-7 – Varredura da superfície da amostra. 26
Figura III-8 –Deslocamento dos picos de difração quando comparados com o padrão. 26
Figura III-9 –Modelo do estado plano de tensões. 27
Figura III-10 – Extensômetro elétrico de resistência..... 31
Figura III-11 – Desenho esquemático do circuito da ponte de Wheatstone. 31
Figura III-12 – Circuito ¼ de ponte com dois fios. 32
Figura III-13 – Circuito ¼ de ponte com três fios. 33
Figura III-14 – Extensômetro uniaxial 34
Figura III-15 – Extensômetro biaxial 34
Figura III-16 – Detalhamento do extensômetro colado. 34
Figura IV-1 – Viga submetida à carregamentos. 35
Figura IV-2 – Seção vertical longitudinal / seção transversal. 36
Figura IV-3 –Tensão normal x distância a superfície neutra 37
Figura IV-4 – Seção transversal de uma viga de seção retangular. 38

Figura IV-5 – Diagrama tensão x deformação de material elástico perfeitamente plástico.... ... 38
Figura IV-6 – Distribuição de tensões ($M < M_e$).... 39
Figura IV-7 – Distribuição de tensões ($M = M_e$)..... 39
Figura IV-8 – Distribuição de tensões ($M_e < M < M_p$)..... 40
Figura IV-9 – Distribuição de tensões ($M = M_p$).... 40
Figura IV-10 – Seção transversal retangular parcialmente escoada..... 41
Figura V-1 – Arranjo esquemático do dispositivo para curvamento das armaduras. 44
Figura V-2 – Armaduras de tração de um duto flexível..... 45
Figura V-3 – Arranjo da linha de produção da camada armadura de tração. 46
Figura V-4 – Transferência do arame da armadura de tração utilizando o mesmo sentido de bobinamento. 46
Figura V-5 – Etapas do processo de conformação durante sua fabricação e montagem dos conectores Adaptado da referência 48
Figura V-7 – Dispositivo de curvamento usinado. 49
Figura V-8 - Posicionamento dos “strain gages” no corpo de prova. 50
Figura V-9 - Posicionamento esquemático dos “strain gages”..... 50
Figura V-10 - Colagem dos “strain gages” no corpo de prova. 51
Figura V-11 - Sistema de Aquisição de Dados utilizado. 52
Figura VI-1 – Armadura curvada até o pino 14 (Trava Aranha). 56
Figura VI-2 - Deformações no Pino 14 (Trava Aranha). 57
Figura VI-3 – Armadura fixada no “Body”. 57
Figura VI-4- Deformações na Fixação do “Body”. 58
Figura VI-5 - Fluxograma do Modelo Analítico. 60
Figura VI-6 – Elementos 1 e 2: (a) seqüência 1, (b) seqüência 2, (c) seqüência 3 e (d) seqüência 4. 63
Figura VI-7 – Distribuição das tensões residuais na seção transversal – 64
Figura VI-8 – Elementos 1 e 2: (a) seqüência 5, (b) seqüência 6, (c) seqüência 7 e (d) seqüência 8. 64
Figura VI-9 – Distribuição das tensões residuais na seção transversal – 65
Figura VI-10 – Comparativo entre tensão residual / limite de escoamento x sequências. 66
Figura VI-11 – Sequência 2 – Carregamentos: (a): 1, (b): 2, (c): 3, (d): 4 e (e): 5..... 68
Figura VI-12 – Sequência 6 – Carregamentos: (a): 1, (b): 2, (c): 3, (d): 4 e (e): 5..... 70

Lista de Tabelas

Tabela II-1 Tipos de plataformas marítimas móveis..... 3
Tabela II.2 - Composição Típica de um Duto Flexível. 13
Tabela V.1 - Propriedades mecânicas dos arames de aço..... 44
Tabela V.2 - Composição química das armaduras de tração ensaiadas (% em peso). 45
Tabela V.3 - Gama de perfis de armaduras de tração da GE (largura x espessura) 45
Tabela V.4 – Etapas de fabricação que geram deformação plástica, adaptado da referência ..47
Tabela V.5 – Dados técnicos dos “strain gages” 50
Tabela V.6 –Principais características do controlador de aquisição de sinais modelo.....
AC 2122.... 52
Tabela V.7 –Principais características do condicionador de sinais modelo Al 2164. 53
Tabela VI.1 – Dados geométricos, dados de material e variáveis básicas utilizadas. 62
Tabela VI.2 – Raios das bobinas. 62
Tabela VI.3 – Casos de Carregamento de Curvatura Imposta. 62

Capítulo I - Introdução

Sabe-se que a indústria do petróleo e gás atualmente possui um grande destaque na economia mundial. Essa indústria demanda um intenso desenvolvimento tecnológico, visto que a busca pelo petróleo e seus derivados está em constante ascensão, principalmente porque grande parte das jazidas petrolíferas estão localizadas em águas profundas e ultra-profundas. O Brasil é reconhecido mundialmente pela sua capacidade na extração petrolífera. Para tal, há a necessidade de se desenvolver equipamentos, produtos e sistemas mais confiáveis, com uma vida em serviço estendida, sob condições de trabalho extremamente severas. Um dos sistemas de produção empregados no processo de exploração e transporte de óleo e gás em unidades de produção “offshore” são os dutos flexíveis. No caso específico da produção de petróleo e gás brasileiro, tais sistemas são muito empregados.

Os dutos flexíveis são divididos em duas famílias básicas, quanto sua característica de operação. Os dutos para serviços dinâmicos que são denominados “risers” e os dutos para serviço estático que são denominados “flowlines”. Os dois são estruturas tubulares, formadas pela superposição de camadas metálicas (com função estrutural) e poliméricas (impermeabilizantes), que lhes conferem a capacidade de resistir às pressões do fluido interno, à pressão hidrostática devido à profundidade e às cargas dinâmicas de operação. Desta forma, os dutos flexíveis são um sistema de extrema importância e valor agregado no ramo petrolífero, haja vista que os mesmos possuem a capacidade de se adequar a diversas condições severas, tais como: grandes profundidades, variações de temperatura, fortes correntes marinhas, ondas, ventos e altas pressões.

Com a exploração de óleo e gás em águas cada vez mais profundas, como são os casos dos campos de TUPI, JUPITER e CARIOCA, recentemente anunciados pela Petrobras e com profundidades que chegam até 2500m de lâmina d`água, a exploração petrolífera exige novos desafios aos engenheiros e projetistas, sendo necessário grande dedicação ao trabalho e alta qualificação dos profissionais. Desta forma, grandes empresas deste segmento estão em busca de novos desenvolvimentos com grupos de pesquisa cada vez maiores para se obter soluções inovadoras para as solicitações de serviço cada vez mais complexas.

Para um duto flexível ser instalado é necessário que o mesmo fique com suas camadas fixadas em uma terminação, garantindo a resistencia mecânica do conjunto frente aos diversos carregamentos, bem como a existência de vedação das camadas internas evitando o vazamento do fluido transportado, seja óleo, gás ou água. Usam-se conectores em suas extremidades.

Atualmente, a montagem destes conectores é um processo manual, e uma das etapas deste processo de montagem é o levantamento individual das armaduras de tração do duto flexível para a instalação dos diversos componentes internos dos conectores. Essas

montagens impõem uma distribuição de tensões residuais na seção transversal nas armaduras de tração que, somado-se as condições de serviço, pode afetar a vida em fadiga do duto. É sabido que a presença de tensões residuais nas armaduras de tração ainda não é considerada explicitamente em práticas padrões de projeto que são adotadas pela indústria. Entretanto, recentes estudos tem apontado que estas tensões podem ser elevadas, gerando a necessidade de contabilizá-las.

As empresas operadoras deste tipo de equipamento vêm reportando ao longo do tempo a incidência de falhas nas armaduras de tração próximas à interface com o conector , em uma região próxima onde é feito o levantamento das armaduras de tração. Além disso, nesta mesma região onde acontecem estas falhas existe um transição brusca de rigidez, que seria também um potencializador para estas falhas.

Devido a grande importância do desenvolvimento dos conectores, este trabalho tem como principal objetivo avaliar experimentalmente as deformações residuais provenientes do processo de levantamento das armaduras de tração dos dutos flexíveis, convertê-las na distribuição de tensões residuais na seção transversal para que estas possam ser utilizadas e somadas às tensões de operação geradas por um modelo de elementos finitos. Esta conversão será implementada através do uso de um programa dedicado, desenvolvido em Visual Basic. Com este programa a distribuição das tensões residuais na seção transversal das armaduras de tração resultante das várias etapas dos processos de bobinamento das armaduras de tração podem ser avaliadas mesmo antes do assentamento das mesmas no duto.

Para esta avaliação experimental das deformações residuais, foi projetado e construído um gabarito, na qual a armadura de tração, instrumentada por “strain gages”, é submetida a uma sequência típica de montagem de armaduras de tração em um conector em escala real.

Após os testes foram observados niveis significativos de tensões residuais nas armaduras de tração após a sequência de montagem. Como resultado imediato deste trabalho estão sendo desenvolvidas novas formas se montar as armaduras de tração no conector, que tenham um efeito menos significativo na geração de tensões residuais.

Capítulo II – Considerações Iniciais

Neste Capítulo é feita uma descrição sobre o “layout” submarino e dos dutos flexíveis fazendo uma alusão as suas camadas, configurações após a instalação, além de apresentar seus principais modo de falha. É importante ressaltar que será comentado sobre os conectores, uma vez que o mesmo é um dos focos principais desta dissertação, assim como será apresentado o objetivo deste trabalho.

II.1 Sistemas Marítimos de Produção

Sabe-se que o ambiente submarino de produção é composto sistemas de produção e são divididos em: unidade estacionária de produção ou UEP, sistema submarino de elevação e escoamento de óleo e gás e instalações de poços.

II.1.1 Unidade Estacionária de Produção

As Unidades Estacionárias de Produção são plataformas marítimas que reúnem o conjunto e equipamentos destinados ao processamento, tratamento e exportação (em alguns casos armazenamento) dos fluidos produzidos. A classificação para plataformas marítimas segundo Norma API RP-2A [1] divide-se em duas grandes categorias: plataformas fixas e plataformas móveis. Existem alguns subgrupos de plataformas marítimas móveis. A definição do tipo de plataforma marítima a ser adotada no projeto de explotação de óleo envolve muitas variáveis. Em lâminas d’água profundas e ultraprofundas, são utilizadas plataformas móveis flutuantes fundeadas através de sistema de ancoragem, composto de guinchos, amarras e âncoras. [2]

Tabela II-1 Tipos de plataformas marítimas móveis. [2]

PLATAFORMAS MÓVEIS *(Mobile Offshore Platforms)*	PLATAFORMAS SUBMERSÍVEIS
	Submersible Platforms
	PLATAFORMAS AUTO-ELEVATÓRIAS
	Jack-up Platforms
	PLATAFORMAS SEMI-SUBMERSÍVEIS
	Semi-submersible Platforms
	NAVIOS DE ARMAZENAMENTO E DE PROCESSO
	Process Vessels
	Floating, Production, Storage and Off-Floading Vessels (FPSO)
	Floating, Storage and Off-Floading Vessels (FSO)

II.1.2 Poços

As instalações de poços compreendem um conjunto de equipamentos cuja função principal é escoar fluidos produzidos a partir do reservatório, através da coluna de produção, até a árvore de natal molhada ou ANM e vice-versa nos casos de fluidos injetados no reservatório a mesma, constitui-se na transição entre o sistema de escoamento e o poço submarino. [2]

II.1.3 Sistemas Marítimos de Elevação e Escoamento

O sistema submarino de escoamento pode ser definido como o conjunto de equipamentos cuja função principal é escoar fluidos desde a ANM até a UEP e vice-versa ou exportar os fluidos produzidos na UEP até um ponto de recebimento. Dentre os equipamentos do sistema de escoamento, pode-se citar: válvulas submarinas, manifolds submarinos e dutos submarinos. [2]

II.2 Dutos Flexíveis

Do ponto de vista da engenharia, os dutos flexíveis são estruturas constituídas de camadas cilíndricas poliméricas e camadas metálicas com arranjo helicoidal, sendo que cada uma destas camadas possui uma função e características específicas. A disposição e dimensionamento destas camadas têm como objetivo a melhor adaptação da estrutura a determinados projetos dependendo de variáveis como fluido transportado, temperatura, pressão de operação, profundidade de projeto e vida em serviço. [2]

As camadas poliméricas têm como finalidade a vedação, ou seja, manter o fluido em seu interior e evitar o ingresso de água no espaço anular, assim como, podem também ajudar no isolamento térmico, proteção anticorrosão e redução do atrito entre as camadas. As camadas helicoidais metálicas, também chamadas de armaduras metálicas têm como função proporcionar as características estruturais requeridas para a aplicação. A Figura II-1 ilustra um duto flexível com suas principais camadas.

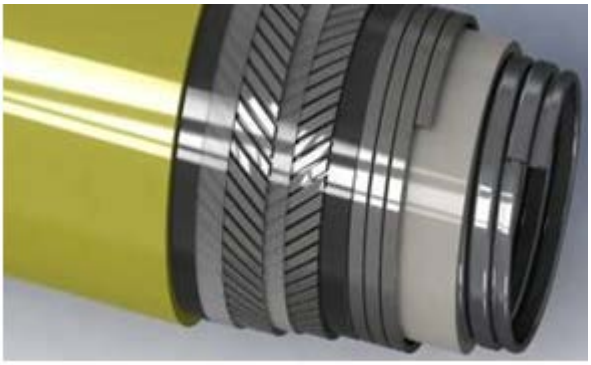


Figura II-1 – Duto Flexível

Os dutos flexíveis do sistema de escoamento submarino podem ser divididos em dois grupos segundo suas funções principais: [2]

- Dutos de coleta
- Dutos de exportação de óleo e gás

II.2.1 Dutos Flexíveis de Coleta

Este grupo subdivide-se em coleta da produção, “gas-lift” , injeção de água e injeção de gás. Os dutos de coleta da produção escoam “petróleo bruto” desde a ANM dos poços produtores submarinos até a UEP. Os dutos de “gas-lift” escoam gás natural tratado da UEP até a ANM, com injeção de gás no espaço anular dos poços produtores submarinos para redução da coluna hidrostática para o aumento da vazão e otimização da produção de óleo. Os dutos de injeção de água/gás escoam água/gás tratados da UEP até a ANM dos poços injetores submarinos visando à manutenção da pressão estática no reservatório durante o processo de produção. [2]

II.2.2 Dutos Flexíveis de Exportação

O segundo grupo de dutos submarinos compreende os dutos de exportação de óleo e gás produzidos na UEP. Geralmente os dutos de exportação possuem diâmetros superiores aos dutos de coleta, uma vez que escoam todo o volume de óleo e gás produzidos na UEP para outra UEP. [2]

Nos projetos onde são adotadas plataformas marítimas que prevêem o armazenamento da produção de óleo, por exemplo, tipo FPSO (*Floating, Production, Storage and Offloading*), pode-se prescindir do duto de exportação de óleo, com transferência periódica do volume de óleo produzido para navios tanque aliviadores (operações de *offloading*). [2]

II.2.3 Risers e Flowlines

Os risers e os flowlines são dutos flexíveis de coleta que tem como objetivo principal interligar os poços petrolíferos com as plataformas, promovendo o transporte de fluidos como óleo, fluidos de injeção, gás ou água. Possuem diferentes aplicações, conforme abaixo:

- Risers, quando em aplicações dinâmicas.
- Flowlines, quando em aplicações estáticas.

A Figura II-2, apresenta uma visão esquemática de um campo de exploração petrolífera, onde estão dispostos os risers, flowlines e plataforma.

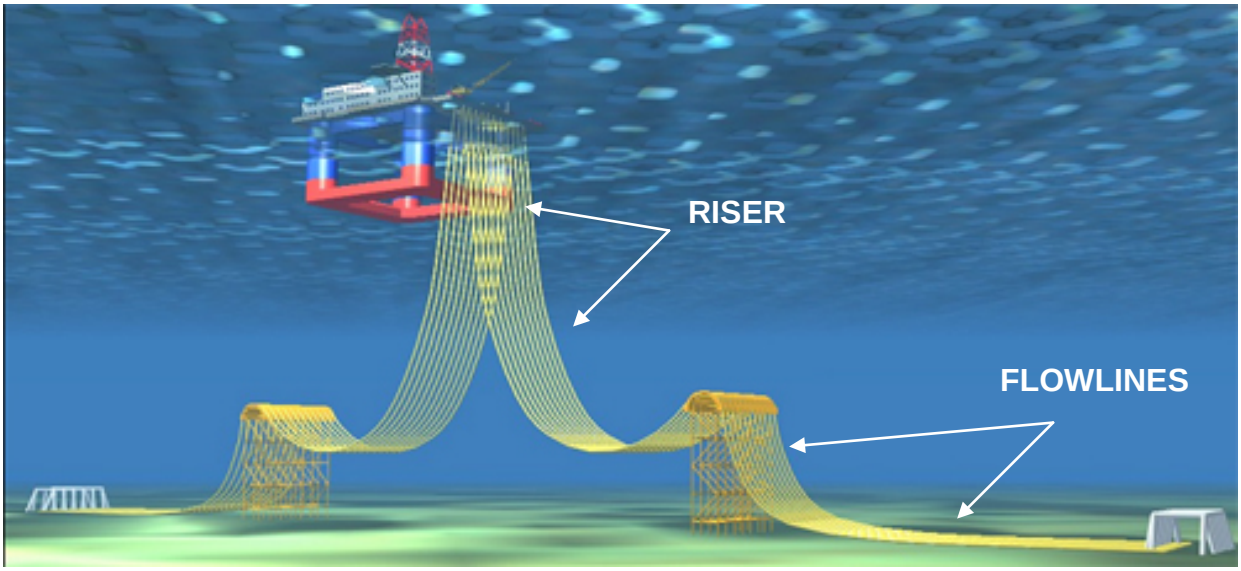


Figura II-2 – Vista esquemática do posicionamento de Risers e de Flowlines [3]

II.2.3.1 Risers

Os risers flexíveis são estruturas que possuem seções transversais compostas por diversas camadas, sendo cada uma delas responsáveis por determinada função específica. Em geral o riser é composto de camadas de aço intercaladas com determinadas camadas poliméricas, além de sua camada externa ser um protetor de raios ultravioleta, evitando a ação dos mesmos.

Eles são responsáveis por diversas funções, podem ser utilizados injetando água ou gás no poço, como linhas de produção de gás e óleo. Além de serem estruturas que conectam a unidade flutuante, ou fixa, à tubulação de flowline.

Nota-se que, devido ao número de materiais que são empregados e a complexidade da montagem, existem diversas possibilidades de falha para os risers. Para os risers atuais, em especial para águas profundas, possuem camadas anti atrito, reduzindo, portanto, o atrito entre camadas metálicas adjacentes. Neste caso, o modo de falha predominante no topo é o de fadiga, além da flambagem das armaduras de tração no fundo.

Para as condições de operação atuais, onde os risers são sujeitos a elevadas pressões internas e também expostos a altos níveis de tração, a falha da armadura de tração no conector, que liga o riser a UEP, tem sido apontada como o principal modo de falha a ser investigado.

Em vista disso e com a recente tendência de se priorizar a utilização de unidades baseadas em navios antigos convertidos para unidades de produção e estocagem chamados FPSO`s com o turret situado na proa, a verificação da vida útil desses risers vem se tornando cada vez mais importante, justificando o desenvolvimento de metodologias confiáveis de inspeção e estimativa da vida remanescente destes componentes.[3]

É importante considerar que a ruptura da camada protetora externa permite que a água do mar entre em contato com as armaduras de tração, acelerando o processo de degradação através da combinação de fatores associados à fadiga e a corrosão. Para esse processo diz-se que o anular foi alagado. A permeação é outro fator importante, pois os gases que encontram-se no interior do duto permeiam para as outras camadas, fazendo com que os gases entrem em contato com a armadura de tração, reduzindo sua vida útil a fadiga. [3]

Principais Configurações de Instalação

As aplicações dinâmicas de linhas flexíveis ocorrem em diversos cenários. Em águas profundas pode-se ter uma configuração mais estável em catenária livre, porém, apresentam cargas mais altas, desta forma bóias são utilizadas para o alívio das cargas. Já em aguas rasas o maior problema é a movimentação do duto e da embarcação, sendo assim, as bóias são utilizadas para amortecerem o movimento da embarcação para que o raio mínimo do duto seja respeitado.

Para a diminuição dos efeitos causados por esses carregamentos, são utilizadas configurações de instalação específicas para os *risers*, que vão desde a mais simples em catenária livre (*free hanging*) até configurações com instalação de bóias ou flutuadores nas seções intermediárias com o intuito de reduzir esforços na unidade de produção. Desta forma, o empuxo provocado por esses elementos alivia o peso suportado pelo sistema flutuante, e quando sob solicitações laterais, contribui com movimentos restauradores. [3]

Catenária Livre (Free Hanging)

A Figura II-3 mostra o aspecto esquemático da Catenária Livre. Apoiada no fundo do mar, esta pode ser uma configuração interessante devido à sua simplicidade da forma. Isso se deve a baixa utilização de componentes limitadores de esforços, possibilitando a esta configuração baixo custo de material e instalação. [3]

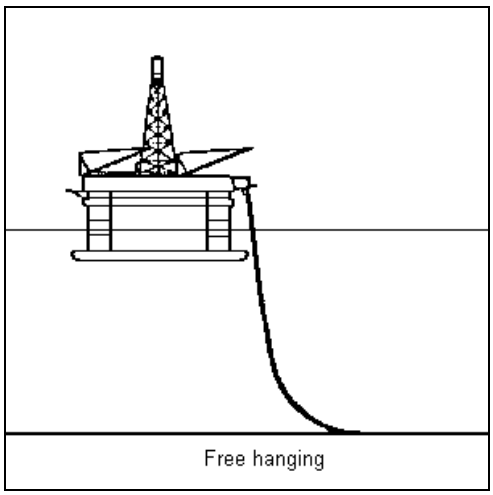


Figura II-3 – Arranjo esquemático de uma configuração catenária livre [4]

Configuração Lazy Wave

Conforme mostrado na Figura II-4, esta configuração é alcançada com a utilização de elementos de flutuação (flutuadores) distribuídos em um trecho central, o que faz com que após o equilíbrio estático inicial, o sistema assuma uma forma ondulada e a seção inferior fique apoiada em catenária simples no fundo do mar. [3]

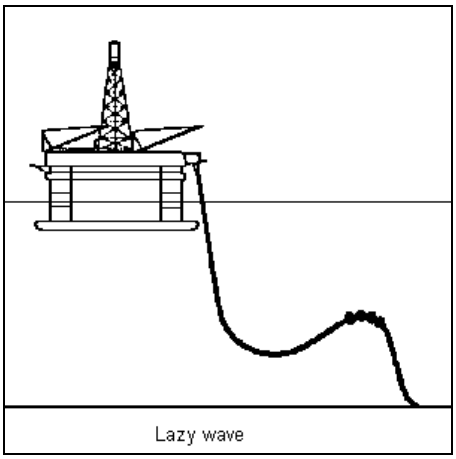


Figura II-4 – Arranjo esquemático de uma configuração *Lazy Wave* [4]

Configuração Steep Wave

A Figura II-5 mostra que este tipo de configuração se assemelha muito à *lazy-wave*, porém o trecho de flutuação prolonga-se até a extremidade inferior da linha de ancoragem. Percebe-se que a extremidade inferior da linha não repousa em catenária no fundo do mar e a ancoragem trabalha sob tração em uma base fixa no leito marinho. [3]

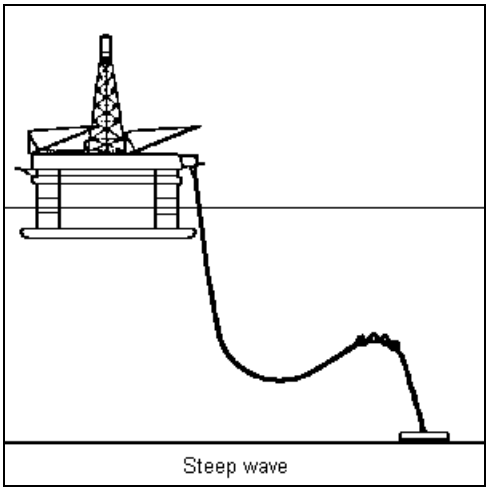


Figura II-5 – Arranjo esquemático de uma configuração *Steep Wave* [4]

Configuração Steep – S

Na Figura II-6 é apresentada a configuração *steep-s* a qual é bem semelhante ao *steep-wave*, diferenciando-se no trecho de flutuação que é caracterizado pela utilização de uma única bóia. [3]

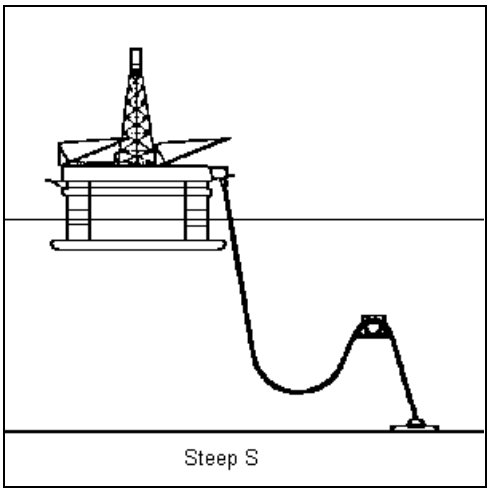


Figura II-6 – Arranjo esquemático de uma configuração *Steep – S* [4]

Configuração Lazy – S

A Figura II-7 apresenta a configuração *lazy-s* que é caracterizada por um elemento de flutuação concentrado (uma bóia) em uma posição intermediária da linha, onde uma catenária suspensa parte do navio e é conectada à bóia, que é conectada no leito marinho. Por sua vez, uma catenária simples parte da bóia e se estende até o fundo do mar. [3]

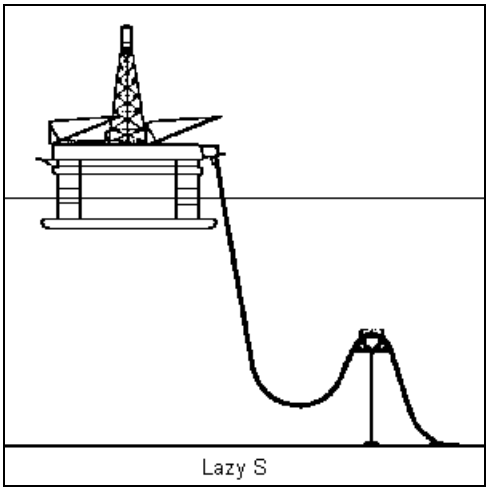


Figura II-7 – Arranjo esquemático de uma configuração *Lazy - S* [4]

II.2.3.2 Flowlines

Assim como os risers, os flowlines são estruturas que possuem seções transversais compostas por diversas camadas, sendo cada uma delas responsáveis por determinada função específica. Sua característica marcante é que após sua instalação ficam assentados ao leito marinho sendo utilizados para serviço estático de interligação de equipamentos submarinos. Sua principal diferença construtiva com relação aos risers é à disposição de algumas camadas poliméricas e a ausência de fitas para redução de atrito (camada anti-desgaste) uma vez que o movimento relativo das camadas ocorre apenas durante sua instalação e não durante toda sua vida em serviço. [3]

II.2.4 Características Estruturais e Mecânicas

Os dutos flexíveis possuem o arranjo de camadas concêntricas. Com esse arranjo, espera-se que as seguintes propriedades sejam alcançadas:

- Elevada resistência à tração;
- Baixa rigidez à flexão, viabilizando o bobinamento e armazenamento;
- Elevada rigidez axial;
- Capacidade de resistir e ter seu peso próprio suportado durante o lançamento;
- Capacidade de acomodar os movimentos naturais aos processos de instalção e operação;
- Resistência à pressão interna e externa e a possíveis esforços de sua despressurização rápida;
- Estrutura esbelta.

II.2.5 Classificações Estruturais

A seguir, são descritas as classificações estruturais que podem ser dadas aos dutos de acordo com o tipo de camada mais interna e o tipo de parede.

II.2.5.1 Rugosidade da parede interna

- Rought Bore: A camada interna é metálica como representado na Figura II-8 (A). Devem ser utilizados quando os fluidos Internos possuem gás em sua composição.

- Smooth Bore: A camada interna é polimérica representada na Figura II-8 (B). É utilizado no transporte e injeção de água.



(A) **(B)**

Figura II-8 – (A) Rought Bore / (B) Smooth Bore [5]

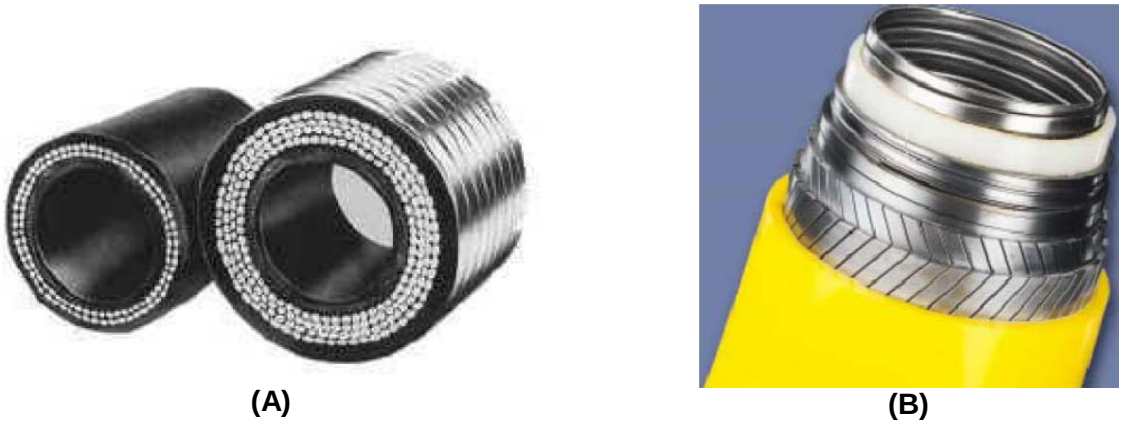
Tipo de Parede

Dutos com camadas aderentes (*Bonded Pipe*) – A

- Figura II-9 (A) Não ocorre o deslocamento relativo entre as camadas da seção transversal.

Dutos com camadas não-aderentes (*Unbonded Pipe*) - B

- Figura II-9 (B) Apresenta este tipo de construção tubular, composta por camadas poliméricas e metálicas separadas entre si, permitindo movimentos relativos entre as camadas.



(A) **(B)**

Figura II-9 – (A) Bonded Pipe / (B) Unbonded Pipe. [5]

Os dutos com camadas não-aderentes, por serem amplamente utilizados nos sistemas submarinos em sistemas de produção offshore, são utilizados nesta dissertação.

II.2.6 Camadas típicas

A estrutura dos dutos flexíveis é complexa e de camadas diversas em função das condições de serviço para as quais são destinados. Neste item, explica-se as funcionalidades de cada camada, cuja construção típica é apresentada na Figura II-10.

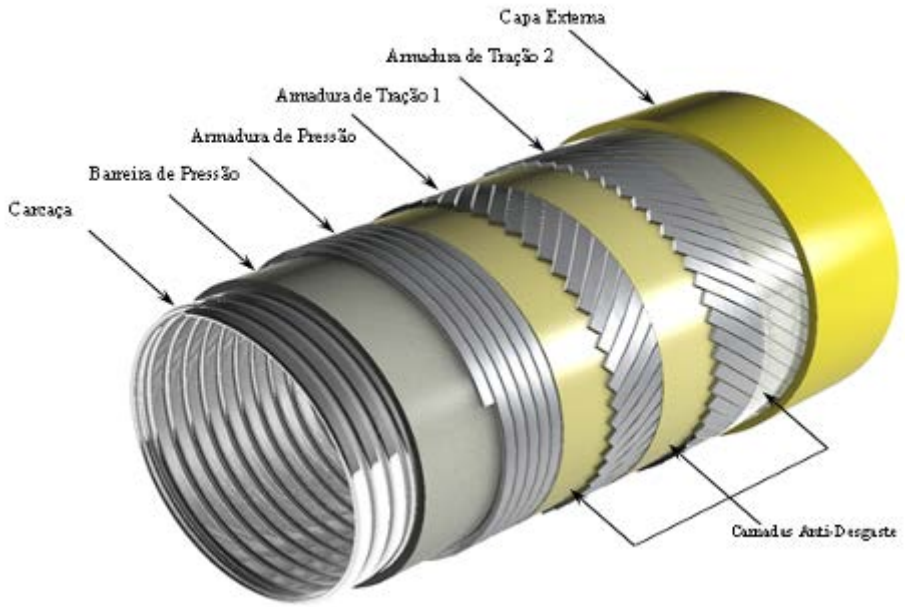


Figura II-10 – Construção típica de um duto flexível [6]

A Tabela II.2 descreve as funções básicas de cada camada.

Tabela II.2 - Composição Típica de um Duto Flexível.

ESTRUTURA TÍPICA DE UM DUTO FLEXÍVEL		
CAMADA	NOME	FUNÇÃO BÁSICA
1	Carcaça Intertravada	Pressão Externa, Colapso, Compressão Mecânica Radial
2	Barreira de Pressão	Estanqueidade ao fluido interno
3	Armaduras de Pressão	Pressão Interna, Colapso, Compressão Mecânica Radial
4	Armaduras de Tração	Cargas axiais de tração
5	Capa Externa	Estanqueidade ao fluido externo.

II.2.6.1 Carcaça

É uma estrutura metálica. É feita a partir de perfis planos, geralmente de aço inoxidável, sendo conformada durante o processo fabril em hélice em torno de um mandril inter-travando cada seção em conjunto, o que faz com que haja um aumento significativo da resistência ao colapso.

As pressões externas são oriundas de cargas radiais de esmagamento aplicadas pelos tensionadores durante o lançamento; cargas localizadas de esmagamento agindo sobre o duto durante a passagem sobre as rodas de lançamento nos navios especiais (Laying Support Vessel – LSV); pressão hidrostática agindo sobre a capa externa; pressão hidrostática atuando diretamente sobre a barreira de pressão (no caso de dano da capa externa e inundação do espaço anular da linha); pressão aplicada pelas armaduras de tração quando estas são distendidas (efeito de “squeezing” ou estrangulamento); pressão externa atuante na ocorrência de descompressão súbita do fluido interno. O material normalmente utilizado é o aço inoxidável AISI 304L/316L com limites de escoamento do material na ordem de 310 MPa, não considerando os efeitos de encruamento oriundos da conformação do perfil. Algumas estruturas atuais já utilizam como material para esta camada aços do tipo superduplex.[2]

II.2.6.2 Barreira de Pressão

É uma camada de polímero extrudada sobre a carcaça com a finalidade de vedação, não permitindo que o fluido atinja as outras camadas do duto flexível, sendo assim, o material é selecionado de forma a se obter resistência química ao fluido e também não deixar que as condições de operação sejam alteradas. Atualmente, a extrusão dessa camada pode ser feita com diversos materiais tais como: HDPE (polietileno de alta densidade), PVDF (fluoreto de polivinilideno), PA11 (Nylon 11), PA12 (Nylon 12), TPE (elastômero termoplástico).

II.2.6.3 Armaduras de Pressão

É uma camada metálica intertravada, cuja função é suportar as pressões oriundas da barreira de pressão e os carregamentos de pressões internas, ajudando também a evitar o colapso. Adicionalmente, as armaduras de pressão auxiliam a carcaça interna a resistir às pressões externas (esforços radiais de lançamento, pressão hidrostática externa e efeito de estrangulamento dos arames das armaduras de tração). Esta camada apresenta aspecto construtivo próprio e designações proprietárias dos fabricantes: em geral é feita de uma fita de seção transversal em Z, enrolada helicoidalmente sobre a camada de pressão com intertravamento das hélices, conforme mostrado no desenho esquemático da Figura II-11.

O material normalmente utilizado é o aço carbono com limites de resistência entre 750 e 1000 MPa, não considerando os efeitos de encruamento oriundos da conformação do perfil. [2]

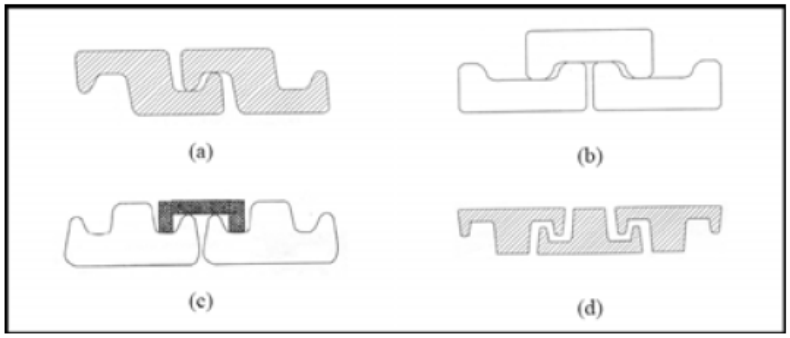


Figura II-11 – Tipos de perfis segundo API RP 17B
(a) perfil Z, (b) perfil C, (c) e (d) perfil T [2]

II.2.6.4 Armaduras de Tração

As armaduras de tração consistem em uma série de arames aplicados sobre de forma helicoidal sobre o tubo. O número de camadas de armadura de tração aplicadas varia aos pares, pois cada uma destas camadas é aplicada em um sentido diferente de forma a balancear a estrutura evitando-se a torção do tubo quando submetido às cargas trativas.

A principal função das armaduras de tração é resistir à tração e torção sem dificultar a flexão do duto. Quase a totalidade dos carregamentos de tração é sustentada pelas armaduras de tração, enquanto sua contribuição na rigidez à flexão é pequena. Os arames podem ser de seções retangulares ou circulares. O uso de arames de seção retangular garante maior fator de ocupação da camada e menor espessura, mas está associado também a dificuldades de conformação durante a fabricação. As armaduras estão ancoradas diretamente nos conectores montados nas extremidades dos dutos. Dadas as elevadas tensões a que estarão sujeitas as armaduras de tração, função dos carregamentos aplicados aos dutos flexíveis, o material comumente usado é o aço carbono de alta resistência, com limites de ruptura variando entre 1100 MPa e 1500 MPa [2].

A matéria prima para a formação desta camada chega ao ambiente das fábricas em carretéis conhecidos como “coils” que são arames enrolados em bobinas de fornecimento. Esses arames precisam ser então rebobinados para as bobinas de carregamento da máquina armadora para logo após prosseguirem com o processo de fabricação.

No estágio de rebobinamento, esse arame passa por duas conformações. O arame está enrolado na bobina de fornecimento, deve ser retificado a fim de tornar retilíneo para que possa ser enrolado em torno da bobina de carregamento da máquina armadora.

A armadora é a máquina responsável pelo enrolamento do arame da armadura de tração em volta do tubo, sua estrutura comporta várias bobinas, conforme Figura II-12.



Figura II-12 – Máquina Armadora [7]

Quando carregados na máquina Armadora, o arame passa por rolos que o deformam mais uma vez fazendo com que sejam retificados e com o movimento rotativo da máquina funcionando concomitantemente com o movimento linear da tubulação, formam helicoides ao redor do tubo. Na medida em que o arame sofre estas diversas deformações, um estado de tensões residuais vai sendo criado.

II.2.6.5 Capa Externa

A Capa Externa é uma camada polimérica que funciona como uma barreira contra danos mecânicos e também contra a intrusão da água do mar no espaço anular do duto. Os polímeros normalmente usados são HDPE, NYLON 11 ou NYLON 12. Eles são geralmente pigmentados seguindo os requisitos dos clientes, onde a coloração está diretamente ligada a proteção contra raios ultra-violetas. Tendo em vista que a capa externa é extrudada sobre a armadura de tração externa, esta ajuda a manter os arames da armadura de tração na posição correta.

II.2.6.6 Conectores

Todas as camadas do duto flexível terminam em um terminal conector, o qual é projetado para acomodar individualmente cada camada do duto flexivel. O conector é uma das partes mais complexas de se projetar, pois suporta todos os carregamentos, incluindo esforços axiais e momentos fletores, que são transmitidos internamente sem afetar as camadas que

retem o fluido. Eles podem ser incorporados às linhas durante a fabricação dos dutos ou ainda podem ser instalados em campo, através de um processo manual. A vista em corte de um conector típico está ilustrada na Figura II-13.

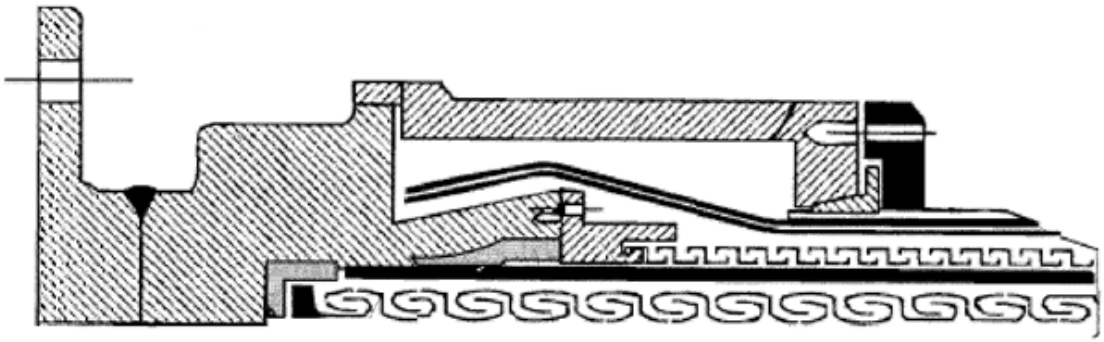


Figura II-13 - Vista de um conector [8]

Sabe-se que este equipamento é projetado para assegurar a estanqueidade do fluido transportado através dos selos e das transferências de carga impostas pela tubulação aos sistemas de conexão das unidades produtoras. Considerações do perfil operacional da tubulação, para uma vida em serviço especificada, são de vital importância para o seu projeto. Como são usados em sistemas flutuantes, são submetidos a grandes variações de cargas as quais podem causar falha por fadiga e, como conseqüência, ocorrer o vazamento de gases e fluidos. Sendo assim, é imprescindível para a segurança da unidade marítima que o conector seja projetado e instalado corretamente [2].

Devido ao número de materiais diferentes empregados nos dutos flexíveis e a complexa interação entre suas diversas camadas, o número de modos de falha é muito grande e pode estar associado à falha de uma camada isolada ou à falha de diversas camadas em conjunto.

Caso venham a existir problemas com a armadura de tração dentro do conector, conseqüências irão ocorrer e podem ocasionar a redução da capacidade estrutural e, possíveis falhas catastróficas.

II.2.6.7 Fitas de Alta Resistência

São camadas de fitas aplicadas ao longo e sobre as armaduras de tração com a finalidade de evitar o fenômeno de “birdcaging” relacionado com a flambagem destas armaduras devido a curvatura, pressão hidrostática e cargas compressivas existentes no ponto onde o riser toca o leito marinho (“touch down point”).

II.2.6.8 Isolamento Térmico

É uma camada de isolamento térmico com a função de limitar a perda de calor através da parede do tubo para o ambiente circundante, sendo composto de camadas de fita de espuma expandida de polipropileno com micro esferas de vidro e especificado em função da profundidade requerida para a aplicação do tubo e das condições de serviço.

II.2.6.9 Camadas Anti-Atrito

É uma camada não-metálica cuja função é evitar o atrito e o desgaste de duas camadas metálicas com os movimentos relativos. Pode ser extrudada em forma de tubo ou enrolada, quando em forma de fitas, sobre a armadura de pressão ou tração. O material usado é o polietileno ou a poliamida.

II.2.7 Principais Mecanismos de Falha do Riser

O aumento da produção de petróleo está intimamente relacionado a melhoria da tecnologia associada aos risers. Por estes dutos, como já mencionado, é possível extrair petróleo dos poços e levá-los até os navios ou plataformas. No entanto, não é apenas o produto extraído, mas também gases e outros compostos corrosivos que atacam os dutos e o sistema de bombeamento. É necessário, portanto, que seja feita a manutenção constante dos risers através de robôs aquáticos chamados de ROV, e troca quando o componente se encontra comprometido. Se o riser falhar, os produtos transportados podem ser liberados para o ambiente.[9]

A norma N-2409 [10] cita vários modos de falha, os quais são definidos como eventos que levam o duto a não atuar como especificado. Estes podem ser divididos de acordo com a região onde ocorrem:

Nas camadas estruturais metálicas:

- Ruptura das armaduras da estrutura por tração, pressão interna, compressão radial, torção, curvatura (flexão) ou combinação destes tipos de carregamento;
- Ruptura por fadiga do material constituinte da camada estrutural;
- Deformação excessiva permanente ou temporal da camada causada por cargas excessivas;
- Colapso da carcaça ou da armadura de pressão causado por pressão externa
- Colapso da carcaça ou da armadura de pressão causado por aperto da armadura de tração, associado ou não com qualquer outra carga radialmente compressiva atuando no duto simultaneamente;
- Formação da gaiola de passarinho “birdcage” da armadura de tração;
- Desgaste excessivo causado pelo atrito entre duas camadas estruturais;

- Perda de acoplamento entre as camadas internas do duto flexível, causado por flexão excessiva, torção excessiva ou compressão axial durante os processos de instalação ou operação;
- Corrosão excessiva, degradação química, ou abrasão de qualquer camada estrutural causada por fenômeno galvânico, fluidos agressivos ou abrasivos ou pelo contato do meio ambiente com a camada estrutural.

Na barreira de pressão:

- Ruptura causada por pressão interna, tração, torção, flexão ou pela combinação de algumas destas cargas;
- Extrusão excessiva da camada de pressão através de espaços da camada estrutural adjacente;
- Ruptura do material por fadiga;
- Desgaste excessivo por atrito com outra camada;
- Degradação química excessiva causada pela ação de fluidos;
- Perda de propriedades físicas causada pela temperatura do fluido interno ou ambiente externo;

No conector:

- Escoamento de qualquer parte estrutural do conector causado por tração, pressão, flexão, torção ou combinação dessas cargas;
- Colapso hidrostático da estrutura do conector;
- Ruptura da estrutura do conector por fadiga;
- Corrosão ou degradação excessiva de qualquer parte estrutural do conector causada pela ação do fluido interno ou ambiente externo;
- Perda de propriedades físicas de qualquer parte estrutural do conector induzida pela temperatura do fluido interno ou do ambiente externo (concentração de tensões, tensões residuais);
- Perda do sistema de ancoramento das armaduras de tração causada por tração, pressão, flexão, torção ou combinação destas;
- Vazamento através do sistema de selagem (interno ou externo) observando quando carregamentos de tração, pressão, flexão ou torção são aplicados;
- Danos ao sistema de selagem causado por fadiga;
- Dano a barreira de pressão em contato com o conector causado pela ação de tração, pressão, flexão, torção ou combinação destas;

- Degradação do sistema de selagem ou da resina de preenchimento, causado por agentes físicos, químicos, térmicos ou corrosivos.

Capítulo III – Revisão Bibliográfica

Este capítulo é composto pela revisão bibliográfica detalhada sobre o tema da dissertação, com um foco principal em tensões residuais, englobando sua origem, métodos de medição, além de uma abordagem na parte de extensometria, detalhando alguns conceitos básicos.

III.1 Tensões Residuais

As tensões presentes em um material ou componente estrutural na ausência de um carregamento externo ou de gradientes de temperatura são denominadas de tensões residuais, sendo, o limite de escoamento o valor máximo alcançado por estas tensões. [11]

As tensões residuais podem ser obtidas através das deformações elastoplásticas heterogêneas, ou seja, deformações distribuídas não uniformemente ao longo do volume do material, estas deformações podem ser causadas, por exemplo, por transformações de fase ou por escoamento parcial de seções transversais. [11]

As tensões residuais são adicionadas algebricamente ao carregamento operacional, podendo majorá-lo significativamente. Sabe-se que regiões plastificadas podem ocorrer em vigas fletidas se o momento fletor for suficientemente grande. Quando o momento fletor é retirado, a parte elástica é aliviada, “spring-back”, restando uma distribuição de tensões residuais. Para um ponto na superfície inicialmente tracionado, a tensão residual resultante seria compressiva, como representado na Figura III-1.

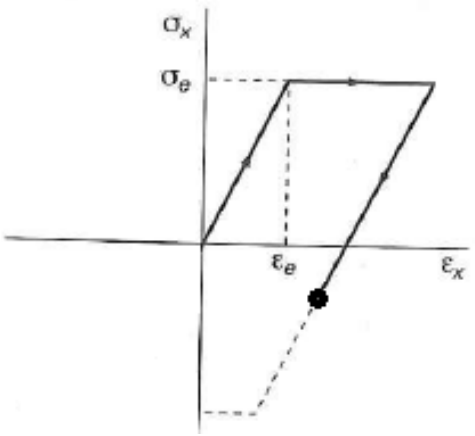


Figura III-1 – Diagrama tensão x deformação [12]

Uma estimativa das tensões residuais pode ser feita, por exemplo, através do princípio da superposição. Considera-se, por um lado, as tensões devidas à aplicação de um dado momento fletor M e, a retirada de M no descarregamento. Na fase de carregamento as tensões descrevem o comportamento com plastificação parcial. Na fase de descarregamento o comportamento do material é linear elástico.

Adicionando-se as duas etapas, tem-se a estimativa da distribuição de tensões residuais na viga, conforme Figura III-2.

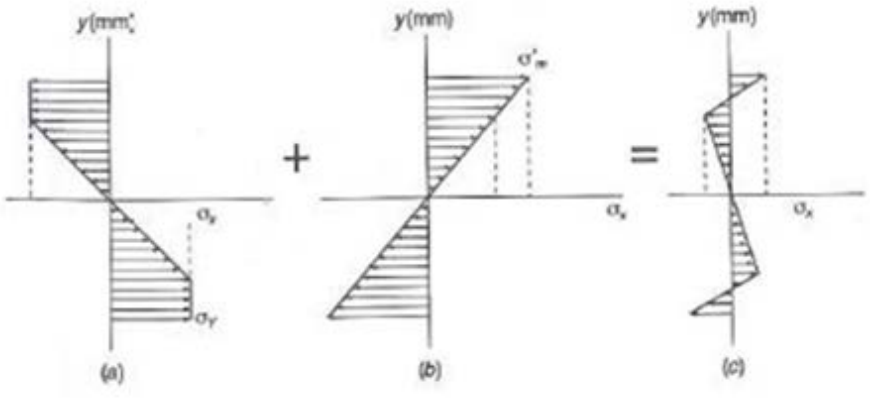


Figura III-2 – Diagrama de Tensões Residuais [12]

III.1.1 Uma Abordagem Global para o Problema da Tensão Residual

Processos de fabricação introduzem tensões residuais em peças mecânicas, desta forma, influenciam o seu comportamento à fadiga, ruptura, e até mesmo sua resistência à corrosão. Poucos métodos de usinagem não produzem novas tensões residuais. Ao longo dos últimos anos, um número crescente de estudos tem sido realizado para compreender os efeitos da tensão residual no desempenho mecânico. [13]

Há um interesse crescente em como o estado de tensão residual afeta as propriedades mecânicas de um material e a sua estrutura. A falha de uma estrutura ou de um componente mecânico não é apenas devido a cargas externas. A tensão residual é um parâmetro importante neste aspecto. [13]

III.1.2 Origem das Tensões Residuais

Segundo [14] a tensão residual macroscópica pode ser induzida devido a:

- Fluxo plástico não homogêneo sob a ação de tratamento externo (“shot peening”, “autofretting”, rolo de polimento, “hammer peening”);
- Deformação plástica não homogênea durante aquecimento ou resfriamento não uniforme de moldagem de plásticos;
- Vários tratamentos de superfície, como esmaltagen, niquelagem, cromagem;
- Diferenças nos coeficientes de expansão e incompatibilidade mecânica dos diferentes componentes compósitos (compósitos matrizes orgânicas e metálico e revestimentos cerâmicos);
- Conformação de armaduras de tração durante o processo de montagem dos conectores.

III.1.3 Métodos para Medição de Tensões Residuais

Com o entendimento e o desenvolvimento de estudos de tensões residuais foi possível propor técnicas, dispositivos e instrumentos para medir experimentalmente estas tensões. Inicialmente, a medição era baseada no relaxamento das tensões, oriundas de cortes na superfície do material ou remoção de camadas. Com o passar dos anos as técnicas foram se desenvolvendo e atualmente tem-se a difração de raios X, o ultra som, a difração de nêutrons e todas as técnicas de medição do alívio mecânico das tensões como a do furo cego e remoção de camadas. Algumas das técnicas mais utilizadas de estimativa de tensões residuais são detalhadas no próximo item. [14]

Método do furo cego

Atualmente o método do furo cego é considerado um dos melhores métodos experimentais de medição de tensões residuais, por ser de fácil aplicação na maior parte dos casos, ter uma boa relação custo-precisão e por ter seus procedimentos de medição e tratamento de resultados normalizados. O princípio quantitativo da técnica foi explorado pela primeira vez em 1934 por J. Mathar que utilizou a solução de Kirsch e o princípio da superposição para obter a quantificação dos níveis de tensões a partir do alívio mecânico de tensões provocado por um furo. [14]

Nesta técnica um conjunto de resistências elétricas “strain gages” é usado para medir o alívio das deformações causadas por um furo cego usinado num componente com tensões residuais.[14]

Preferencialmente se emprega “strain gages” do tipo roseta, conforme Figura III-3, que é uma associação de “strain gages”, cuja orientação e posições relativas são conhecidas [14].



Figura III-3 – Tipos de extensômetros no formato rosetas triaxiais [14]

Após a colagem da roseta no componente onde se deseja verificar a tensão residual, é executada uma furação no centro da roseta e observa-se a variação da resistência no “strain gage”, que é registrada em um medidor de micro deformações digital. [14].

O estado de tensão interna de uma peça ou componente é modificado após a execução do furo, que tem por objetivo o alívio de tensões, o que é manifestado através de deslocamentos e deformações na superfície ao redor do furo. Na Figura III-4 é esquematicamente representado o efeito do alívio de um campo de tensão uniaxial devido a usinagem de um furo.

Na Figura III-4 são representados os anéis concêntricos na sua forma original (linhas tracejadas) e deformados depois do alívio de tensões (linhas cheias). O efeito da deformação está ampliado algumas centenas de vezes, para ilustrar seu comportamento.

Pode-se observar que a deformação é maior nos anéis mais próximos da borda do furo. As formulações matemáticas para o método do furo cego, consideram o estado plano de tensões, isotropia e homogeneidade do material, e também o módulo de elasticidade e coeficiente de Poisson. Através da solução de Kirsch, e do princípio da superposição pode-se chegar a soluções analíticas para campos de tensão uniaxial ou biaxial em placas finas infinitas onde o furo é passante e onde a tensão é constante com a profundidade.

Desta forma, utilizando-se relações constitutivas para a elasticidade linear, pode-se através dos deslocamentos ou deformações medidas, calcular as tensões principais e suas orientações. [14]

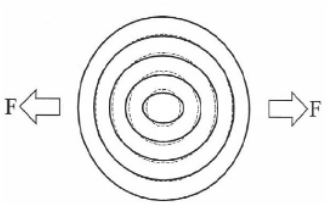


Figura III-4 – Representação por anéis deformados do efeito do alívio de tensões do método do furo [14]

Difração de Raios X

Este método foi proposto inicialmente por Lester e Aborn em 1925. Em 1930, Sachs e Weerts mostraram que a precisão obtida era semelhante a outros métodos. O método foi aperfeiçoado em 1934 por Barret e Gensamer que foi usado para medir a soma dos três tipos de tensões residuais (macroscópica, microscópica e sub-microscópica). Em 1935, Glocker mostrou que era possível avaliar cada um dos tipos de tensão residual. Desde então, com os avanços tecnológicos e uma melhor compreensão da deformação da rede cristalina, especialmente a influência da anisotropia e a textura cristalográfica, houve um notável progresso no método.[15]

O método de medição de tensão residual não destrutivo mais utilizado é o método de difração de raios-X. Nesse método a tensão residual é calculada a partir da medição da deformação no cristal do agregado policristalino, comparado aos parâmetros de rede do cristal deste mesmo material sem sofrer deformação. Quando um feixe de raios-X é dirigido para superfície de um corpo, uma parte desses raios é absorvida pelos átomos enquanto outra parte é enviada de volta em todas as direções da área irradiada. Esse método mede basicamente a intensidade máxima de raios difratados para um determinado ângulo de varredura. A partir desse ângulo é possível obter o espaçamento interplanar dos planos de difração.

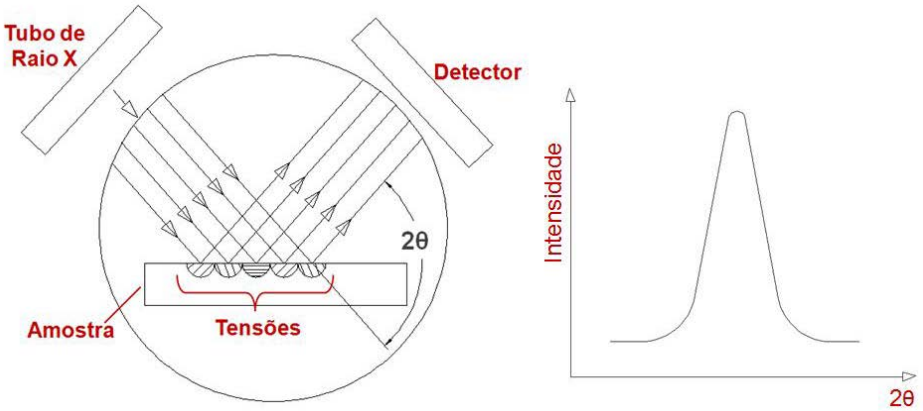


Figura III-5 – Incidência dos raios X sobre a amostra. Intensidade do raio difratado para um determinado 2θ.[15]

No caso dos raios-X que incidem sobre um corpo cristalino, ao contrário dos corpos de substâncias amorfas, a dispersão ou espalhamento devido a cada átomo é reforçada em certas direções específicas com variação angular muito pequena. Esse é o fenômeno denominado difração. O ângulo formado pela direção de incidência dos raios-X e o ângulo do raio difratado é designado como 2θ, sendo a metade deste ângulo o ângulo de Bragg. Mais precisamente, as condições de difração são expressas conforme expressão III.1. A Figura III-6 mostra uma ilustração simplista da teoria de bragg.

$$n\lambda = 2d \cdot sen2\theta \qquad \text{(III.1)}$$

Onde n = 1,2,3... , denota a ordem da difração, λ é o comprimento de onda do raio X e d é a distância interplanar do cristal.

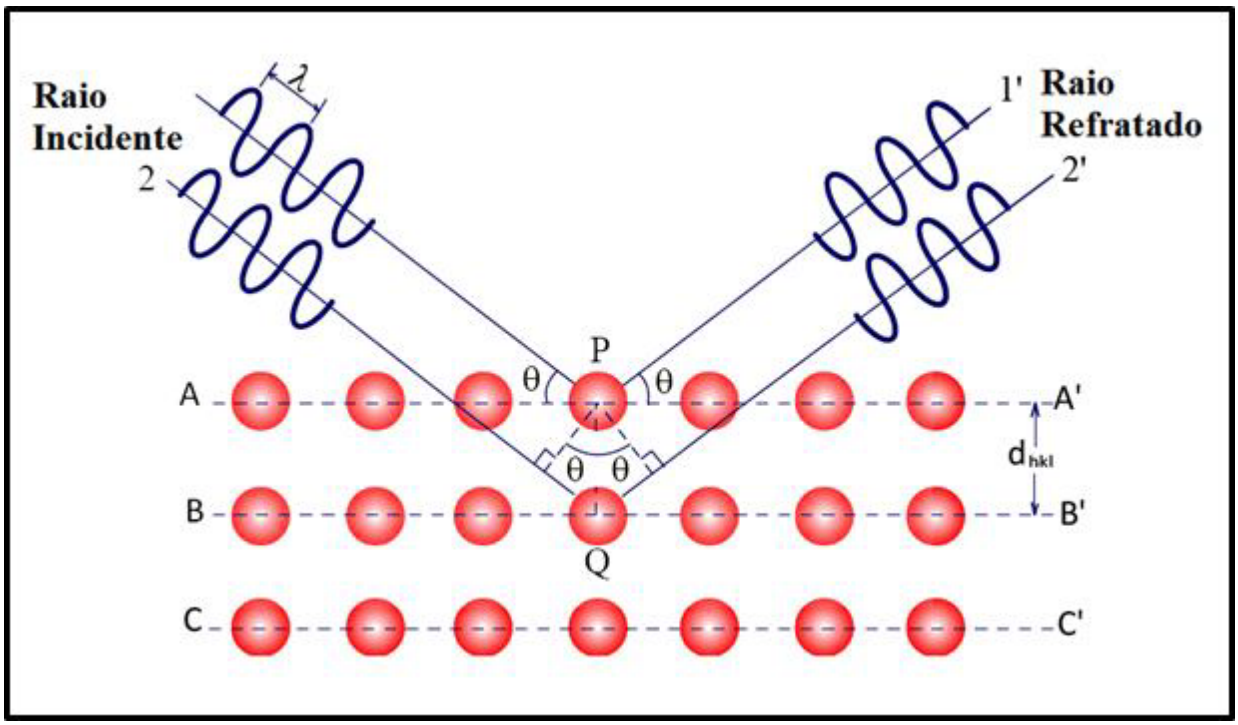


Figura III-6 –Ilustração da teoria de Bragg. [15]

Portanto, qualquer mudança na distância interplanar implica na mudança do ângulo de difração. Esta difração ocorre a partir de uma fina camada superficial que é cerca de 20 μm. Se a superfície está sobre compressão, então o espaçamento interplanar "d" é maior do que no estado livre de tensão, como resultado do efeito de Poisson. Quando é feita a varredura da superfície de um material utilizando esse método, é obtido um espectro que mostra os picos de difração os quais são característicos para cada material Figura III-7. [15]

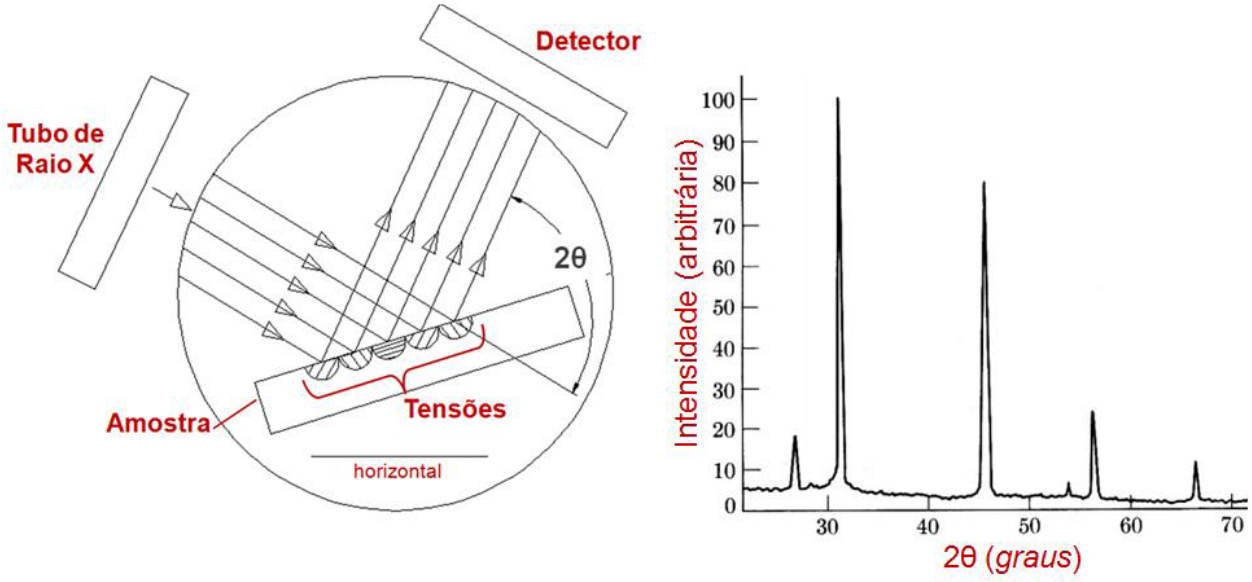


Figura III-7 – Varredura da superfície da amostra. [15]

Se for feita uma comparação entre os picos de um mesmo material, sendo um sem deformação e o outro com deformação plástica, este ultimo poderá aparecer de diversas formas. Podendo ser formados em ângulos maiores, menores ou simplesmente mais largos.

Para ângulos maiores, à distância interplanar é menor quando comparado com o padrão (material sem deformação plástica), logo a tensão residual será de compressão. No entanto, se os ângulos forem menores à distância interplanar será maior, logo a tensão residual será de tração, conforme Figura III-8. [15]

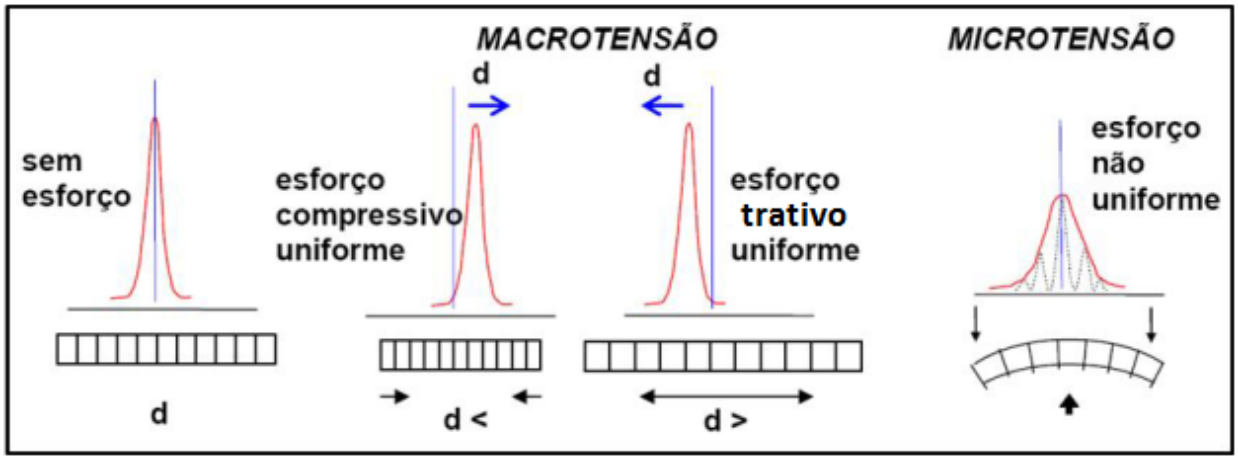


Figura III-8 –Deslocamento dos picos de difração quando comparados com o padrão. [15]

Então, lendo-se o ângulo de difração pode-se estimar o valor da deformação do cristal e, em consequência, o valor da tensão residual existente naquela região do corpo. [15]

A tensão residual é calculada a partir das equações de deformação que correlacionam tensão e deformação no regime elástico. A Figura III-9 apresenta o modelo do estado plano de tensão, o qual é utilizado no desenvolvimento dos cálculos. Assim sendo, admite-se duas tensões principais σ_1 e σ_2, e apesar de não ter tensão normal a superfície é admitido uma $\varepsilon_{\Phi\Psi}$ (deformação) neste sentido, pois é considerado o coeficiente de Poisson.

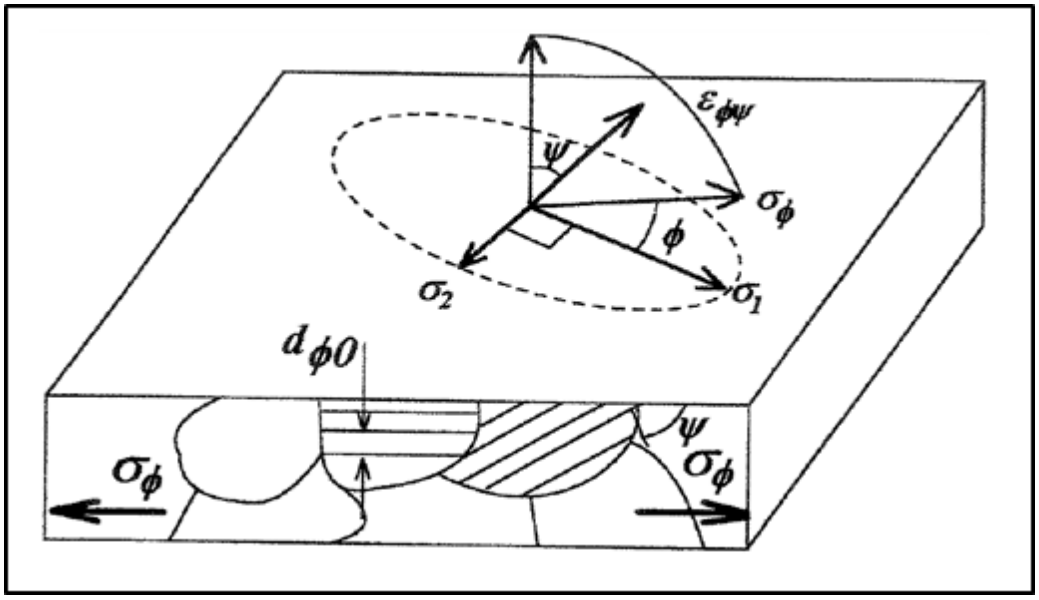


Figura III-9 –Modelo do estado plano de tensões. [15]

Desta forma, pode-se escrever a tensão residual conforme expressão III.2.

$$\sigma_\phi \frac{\nu}{E} = \frac{d_{\phi\psi} + d_o}{d_o} \qquad \text{(III.2)}$$

Onde, σ_ϕ é a tensão residual, $d_{\phi\psi}$ é a distância interplanar, d_o é distância interplanar do corpo de prova padrão, E é o módulo de elasticidade ou módulo de Young, ν é o coeficiente de Poisson.

De acordo com a expressão III.2 o aumento da distância interplanar em relação a uma amostra sem tensão residual corresponde a um valor positivo, e consequentemente a uma tensão residual trativa. No caso da diminuição da distância interplanar em relação a uma amostra sem tensão residual, o valor correspondente é negativo, logo a tensão residual é compressiva. [15]

Método da Difração de Nêutrons

Como visto, uma das mais severas limitações da difração de raios X é a pequena capacidade de penetração e a grande absorção desta radiação pelo material, permitindo apenas medidas superficiais de umas poucas centenas de Angstroms. A determinação de medidas de tensões ao longo da espessura do material por esta técnica implica na remoção de metal da superfície do material sendo neste caso considerado um método destrutivo.

O método da difração de nêutrons é um método não destrutivo. Desta forma, devido ao alto poder de penetração dos nêutrons é possível realizar medidas de tensões residuais em materiais de grande espessura (20 mm em aços), o que toma o método superior ao de difração de raios X para medidas de deformações internas. [16]

Sendo uma técnica poderosa é utilizada para validar outros métodos menos precisos, porém, mais simples e portáteis. A difração de nêutrons, até o presente tem sua aplicação restrita a poucas instalações que possuem um reator nuclear ou fonte de nêutrons necessárias para a produção de fluxos neutrônicos da ordem de (10^{17} a 10^{19} n/m^{2}s). [16]

Os nêutrons assim como os prótons são os principais constituintes do núcleo de um átomo. Os nêutrons possuem massa próxima a dos prótons, porém, sua carga é nula. Sua natureza é dual, podendo comportar-se como partículas ou como ondas. As propriedades dos nêutrons como ondas podem ser descritas pela expressão III.3. [16]

$$\lambda = \frac{h}{m_n v_n} \qquad \text{(III.3)}$$

Onde h é a constante de Planck, m_n é a massa do nêutron e v_n é a velocidade do nêutron no feixe.

As duas principais fontes de produção de nêutrons são os reatores nucleares e as fontes de espalhamento de nêutrons. Existem em escala mundial alguns reatores de fissão nuclear, destinados a produção de nêutrons a partir da reação de fissão nuclear, utilizando como combustível U^{235} ou Pu^{239}. Estes reatores foram construídos com fluxo de nêutrons elevados da ordem de 10^{19} n/m^{2}s, e alguns deles são equipados com até trinta instrumentos de difração de nêutrons. [16]

O espectro dos nêutrons visto nestas estações de difração depende do moderador que funciona como freio dos nêutrons rápidos produzidos no núcleo. Para a produção de nêutrons de pequeno comprimento de onda o moderador costuma ser a água leve ou pesada à temperaturas próximas da ambiente.

A produção de nêutrons através de aceleradores de prótons é uma invenção mais recente e consiste na aceleração de prótons de alta energia (> 500 MeV) e o impacto destes em um alvo de U^{238} ou W. Nesta reação ocorre a geração de nêutrons de alta energia, que são moderados através de moderadores colocados próximos ao alvo. Do ponto de vista ambiental

estas fontes apresentam algumas vantagens sobre a produção de nêutrons em reatores nucleares. A técnica base de medidas por difração de nêutrons baseia-se na determinação do ângulo de espalhamento, para um pico de Bragg selecionado, como função da posição do corpo de prova em relação ao feixe. A cada posição, a mesma família de planos cristalinos é capturada, e as tensões nestes planos são determinadas através da pequena diferença existente, entre o valor do ângulo de Bragg do plano cristalino da amostra livre de deformação e o ângulo de Bragg da amostra com deformação. Através de experimentos prévios de calibração pode-se determinar a família de planos cristalográficos que melhor representam as propriedades elásticas do material, e determinar assim o ângulo de medida da difração de Bragg destes planos. [16]

III.2 Extensometria

A extensometria elétrica vem sendo empregada em diversos setores da engenharia na determinação de deformações que efetivamente ocorrem em estruturas. Utiliza-se o extensômetro de resistência elétrica “strain gage” ligado a sistema de aquisição de dados que trata as diferenças de potencial geradas pelas variações das resistências elétricas dos “strain gages” colados à estrutura.

III.2.1 Conceitos Básicos

Os extensômetros elétricos, “strain gages”, são sensores baseados na propriedade elétrica de um fio que apresentam uma variação da resistência elétrica proporcional ao seu alongamento, conforme expressão III.4:

$$\frac{\Delta R}{R} \alpha \frac{\Delta L}{L} \tag{III.4}$$

Onde, R é a resistência elétrica do fio indeformado, em Ω, L é o comprimento do fio indeformado, em m, ΔL é a variação do comprimento do fio, em m, ΔR é a variação da resistência elétrica, em Ω.

A resistência elétrica de um fio de metal é dada pela expressão III.5.

$$R = \rho \frac{L}{A} \tag{III.5}$$

Onde, ρ é o coeficiente de resistividade do material, em $\Omega.m$, *A* é a área da seção transversal, em m^2 e *L* é o comprimento do fio, em *m*.

Verifica-se experimentalmente, que a relação entre resistência elétrica e o alongamento é linear para a faixa de interesse de pequenas deformações. Dessa forma (III.4) pode ser modificada para:

$$\frac{\Delta R}{R} = GF\varepsilon \tag{III.6}$$

Onde, GF é a constante característica dos extensômetros (“gage factor”) e ε é a deformação, m/m.

Baseados nessa propriedade, os extensômetros elétricos foram inicialmente constituídos de filamentos metálicos, orientados em uma direção preferencial, montados sobre um suporte de papel ou de resina plástica e cobertos por uma capa de feltro ou do mesmo material do suporte [17]. O suporte serve tanto como base de fixação do filamento e como isolante entre o filamento e a superfície da peça sobre a qual o extensômetro deverá ser colado, conforme Figura III-10.

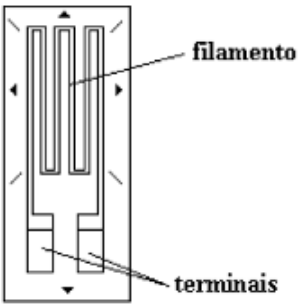


Figura III-10 – Extensômetro elétrico de resistência. [17]

III.2.2 Ponte de Wheatstone

Desde a invenção do extensômetro elétrico de resistência no final do século dezenove, a ponte de Wheatstone é utilizada para a sua instrumentação. Esta popularidade é devida, principalmente ao desempenho deste tipo de circuito para detectar pequenas mudanças de resistência produzidas pelo extensômetro em função da mudança de forma; por permitir ajuste da tensão (ponto nulo) e pela possibilidade de compensar a variação de temperatura do extensômetro no circuito, com a utilização de um terceiro fio [17]. O circuito ponte de Wheatstone consiste em quatro resistências elétricas (R_1, R_2, R_3 e R_4) conectadas entre si, formando dois divisores de tensão em paralelo. Esse circuito é excitado por uma tensão (Vi). O sinal de saída (V_o) é medido nos bornes opostos ao da excitação. A Figura III-11 mostra um exemplo de circuito em ponte de Wheatstone.

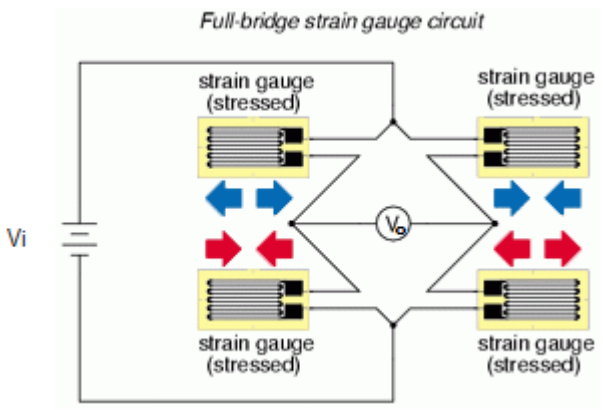


Figura III-11 – Desenho esquemático do circuito da ponte de Wheatstone. [17]

Verifica-se neste circuito elétrico que para a condição de todas as resistências com o mesmo valor, o sinal de saída V_o é igual a zero [17].

III.2.3 Circuito ¼ de ponte com 2 fios

O circuito ¼ de ponte com dois fios consiste na substituição da resistência por um extensômetro elétrico de resistência R_g "strain gage" conectado ao circuito por meio de dois fios com resistência R_L, conforme a Figura III-12. Na investigação experimental os extensômetros são colados em peças estruturais que ficam afastadas dos condicionadores de extensometria e, consequentemente, dos respectivos circuitos. Dependendo da distância entre o sensor (extensômetro) e o condicionador, o sinal de saída pode ser perturbado devido à resistência elétrica dos fios e a variação de temperatura. Se a resistência dos fios $2R_L$ for desprezível a ponte permanece equilibrada, mas se a resistência dos fios for considerável (devido ao comprimento) a ponte perde o equilíbrio e o sinal de saída V_o deixa de ser zero. Isso ocorre em decorrência dos fios estarem em série com o extensômetro elétrico, de onde a resistência do braço da ponte é dada por:

$$R_2 = R_\varepsilon + 2R_L \tag{III.7}$$

A Figura III-12 exemplifica um circuito de ¼ de ponte com dois fios.

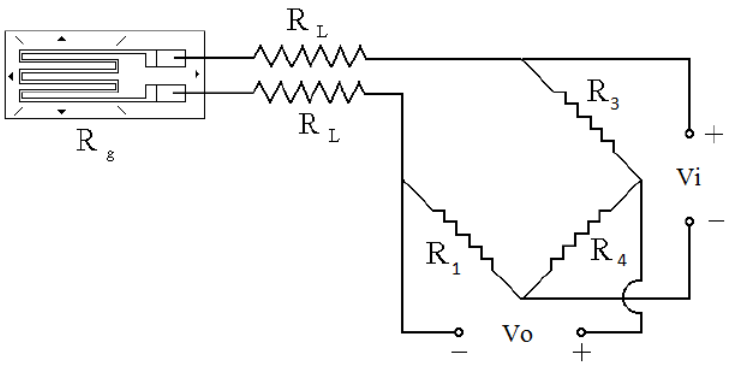


Figura III-12 – Circuito ¼ de ponte com dois fios. [17]

A expressão que relaciona o sinal de saída ¼ de ponte de Wheatstone com dois fios V_o com a deformação existente ε pode ser aproximada por:

$$\varepsilon_{medido} \approx \frac{4}{GF\, V_i} V_o \tag{III.8}$$

III.2.4 Circuito ¼ de ponte com 3 fios

Na investigação experimental os extensômetros são colados em peças estruturais que ficam afastadas dos condicionadores de extensometria. Dependendo a distância entre o sensor e o condicionador o sinal emitido pelo sensor, proporcional à deformação da peça, pode ser significativamente atenuado ou sofrer perturbações.

Dessa forma, para minimizar esses efeitos deletérios, inerentes da extensometria, deve-se levar em conta o aumento da resistência elétrica do circuito (do braço da ponte) devido o comprimento do fio e a variação da temperatura. Os erros nas leituras das deformações devidas ao comprimento do fio e variação da temperatura ao longo do comprimento do fio podem ser minimizados com o emprego de ¼ ponte com 3 fios, conforme mostra a Figura III-13:

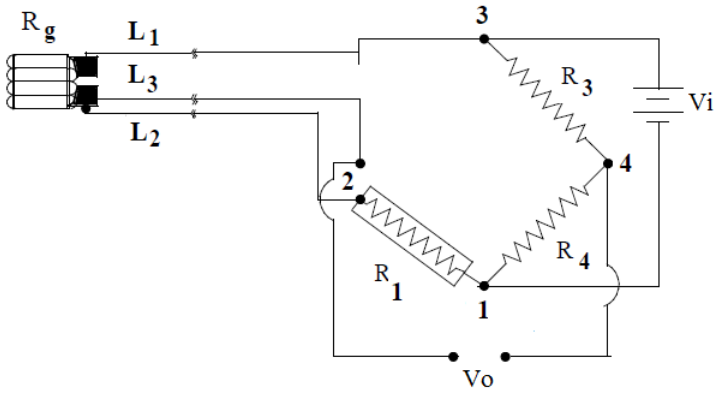


Figura III-13 – Circuito ¼ de ponte com três fios. [17]

A expressão que relaciona o sinal de saída ¼ de ponte de Wheatstone com três fios V_o com a deformação existente ε pode ser também aproximada por (III.8).

III.2.5 Características dos Extensômetros Elétricos

Para a medida das deformações na superfície da maioria dos materiais estruturais, são consideradas as seguintes características típicas [17]: resistência elétrica: $120\,\Omega$ ou $350\,\Omega$, constante do extensômetro (“gage factor”), *GF* = 2 (valor nominal) e comprimentos típicos da grade de medida de 5, 10, 15 ou 20 mm. Os extensômetros elétricos de resistência podem ser classificados de dois tipos [17]: os Extensômetro de fio “wire gage” e os Extensômetro de película “foil gage”. Alguns tipos de extensômetros elétricos têm a forma específica para cada aplicação. Para o caso de medidas de deformação na superfície dos materiais e peças são

utilizadas as seguintes direções de medição, como por exemplo, Extensômetros uniaxiais (Figura III-14) e Extensômetros biaxiais (Figura III-15):

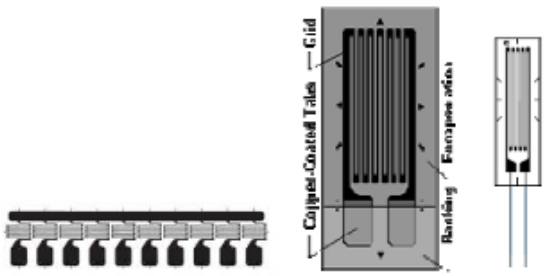


Figura III-14 – Extensômetro uniaxial [17]

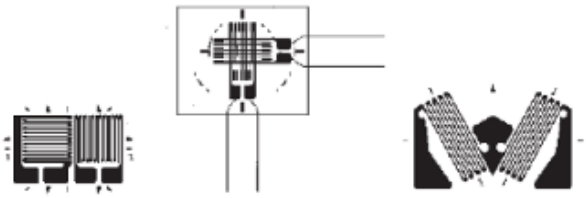


Figura III-15 – Extensômetro biaxial. [17]

III.2.5.1 Montagem dos Extensômetros Elétricos

O propósito é obter uma superfície plana e quimicamente limpa, com aspereza apropriada para as exigências de instalação do extensômetro, deve-se remover os óxidos com lixa d'água e desengordurar a superfície, utilizando, por exemplo, a acetona [17].

Para a redução dos erros de medida deve-se dar especial atenção aos procedimentos de colagem. Antes de colar o extensômetro deve-se marcar a superfície com um par de linhas de referência na região onde a medida de tensão vai ser feita. As linhas são marcadas perpendicularmente entre si, com uma linha orientada na direção da medida de deformação. O extensômetro deverá ser instalado de forma que as marcas do sensor (de formas triangulares) que definem a direção longitudinal e a direção transversal da grade sensível do extensômetro estejam alinhadas com as linhas de referência na superfície da peça.

Após a colagem e a proteção do extensômetro a aparência, em corte, do "strain gage", pode ser visto de forma esquemática na Figura III-16.

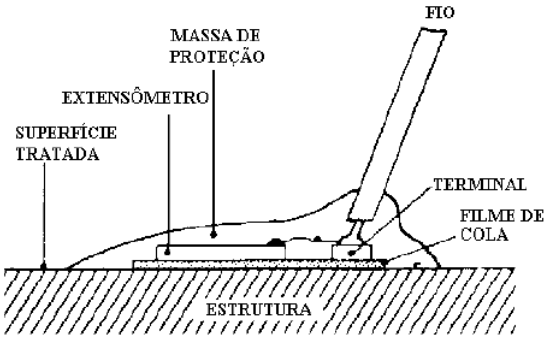


Figura III-16 – Detalhamento do extensômetro colado. [17]

Capítulo IV – Modelo Analítico

Neste capítulo são apresentadas as principais expressões utilizadas no desenvolvimento do modelo analítico. Algumas expressões fundamentais da Resistência de Materiais são incluídas neste capítulo apenas com intuito de mostrar em que se baseia a formulação do modelo analítico, bem como descrever as variáveis utilizadas.

IV.1 Vigas Submetidas a Flexão

A Figura IV-1 mostra o eixo longitudinal de uma viga longa com solicitações de Momento Fletor (M) e Esforço Cortante (V).

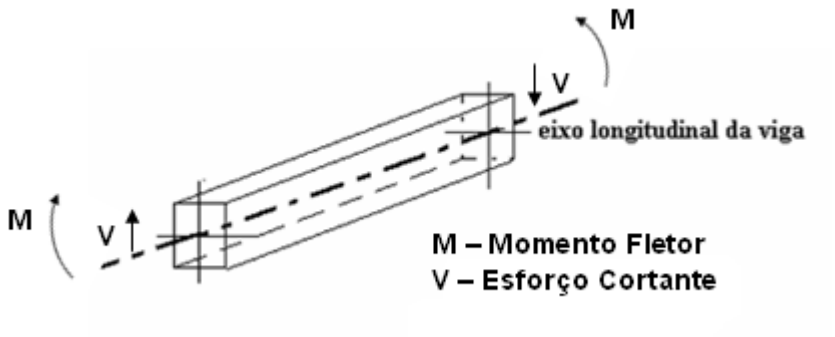
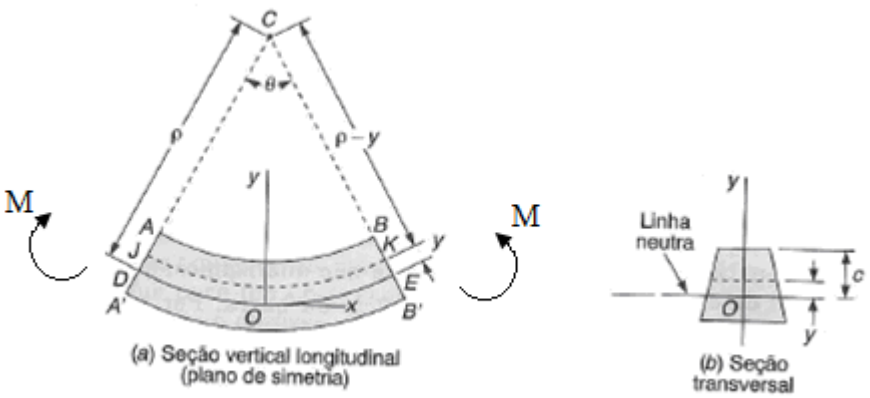


Figura IV-1 – Viga submetida à carregamentos. [12]

O modelo analítico proposto não incluirá o esforço cortante. Considera-se que o carregamento seja de flexão pura. Analisam-se as deformações em uma viga prismática que contem um plano de simetria. Na flexão pura, submete-se a viga a ação dos conjugados M e M`, que atuam no plano de simetria, com intensidade iguais e sentidos opostos. Na Figura IV-2a viga flexiona sob a ação dos conjugados, a linha AB, que era inicialmente reta, se transforma em um arco de circunferência de centro C. Nota-se que a linha AB, na Figura IV-2a, diminui de comprimento quando a viga flexiona da maneira indicada, isto é, quando M>0. Pode-se ver também que a linha A`B` se torna mais longa. Logo, verifica-se que a deformação ε_x e a tensão σ_x são negativas na parte superior da viga (compressão) e positivas na parte inferior (tração). [12]

A linha neutra, onde ε_x e σ_x são nulos, intercepta o plano de simetria ao longo de um arco de circunferência DE, conforme ilustrado na Figura IV-2a. Adota-se para a origem do sistema de coordenadas um ponto na linha neutra. A distância vertical de qualquer ponto da viga à linha neutra é dada pela ordenada *y*.



(a) (b)

Figura IV-2 – Seção vertical longitudinal / seção transversal. [12]

Chama-se de ρ o arco de circunferência DE, e de θ o ângulo central correspondente ao arco DE. O comprimento DE é igual ao comprimento *L* da viga indeformada. Sendo assim, após algumas relações geométricas, obtêm a expressão IV.1 da deformação linear ε_x:

$$\varepsilon_x(y) = -\frac{y}{\rho} \qquad \text{(IV.1)}$$

O *y* é a distância de um ponto dentro da seção transversal em relação à linha neutra e *ρ* é o raio de curvatura. O sinal negativo indica que a deformação é de compressão, para y positivos. A maior deformação ε_x ocorre, então, para o máximo valor de *y*, chamado de *c.* Expressa-se por ε_m o valor absoluto máximo da deformação:

$$\varepsilon_m = \frac{c}{\rho} \qquad \text{(IV.2)}$$

De (IV.1) e (IV.2), tem-se:

$$\varepsilon_x = -\frac{y}{c}\varepsilon_m \qquad \text{(IV.3)}$$

IV.2 Tensões e Deformações no Regime Elástico

Considera-se agora o estudo em regime elástico, quando o momento fletor *M* tem valor tal que as tensões normais se mantém abaixo do valor de limite de escoamento σ_e e dentro do limite de proporcionalidade.

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \tag{IV.4}$$

Considerando-se o material homogêneo e aplicando-se a lei de Hooke (IV.4) em (IV.3), tem-se:

$$\sigma_x(y) = -\frac{y}{c} \cdot \sigma_m \tag{IV.5}$$

Onde, σ_m é o maior valor absoluto da tensão.

Este resultado mostra que, no regime elástico, a tensão normal varia linearmente com a distância à superfície neutra, conforme mostra a Figura IV-3.

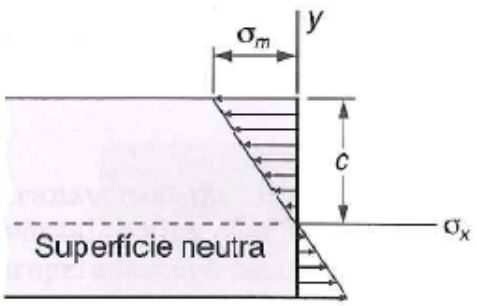


Figura IV-3 –Tensão normal x distância a superfície neutra. [12]

Para se determinar a posição da superfície neutra e o valor máximo da tensão normal σ_m, devem-se utilizar relações obtidas das condições de equilíbrio.

$$\int \sigma_x dA = 0 \tag{IV.6}$$

$$\int y\sigma_x dA = -M \tag{IV.7}$$

Como se sabe o momento estático da área da seção transversal em relação à linha neutra deve ser zero, ou seja, para vigas submetidas à flexão pura, a linha neutra passa pelo centro geométrico da seção, enquanto as tensões permanecem em regime elástico [12], gerando a tensão máxima σ_m.

$$\sigma_m = \frac{Mc}{I} \tag{IV.8}$$

Onde, I é o momento de inércia, M é o momento fletor e c é a distancia máxima até a linha neutra.

Substituindo (IV.5) em (IV.8) obtém-se a tensão σ_x a uma distância y da linha neutra:

$$\sigma_x(y) = -\frac{M\ y}{I} \tag{IV.9}$$

A expressão IV.9 é conhecida como fórmula da flexão em regime elástico [12].

IV.3 - Modelo Analítico de Distribuição de Tensões Residuais

Uma viga carregada em flexão pura, que plastifica parcialmente a seção transversal, feita de material elástico-perfeitamente plástico, de seção transversal retangular de largura b e altura $2c$, é mostrada na Figura IV-4.

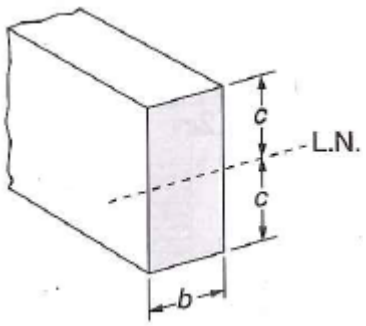


Figura IV-4 – Seção transversal de uma viga de seção retangular. [12]

Utiliza-se o modelo de material elástico perfeitamente plástico como mostrado na Figura IV-5.

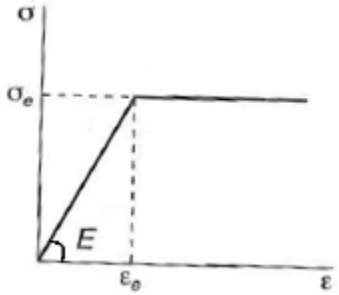


Figura IV-5 – Diagrama tensão x deformação de material elástico perfeitamente plástico. [12]

Supoe-se que a tensão normal σ_x seja linear e não exceda o valor da tensão de escoamento σ_e. A lei de Hooke pode ser aplicada. A distribuição de tensões ao longo da seção tranversal é mostrada na Figura IV-6. O valor máximo da tensão normal é obtido da expressão IV.9.

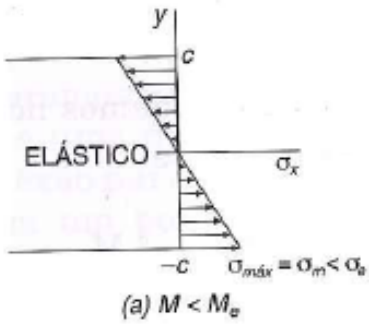


Figura IV-6 – Distribuição de tensões ($M < M_e$).[12]

Aumentando-se o valor do momento fletor, σ_m atinge um valor σ_e, formando a distribuição de tensões limite que ainda permanece como uma distribuição linear, como mostrada na Figura IV-7.

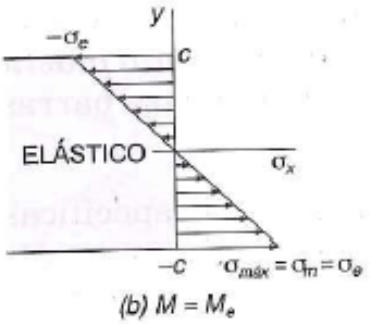


Figura IV-7 – Distribuição de tensões ($M = M_e$).[12]

Utilizando-se a expressão (IV.9), substituindo σ_x (y) por σ_e e *M* por M_e, estima-se o valor de M_e:

$$M_e = \frac{I}{c} \cdot \sigma_e \qquad \text{(IV.10)}$$

Onde, M_e é o momento elástico máximo.

Desta forma, para a seção retangular considerada, vide Figura IV-4, tem-se que M_e é igual a:

$$M_e = \frac{2}{3} b c^2 \sigma_e \qquad \text{(IV.11)}$$

Caso se aumente ainda mais o momento fletor, aparecem zonas plastificadas na viga, que apresentam tensões uniformes e iguais a $-\sigma_e$ na parte superior e $+\sigma_e$ na parte inferior da viga, conforme Figura IV-8.

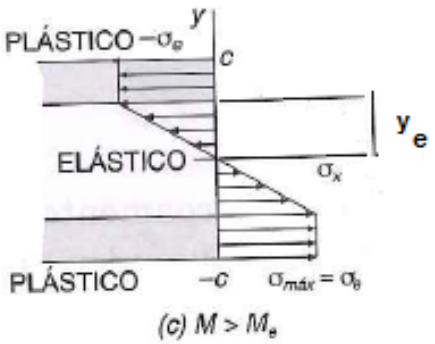


Figura IV-8 – Distribuição de tensões ($M_e < M < M_p$).[12]

Entre as regiões plastificadas permanece um núcleo de material em estado elástico, para o qual a tensão varia linearmente com a distância y a linha neutra:

$$\sigma_x(y,\rho) = -\frac{y}{y_e(\rho)}\sigma_e \qquad \text{(IV.12)}$$

A distribuição de deformações ao longo da seção transversal permanece linear mesmo após o início do escoamento. Desse modo, pode-se determinar a semi-espessura y_e(ρ), do núcleo elástico adaptando a expressão IV.1:

$$y_e(\rho) = \varepsilon_e \rho \qquad \text{(IV.13)}$$

Onde, ε_e é a deformação de escoamento.

Se M aumentar mais ainda, a região plastificada se expande, até que, no limite, as deformações são totalmente plásticas, conforme Figura IV-9.

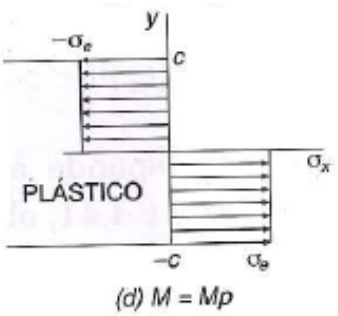


Figura IV-9 – Distribuição de tensões ($M = M_p$).[12]

Quando se tem y_e tendendo a zero, o momento fletor se aproxima do valor limite, o qual corresponde a uma seção totalmente plastificada. Em IV.13, o momento plástico M_p da viga é estimado. Esta expressão só é válida para vigas de seção retangular constituídas de material elástico-perfeitamente plástico.

$$M_p = \frac{3}{2} M_e \qquad \text{(IV.14)}$$

Rearrumando a expressão (IV.2), tem-se:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{\varepsilon_m}{c} \qquad \text{(IV.15)}$$

Utilizando-se (IV.4), pode-se particularizar para:

$$\sigma_m = E \cdot \varepsilon_m \qquad \text{(IV.16)}$$

Substituindo-se (IV.8) e (IV.15) em (IV.14), tem-se a expressão que relaciona o raio de curvatura *ρ* com o momento aplicado *M*:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI} \qquad \text{(IV.17)}$$

A Figura IV-10 mostra uma seção transversal retangular parcialmente escoada:

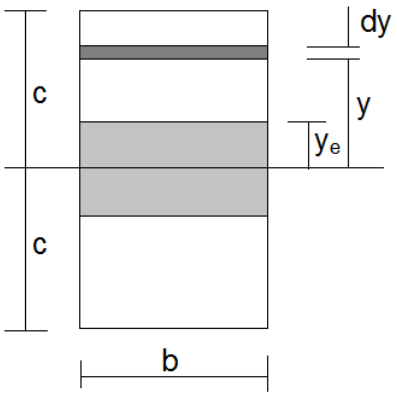


Figura IV-10 – Seção transversal retangular parcialmente escoada.

Utilizando-se a expressão de equilíbrio de momentos (IV.7) e a Figura IV-10, tem-se que que:

$$M = -2\left[\int_0^{y_e} y\left(\frac{y}{y_e}(-\sigma_e)\right) b\,dy + \int_{y_e}^{c} y(-\sigma_e) b\,dy\right] \quad \text{para} \quad M_e \le M \le M_p \qquad \text{(IV.18)}$$

Após algum algebrismo e substituindo (IV.11) em (IV.17), tem-se:

$$M = \frac{3}{2} M_e \left[1 - \frac{1}{3} \left(\frac{y_e(\rho)}{c} \right)^2 \right] \qquad \text{para} \qquad \mathrm{M_e \le M \le M_p} \qquad \text{(IV.19)}$$

Quando, o momento fletor *M* é igual a M_e, substituí-se $y_e(\rho) = c$ e $\rho = \rho_e$ na expressão IV.13:

$$c = \varepsilon_e \rho_e \qquad \text{(IV.20)}$$

Onde, ρ_e é o raio de curvatura correspondente ao momento elástico máximo M_e.

Substituindo (IV.13) em (IV.20):

$$\frac{y_e(\rho)}{c} = \frac{\rho}{\rho_e} \qquad \text{(IV.21)}$$

Substituindo (IV.21) em (IV.18), tem-se a relação entre o raio da curvatura imposto *ρ* e o momento gerado *M* (ρ):

$$M(\rho) = \frac{3}{2} M_e \left(1 - \frac{1}{3} \left(\frac{\rho}{\rho_e} \right)^2 \right) \quad \text{para} \quad \rho \le \rho_e \quad \text{e} \quad M_e \le M \le M_p \qquad \text{(IV.22)}$$

Onde o menor raio de curvatura em que a seção transversal se mantem elástica ρ_e é obtido substituindo *M* por M_e em (IV.16):

$$\rho_e = \frac{\mathrm{EI}}{\mathrm{M}_e} \qquad \text{(IV.23)}$$

O momento de inércia de área I para uma seção transversal retangular é:

$$\mathrm{I} = \frac{\mathrm{bh}^3}{12} \qquad \text{(IV.24)}$$

A expressão (IV.22) será utilizada neste trabalho para relacionar o raio de curvatura imposto ρ com o momento fletor gerado *M(ρ)*.

Capítulo V – Materiais e Métodos Experimentais

Neste capítulo são apresentados os materiais utilizados no ensaio, assim como o dispositivo projetado para os ensaios.

V.1 Considerações Iniciais

Conforme já mencionado no início deste trabalho, o procedimento experimental consistiu em realizar ensaios de curvamento nas armaduras de tração, com a finalidade de se avaliar as deformações residuais presentes na armadura de tração após a sequência das etapas simulando a montagem de um conector para determinar o nível de tensões residuais final.

Para a realização dos ensaios de curvamento foi desenvolvida uma bancada de testes que consistiu em um dispositivo com a capacidade de simular as etapas de curvamento dos arames que constituem as armaduras de tração durante o processo de montagem dos conectores. O dipositivo é composto por um conformador com um raio típico de 72 mm, uma trava “aranha” e uma base, além do sistema de aquisição de dados.

Conforme mostrado na Figura V-1, inicialmente para se estabelecer uma referência, um ensaio preliminar foi realizado curvando o arame até o 3º furo, 6º furo, 9º furo, 12º furo e por fim, na trava aranha. Após isto o arame foi liberado da trava aranha, efetuando o movimento de “spring back”, em seguida, o arame foi fixado na base em sua configuração final. Após este ensaio, verificou-se que estas etapas foram satisfatórias e adotou-se como padrão para todos os testes.

V.2 Dispositivo para Curvamento dos Arames da Armadura de Tração

O primeiro passo foi o desenvolvimento de um dispositivo de ensaio, de forma que um corpo-de-prova, pudesse ser testado por vez, manualmente, da mesma forma como é feito na montagem de uma linha de produção.

Para a determinação das deformações, o ensaio foi conduzido em etapas, conforme descrito anteriormente. A Figura V-1 mostra uma visão esquemática do mesmo e das posições onde os extensômetros foram colados.

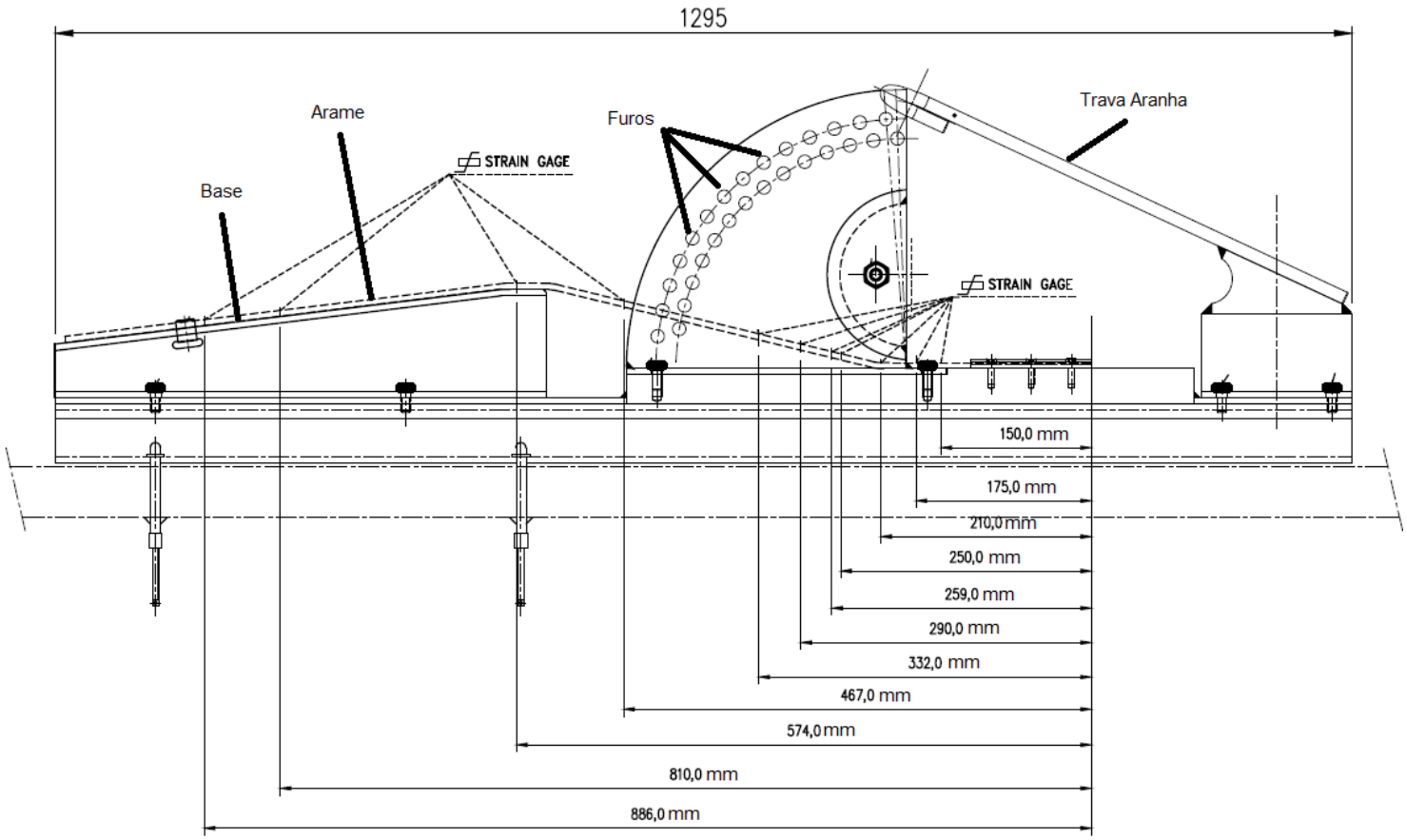


Figura V-1 – Arranjo esquemático do dispositivo para curvamento das armaduras

V.3 Corpos-de-Prova

Os corpos-de-prova são feitos de arames de aço carbono AISI 1065 contendo aproximadamente 0,65 % de carbono, além de silício e manganês. A Tabela V.1 e a Tabela V.2 apresentam respectivamente as propriedades mecânicas e a composição química do material das armaduras de tração que foram utilizadas nos ensaios.

Tabela V.1 - Propriedades mecânicas dos arames de aço

Propriedades Mecânicas - Armadura de tração perfil 12x6mm	
Limite de Resistência, MPa	1364
Limite de Escoamento a 0.2%, MPa	1101
Alongamento em, 2" (51mm) (%)	12.7
Dureza (Vickers), max	390

Tabela V.2 - Composição química das armaduras de tração ensaiadas (% em peso)

Análise Química - Armadura de tração perfil 12x6mm									
Elemento	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni	Al
[%]	0,64	0,22	0,74	0,019	0,007	0,037	0,009	0,023	0,028

Nos aços carbono comuns, elementos como o carbono e manganês possuem influência no controle da resistência, ductilidade e soldabilidade. A maior parte dos aços carbono estruturais tem mais de 98% de ferro, de 0,2 a 1% de carbono e aproximadamente 1% de manganês (em peso) [18]. O carbono aumenta a dureza e a resistência, mas, por outro lado, afeta a ductilidade e a soldabilidade. Assim, pequenas quantidades de outros elementos de liga são empregados para melhoria das propriedades do aço. O processo de fabricação dos arames é feito através de laminação a quente e em seguida laminação a frio para finalizar.

Durante o processo de fabricação, níveis de tolerância em relação à espessura e à largura do arame devem ser respeitados. Para determinação de qual seria o comprimento ideal do corpo-de-prova para a realização dos ensaios, foi utilizado o conector do projeto da GE Óleo e Gás como referência. A Figura V-2 apresenta o aspecto de armaduras de tração em um duto flexível e em seguida, a Tabela V.3, uma relação da gama de perfis mais utilizados pelo mercado.



Figura V-2 – Armaduras de tração de um duto flexível

Tabela V.3 - Gama de perfis de armaduras de tração da GE (largura x espessura)

Perfis de Armaduras de Tração Disponíveis [mm]			
5 X 2	8 X 4	12 X 6	14 X 6
7 X 2	10 X 4	12 X 7	14 X 7
6 X 3	10 X 5	14 X 3	16 X 5
9 X 2	12 X 4	14 X 4	16 X 6
9 X 3	12 X 5	14 X 5	16 X 7

V.4 Descrição do Problema

O processo de fabricação dos dutos flexíveis é executado em algumas etapas. A Figura V-3 ilustra o processo durante a etapa de assentamento da armadura de tração, começando pela bobina do fornecedor até a transferência para a bobina da máquina armadora (bobina da Figura V-3). Esta sequência de etapas geram consecutivas deformações plásticas, as quais geram tensões residuais nas armaduras de tração.

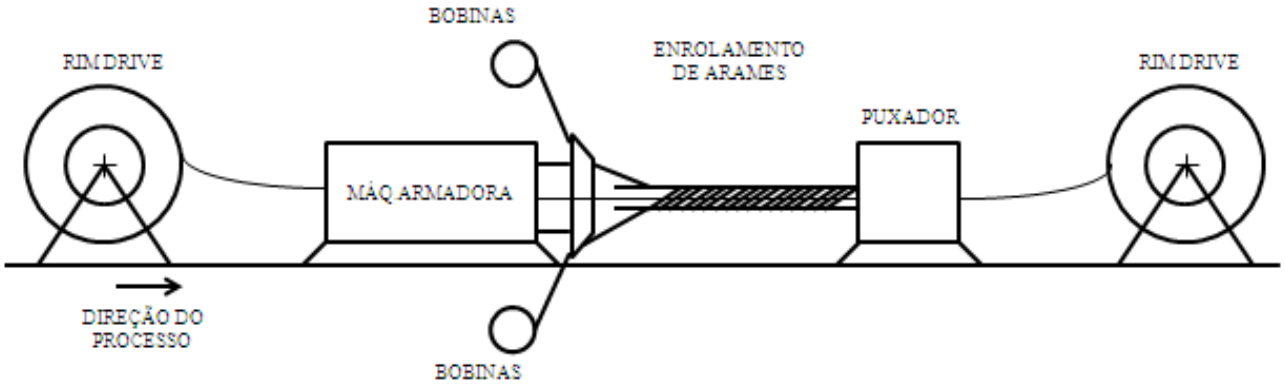


Figura V-3 – Arranjo da linha de produção da camada armadura de tração. [19]

As armaduras de tração são fornecidas aos fabricantes de dutos flexíveis em carretéis comerciais, neste caso específico esta bobina possui um raio mínimo típico de 405 mm. Para que a armadura de tração seja assentada no duto é necessário efetuar o bobinamento da bobina do fornecedor para a bobina da máquina armadora que possui um raio mínimo típico de 225 mm, para o caso estudado. Desta forma, este processo também gera deformações plásticas que contribuirão para o estado final de tensões residuais.

O bobinamento ocorre de forma que, após a retificação, o arame é enrolado novamente no mesmo sentido o qual estava enrolado anteriormente, conforme a Figura V-4.

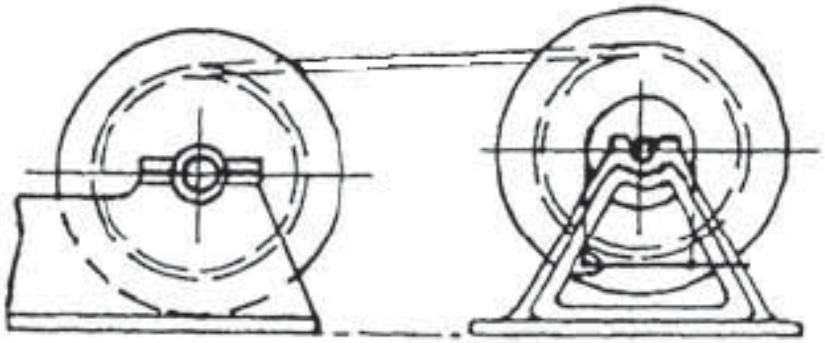


Figura V-4 – Transferência do arame da armadura de tração utilizando o mesmo sentido entre as bobinas do fornecedor e da máquina armadora. [19]

Outro aspecto que deve ser considerado é que o raio de curvatura da armadura de tração quando enrolado varia à medida que toda a bobina vai sendo preenchida. Quanto mais próximo, uma porção enrolada do arame, estiver do eixo da bobina, menor será o raio de curvatura, o que fará com que os níveis de deformação plástica sejam maiores do que as deformações de uma porção que esteja enrolada mais externamente.

Ao final de todo o processo, o arame é enrolado de maneira helicoidal no duto. Ao ser enrolado desta maneira, o arame adquire um raio de curvatura equivalente maior que o raio do duto. Continuando com o processo, para que se faça a terminação do duto, conforme já dito, são montados conectores e para isto, a armadura de tração é conformada até atingir um determinado raio e posteriormente é assentada sobre uma peça chamada “body” representando sua configuração final.

Neste último processo o arame foi todo instrumentado e configura-se no foco principal deste estudo. Para um melhor entendimento, as etapas de fabricação (1º ao 7º) da camada da armadura de tração são numeradas conforme a Tabela V.4. A parte experimental deste trabalho, corresponde apenas as duas últimas etapas, ou seja, no levantamento das armaduras de tração para a montagem dos conectores (correspondente a 6º etapa) e assentamento no “body” (correspondente a 7º etapa).

O estado de tensões residuais do final de cada etapa atua como estado inicial de tensões para o processo seguinte, de tal forma que ao final da última etapa, o estado de tensões residuais resultante, corresponde a contribuição de todas as 7 etapas de fabricação.

Tabela V.4 – Etapas de fabricação que geram deformação plástica, adaptado da referência. [19]

Etapa		Estado A	Estado B	Aplicação de Momento Plástico
1º Etapa	O arame após ser fabricado é enrolado na Bobina de Fornecimento	Reto	Curvado	Negativo
2º Etapa	O arame é desenrolado da bobina de fornecimento	Curvado	Reto	Positivo
3º Etapa	O arame é enrolado na bobina da máquina	Reto	Curvado	Negativo
4º Etapa	O arame é desenrolado na Máq.Armadora	Curvado	Reto	Positivo
5º Etapa	O arame é enrolado na tubulação (produto final)	Reto	Curvado	Negativo
6º Etapa	O arame é curvado até a trava aranha	Curvado	Curvado	Positivo
7º Etapa	O arame é assentado no "body"	Curvado	-	Negativo

As sete etapas estão representadas, esquematicamente, na Figura V-5.

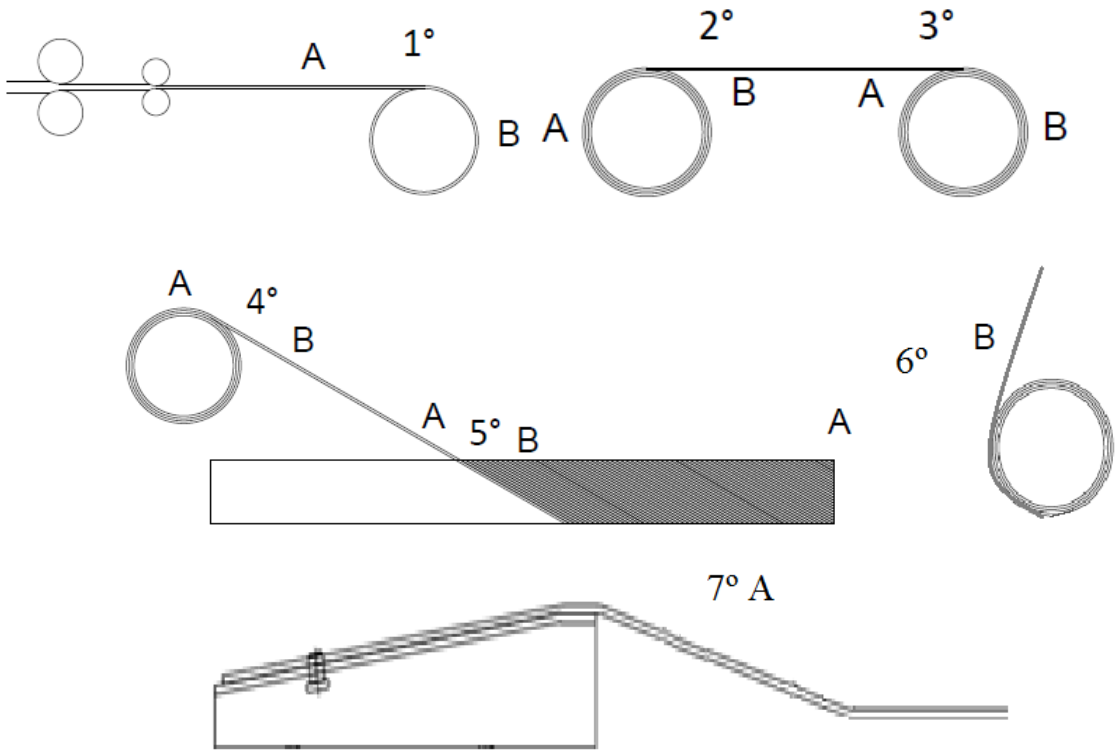


Figura V-5 – Etapas do processo de conformação durante sua fabricação e montagem dos conectores Adaptado da referência. [19]

Nas próximas seções, os experimentos serão descritos e o modelo analítico será aplicado, através do desenvolvimento das análises da distribuição de tensões residuais em uma dada seção transversal do corpo de prova.

V.5 Principais Dispositivos

O programa de ensaios de curvamento das armaduras de tração, foi implementado utilizando-se um sistema projetado e fabricado para adequação do corpo de prova ao dispositivo de curvamento. Os ensaios foram realizados no CEFET/RJ sendo o sistema de ensaio conectado a um sistema de aquisição de dados. A Figura V-6 mostra a foto do dispositivo. O método de curvamento adotado foi baseado no curvamento executado na produção. A função básica do suporte é apoiar os corpos-de-prova na horizontal e possibilitar o curvamento da armadura de tração até atingir o raio estipulado.

Sua montagem é composta de uma base de aço que pode ser fixada em qualquer mesa através de três grampos metálicos “sargentos”, um conformador com um raio típico de 72 mm, uma chapa de aço para travar o corpo de prova não permitindo seu movimento durante o ensaio, a trava “aranha” que tem como objetivo travar o corpo de prova após atingir o raio típico

de 72 mm e, por fim, o “body”, que também é uma chapa de aço na qual o corpo de prova é assentado em sua configuração final. O dispositivo ensaia apenas um corpo-de-prova por vez.



Figura V-6 – Dispositivo de curvamento usinado

V.6 Hipóteses

Algumas hipóteses foram adotadas:

1) Os corpos de prova foram desempenados, a partir de uma configuração curvada inicial, para uma forma retilínea. Portanto o seu estado inicial já apresentava tensões residuais.
2) O modelo analítico simplificado utilizado para a conversão de deformação em tensão é o elasto-perfeitamente plástico, embora, a curva tensão x deformação do material apresente um comportamento mais próximo do elasto plástico com encruamento.

‘

V.7 Instrumentação

Para o ensaio foram colados 22 “strain gages”, sendo onze deles colados na parte superior do arame e onze na parte inferior, conforme Figura V-7 e Figura V-8. Os “strain gages” foram colados principalmente nas regiões onde o nível de deformações era supostamente maior. Estes ensaios estão descritos a seguir.



Figura V-7 - Posicionamento dos “strain gages” no corpo de prova

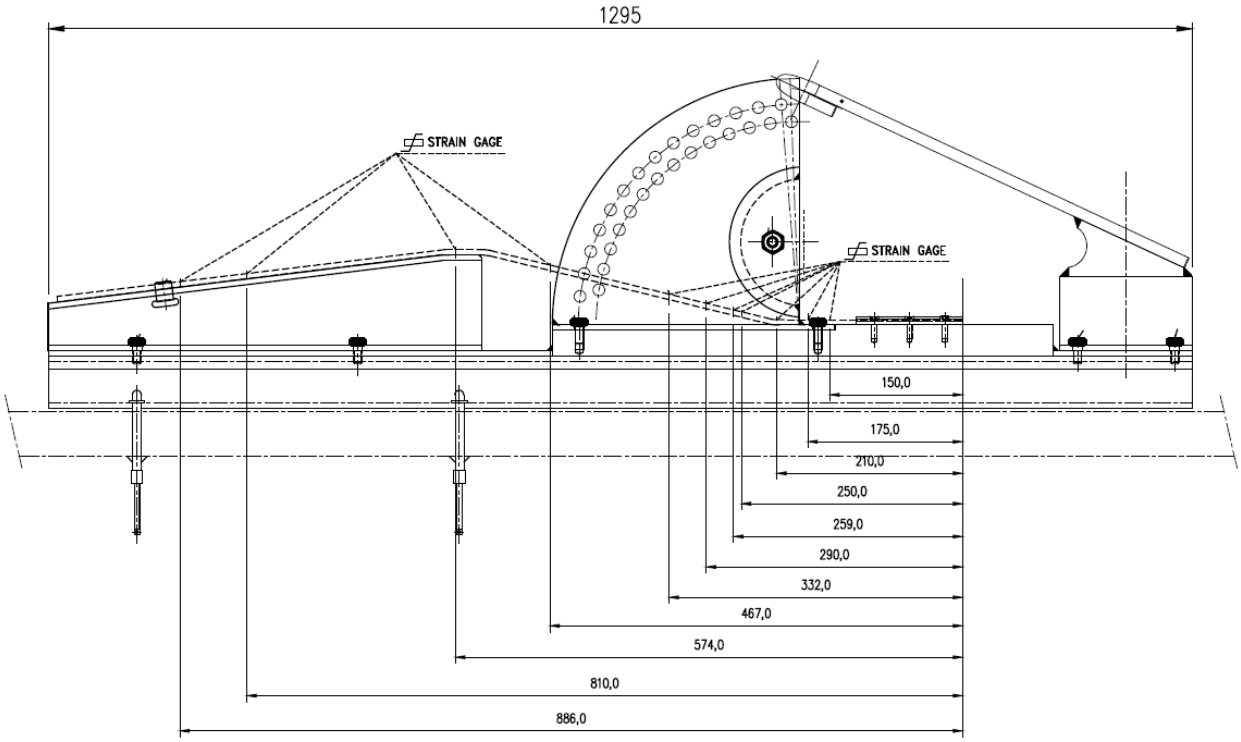


Figura V-8 - Posicionamento esquemático dos “strain gages”

Nos ensaios foram usados “strain gages” uniaxiais. Os dados técnicos e as principais características desses “strain gages” fabricados pela Kyowa são apresentados na Tabela V.5.

Tabela V.5 – Dados técnicos dos “strain gages”

Strain Gage				
Modelo	Dimensão da base (mm)	Comprimento (mm)	Resistência (Ω)	Deformação Máxima (%)
KFEL-2-120-C1-L30C3R	8 x 4	2	120	10

V.7.1 Colagem e Cabeamento

Uma vez determinada a posição exata dos pontos a serem monitorados, preparou-se a superfície, o qual consistiu nas etapas de lixamento e limpeza. O primeiro lixamento foi realizado manualmente com lixa de granulometria de 200 e o segundo lixamento foi também manual, porém, com lixa de granulometria 400 a fim de preparar a superfície para a colagem dos “strain gages”. Posteriormente ao lixamento da superfície, foi feita a marcação do local exato de colagem do “strain gage” com uma caneta esferográfica e a posterior limpeza com agente condicionador e neutralizador (Isoprapanol). A limpeza final se destina a remoção de gordura e de qualquer sujeira que possa se alojar entre o “strain gage” e o corpo de prova. Na sequência, foi feita a colagem do “strain gage” no corpo de prova a ser ensaiado, utilizando o adesivo Loctite 401, conforme Figura V-9. O cabeamento foi feito de modo a conectar os “strain gages” num circuito do tipo ponte de Wheatstone em ligação de ¼ a de ponte com três fios. Por último foi feita uma proteção da instrumentação com uma fita adesiva. Para cada seção instrumentada foi colado um “strain gage” na parte superior, chamado de “top” e um “strain gage” na parte inferior, chamado de “bottom”.

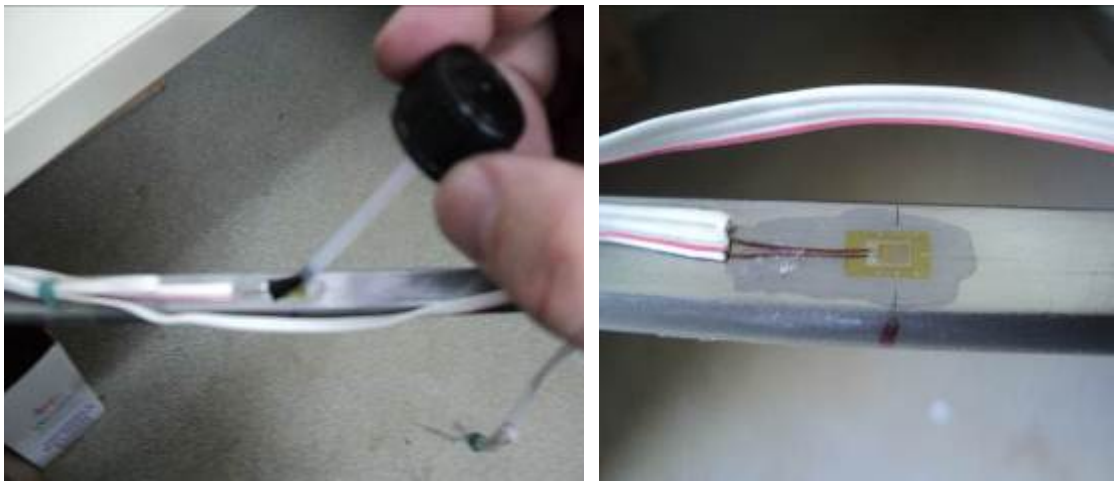


Figura V-9 - Colagem dos “strain gages” no corpo de prova

V.7.2 Sistema de Medição

Para aquisição, condicionamento e armazenamento dos dados de deformação do ensaio foi utilizado um sistema de aquisição de dados Lynx e um notebook, conforme Figura V-10.



Figura V-10 - Sistema de Aquisição de Dados utilizado

Esse sistema de medição tem capacidade de medir até 64 canais com freqüência de aquisição e registro desde mili-Hertz a dezenas de kHz. O sistema é composto por um controlador de aquisição de dados, modelo AC 2122 e um condicionador de sinais Al 2164, os quais possuem as principais características, conforme Tabela V.6 e Tabela V.7.

Tabela V.6 –Principais características do controlador de aquisição de sinais modelo AC 2122. [20]

Controlador de Aquisição AC 2122		
Interface	Resolução / Quantidade de Canais / Tempo de Conversão	Entradas / Saídas / Digitais
IP (Ethernet)	16 bits / 16 simples / 12.5 µs	8e / 8s / TTL / 64

Tabela V.7 –Principais características do condicionador de sinais modelo AI 2164. [20]

Condicionador de Sinais AI2164	
Família	ADS 2000
Canais	8/16
Tipo de Entrada	V, I, ponte R, tp, pot
Ganhos	1 a 5000, seq 1/2/5 (ssw)
Filtros	3/30/100/1k/3kHz (ssw)
Alimentação de Sensores	0.125 / 2.5 / 5 / 7.5 / 10V
Balanço	ssw
Shunt Cal	3 para terra / Vexc (ssw)

O software utilizado para a aquisição dos dados foi o AqDados, da Lynx. Para a parte de análises dos sinais obtidos foi utilizado o AqDAnalysis que é um módulo de análise de sinais que acompanha o AqDados.

V.7.3 Calibração do Sistema de Extensometria

Antes da realização dos ensaios propriamente ditos, executou-se o procedimento de calibração o qual 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 inicialmente equilibrada, o qual é correlacionado com um valor de deformação. Adicionalmente, antes de começar a sequência de ensaios com os corpos de prova, foi feita uma medição inicial com uma viga mono-engastada instrumentada com um único “strain gage” em ¼ de ponte de Wheatstone feito com o mesmo arame do corpo de prova, com um peso conhecido pendurado na ponta livre. As medições realizadas foram comparadas com a aplicação do modelo de viga longa mono-engastada com uma carga na ponta livre, e mostraram coerência entre os resultados experimentais e o modelo de Resistência dos Materiais.

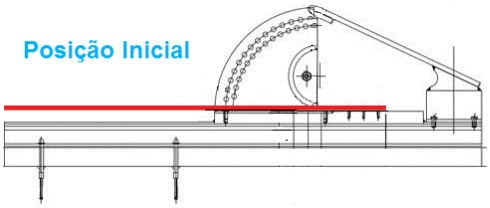
V.8 Ensaios

A condição de teste de carregamento foi flexão, a freqüência de aquisição de dados foi escolhida em 5Hz, a temperatura ambiente e utilizando um filtro de 100Hz.

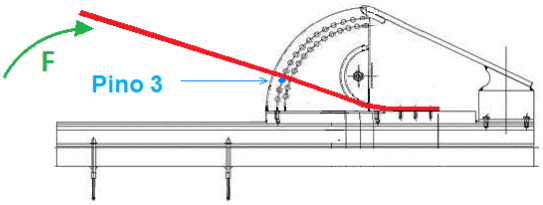
O ensaio foi realizado em 7 sub-etapas, de forma quase estática. Foi possível se observar e acompanhar as deformações ao longo de todo o teste. Cada teste, com estas 7 sub-etapas, teve uma duração média de 40 minutos, não levando em consideração a preparação da amostra. Apresenta-se, em detalhes, as duas últimas etapas: o curvamento da armadura de tração até o Pino 14 (Trava Aranha) e a fixação da armadura de tração no “Body”.

Todos os ensaios foram realizados seguindo uma sequência definida. Observa-se que estas sete sub-etapas estão contidas nas 6° e 7° etapas da Tabela V.4. A figura V-12 mostra (a) a armadura em sua posição inicial, (b) o curvamento da armadura até o 3º pino, (c) o curvamento da armadura até o 6º pino, (d) o curvamento da armadura até o 9º pino, (e) o curvamento da armadura até o 12º pino e (f) o curvamento da armadura até o 14º pino e (g) mostra o alívio da armadura do 14º pino e o travamento no “body”. As sub-etapas mostradas na figura V-12 (a), (b), (c), (d), (e) e (f) correspondem a 6° etapa da Tabela V.4 e a sub-etapa mostrada na figura V-12 (g) corresponde a 7° etapa da Tabela V.4.

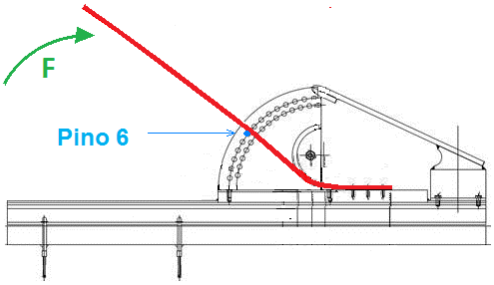
,



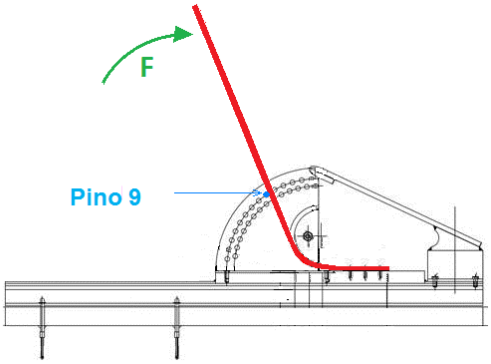
(a)



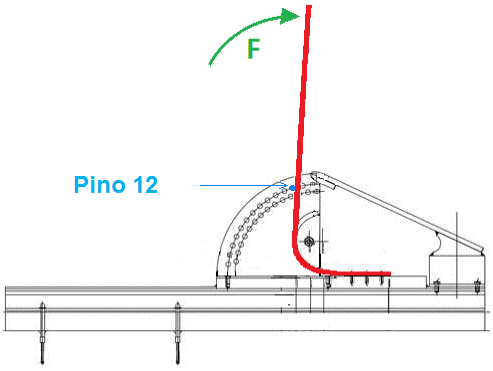
(b)



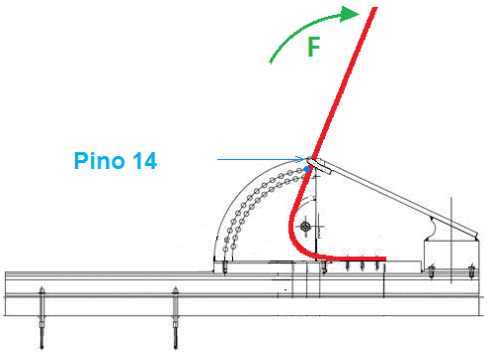
(c)



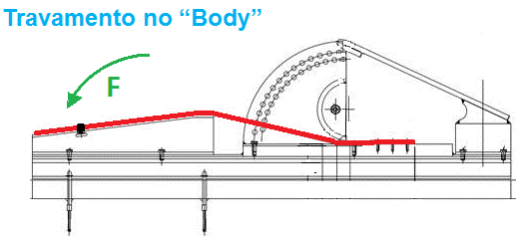
(d)



(e)



(f)



(g)

Figura V-12 – Sub-etapas – Ensaio Experimental.

Capítulo VI – Resultados

Os resultados de deformação são expressos em porcentagem, sendo que os mesmos obtidos através da divisão das deformações reais pela deformação de escoamento.

Por questões de sigilo industrial, são apresentados apenas os resultados do pino 14 e fixação do arame da armadura de tração no “body”, os quais seguem abaixo.

Armadura de Tração Curvada no Pino 14 (Trava Aranha)

A Figura VI-1 ilustra o curvamento da armadura até o 14º Pino (Trava Aranha).

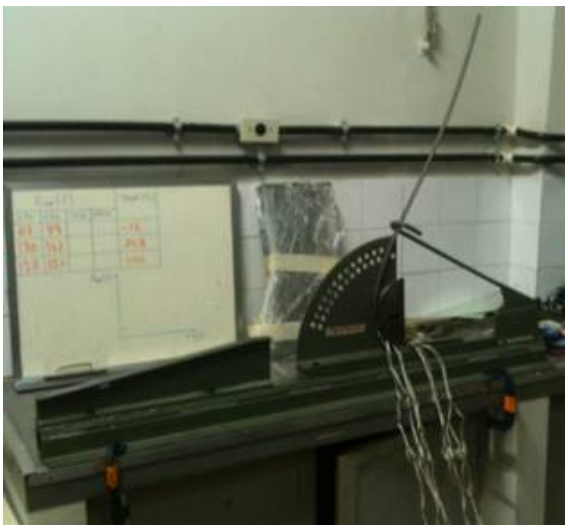


Figura VI-1 – Armadura curvada até o pino 14 (Trava Aranha)

Para uma melhor representação visual foram elaborados gráficos, a Figura VI-2 apresenta os resultados de todos os pontos, sendo que as diversas cores representam os diversos testes realizados com corpos de prova diferentes e “strain gages” colados nas mesmas posições. É possível observar que o nível de deformações apresenta uma repetibilidade em todos os pontos (pelo menos seis testes foram realizados para cada ponto).

As deformações em todos os pontos estão elevadas e no ponto mais crítico chega a aproximadamente 7,5 vezes maior que a deformação de escoamento. Além disso, as mesmas sofrem uma queda significativa quando afastam-se da região mais crítica, resultado também esperado, pois o raio de curvatura aumenta ao longo da armadura de tração, sendo assim, as deformações aproximam-se de zero para regiões muito distantes.

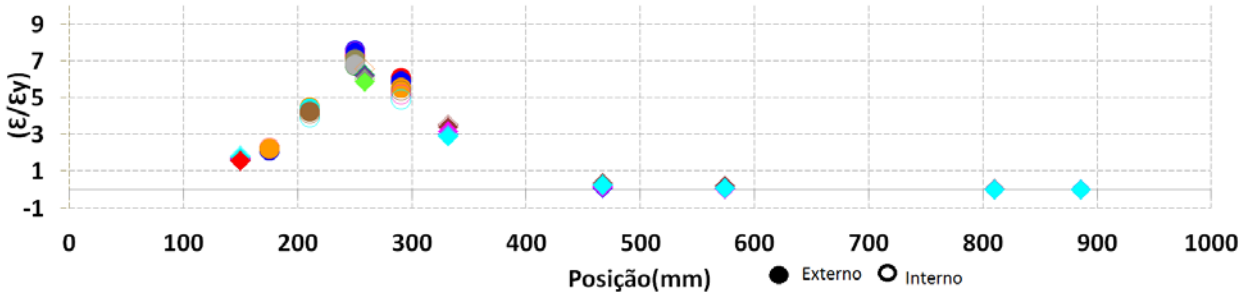


Figura VI-2 - Deformações no Pino 14 (Trava Aranha)

Fixação da Armadura de Tração no "Body"

A Figura VI-3 ilustra a fixação da armadura no "Body", configuração final do ensaio.



Figura VI-3 – Armadura fixada no "Body"

Para uma melhor representação visual também foram elaborados gráficos, a Figura VI-4 apresenta os resultados de todos os pontos, sendo que as diversas cores representam os diversos testes realizados com corpos de prova diferentes e "strain gages" colados nas mesmas posições. É possível observar que o nível de deformações apresentam pouca dispersão em todos os pontos instrumentados. A deformação residual presente na armadura de tração ultrapassa a deformação de escoamento em quase todos os pontos e, no ponto mais crítico chega a ser aproximadamente 3 vezes maior que esta. Além disso, as deformações sofrem uma queda significativa quando afastam-se da região mais crítica.

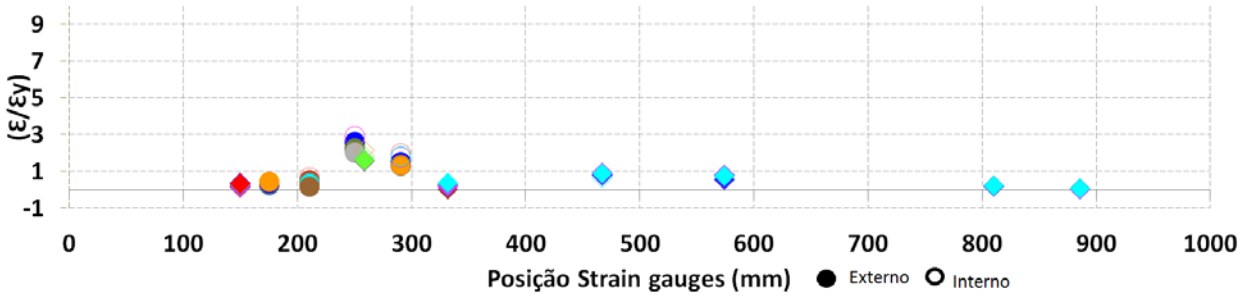


Figura VI-4- Deformações na Fixação do "Body"

Como resultado dos ensaios realizados no CEFET/RJ, foram obtidos valores de deformação residuais de determinados pontos dos cps. Para se efetuar a transformação das deformações residuais medidas nas posições "top" e "bottom" em distribuição das tensões residuais na mesma seção são utilizadas expressões do Modelo Analítico, mostrado no Capítulo IV. Com intuito de automatizar o emprego das expressões do Modelo Analítico e gerar graficamente estes resultados, um programa em Visual Basic 6.0 foi implementado.

Os resultados experimentais de deformação ε obtidos através de (IV.5) são usados em (IV.2), supondo que $y = c$ (o "strain gage" está colado na superfcie do arame), para estimar o raio de curvatura ρ correspondente:

$$\rho = \frac{c}{\varepsilon_{medido}} \tag{VI.1}$$

A semi-espessura do núcleo elástico y_e (ρ) é estimada através da utilização de (IV.13), onde entram a deformação de escoamento ε_e e raio de curvatura ρ previamente calculado. A distribuição de tensões $\sigma_x(y,\rho)$ na seção transversal ao impor o raio de curvatura ρ é estimada como:

$$\begin{cases} \sigma_x(y,\rho) = \dfrac{y}{y_e(\rho)}\sigma_e \quad se \quad 0 \le y \le y_e(\rho) \\ \sigma_x(y,\rho) = \sigma_e \quad se \quad y > y_e(\rho) \end{cases} \tag{VI.2}$$

Este programa gera gráficos da distribuição de tensões de carregamento e também gráficos da distribuição de tensões residuais, com o "spring back" ou não, dependendo do caso. Por exemplo, para o caso com "spring back", utiliza-se (IV.22) para relacionar o raio de curvatura ρ com momento aplicado M(ρ). Para tal precisa ser estimado o M_e através de (IV.2), o I, através de (IV.24), para gerar o ρ_e (IV.23).

Uma vez estimado o *M*(ρ), utiliza-se (IV.6) modificada para estimar σ_m (ρ), que é a tensão normal máxima no “spring-back”.

$$\sigma_m(\rho) = \frac{M(\rho)c}{I} \qquad \text{(IV.6) modificada}$$

A distribuição elástica e linear no “spring back” $\sigma_x^m(y,\rho)$ é dada por:

$$\sigma_x^m(y,\rho) = -\frac{y}{c}\cdot\sigma_m(\rho) \qquad \text{(VI.3)}$$

Portanto, a distribuição das tensões residuais, em uma dada seção transversal, em cada etapa, é formada como se segue:

$$\sigma_x^{sb}(y,\rho) = \sigma_x(y,\rho) + \sigma_x^m(y,\rho) \qquad \text{(VI.4)}$$

O índice i, relativo a cada etapa, foi omitido para simplificar a notação.

A distribuição de tensões residuais final, após a i-ésima etapa, é dada pela soma:

$$\sigma_x^{sb-f}(y,\rho) = \sum_i \sigma_x^{sb}(y,\rho) \qquad \text{(VI.5)}$$

Para este cálculo, algumas hipóteses simplificadoras foram estabelecidas, como por exemplo, o arame que tem seção transversal retangular de cantos arredondados, foi aproximado por uma seção retangular. As tensões são calculadas levando-se em conta todas as etapas em que a armadura de tração é submetida à flexão, ou seja, desde a bobina do fornecedor, passando pela bobina da armadora, pelo assentamento sobre o duto, pelo raio de montagem e posterior fixação no “body”. O detalhamento destes processos foram transcritos no Capítulo IV.

É importante ressaltar que durante o processo de transferência entre bobinas (bobina do fornecedor para bobina da armadora), além da flexão existe também a tração, para freiar uma bobina enquanto o arame é enrolado na outra bobina. Esta tração, que estimase ser de pequena monta, é de dificil estimativa e não será considerada. Também, no processo de assentamento da armadura de tração no duto, além da tração e da flexão existe também a torção, a qual também será desconsiderada.

A Figura VI-5 mostra, em forma de fluxograma, as expressões utilizadas pelo modelo analítico para gerar a distribuição de tensões residuais na seção mais crítica de uma armadura de tração submetida a sequência de montagem padrão. As próximas seções monstrarão a distribuição das tensões em cada uma destas etapas com base nestas aproximações.

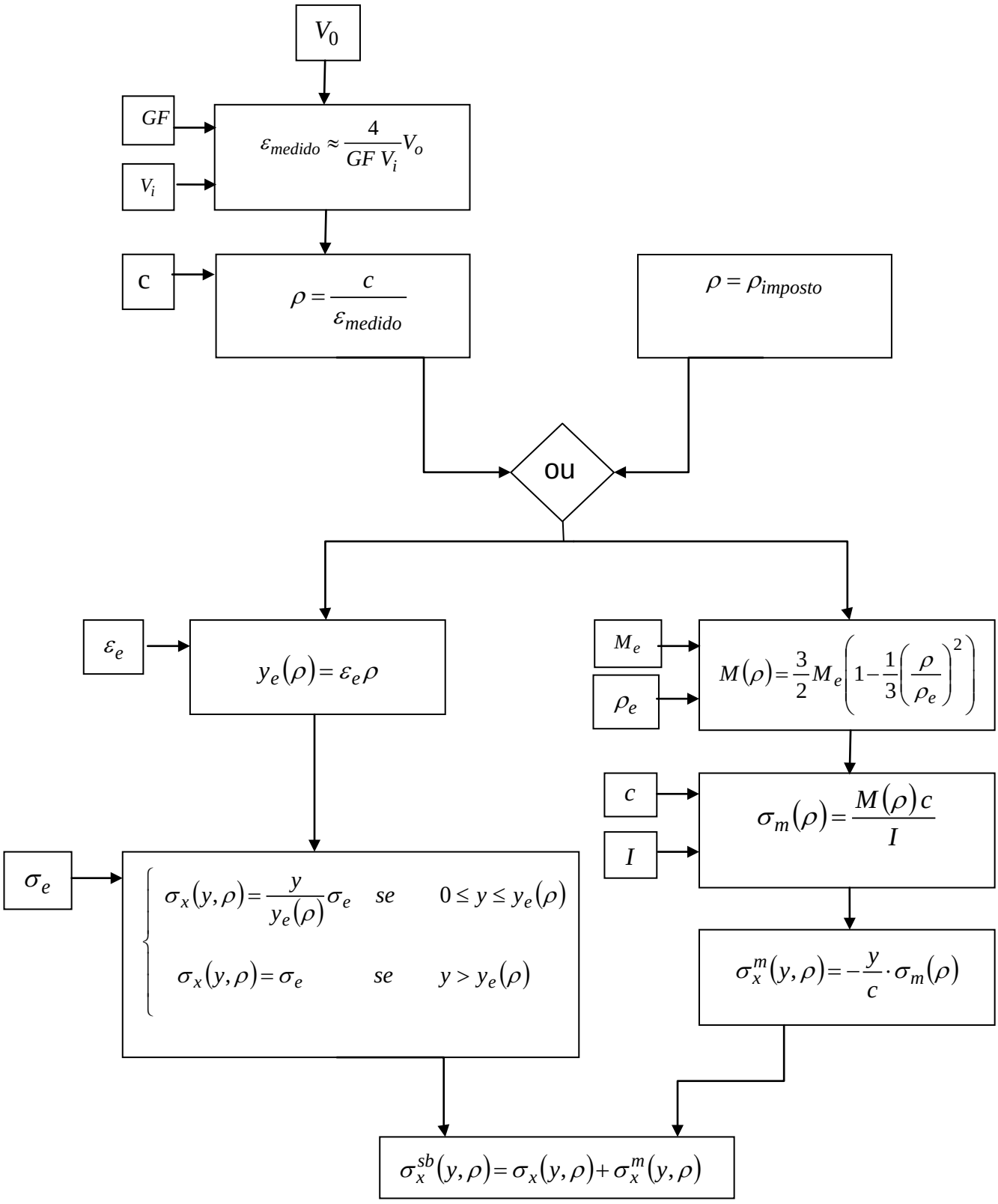


Figura VI-5 - Fluxograma do Modelo Analítico

O fluxograma da Figura VI-5 mostra a sequência de expressões utilizadas (fluxo vertical) pelo modelo analítico. A entrada inicial é a tensão V_0 obtida no sistema de aquisição de dados.

As entradas laterais representam constantes ou variáveis que precisam ser calculadas previamente para a expressão de cada retângulo poder ser calculada. Pode-se, de forma resumida, explicar o fluxograma:

A tensão V_0 obtida como saída experimental do sistema de aquisição de dados de um "strain gage" colado na superfície de um corpo de prova de armadura de tração é usado para determinar a deformação presente na superfície deste corpo de prova ε_{medido}. Por sua vez é usado para estimar o raio de curvatura ρ e por consequência a semi-altura da fronteira elastoplástica $y_e(\rho)$. Esta informação é usada para determinar o limite da distribuição de tensões elástica e plástica na seção transversal do arame. O momento aplicado $M(\rho)$, determinado em função do raio de curvatura imposto ρ, é utilizado para a estimativa da distribuição de tensões elásticas e lineares do descarregamento ("spring-back") $\sigma_x^m(y,\rho)$. A distribuição de tensões residuais de cada etapa $\sigma_x^{sb}(y,\rho)$ é calculada através da soma da distribuição de tensões normais de carregamento $\sigma_x(y,\rho)$ e de descarregamento $\sigma_x^m(y,\rho)$ de cada etapa. Se houver mais de uma etapa de carregamento / descarregamento, um somatório dos valores resultantes em cada etapa é feito $\sigma_x^{sb-f}(y,\rho)$, tomando o cuidado de nunca deixar as tensões residuais ultrapassar a tensão de escoamento tanto trativa quanto compressiva.

Este mesmo fluxograma é utilizado no programa em VB6 para automatizar a geração das distribuições de tensões residuais dos vários casos analizados.

A sequência de carregamento na qual as armaduras de tração são submetidas até o assentamento no "body" serão apresentadas em 5 etapas. A primeira etapa é a conformação do arame na bobina do fornecedor. Na segunda etapa o arame é transferido da bobina do fornecedor para a bobina da armadora, logo após, na terceira etapa é realizado o assentamento do arame no duto flexível de forma helicoidal, juntamento com vários outros arames para que a camada das armaduras de tração seja consolidada. A quarta etapa é o curvamento dos arames até a "trava aranha" para que a montagem do conector possa ser iniciada. Por fim, tem-se a quinta etapa, na qual os arames são assentados no "body" para que o conector possa ser ancorado.

A Tabela VI.1 mostra as condições geométricas assumidas e os dados de material, gerando as variáveis básicas para os cálculos da distribuição de tensões residuais.

Tabela VI.1 – Dados geométricos, dados de material e variáveis básicas utilizadas

Dados Geométricos	
b	12mm
c	3mm
h	6mm

Dados Material	
σ_e	1100 MPa
E	205GPa

Variáveis Básicas	
M_e	72 N.m
ρ_e	559mm
I	$2.16.10^{-10} m^4$

A Tabela VI.2 mostram os raios máximos e mínimos de cada elemento do processo de curvamento.

Tabela VI.2 – Raios das bobinas

Raios (mm)		
	Mínimo	Máximo
Bobina do Fornecedor	210	750
Bobina da Armadora	230	380
Raio da Helicóide	540	540
Raio de Montagem	84	84
Raio Assentamento "Body"	240	240

Para estimar a distribuição das tensões residuais, as expressões previamente apresentadas de forma compacta no fluxograma da Figura VI-5 são implementadas no software Visual Basic 6 (VB6).

Neste trabalho, foram avaliadas oito variações (oito sequências) nestes cinco elementos: elemento 1 – bobina do fornecedor, elemento 2 – bobina da armadora, elemento 3 – raio da hélice do riser, elemento 4 – raio de montagem (carregamento) e 5 – raio de assentamento (descarregamento), variando tanto concavidade da curvatura (orientação de flexão - negativa ou positiva) quanto os raios de cada elemento (máximo ou mínimo), como mostrado na Tabela VI.3. O efeito de “spring back” é contabilizado em todos os casos.

Tabela VI.3 – Casos de Carregamento de Curvatura Imposta

Casos de Carregamento										
Sequência	Elemento 1	Concavidade	Elemento 2	Concavidade	Elemento 3	Concavidade	Elemento 4	Concavidade	Elemento 5	Concavidade
1	Raio Fornecedor, min.	negativo	Raio Armadora, max.	negativo	Raio Helicóide	negativo	Raio Montagem	positivo	Raio Assentamento	negativo
2				positivo						
3		positivo		negativo						
4				positivo						
5	Raio Fornecedor, max.	negativo	Raio Armadora, min.	negativo						
6				positivo						
7		positivo		negativo						
8				positivo						

Observa-se que a coluna de elemento 1 (bobina do fornecedor) da Tabela VI.3 engloba as 1º e 2º Etapas da Tabela V.4, a coluna de elemento 2 (bobina da armadora) da Tabela VI.3 engloba as 3º e 4º Etapas da Tabela V.4, o elemento 3 (raio da hélice do riser) da Tabela VI.3 corresponde a 5º Etapa da Tabela V.4, o elemento 4 (raio de montagem) da Tabela VI.3 corresponde a 6º Etapa da Tabela V.4 e o elemento 5 (raio de assentamento) da Tabela VI.3 corresponde a 7º Etapa da Tabela V.4.

As oito sequências mostradas na Tabela VI.3 possuem um sentido físico. Se o elemento 1 tem um diâmetro mínimo, então o elemento 2 tem um diâmetro máximo de arame e vice versa. As outras oito sequências onde o elemento 1 e 2 são ambos com diâmetro mínimo ou ambos com diâmetro máximo do arame são desconsiderados, pois não fazem sentido físico.

A Figura VI-6 mostra, esquematicamente, o elemento 1 alimentando o elemento 2 para as sequências 1, 2, 3 e 4 da Tabela VI.3.

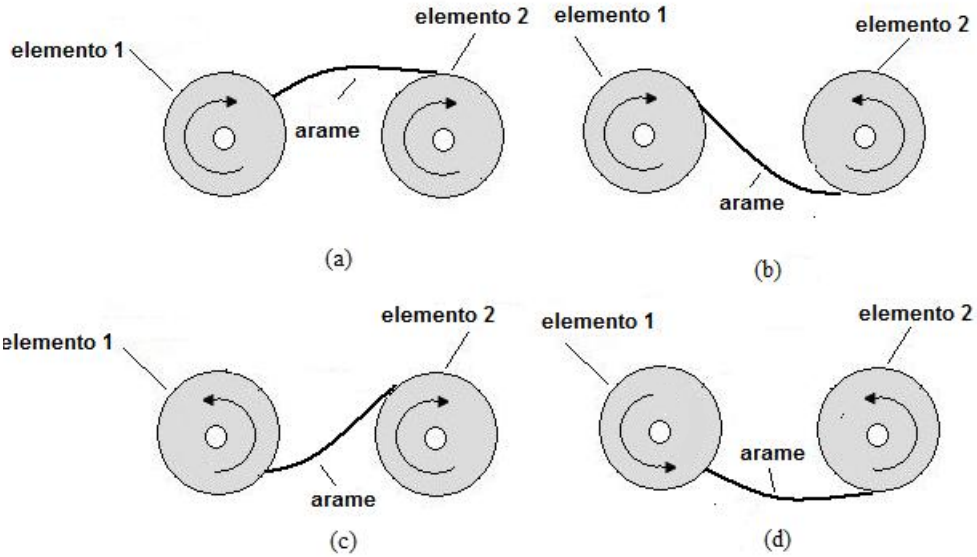
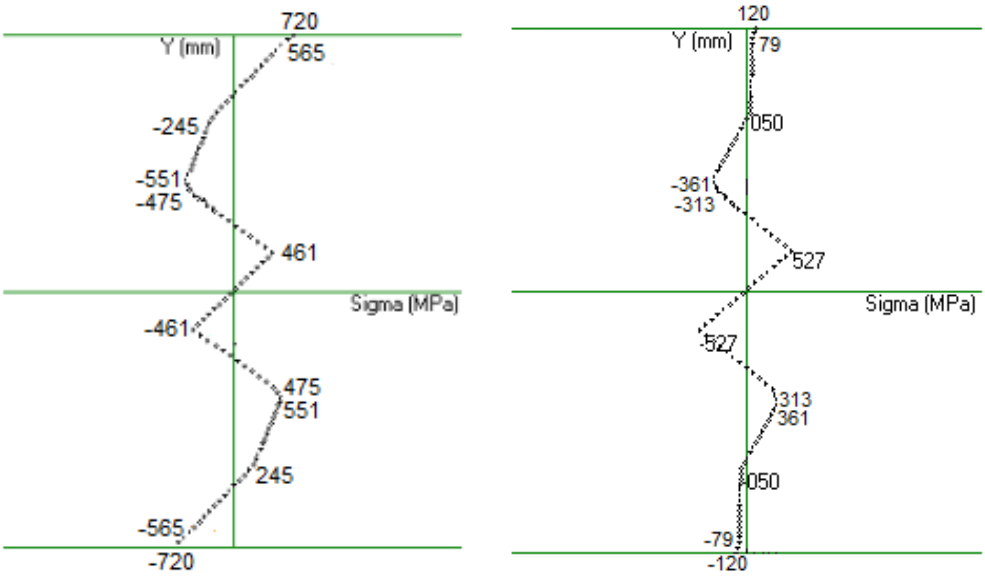
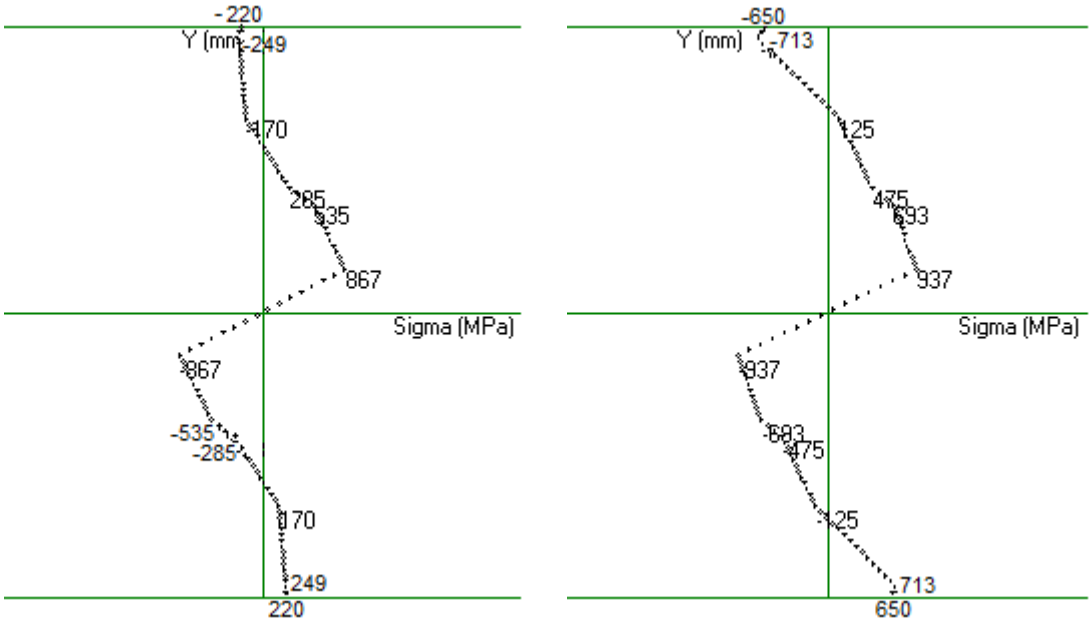


Figura VI-6 – Elementos 1 e 2: (a) seqüência 1, (b) seqüência 2, (c) seqüência 3 e (d) seqüência 4

O elemento 1 está com raio mínimo e o elemento 2 está com raio máximo. A Figura VI-7 mostra a distribuição das tensões residuais na seção transversal do arame. Estes resultados são extraídos do software VB6 e foram gerados levando em consideração a Tabela VI.3.





(c) (d)

Figura VI-7 – Distribuição das tensões residuais na seção transversal – (a) Sequência 1, (b) Sequência 2, (c) Sequência 3, (d) Sequência 4

A Figura VI-8 mostra, esquematicamente, o elemento 1 alimentando o elemento 2 para as sequências 5, 6, 7 e 8 da Tabela VI.3.

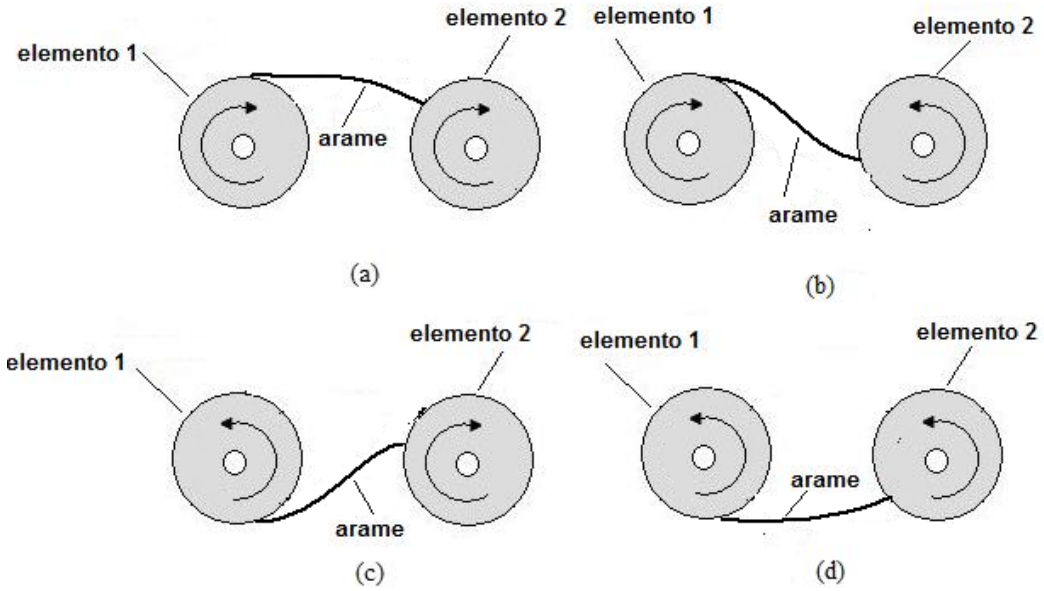
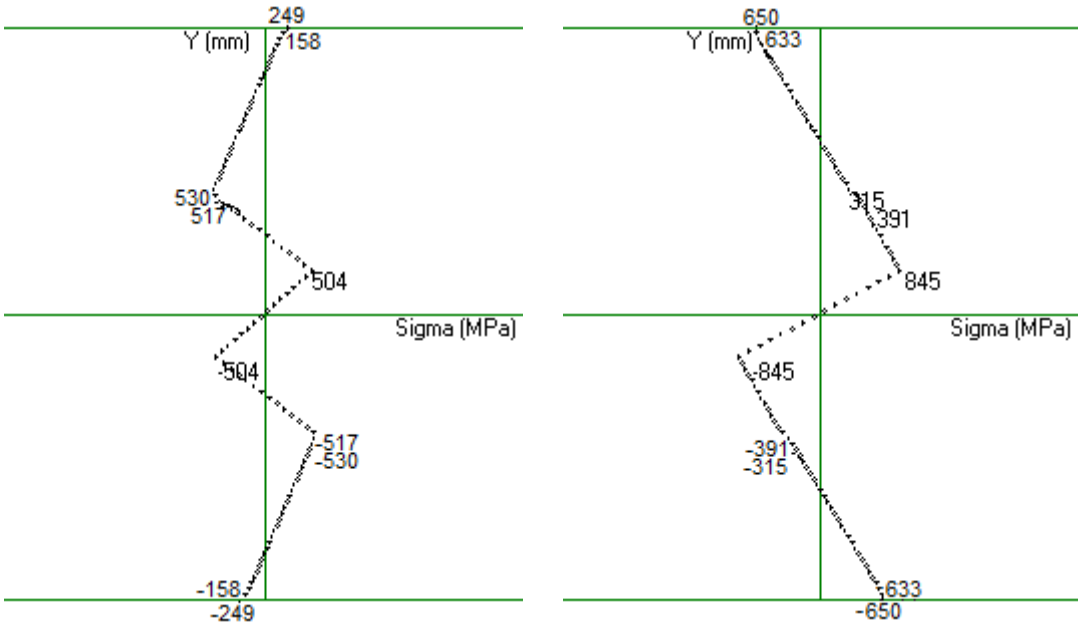
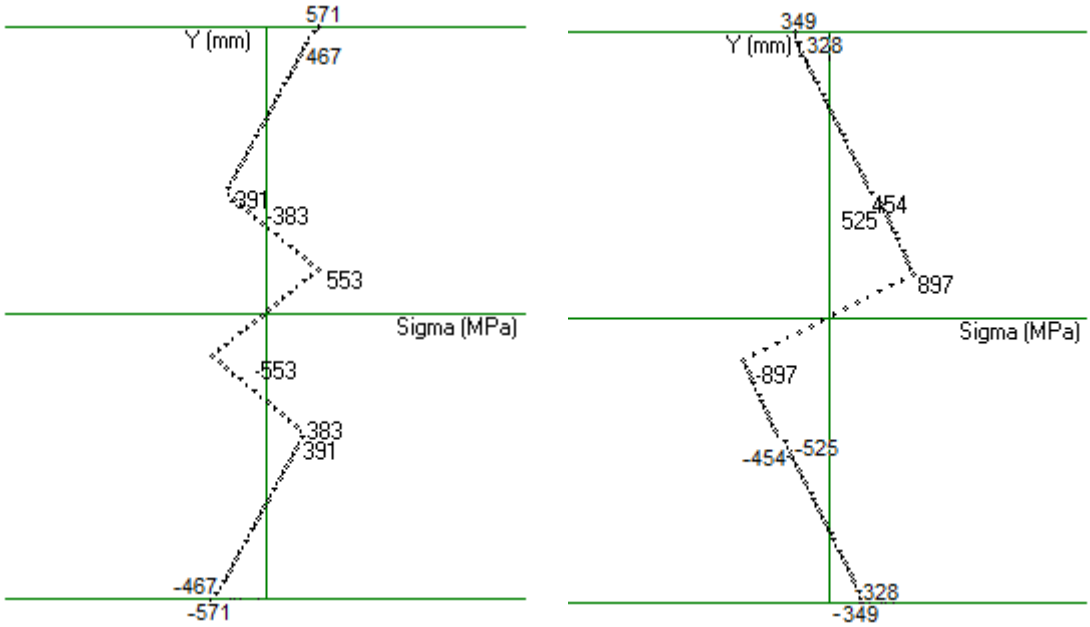


Figura VI-8 – Elementos 1 e 2: (a) seqüência 5, (b) seqüência 6, (c) seqüência 7 e (d) seqüência 8

Percebe-se que elemento 1 está com raio máximo e o elemento 2 está com raio mínimo. A Figura VI-9 mostra a distribuição das tensões residuais na seção transversal do arame. Estes resultados são extraídos do software VB6 e foram gerados levando em consideração a Tabela VI.3.



(a) (b)



(c) (d)

Figura VI-9 – Distribuição das tensões residuais na seção transversal – (a) Sequência 5, (b) Sequência 6, (c) Sequência 7, (d) Sequência 8

Conforme pode ser observado, as oito sequências de concavidade e de raios produzem uma distribuição de tensões residuais bem distintas na seção transversal do arame.

A Figura VI-10 apresenta um comparativo entre a máxima tensão residual / limite de escoamento e a posição da tensão residual máxima (“top” e “bottom”) e interna:

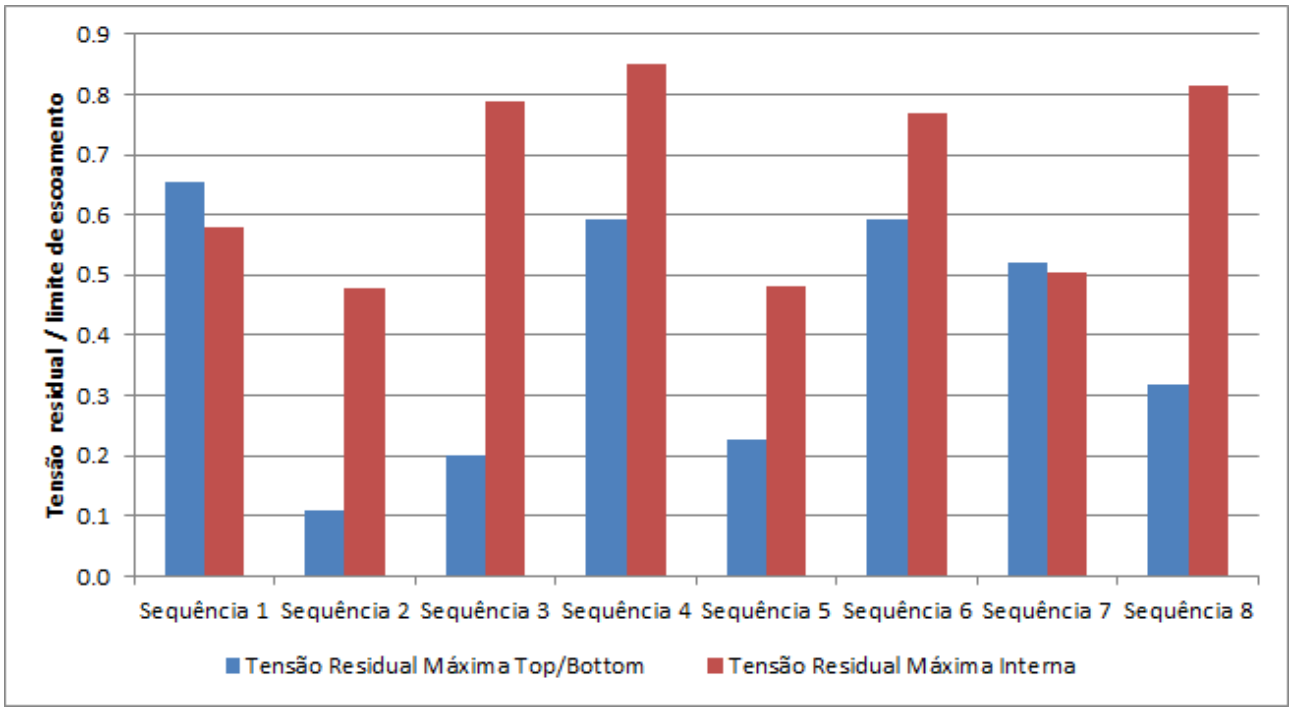


Figura VI-10 – Comparativo entre tensão residual / limite de escoamento x sequências

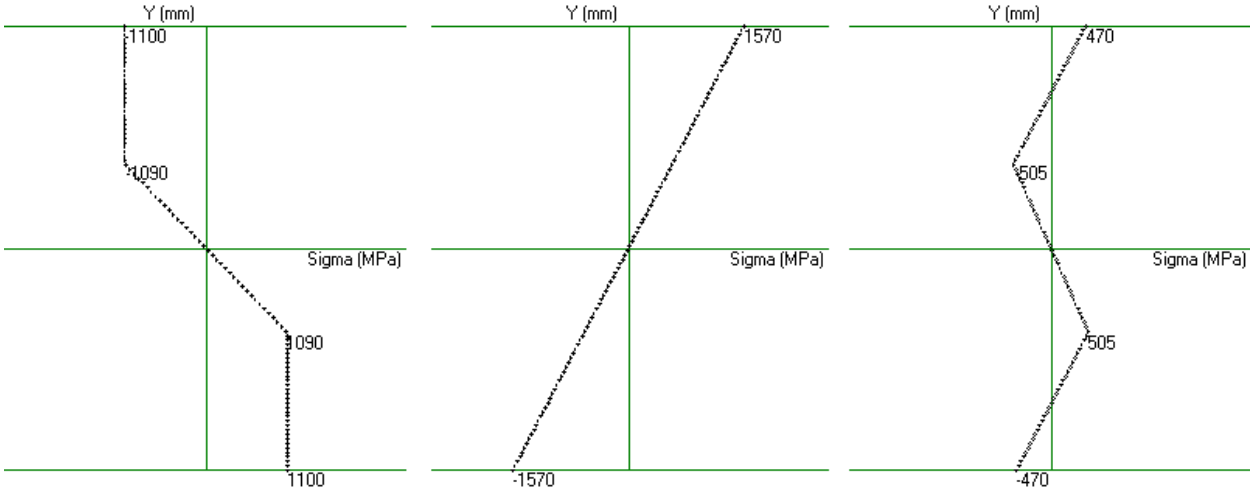
Analisando a Figura VI-10, é evidente que existem algumas sequências que as tensões residuais atingem quase o escoamento. Enquanto em algumas sequências (1 e 7) as tensões residuais máximas ocorreram na espessura superior / inferior, em outras seqüências (2, 3, 4, 5, 6 e 8) a tensão residual máxima ocorre dentro da seção transversal. Este fato não é intuitivo e pode levar a conclusões errôneas, se for suposto que as maiores tensões residuais ocorram sempre em superfícies superior / inferior.

A seqüência de número 2 é a que produz o menor nível de tensões residuais, tanto nas posições superior / inferior, quanto no interior da seção transversal. Por outro lado, na seqüência 1 ocorrem as maiores tensões residuais superior / inferior e a sequência 4, apresenta as maiores tensões dentro da seção transversal.

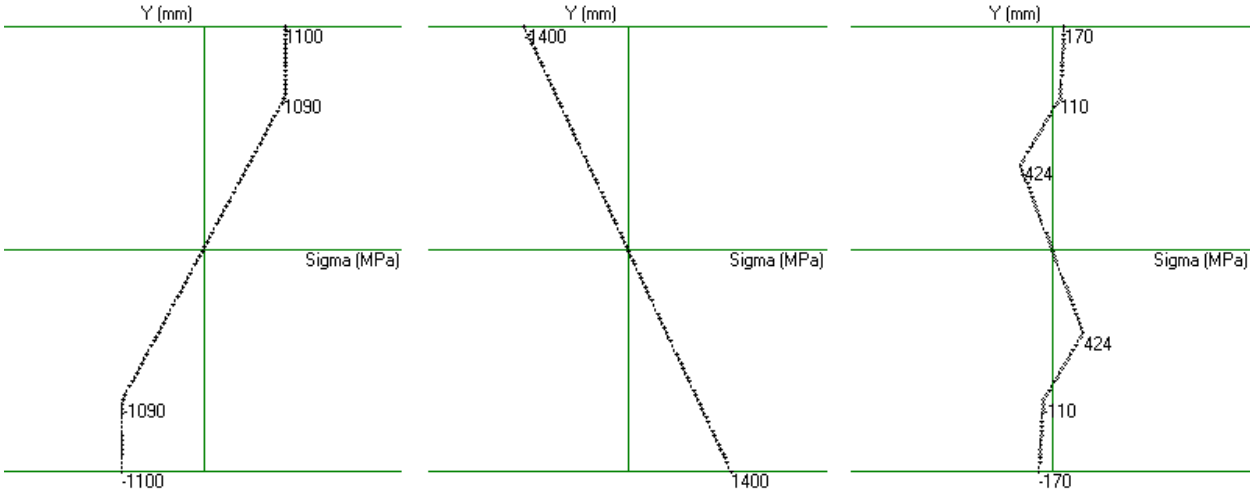
A distribuição de tensões residuais mais baixas foram obtidos para a sequência 2, com sequência de concavidades alternadas: negativa, positiva, negativa, positiva e negativa. O elemento 1 está com raio mínimo e o elemento 2 está com raio máximo. Já a sequência 6 apresenta a mesma sequência de concavidades da sequência 2, mas o elemento 1 está com raio máximo e o elemento 2 está com raio mínimo. Neste caso não há um desempenho tão bom quanto a sequência 2.

As Figuras VII-11 e VII-12 mostram, respectivamente, os cinco carregamentos que cada sequência sofreu. Cada um dos cinco carregamentos de cada sequência, está apresentado em três momentos: o gráfico mais a esquerda mostra a distribuição de tensões na seção

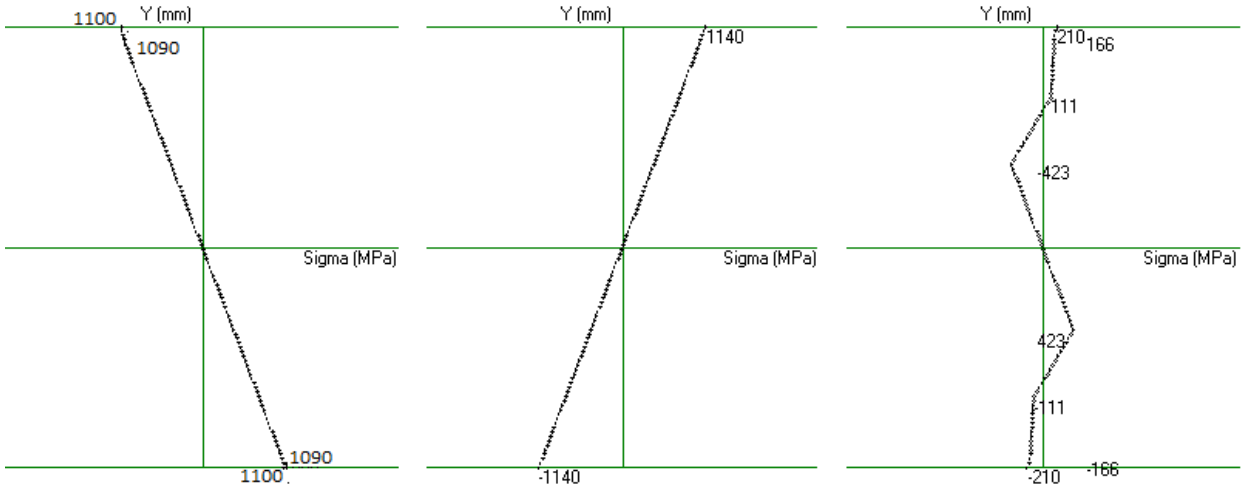
transversal quando a curvatura é imposta na armadura de tração, o gráfico do meio mostra a distribuição de tensões na seção transversal durante o “spring back” e o gráfico mais a direita mostra a distribuição de tensões residuais na seção transversal. Note que as tensões residuais resultantes do carregamento anterior são somados ao carregamento posterior, sempre garantindo-ae que as tensões residuais resultantes não ultrapassem a tensão de escoamento tanto à tração quanto à compressão.



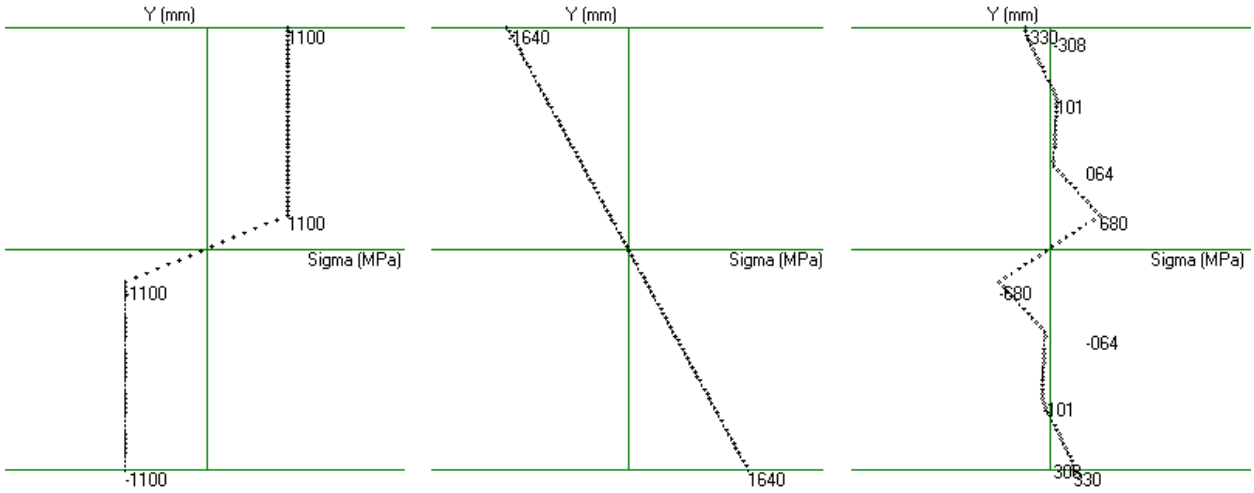
(a)



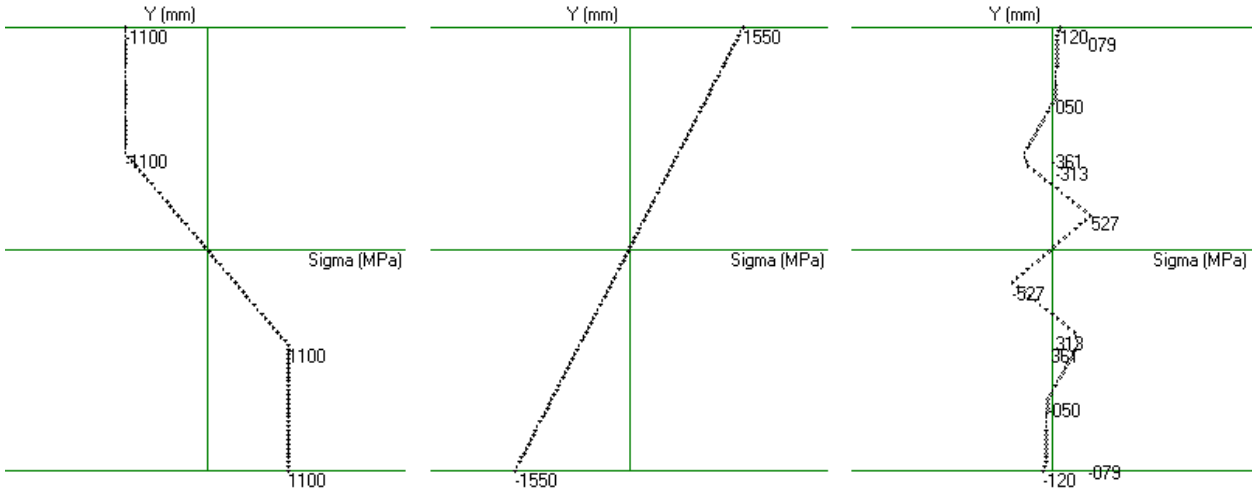
(b)



(c)

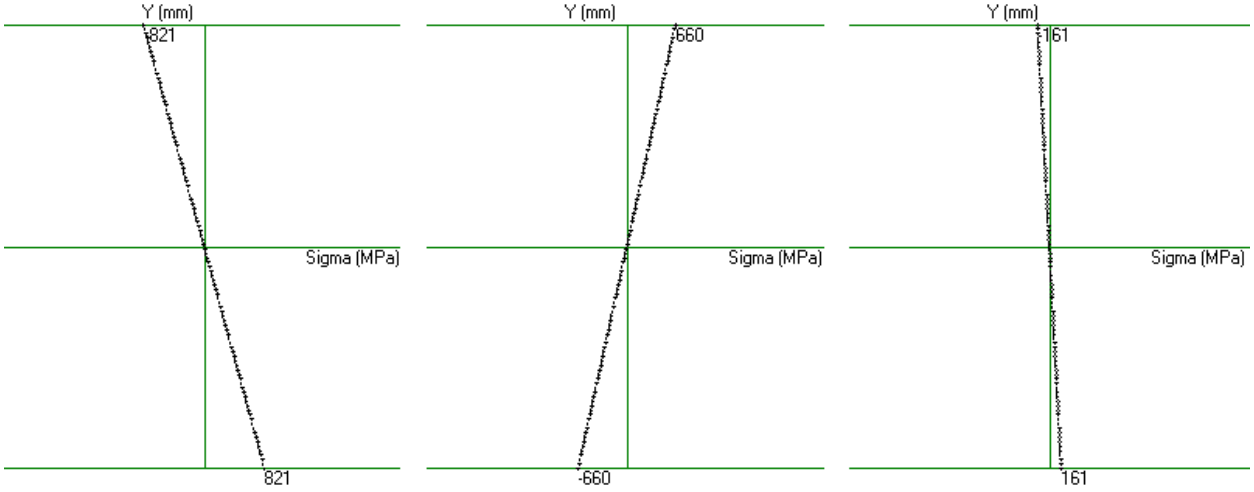


(d)

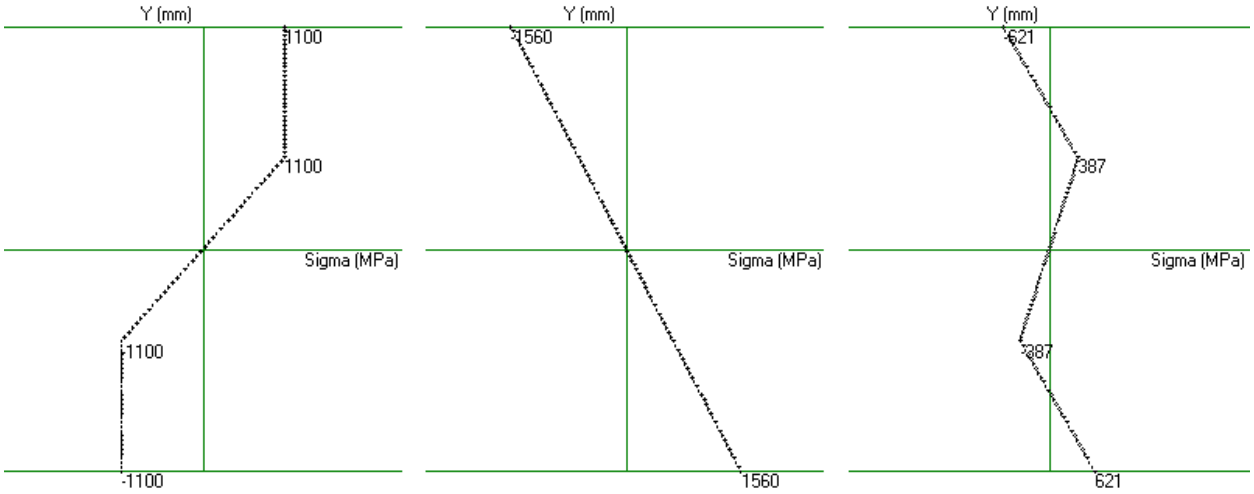


(e)

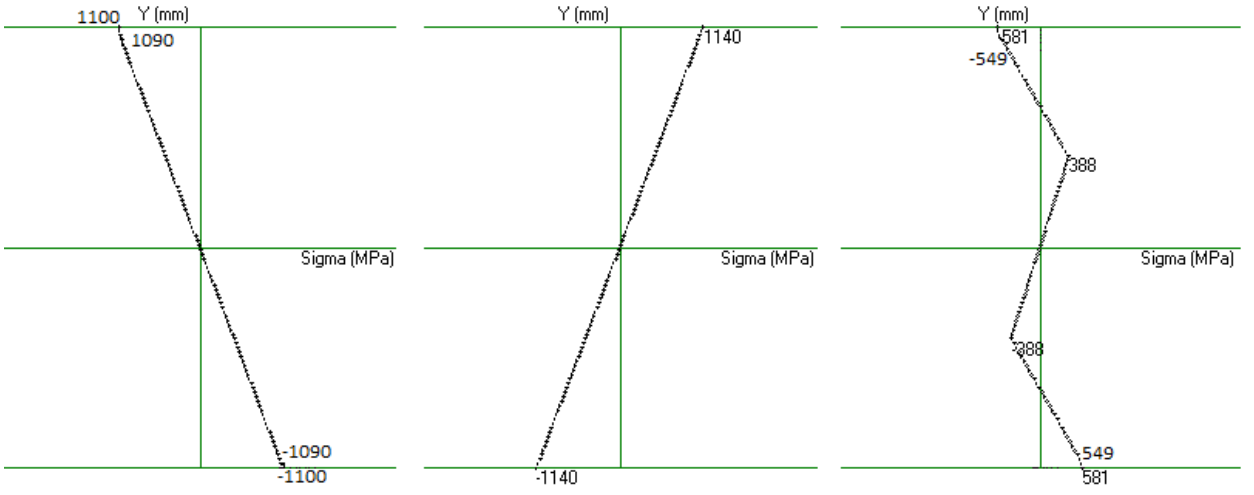
Figura VI-11 – Sequência 2 – Carregamentos: (a): 1, (b): 2, (c): 3, (d): 4 e (e): 5


Y (mm)
821
Sigma (MPa)
821
Y (mm)
660
Sigma (MPa)
-660
Y (mm)
161
Sigma (MPa)
161

(a)


Y (mm)
1100
1100
Sigma (MPa)
1100
-1100
Y (mm)
1560
Sigma (MPa)
1560
Y (mm)
621
387
Sigma (MPa)
387
621

(b)


1100
Y (mm)
1090
Sigma (MPa)
-1090
-1100
Y (mm)
1140
Sigma (MPa)
-1140
Y (mm)
581
-549
388
Sigma (MPa)
-388
549
581

(c)

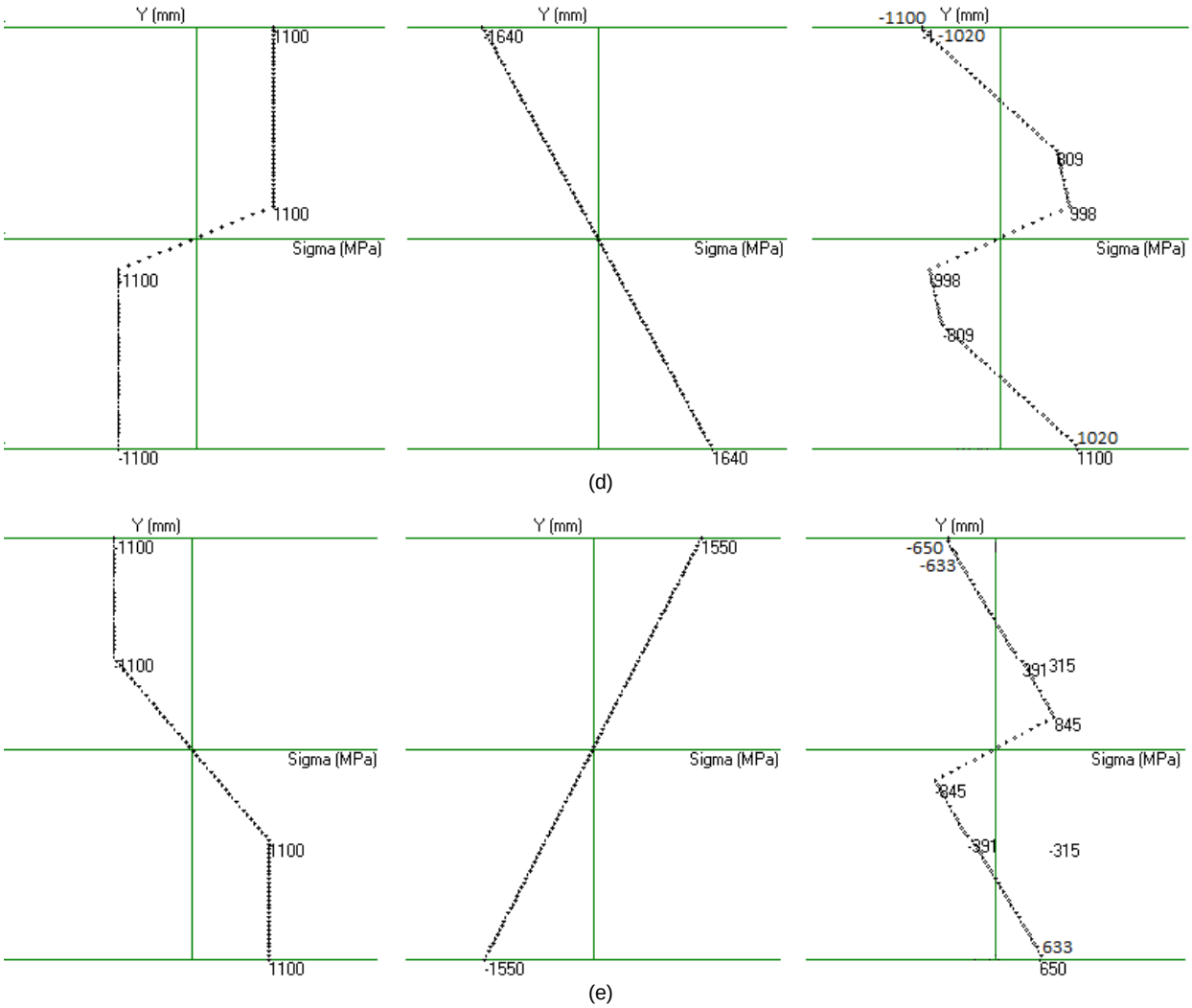


Figura VI-12 – Sequência 6 – Carregamentos: (a): 1, (b): 2, (c): 3, (d): 4 e (e): 5

Como ao passar do elemento 1 (bobina do fornecedor) para o elemento 2 (bobina da armadora), o elemento 1 começa cheio e o elemento 2 começa vazio; e ao final o elemento 1 fica vazio e o elemento 2 cheio; o arame de armadura passa da sequência 6 para a sequência 2. Ou em outras palavras, o arame de armadura enrolado no elemento 2, apresenta uma distribuição de tensões residuais da seção transversal que varia em todo o seu comprimento, tendo uma distribuição de tensões residuais mais favorável nas camada mais externa do elemento 2.

Para a distribuição das tensões residuais nas posições superior / inferior da sequência 1 e 2 a única diferença está relacionada com a concavidade do elemento 2, gerando uma significante alteração no resultado final do nível de tensões residuais.

A sequência 1 atinge valores sete vezes maiores que a sequência 2. Portanto, o que aparentemente é uma simples alteração de sentido de enrolamento, pode significar mudanças importantes na distribuição de tensões residuais na seção transversal do arame de armadura.

Os menores níveis de tensões residuais superiores / inferiores ocorrem quando existe uma alternância de concavidades, positivas e negativas. Deve-se, porém, observar que além da sequência de concavidades, o raio de curvamento do arame de armadura influi de maneira decisiva no resultado final da distribuição de tensões residuais, quanto maior estas raios menores são as tensões residuais.

Deve-se, ainda, perceber que as tensões residuais máximas de uma dada seção transversal de um arame pode acontecer no interior da seção transversal do arame, e não em suas partes superior “top” ou inferior “bottom”. Esta característica pode levar a falha do arame de armadura submetidos a tensões de operações relativamente baixas. Deve-se lembrar que muitas das técnicas não destrutivas de medição de tensões residuais apenas avaliam as tensões residuais existentes nas supefícies externas do arame de armadura.

Embora as tensões residuais internas à seção transversal sejam preocupantes, as tensões residuais nas superfícies externas do arame de armadura, mesmo que na maioria das sequências analisadas tenha ficado menores que as tensões residuais de seu interior, são muito importantes, pois as trincas de fadiga originam-se frequentemente de superfícies externas.

Embora o objetivo deste trabalho seja estimar a distribuição das tensões residuais na montagem de conectores nas armaduras de tração, que corresponde as Figuras VI-7, VI-9, VI-11.e e VI-12.e, a distribuição de tensões residuais nos arames de armaduras assentados no riser também é acessada, para por exemplo as sequências 2 e 6, através das Figuras VI-11.c e VI-12.c, respectivamente.

Capítulo VII - Conclusões

Algumas falhas nas armaduras de tração próximas a interface com o conector já foram relatadas durante a realização de testes de qualificação, em uma região próxima onde é feito o curvamento das armaduras de tração. Nesta região, além da transição brusca de rigidez, que seria também um potencializador para estas falhas, a distribuição de tensões residuais na seção transversal do arame de armadura desempenharia, também, um papel preponderante.

Verificou-se que o conceito de teste proposto e utilizado para a realização dos ensaios de curvatura de arames de armadura foi capaz de detectar as elevadas deformações residuais presentes nestes após a montagem dos conectores. A escolha da metodologia baseada na técnica experimental de “strain gages”, colaborou decisivamente para os bons resultados do estudo identificando e quantificando as deformações residuais nas seções mais críticas.

Foi possível modelar analiticamente a distribuição das tensões residuais das armaduras de tração ao longo de todo o processo de fabricação do duto flexível. Percebeu-se que a sequência, o sentido e o raio de curvamento das armaduras de tração ao longo do processo fabril fazem diferença na distribuição das tensões residuais finais nas armaduras de tração.

Com base no modelo analítico utilizado para estimativa das tensões residuais, baseado nas deformações residuais experimentalmente obtidas, pode-se concluir que os projetos dos dutos flexíveis devem levar em conta a estimativa de distribuição das tensões residuais, pois em determinados pontos da seção transversal, da maioria das sequências analisadas, a tensão residual estimada era uma fração significativa do valor do limite de escoamento do material.

Mesmo modelos numéricos, utilizando, por exemplo o Método dos Elementos Finitos, precisam inserir a estimativa da distribuição de tensões residuais da seção seção transversal mais crítica do arame de armadura como uma pré-carga, que deve ser, portanto, somada ao carregamento operacional.

A estimativa das tensões residuais de seção transversal de arames de armadura submetidas a várias sequências de carregamentos, de deslocamento prescrito, foram geradas dentro das limitações do modelo analítico. As mais importantes limitações foram: a utilização de um modelo de material elástico perfeitamente plástico e a consideração que o deslocamento prescrito, através de curvamentos impostos, fosse obtido apenas por flexão pura.

Deve-se resaltar que durante a pesquisa bibliográfica não foram encontrados muitos artigos sobre o tema tratado nesta dissertação. Portanto, com esta dissertação pretende-se começar uma linha de pesquisa aplicada, para a implementação de aperfeiçoamentos modelo analítico de forma a torná-lo mais completo.

A metodologia proposta, seguida da calibração experimental, irá permitir a estimativa das tensões residuais das armaduras de tração de dutos flexíveis, permitindo que as mesmas sejam consideradas no projeto dos conectores, principalmente no dimensionamento quanto à fadiga, uma vez que as tensões residuais trativas atuam de forma a elevar a tensão média atuante no componente.

A indicação do aumento do raio de curvatura imposto aos arames de armadura durante a instalação de conectores constituí um resultado significativo desta disssertação, contribuindo para um desempenho melhorado dos risers flexíveis, principalmente em relação aos carregamentos cíclicos que podem provocar fadiga.

Sugestão para Trabalho Futuro

Como sugestão pode-se realizar o “acompanhamento” de um lote de material ao longo de todo o processo produtivo, retirando-se amostra de material em cada etapa de fabricação para avaliação experimental segundo a técnica Difração de Raios X, de forma a se mapear a evolução das tensões residuais “top” e “bottom” ao longo de todo o processo fabril, para assim validar a modelagem analítica proposta neste trabalho.

Referências Bibliográficas

[1] API RP-2A, Recommended Practice for Planning, Designing and Construction Fixed Offshore Platforms, 19st ed., Washington, American Petroleum Institute.

[2] PADILHA, J.A.P; "Análise Estrutural de Riser Flexível com Armaduras de Tração em Titânio", Dissertação de M.Sc., UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2009.

[3] SANTOS, F.P; "Avaliação dos Efeitos da Pressão Parcial de CO_2 no Processo de Corrosão Fadiga em Armaduras de Tração de Dutos Flexíveis", Dissertação de M.Sc., CEFET-RJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2011.

[4] CHANDWANI,R., LARSEN,I; "Design of flexible pipes", Workshop on Subsea Pipelines, COPPE/UFRJ-Federal University of Brazil, Rio de Janeiro, Brasil, 1997.

[5] Figura retirada do google images, disponível em: <http://images.pennnet.com/articles> Acesso em: 06/08/2008.

[6] Banco de dados da GE Oil&Gas, Acesso em 05/01/2012.

[7] XAVIER, Flávio Galdino; "Avaliação da vida em fadiga de um novo modelo de terminal conector para dutos flexíveis", dissertação de doutorado, - Rio Grande do Sul, UFRGS, Porto Alegre – RS, 2009.

[8] Figura retirada de uma patente da Petrobras, disponível em:< http://www.google.com/patents/EP2492571A2?cl=en> Acesso em: 08/10/2013.

[9] MARTINS, C.O.D; "Desenvolvimento de Metodologias de Inspeção e Monitoramento de Risers Flexíveis através de Técnicas Micromagnéticas de Análise de Tensões", Dissertação D.SC., UFRGS, Porto Alegre, RS, Brasil, 2008.

[10] PETROBRAS N-2409 "Flexible Pipe Specification", Norma Técnica, CONTEC -1994.

[11] OGATA, Humberto Toshiaki da Silva; "Determinação da influência das tensões residuais nas propriedades de fadiga em aço SAE 8620 processado com diferentes profundidades de camada de cementação", dissertação de mestrado, - Paraná, Universidade Federal do Paraná, Curitiba – PR, 2003.

[12] BEER, F. P; JOHNSTON, E. P., “Resistência dos Materiais ”, 3 edição, São Paulo, 2005.

[13] ASM, 2002, (American Society for Metals) Residual Stress and Deformation of Steel Handbook.

[14] MIRIM, D.C; “Investigação da tensão residual na soldagem a laser entre o aço carbono AISI 1010 e o aço inoxidável AISI 304”, dissertação de mestrado,- São Paulo, USP, SP, 2011.

[15] SOUSA, D.A;“Determinação de Tensões Residuais em Materiais Metálicos por meio de Ensaio de Dureza.” Programa de Pós Graduação, São João Del-Rei, 13 de abril de 2012

[16] SOARES, M.C; “Influência das tensões residuais no comportamento em fadiga e fratura de ligas metálicas”, dissertação de doutorado,- São Paulo, USP, SP,1998.

[17] AMOROS, R.T; “ Avaliação de tensões residuais em chapas planas de aço carbono, destinadas a processos de corte a laser, pelo método da anisotropia planar”, dissertação de mestrado – Paraná, Instituto de Tecnologia para o Desenvolvimento – LATEC, Curitiba – PR, 2008.

[18] ASM, 2000, (American Society for Metals), Metals Handbook, Vol.13 “Corrosion”.

[19] DAFLON, T.S; “Análise de Tensões Residuais em Arames de Tração de Risers Flexíveis”, Projeto Final de Curso- CEFET/RJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2012.

[20] Tabela retirada de um catálogo técnico da Lynx, disponível em http:// www.lynxtec.com.br Acesso em: 07/08/2012.