

PREVISÃO DO COMPORTAMENTO À FADIGA DE SOLDAS DE SELAGEM DE *RISERS* RÍGIDOS TIPO *LINER*.

Luiz Carlos Largura Junior

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Metalúrgica e de Materiais, COPPE, da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia Metalúrgica e de Materiais.

Orientador: Fernando Luiz Bastian

Rio de Janeiro Setembro 2011

PREVISÃO DO COMPORTAMENTO À FADIGA DE SOLDAS DE SELAGEM DE *RISERS* RÍGIDOS TIPO *LINER*.

Luiz Carlos Largura Junior

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DO INSTITUTO ALBERTO LUIZ COIMBRA DE PÓS-GRADUAÇÃO E PESQUISA DE ENGENHARIA (COPPE) DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM CIÊNCIAS EM ENGENHARIA METALÚRGICA E DE MATERIAIS.

Examinada por:

Prof. Fernando Luíz Bastian, PhD.

Prof. Enrique Mariano Castrodeza, D.Sc.

Prof. Heraldo Silva da Costa Mattos, D.Sc.

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL SETEMBRO DE 2011 Largura Junior, Luiz Carlos

Previsão do comportamento à fadiga de soldas de selagem de *risers* rígidos tipo *liner* / Luiz Carlos Largura Junior Rio de Janeiro: UFRJ/COPPE, 2011.

XIII, 147 p.: il.; 29,7 cm.

Orientador: Fernando Luiz Bastian

Dissertação (Mestrado) – UFRJ / COPPE / Programa

de Engenharia Metalúrgica e de Materiais, 2011.

Referências Bibliográficas: p. 96 - 100

 Liner. 2. Fadiga. 3. Elementos Finitos. 4. Risers. 5.
 Mecânica da Fratura. I. Bastian, Fernando Luiz II.
 Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE, Programa de Engenharia Metalúrgica e de Materiais. III. Título

Dedico à minha filha Maria Clara, à minha esposa Marcela e aos meus pais Sandra e Largura.

AGRADECIMENTOS

A Ele, em que tudo se inicia e tudo se encerra.

Aos meus pais Sandra e Largura, que me fizeram acreditar que tudo é possível, desde que sejamos honestos, íntegros de caráter e tendo a convicção de nunca desistir e render-se jamais!

À minha esposa Marcela e Maria Clara, pelo apoio de sempre, por entenderem os momentos de ausência e por tornarem mais felizes os meus dias.

Aos meus irmãos, Carla, Ana Luiza e Stanley pela amizade e carinho.

Ao professor Fernando Luiz Bastian, pela orientação e amizade.

Ao meu amigo, Guilherme Victor Peixoto Donato pelo total apoio para realização deste trabalho.

Aos colegas Vicente Luis Thiago e Marcelo Fonseca dos Santos pelo companheirismo. Aos colegas Mauricio Pacheco e Roberto da empresa ESSS pelo apoio na parte numérica. Aos colegas Stael Ferreira Senra, Marcio Martins Mourelle e Ana Lucia Fernandes Lima Torres do Centro de Pesquisa e Desenvolvimento Leopoldo Américo Miguez de Mello (CENPES) pelo apoio.

Ao Centro de Pesquisa e Desenvolvimento Leopoldo Américo Miguez de Mello (CENPES) da PETROBRAS por investir na minha capacitação.

A todos que auxiliaram na execução deste trabalho.

Resumo da Dissertação apresentada à COPPE/UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Mestre em Ciências (M.Sc.)

PREVISÃO DO COMPORTAMENTO À FADIGA DE SOLDAS DE SELAGEM DE *RISERS* RÍGIDOS TIPO *LINER*.

Luiz Carlos Largura Junior

Setembro/2011

Orientador: Fernando Luiz Bastian

Programa: Engenharia Metalúrgica e de Materiais

Os tubos com *liners* metálicos podem ser uma alternativa de utilização para o escoamento de fluidos com grande concentração de substâncias corrosivas. A disponibilidade de fornecimento no mercado deste tipo de tubulação e um menor custo de fabricação tornam sua utilização mais vantajosa que os tubos cladeados. Apesar de algumas vantagens, o seu comportamento sob carregamentos cíclicos não é totalmente conhecido, fato este que irá demandar muitos testes e simulações numéricas para compreender o fenômeno da fadiga. Este trabalho desenvolve um modelo numérico utilizando o Método de Elementos Finitos e formulações analíticas para prever o comportamento sob fadiga das juntas de vedação de tubos com *liners* metálicos. Foi avaliada a força de contato entre os dois tubos (tubo externo e o *liner* metálico) a partir da pressão aplicada durante a fabricação. A seguir, avaliaram-se os carregamentos locais na solda de selagem sob a ação de carregamentos externos e finalmente foi proposta uma curva de fadiga para a solda de selagem a ser utilizada nos projetos futuros de tubos com *liners* metálicos.

Abstract of Dissertation presented to COPPE/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science (M.Sc.)

PREDICTION OF FATIGUE BEHAVIOUR OF SEAL WELDS OF LINED PIPES

Luiz Carlos Largura Junior

September/2011

Advisor: Fernando Luiz Bastian

Department: Metallurgical and Materials Engineering

Lined pipes may be an option for transportation of fluids with high concentrations of corrosive substances. The availability in the market for this type of pipe and lower manufacturing cost make its use more advantageous than claded pipes. Despite some advantages, their behavior under cyclic loads is not fully known, a fact that will require many tests and numerical simulations to understand their fatigue behavior. This work develops a numerical model using the finite element method and an analytical formulation to estimate the fatigue behavior of seal weld of lined pipes. The grip force between the two tubes (outer pipe and liner) was evaluated from the pressure applied during manufacturing. Next, the local load on the seal weld was evaluated when external loads act and finally a fatigue curve for the seal weld was proposed to be used in future projects of lined pipes.

SUMÁRIO

1.	Intro	odução1
	1.1.	Considerações Iniciais1
	1.2.	Objetivo e escopo
2.	Revi	são Bibliográfica
	2.1.	<i>Risers</i>
	2.1.1	Tubos cladeados
	2.1.2	Tubos com <i>liners</i> metálicos
	2.2.	Soldagem de metais dissimilares13
	2.3.	Fadiga15
	2.3.1	Efeito da geometria do componente ou estrutura
	2.3.2	Efeito do carregamento
	2.3.3	Efeito da tensão residual
	2.3.4	Efeito do ambiente marinho e da proteção catódica na vida à fadiga de aços carbono.
	2.4.	Distribuição estatística de Weibull21
	2.5.	Projeto à fadiga
	2.5.1	Mecânica da fratura aplicada à fadiga
	2.5.2	Cálculo da vida útil à fadiga no domínio do tempo
	2.5.3	Cálculo da vida útil à fadiga no domínio da frequência
	2.5.4	A Prática Recomendada DNV - RP - C203
3.	Mat	eriais e Métodos
	3.1.	Propriedades mecânicas do Inconel 625 45
	3.2.	Descrição da modelagem numérica 46
	3.2.1	Modelo I
	3.2.1	1. Geometria
	3.2.1	2. Malha de Elementos Finitos
	3.2.1	3. Condições de contorno
	3.2.1	4. Condição de carregamento
	3.2.2	Modelo II
	322	1. Geometria

3.2.2	2.2. Malha de Elementos Finitos	
3.2.2	2.3. Condições de contorno	
3.2.2	2.4. Condições de carregamento	
3.2.3	3. Modelo III	
3.2.3	3.1. Geometria	
3.2.3	3.2. Malha de Elementos Finitos	
3.2.3	3.3. Condições de contorno	
3.2.3	3.4. Condições de carregamento	
3.2.4	4. Modelo IV e Modelo V	
3.2.4	4.1. Geometria	
3.2.4	4.2.Malha de Elementos Finitos	
3.2.4	4.3. Condições de contorno	
3.2.4	4.4. Condições de carregamento	
4. Res	ultados e discussões	
4.1.	Parâmetros de material do Inconel 625	
4.1.1.	Resultados do ensaio de tração	
4.1.2.	Parâmetros da Lei de Paris para o Inconel 625	
4.1.3.	Parâmetros de Wohler (Curva SN) para o Inconel 625	
4.2.	Resultados da modelagem numérica	
4.2.1.	Variação da <i>grip force</i>	69
4.2.2.	Variação da tensão na região da solda de selagem	
4.3.	Histograma de carregamento	74
4.3.1.	Ajuste da função de Weibull no histograma de tensões	
4.3.2.	Curva de fadiga equivalente para o histograma de tensões	
4.4.	Determinação do tamanho do defeito limite (a)	
45	Previsão do comportamento a fadiga	87
 5 Cor	aluañas	01
5. Con	1C1USOES	
6. Sug	gestões para trabalhos futuros	
7. Ref	erências Bibliográficas	

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Gráfico relacionando a resistência mecânica com a resistência à corrosão (Fonte: Kuroki Tube
and Pipe CO.)
Figura 2 - Esquema da solda de um liner (Detalhe da região crítica)
Figura 3 – Diagrama esquemático das etapas do trabalho
Figura 4 – Configurações de riser rígido em catenária
Figura 5 – Configuração do riser rígido em catenária livre
Figura 6 - Configuração esquemática do riser híbrido auto sustentável (em vermelho na vertical os risers e
em branco os jumpers flexíveis)
Figura 7 – Esquema do processo de fabricação de um liner utilizando expansão termo hidráulica (Fonte:
Kuroki Tube and Pipe CO.)
Figura 8 - Esquema do processo de fabricação de um liner utilizando expansão termo hidráulica (Fonte:
Kuroki Tube and Pipe CO.)
Figura 9 – Gráfico da evolução das tensões durante o processo de fabricação termo hidráulico 11
Figura 10 – Tensões existentes no liner e no tubo externo
Figura 11 – Esquema do processo de fabricação de um liner utilizando expansão hidráulica. (Fonte:Butting)
Figura 12 – Gráfico da evolução das tensões durante o processo de fabricação hidráulico
Figura 13 – Configuração da região da solda de selagem
Figura 14 – Nucleação da trinca (Estágio I)
Figura 15 – Resultados de ensaio de fadiga obtidos por Wöhler (HERTZBERG, 1996) 17
Figura 16 – Formas de carregamento em fadiga
Figura 17 – Influência da tensão média e da razão R na fadiga
Figura 18 – Influência do ambiente agressivo na fadiga de aços carbono
Figura 19 – Função densidade de probabilidade de Weibull
Figura 20 – Desenho esquemático de uma curva S-N
Figura 21 – Gráfico representativo da equação de Basquin
Figura 22 – Gráfico representativo da equação de Coffin-Manson
Figura 23 – Curva SN de fadiga (alto ciclo + baixo ciclo)
Figura 24 – Evolução da altura da trinca durante um carregamento cíclico
Figura 25 – Representação esquemática em escala logarítmica da relação entre a taxa
Figura 26 – Exemplo genérico de uma densidade espectral de potência – Fonte [SOCIE, 2001] 40
Figura 27 – Sinais de banda estreita e banda larga e suas autocorrelações e densidade espectral de potência
- Fonte [JUNIOR, 2004]
Figura 28 – Reprodução da Figura 2-7 da DNV - RP - C203 [2010], curvas de fadiga SN para estruturas em
ambiente marinho com proteção catódica

Figura 29 - Reprodução da Tabela 2-2 da DNV - RP - C203 [2010], valores das constantes das cur	vas de
fadiga SN para estruturas em ambiente marinho com proteção catódica	44
Figura 30 – Corpos de prova utilizados no ensaio de tração.	45
Figura 31 – Curva tensão x deformação para o aço X-65 (ANSYS)	48
Figura 32 – Curva tensão x deformação para o Inconel 625 (ANSYS)	48
Figura 33 – Partes constituintes do modelo 1	49
Figura 34 – Detalhe da geometria discretizada na região onde será realizada a solda	50
Figura 35 – Restrição nodal	50
Figura 36 – Deslocamento acoplado.	51
Figura 37 – Contatos no modelo I	51
Figura 38 – Gráfico de pressurização durante a fabricação – Fonte [Butting]	52
Figura 39 – Partes constituintes do modelo II.	53
Figura 40 – Modelo 2 axissimétrico expandido	53
Figura 41 – Partes constituintes do modelo III	56
Figura 42 – Malha de elementos finitos na região da solda	56
Figura 43 – Detalhe da malha na região da trinca	57
Figura 44 – Malha de elementos finitos do Modelo IV (Etapa 1, sem a solda).	58
Figura 45 – Malha de elementos finitos do Modelo V (Etapa 2).	59
Figura 46 – Condições de contorno dos Modelos IV e V	59
Figura 47 – Contato no Modelo IV e V.	60
Figura 48 – Carregamento aplicado	60
Figura 49 – Gráfico tensão x deformação do ensaio de tração	62
Figura 50 – Gráfico da/dN x ΔK para o Inconel 625 [Fonte: Relatório 14134/26a/05 do TWI]	64
Figura 51 – Comparação das curvas da/dN entre materiais [Fonte: Relatório 14134/26a/05 do TWI]	65
Figura 52 – Pontos do ensaio de fadiga SN para o Inconel 625	66
Figura 53 – Curva SN do Inconel 625.	66
Figura 54 – Comparação entre a Curva SN média B1 da DNV e a curva SN do Inconel 625	68
Figura 55 – Curvas SN do Inconel 625 com os SCF's da Norma DNV RP C203	68
Figura 56 – Variação da Força de contato (grip force) ao longo do comprimento do tubo para di	iversas
pressões de fabricação.	69
Figura 57 – Ampliação do gráfico da Figura 56.	70
Figura 58 – Variação da força de interferência entre o liner e o tubo externo	71
Figura 59 – Variação da tensão de membrana na solda devido à tensão de membrana no tubo	72
Figura 60 – Variação da tensão de membrana na solda devido à tensão de flexão interna no tubo	72
Figura 61 – Variação da tensão de membrana na solda devido à tensão de flexão externa no tubo	73
Figura 62 – Variação da tensão de membrana na solda devido ao momento aplicado no tubo	73
Figura 63 – Variação da tensão de flexão na solda devido ao momento aplicado no tubo	74

Figura 64 – Histograma de tensões para o trecho com carregamento menos severo	75
Figura 65 – Histograma de tensões para o trecho com carregamento mais severo	75
Figura 66 – Histograma de tensões para o trecho com liner	76
Figura 67 – Histograma de tensões para o ponto 4 do trecho com carregamento menos severo	76
Figura 68 – Histograma de carregamentos e ajuste da função de Weibull	77
Figura 69 – Função cumulativa de probabilidade da função de Weibull	78
 Figura 70 – Curva SN esquemática para obtenção da curva SN equivalente ao histograma de tensões	79
Figura 71 – Curva SN equivalente aos histogramas de carregamentos	81
Figura 72 – Comparação entre as curvas SN da Norma da DNV e as curva SN equivalente aos histog	gramas
de carregamentos	81
Figura 73 – Curva SN equivalente aos histogramas de carregamentos	82
Figura 74 – Variação do fator de forma com a altura do defeito superficial	85
Figura 75 – Ajuste de função ao fator de forma	85
Figura 76 – Gráfico que relaciona o parâmetro de Wohler $\log(C)$ e o tamanho de defeito "a" limit	e entre
as metodologias SN e da/dN	87
Figura 77 – Curva de fadiga SN do Inconel 625 e curva representativa da Lei de Paris Generalizad	la para
diversas alturas de defeitos	88
Figura 78 – Curva de fadiga SN do Inconel 625 e curva representativa da Lei de Paris Generalizad	la para
diversas alturas de defeitos	90
Figura 79 – Lei de Paris generalizada para a curva B1 de projeto do Inconel	91
Figura 80 – Lei de Paris generalizada para a curva F3 de projeto do Inconel	91
Figura 81 – Lei de Paris generalizada para a curva representativa do histograma mais severo	92
Figura 82 – Lei de Paris generalizada para a curva representativa do histograma menos severo	92
Figura 83 – Fator de penalização	93

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Valores utilizados de d	26
Tabela 2 – Descrição dos modelos numéricos	47
Tabela 3 – Dimensões dos tubos	49
Tabela 4 – Resumo das condições de carregamento para o modelo axissimétrico	55
Tabela 5 – Resumo das condições de carregamento para o modelo axissimétrico III	57
Tabela 6 – Casos de carregamento	61
Tabela 7 – Propriedades mecânicas do Inconel 625	63
Tabela 8 – Propriedades mecânicas do Inconel 625 (Fonte: Special Metals Corporation).	63
Tabela 9 – Fator de penalização em relação as curvas da Norma DNV	93

1. Introdução

1.1. Considerações Iniciais

A produção *offshore* de petróleo e gás apresenta diversos desafios tecnológicos e dificuldades que vêm sendo vencidas ao longo dos anos pelas empresas produtoras. Periodicamente, as empresas ultrapassam seus próprios recordes de produção de petróleo e gás em águas profundas e ultra-profundas, e investem em novas tecnologias para viabilizar esta atividade. Entre estas tecnologias está o desenvolvimento de metodologias para a garantia da integridade estrutural dos dutos e equipamentos submarinos.

Em muitos casos, a garantia de integridade estrutural é obtida com o controle da corrosão causada por gases dissolvidos no óleo (CO₂ e H₂S) utilizando inibidores de corrosão no fluido transportado. Porém, diversos poços produzem óleo com uma concentração maior destes gases dissolvidos sendo necessária a utilização de materiais resistentes à corrosão (CRA – *Corrosion Resistent Alloys*).

Muitas vezes é inviável economicamente o uso de dutos fabricados somente com ligas CRA maciças. Surge então, como outra opção, a utilização de tubos de ligas de baixo carbono revestidos internamente com uma liga CRA, denominados de tubos bi metálicos.

Existem vários tipos de tubos bi metálicos, podendo ser divididos em duas categorias principais: os tubos de parede dupla com aderência metalúrgica entre elas, chamados de tubos cladeados e os tubos de parede dupla fabricados através de interferência mecânica, chamados de tubos com *liners* metálicos.

Em virtude da diferença de fabricação os tubos com *liners* metálicos se comportam de forma diferente sob determinadas condições de carregamento quando comparados aos tubos cladeados.

No caso das recentes descobertas de campos petrolíferos em lâminas d'água ainda não exploradas e grandes pressões, torna-se inevitável o uso de material CRA. Por isso, empresas de diversos países estudam a possibilidade de adotar tubos cladeados ou tubos com *liners* metálicos, para os *risers* rígidos utilizados na produção de óleo e injeção de gás. Os tubos com *liners* metálicos apresentam como vantagem em relação aos tubos cladeados uma maior facilidade de fabricação, uma maior disponibilidade comercial e um menor

custo. Porém, devido à sua baixa aplicação nos campos já existentes, o comportamento mecânico destes tubos é ainda pouco conhecido. Face ao exposto, empresas de petróleo estão buscando as informações necessárias para validar a aplicação de tubos com *liners* metálicos em dutos submarinos realizando estudos e ensaios para confirmar ou não a viabilidade técnica de utilização desta estrutura em aplicações submarinas.

O gráfico da Figura 1 apresenta a relação entre a resistência mecânica e a resistência à corrosão de diversos materiais. Nota-se que os *liners* (*Tight Fit Pipe* - TFP e *Tight Fit Tubing* - TFT) apresentam uma alta resistência mecânica aliada a uma alta resistência à corrosão. Os aços carbono apresentam boa resistência mecânica, porém baixa resistência à corrosão, enquanto os materiais CRA apresentam excelente resistência à corrosão e baixa resistência mecânica.



Figura 1 – Gráfico relacionando a resistência mecânica com a resistência à corrosão (Fonte: Kuroki Tube and Pipe CO.).

Um exemplo de material utilizado como *liner* é o Inconel 625. A resistência mecânica deste material advém do molibdênio e nióbio na matriz de níquel-cromo. A combinação destes elementos apresenta uma excelente resistência à corrosão nos mais variados ambientes agressivos. Esta é a razão da sua utilização numa grande faixa de temperaturas e pressões na área de processos químicos em diversos equipamentos industriais.

1.2. Objetivo e escopo

A Figura 2 apresenta uma descrição da região de solda entre os dois tubos, tubo externo e o *liner* metálico. O tubo interno (*liner*) produzido com uma liga CRA, neste caso Inconel 625 é inserido no tubo externo de aço com uma interferência mecânica para evitar o movimento relativo entre os dois, conforme explicação que será apresentada no item 2.1.2 Tubos com *liners* metálicos. Para evitar a entrada dos fluidos que escoam no interior da tubulação na região de interface entre o tubo externo e o *liner*, é realizada uma solda de selagem (em inglês *Seal weld*). Após a solda, uma liga CRA é depositada na região utilizando o processo *weld overlay*, isto é, uma deposição de camada com solda e finalmente esta região é usinada para obtenção de uma melhor rugosidade superficial.

O objetivo do trabalho é realizar uma investigação numérica da pressão de contato entre o *liner* e o tubo externo em diferentes pressões de fabricação e estimar a vida em fadiga da solda de selagem utilizando simulação numérica e equações analíticas.



Figura 2 - Esquema da solda de um liner (Detalhe da região crítica).

A solda circunferencial, apresentada na Figura 2, que é necessária para a construção dos dutos, conectando-os entre si, não é objeto de estudo desta avaliação, pois existem diversos trabalhos desenvolvidos incluindo ensaios de fadiga *full scale* para o conhecimento destas soldas sob carregamento variável. Estes ensaios também estão sendo desenvolvidos para tubos cladeados. Como a solda de selagem é uma região crítica, os tubos com *liners* metálicos são usados atualmente em regiões do *riser* rígido onde a fadiga é menos severa, não sendo utilizados na região do topo e na região da *Touch Down Zone*¹ (TDZ). Nestas regiões são usados tubos cladeados.

¹ Região onde o *riser* inicia o contato com o leito marinho.

A Figura 3 apresenta um diagrama esquemático das etapas do trabalho necessárias a previsão da curva de fadiga da solda de selagem. Em azul o objetivo principal da Dissertação, em roxo o objetivo intermediário, em verde as etapas necessárias para alcançar os objetivos e em amarelo os resultados intermediários.



Figura 3 – Diagrama esquemático das etapas do trabalho.

2. Revisão Bibliográfica

Este capítulo tem por objetivo realizar uma revisão de alguns conceitos básicos utilizados no estudo de fadiga de dutos submarinos.

São apresentados primeiramente os conceitos básicos sobre *risers* e *liners* e a seguir são apresentados conceitos sobre soldagem de metais dissimilares, aspectos do fenômeno da fadiga, a distribuição estatística de Weibull [1951] e finalmente são apresentados alguns conceitos sobre o projeto à fadiga.

2.1. Risers

Os *Risers* são os dutos que ligam o poço marítimo à unidade estacionária de produção (UEP) e podem ser divididos em dois tipos: os *risers* rígidos e os *risers* flexíveis.

A principal característica construtiva de um *riser* flexível é a sua estrutura em múltiplas camadas metálicas e não-metálicas montadas alternadamente, de forma independente. As camadas não metálicas têm como principal função manter a estanqueidade do duto. Algumas estruturas possuem camadas não-metálicas destinadas a reduzir o atrito entre camadas, isolar termicamente ou compor a resistência estrutural do duto. As camadas de material metálico são responsáveis pela resistência estrutural do duto flexível e variam segundo as solicitações estáticas e dinâmicas às quais o duto estará sujeito.

Os *risers* rígidos são fabricados com tubos de aço e podem ser utilizados em grandes profundidades em diversas configurações, entre elas:

- Catenária (Steel Catenary Riser SCR): Livre, dupla, Lazy S, Lazy wave, Steep S e Steep wave;
- Auto sustentado (*Riser* Hibrido Auto Sustentável RHAS);
- *Riser tower.*

A configuração em catenária livre consiste do riser conectado à plataforma de produção em uma de suas extremidades e a outra extremidade apoiada sobre o leito marinho, o que torna a configuração de mais fácil instalação, porém parte do movimento que a plataforma estará sujeita será transmitida diretamente ao *riser*.



Figura 4 – Configurações de riser rígido em catenária.



Figura 5 – Configuração do *riser* rígido em catenária livre.

O *riser* híbrido auto-sustentável consiste de um *riser* conectado a uma bóia de sustentação localizada a centenas de metros abaixo do nível do mar. Dutos flexíveis fazem a conexão entre o *riser* rígido e a Unidade Estacionária de Produção. A principal vantagem deste tipo de configuração é que a transferência de carregamento ao *riser* rígido devido à movimentação da plataforma é minimizada.



Figura 6 - Configuração esquemática do *riser* híbrido auto sustentável (em vermelho na vertical os *risers* e em branco os jumpers flexíveis).

Finalmente o *riser tower* também possui uma bóia de sustentação. Ele difere pelo fato de possuir vários *risers* sustentados na posição vertical pela mesma bóia.

As diferenças apresentadas são gerais, existem outras diferenças em cada sistema.

Para a fabricação de *riser* rígidos nas configurações citadas geralmente são utilizados tubos classificados segundo a API (*American Petroleum Institute*) em função de sua aplicação e resistência mecânica. Para a classe 5L, os graus de composição química e resistência mecânica variam desde API-5L-A25 até o API-5L-X80. Nas designações compostas pelas letras A ou X, os dois últimos dígitos especificam valores mínimos de limite de escoamento do material, em unidades inglesas (ksi). (HIPPERT Jr., 2004).

2.1.1. Tubos cladeados

De acordo com a *American Petroleum institute* (API), Seção 2.1 da Especificação 5LD [2009]:

Tubo Cladeado é um tubo bimetálico composto de uma camada interna resistente à corrosão (Corrosion Resistant Alloy – CRA), cuja adesão entre os tubos ocorre metalurgicamente.

Os principais métodos de fabricação são:

- Co-laminação;

- Weld over lay (deposição de material através de soldagem);

- Explosão.

A escolha do tipo do método de fabricação varia de acordo com o tipo do aço, o tipo do metal resistente à corrosão, quantidade e espessura do tubo a ser fabricado e principalmente da aplicação.

Vários tipos de aços podem ser cladeados com outra liga para obter uma maior resistência à corrosão ou abrasão. A espessura dos *clads* pode variar entre 5 a 50% da espessura total, mas geralmente é de 10 a 20%. Normalmente quando a espessura total excede 3/8in (9.5 mm), se torna vantajoso utilizar um tubo cladeado ao invés de um tubo fabricado totalmente com uma liga CRA [SMITH, 2000].

2.1.2. Tubos com liners metálicos

De acordo com a *American Petroleum institute* (API), Seção 2.1 da Especificação 5LD [2009]:

Tubo com liner metálico é um tubo cuja camada resistente à corrosão é fixada internamente ao tubo de aço carbono, ao longo de todo o comprimento, pela expansão da camada interna (chamada neste texto de liner) e/ou pela compressão da camada externa (metal base).

Os principais métodos de fabricação são:

- Expansão termo hidráulica

- Expansão hidráulica;

A Figura 7 e a Figura 8 apresentam o processo de fabricação termo hidráulico e são explicadas a seguir:

1 - Aquecimento: o tubo externo é aquecido aumentando seu diâmetro;

2 - Inserção: o *liner* preenchido de água é colocado no interior do tubo externo sem interferência;

3 - Expansão: o diâmetro do *liner* é aumentado através do aumento da pressão interna da água;

4 - Resfriamento: O duto externo é resfriado e o *liner* despressurizado ocorrendo uma interferência mecânica entre os dois dutos.



Figura 7 – Esquema do processo de fabricação de um *liner* utilizando expansão termo hidráulica (Fonte: Kuroki Tube and Pipe CO.).



Figura 8 - Esquema do processo de fabricação de um liner utilizando expansão termo hidráulica (Fonte: Kuroki Tube and Pipe CO.).

A Figura 9 apresenta um gráfico representativo do comportamento do *liner* e do tubo externo durante a fabricação termo hidráulica. Neste gráfico, o eixo das abscissas representa o diâmetro do tubo e o eixo das ordenadas a tensão circunferencial. No estado inicial o *liner* e o tubo externo estão com diâmetros D_{L0} e D_{P0} , respectivamente. O *liner* metálico (representado pela linha verde) é pressurizado e seu diâmetro aumenta assim como a tensão circunferencial. Na etapa do aquecimento, o tubo externo é aquecido fazendo com que seu diâmetro também aumente para inserção do *liner* em seu interior. Este aumento de

diâmetro ocorre inicialmente sobre o eixo das abscissas, sem o aparecimento de nenhuma tensão circunferencial. Após esta etapa o tubo externo é resfriado seguido da despressurização do *liner*. Devido à deformação plástica ocorrida no *liner*, o tubo externo não volta a sua dimensão original, ficando com um diâmetro maior e com tensões circunferenciais trativas. Por sua vez, o *liner*, deformado plasticamente, sofre a ação do tubo externo, fazendo com que existam tensões circunferenciais compressivas. Esta diferença entre tensões é responsável por manter a força de aderência entre os dois tubos, denominada de *grip force*. A Figura 10 apresenta as tensões atuantes ao término da fabricação.



Figura 9 - Gráfico da evolução das tensões durante o processo de fabricação termo hidráulico.



Figura 10 - Tensões existentes no liner e no tubo externo.

O esquema da fabricação utilizando a expansão hidráulica é apresentado na Figura 11. A fabricação é semelhante a termo-hidráulica, diferindo apenas pelo fato de não aquecer o tubo externo. Neste caso, o *liner* (em vermelho) é expandido hidraulicamente até entrar em contato com o tubo externo (em azul) e expandi-lo de encontro à matriz de fabricação. Após a despressurização o tubo externo não retorna ao diâmetro original em virtude da deformação plástica sofrida pelo *liner*.



Figura 11 – Esquema do processo de fabricação de um *liner* utilizando expansão hidráulica. (Fonte:Butting)

A Figura 12 apresenta um gráfico representativo do comportamento do *liner* e do tubo externo durante a fabricação hidráulica. Este gráfico difere do gráfico apresentado na Figura 9 apenas pelo fato do diâmetro do tubo externo não aumentar em virtude do aquecimento imposto.



Figura 12 – Gráfico da evolução das tensões durante o processo de fabricação hidráulico.

No presente trabalho somente a fabricação do tipo expansão hidráulica foi considerada em virtude dos primeiros *liners* fornecidos para a Petrobras serem fabricados utilizando este método.

Após a fabricação é realizada uma solda entre o *liner* e o tubo externo com o objetivo de garantir que o fluido corrosivo que escoa em contato com a liga resistente à corrosão não entre em contato com o tubo externo que é de aço carbono. Após esta solda, a região com aproximadamente 50 mm de comprimento é preenchida com material utilizando o processo *weld overlay*.

Como essas estruturas estão sujeitas a carregamentos cíclicos, é inevitável conhecer e avaliar o comportamento desta solda quando submetidas a estes carregamentos de modo a minimizar a ocorrência de uma falha.

A Figura 13 apresenta a configuração da região da solda circunferencial entre dois tubos bimetálicos e as dimensões aproximadas da solda de selagem.



Figura 13 - Configuração da região da solda de selagem.

2.2. Soldagem de metais dissimilares

Metais dissimilares são metais quimicamente diferentes (Alumínio, cobre, níquel, etc.) ou ligas metalurgicamente diferentes de um elemento em particular (Aço carbono e aço inoxidável). A soldagem entre estes materiais são chamadas de soldas de metais dissimilares (*DMW – Dissimilar Metal Weld*).

A combinação de metais com propriedades mecânicas, químicas ou físicas significativamente diferentes pode resultar em problemas durante a soldagem ou em serviço. Na poça de fusão de materiais dissimilares a mais importante consideração é sobre a composição do metal de solda e suas propriedades. A composição do metal de solda normalmente não é uniforme, particularmente em soldas multi passe. O conhecimento da composição é de grande importância para a definição da resistência mecânica, coeficiente de expansão térmica e da resistência à corrosão.

Durante a soldagem, ambos os materiais devem ser levados à fusão. Se as temperaturas de fusão são próximas, isto não é um grande problema, porém quando se solda materiais que possuem uma grande diferença na temperatura de fusão, isto pode causar alguns problemas na soldagem, como o aparecimento de trincas por liquação, por exemplo. Este problema pode ser resolvido com a deposição de material com temperatura de fusão intermediária sobre a face do material com baixa temperatura de fusão [KEJELIN, 2005].

Nesta avaliação será considerado que a solda de selagem, apresentada na Figura 15, apresenta as mesmas propriedades do Inconel 625.

O principal problema metalúrgico encontrado em soldas de metais dissimilares α - γ é a formação, ao longo da interface da linha de fusão, de regiões que podem atingir durezas superiores a 400 HV, o que indica estarem constituídas de martensita e, portanto, serem frágeis. Estas regiões, que podem atingir larguras de micrometros, possuem composições químicas intermediárias entre a do metal de solda e a do metal de base, as quais não podem ser previstas através de cálculos usuais de diluição, denominadas de zonas parcialmente diluídas (ZPDs).

Em seu trabalho KEJELIN [2005], recomenda que o amanteigamento² do aço X-60 com metal de adição similar, antes da execução da soldagem dissimilar, é uma alternativa benéfica no sentido de reduzir a fragilização de interfaces $\alpha - \gamma$, pois se obtém um substrato de menor teor de carbono permitindo maior diluição, de modo que, quando eventualmente formadas, as ZPDs apresentavam níveis de dureza bastante inferiores quando comparadas à soldagem dissimilar diretamente sobre o X-60. Apesar de o trabalho ter sido desenvolvido

² Deposição intermediária de metal de solda na junta a ser soldada com o objetivo de evitar microestrutura indesejável.

para soldagem dissimilar entre X-60 e Inconel 625, os resultados podem ser aplicados também para aços X-65.

2.3. Fadiga

A Norma ASTM E 1150 - *Standard Definitions of Terms Relating to Fatigue* (1987), define o fenômeno de fadiga da seguinte maneira:

"Fadiga é um processo de alteração estrutural permanente, progressivo e localizado, que ocorre em um material sujeito a condições que produzem tensões dinâmicas em um ponto ou em vários pontos, e que podem culminar em trincas ou em uma fratura completa após um número suficiente de variações de carga".

Frequentemente, uma estrutura é submetida a carregamentos cíclicos. As falhas de fadiga ocorrem com tensões abaixo do limite de resistência do material e normalmente abaixo do limite de escoamento, ou seja, sem deformações relevantes.

A falha por fadiga tem aparência similar à fratura frágil, porém as características são diferentes. Pode-se dividir o processo da falha por fadiga em três estágios de desenvolvimento. O Estágio I corresponde ao de iniciação de microtrincas, causadas por deformação plástica cíclica. O Estágio II é a progressão de micro para macrotrincas, isto é, o crescimento da trinca. Já o Estágio III corresponde à propagação da trinca até ocorrer finalmente a ruptura do material. Neste estágio é que aparecem as conhecidas "marcas de praia".

A falha de componentes por fadiga é associada a deformações permanentes e cisalhantes no material. A movimentação de discordâncias no material cristalino ocorre pela ação de tensões de cisalhamento e o resultado final é o deslocamento relativo entre planos atômicos. Quanto mais elevada a tensão cisalhante aplicada, maior é o nível de deslizamento relativo entre planos.

Quando a orientação dos grãos do material é aleatoriamente disposta, a deformação plástica se inicia apenas naqueles grãos com orientação próxima à direção da tensão cisalhante máxima.

Neste caso, as deformações plásticas são reduzidas e limitadas a uma região específica do material que se mantêm, em sua maior parte, no regime elástico de comportamento.

Com o acúmulo de ciclos de carregamento são formados novos planos de deslizamento que se acumulam até formarem as chamadas bandas de deslizamento que vão aumentando de forma gradativa com o aumento do número de ciclos e ocasionam reentrâncias na superfície do material, com geometria similar a pequenas trincas, chamada intrusões, e saliências irregulares, chamada extrusões.



Figura 14 – Nucleação da trinca (Estágio I)

Os primeiros estudos experimentais sobre fadiga foram realizados por Wöhler [1870] em meados do século XIX, devido à fratura de eixos ferroviários por esse mecanismo. Wöhler utilizou uma máquina de teste para flexão rotativa em que um corpo de prova cilíndrico é rotacionado com uma carga aplicada em sua extremidade e as rotações são contadas por um dispositivo. Esta máquina faz com que o corpo cilíndrico esteja sujeito à tração e à compressão a cada ciclo.

Os dados originais utilizados por Wöhler mostram que para os materiais ferrosos existe um limite de fadiga abaixo do qual o número de ciclos até a fratura pode ser considerado infinito. Outra conclusão fornecida por estes dados é o fato de que na presença de um entalhe no corpo de prova a curva de fadiga é rebaixada, ocasionando uma diminuição do limite de fadiga, conforme a Figura 15.



Figura 15 – Resultados de ensaio de fadiga obtidos por Wöhler (HERTZBERG, 1996).

A vida em fadiga de um material é influenciada por vários fatores, entre eles pode-se destacar:

- Geometria do componente ou estrutura;
- Carregamento;
- Tensão residual;
- Meio ambiente.

Estes fatores serão abordados separadamente nos itens a seguir. Diversos outros fatores influenciam a vida em fadiga de um material, como por exemplo, sua microestrutura, porém estes outros fatores não serão objeto de estudo desta Dissertação.

2.3.1. Efeito da geometria do componente ou estrutura

Nos projetos de estruturas sujeitas a carregamentos estáticos, as concentrações de tensões em pequenas regiões podem causar uma plastificação localizada que não compromete a integridade estrutural. Porém, para carregamentos dinâmicos esta concentração tem grande importância.

As tensões nominais atuantes na estrutura são amplificadas nas regiões de concentração de tensões por um fator denominado SCF – Fator de Concentração de tensões (*Stress Concentration Factor*).

A relação entre as tensões e o SCF é dada pela seguinte equação:

$$SCF = \frac{\sigma_{local}}{\sigma_{No\min al}}$$

O SCF deverá ser utilizado a partir da curva SN que melhor representa a geometria analisada ou poderá ser calculado através do método de elementos finitos, por exemplo. Para o cálculo de SCF através do Método de Elementos Finitos é importante ressaltar que o tamanho dos elementos utilizados na discretização do modelo deve ser da ordem de grandeza da espessura da peça. Isto por que uma malha pouco discretizada pode causar distorções nos resultados.

2.3.2. Efeito do carregamento

Em 1870 Wöhler identificou que a amplitude de tensão é o principal fator nos testes de fadiga, porém a tensão média também afeta a vida em fadiga. Em geral, uma tensão média trativa reduz a vida em fadiga enquanto que uma tensão média compressiva aumenta. Outra conclusão sobre a aplicação de carregamento é que R constante, isto é, mantendo-se constante a razão $R = \frac{\sigma_{mín}}{\sigma_{máx}}$, a vida à fadiga é maior em relação às curvas levantadas com a tensão média constante, conforme as Figura 16 e Figura 17.



Figura 16 - Formas de carregamento em fadiga.



Figura 17 – Influência da tensão média e da razão R na fadiga.

Devido à natureza do espectro de cargas, o efeito de seu sequenciamento tem uma grande influência na vida útil à fadiga. Na prática, muitas vezes, a avaliação de fadiga não leva em consideração os efeitos causados pela seqüência dos carregamentos.

O aumento da tensão média, para uma dada amplitude de tensão, diminui a vida útil de determinada estrutura. Algumas relações empíricas foram desenvolvidas para tentar quantificar o efeito da tensão média na vida à fadiga, entre elas podem-se citar os critérios de Goodman, Gerber e Soderberg. [HERTZBERG, 1996]

Goodman
$$\sigma_a = \sigma_{fat} \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_{ts}} \right)$$

Gerber $\sigma_a = \sigma_{fat} \left(1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_{ts}} \right)^2 \right)$
Soderberg $\sigma_a = \sigma_{fat} \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_{ys}} \right)$

Onde:

 σ_a - Amplitude de tensão;

$$\sigma_{\rm fat}$$
 - Limite de fadiga;

 σ_m - Tensão média;

 σ_{ts} - Tensão de ruptura;

 σ_{vs} - Tensão de escoamento;

2.3.3. Efeito da tensão residual

As tensões residuais aparecem devido às dilatações térmicas ou mecânicas produzidas durante a soldagem ou conformação mecânica. Ressalta-se que elas surgem devido à restrição ao movimento que a peça possui, isto é, se uma placa for aquecida e depois deixada esfriar livremente sobre uma mesa, não surgirão tensões residuais. Porém ao contrário, se ela for aquecida e suas extremidades estiverem fixas por alguma razão, durante o resfriamento poderão surgir tensões residuais.

Durante a operação de equipamentos ou componentes mecânicos contendo juntas soldadas, as tensões residuais poderão ser da ordem do limite de escoamento do material.

A existência de uma tensão residual numa peça soldada sujeita a carregamento cíclico irá modificar significativamente a tensão média a que a junta estará efetivamente submetida.

Mesmo que um componente esteja sujeito a um carregamento cíclico compressivo, pode ocorrer à existência de cargas cíclicas trativas devido à tensão residual, trativas suficientemente elevadas.

Segundo GURNEY [1968] o tratamento térmico pode melhorar a vida a fadiga e o limite de fadiga de juntas soldadas pela redução das tensões residuais trativas, porém este ganho só é efetivo para uma faixa de tensões baixa em que a flutuação das tensões atuantes ocorre abaixo do limite de escoamento.

2.3.4. Efeito do ambiente marinho e da proteção catódica na vida à fadiga de aços carbono.

A corrosão causada pela água salgada tem um efeito deletério na vida em fadiga do aço. Mesmo em água destilada, a vida em fadiga de um metal pode ser menor do que dois terços da vida em fadiga ao ar seco.

A Figura 18 apresenta curvas típicas dos números de ciclos até a falha de amostras de aço em função da tensão alternada aplicada, chamadas de curvas SN. Estas curvas serão explicadas no item 2.5 Projeto à fadiga.



Figura 18 - Influência do ambiente agressivo na fadiga de aços carbono.

Um aspecto importante é a influência do oxigênio no meio. Nos aços, desoxigenação do meio ambiente aumenta a resistência à fadiga em água destilada e nas soluções aquosas de sais em relação à resistência à fadiga quando existe livre acesso do oxigênio ao meio ambiente. Isto é, se o meio corrosivo estiver em contato com a peça num local fechado com pouco acesso do ar, à resistência à fadiga irá aumentar.

Outros aspectos importantes são a temperatura, concentração de sais e pH. De um modo geral, pode-se chegar à seguinte conclusão: a resistência à fadiga dos aços é maior no vácuo e no ar e vai diminuindo à medida que a concentração de sais na água CO_2 e H₂S aumentam [BASTIAN, 1989].

2.4. Distribuição estatística de Weibull

Qualquer dado experimental representando um fenômeno físico pode, de modo geral, ser definido como determinístico ou não-determinístico. Dados determinísticos são aqueles que podem ser descritos através de uma relação matemática explícita, já os não-determinísticos são representados de forma probabilística.

As funções f_x de probabilidade P dependentes de das variáveis aleatórias X obedecem sempre a três condições elementares:

$$P(k_1 < X < k_2) = \int_{k_1}^{k_2} f_X(x) dx$$
 2-1

$$f_X(x) \ge 0$$
$$\int_{-\infty}^{\infty} f_X(x) dx = 1$$

Onde k_1 e k_2 são números reais tal que $k_1 \le k_2$.

Weibull em seu artigo em 1951 (os estudos foram realizados em 1939) propôs uma função densidade de probabilidade onde a ocorrência de um evento em qualquer parte do objeto, poderia ser considerada como se o evento tivesse ocorrido no objeto como um todo. Chamou de "Teoria do elo mais fraco" que estabelece que, em uma corrente, se um elo falha então a corrente falha.

Se P_i é a probabilidade de falha do i-ésimo elo de uma corrente, então a probabilidade de não falhar a corrente como um todo é:

$$(1 - P_f) = (1 - P_1)(1 - P_2)...(1 - P_n)$$
2-2

Aplicando-se o logaritmo em ambos os lados:

$$\ln(1-P_f) = \ln(1-P_1) + \ln(1-P_2) + \dots + \ln(1-P_n) = \sum_{i=1}^n \ln(1-P_i)$$
2-3

Se Pi é um número muito pequeno, então:

$$\ln(1-P_i) = -P_i$$
$$\ln(1-P_f) = \sum_{i=1}^n -P_i$$
$$1-P_f = e^{\sum_{i=1}^n -P_i}$$

Para um componente qualquer de um material homogêneo, a probabilidade de sobrevivência pode ser encontrada pela integração da propriedade x sobre o volume. No limite, onde o tamanho do elemento é infinitesimal, temos:

$$P_f = 1 - e^{-\left[\int_{v}^{P_f dV}\right]}$$
 2-4

Weibull propõe em seu artigo que o expoente (Pi) pode ser representado pela seguinte função:

$$\left(\frac{x-x_u}{q}\right)^h$$

Assumindo que todas as amostras têm o mesmo volume:

$$P_f = 1 - e^{\left[-\left(\frac{x - x_u}{q}\right)^h\right]}$$
 2-5

Onde:

 P_f – Probabilidade de falha

 \mathbf{x}_{u} – Parâmetro de localização (ou vida mínima) que é o valor mínimo onde o material não apresenta a falha ou a probabilidade de falha é nula; Muitas vezes este parâmetro é zero (Weibull de 2 parâmetros);

q – Parâmetro de escala, ou vida característica;

h – Módulo de Weibull (fator de forma).

A distribuição de Weibull quando representada graficamente utiliza uma escala específica, no qual a função é representada por uma reta. Para isso, a função deverá ser linearizada da seguinte forma:

$$\frac{1}{1-P_f} = e^{\left(\frac{x-x_u}{q}\right)^h}$$

$$(-1) \quad (x-x_h)^h$$

$$\ln\left(\frac{1}{1-P_f}\right) = \left(\frac{x-x_u}{q}\right)$$
 2-7

$$\ln \ln \left(\frac{1}{1 - P_f}\right) = h \ln x - h \ln q$$
 2-8

Função cumulativa de probabilidade:

$$F(x) = P_f = 1 - e^{\left[-\left(\frac{x - x_u}{q}\right)^h \right]}$$
 2-9

Valor médio de uma distribuição de Weibull:

$$\overline{x} = q\Gamma\left(1 + \frac{1}{h}\right)$$
 2-10

23
Onde Γ é a função Gamma definida por:

$$\Gamma(n) = \int_0^\infty t^{n-1} e^{-t} dt$$

Função densidade de probabilidade:

$$f(x) = \frac{dF(x)}{dx} = \frac{h}{q} \left(\frac{x - x_u}{q}\right)^{h-1} e^{-\left(\frac{x - x_u}{q}\right)^h}$$
 2-11

A distribuição estatística de Weibull é amplamente utilizada nas áreas de confiabilidade e fadiga. Combinações entre o parâmetro de escala e o fator de forma permitem o ajuste da distribuição de Weibull em resultados de ensaios de fadiga, curva da vida útil de equipamentos e distribuição das tensões atuantes em uma determinada estrutura, conforme a Figura 19.



Figura 19 - Função densidade de probabilidade de Weibull.

2.5. Projeto à fadiga

As metodologias de projeto à fadiga podem ser divididas em três grupos: o método SN ou de Wohler, o método ɛN ou de Coffin-Manson [MANSON, 1954] e o método da/dN ou de Paris (BRANCO et al., 1986).

Para o projeto de estruturas sujeitas a carregamentos cíclicos em que as tensões atuantes estão abaixo do limite de escoamento do material, curvas de Wöhler ou curvas S-N são utilizadas para o dimensionamento. Estas curvas são obtidas a partir de ensaios de corpos de prova submetidos a tensões alternadas até a sua ruptura. O ensaio para determinação da curva consiste em contar o número de ciclos em que ocorre a falha dos corpos de prova submetidos à variação de tensões cíclicas. A partir dos resultados é ajustada uma curva representada pela equação 2.12.

$$N = \frac{C_1}{\Delta \sigma^k}$$
 2-12

Onde,

- N é o número de ciclos até a falha;

- $\Delta\sigma$ é a tensão atuante.

- C₁ e k são parâmetros do material

Nos ensaios são obtidas as curvas SN médias, porém as Normas de projeto a fadiga subtraem dois ou três desvios padrões destas curvas médias e as apresentam em gráficos logarítmicos. Entre estas Normas pode-se citar, a Det Norske Veritas recommended practice C203, 2010, *Fatigue design of offshore steel structures* e a British Standard BS 7608, 1993, *Fatigue Design and Assessment of steel structures*.

Logo, aplicando-se o logaritmo em ambos os lados da equação 2.13 e considerando a subtração do desvio padrão, obtem-se:

 $\log N = \log C_1 - d.s - k.\log \Delta \sigma$

Onde:

- s é o desvio padrão;

- d é a quantidade de desvios padrões;
- N é o número de ciclos até a falha;
- C₁ e k são parâmetros do material e da geometria da junta soldada;
- - $\Delta\sigma$ é a faixa de tensões atuante.

Finalmente os dois primeiros termos do lado direito da equação 2.13 são substituídos por:

2-13

$$\log \overline{C} = \log C_1 - d.s$$
Logo:

$$\log N = \log \overline{C} - k.\log \Delta \sigma$$
Ou
$$N = \frac{\overline{C}}{\Delta \sigma^k}$$
2-16

Graficamente pode-se concluir que:

- k é o inverso da inclinação da curva SN em escala logarítmica;

- $\log \overline{C}$ é o valor da intersecção no eixo logN

A equação 2-16 é apresentada na Figura 20.



Figura 20 – Desenho esquemático de uma curva S-N.

Os números de desvios padrões a serem subtraídos determinam a probabilidade de falha da estrutura ou peça.

d	Probabilidade de falha (%)
1	15.9
2	2.3

Tabela 1 – Valores utilizados de d.

Basquin (1910), baseado nos experimentos de Wöhler (1870), propôs uma equação para relacionar o número de ciclos e a tensão. Na fadiga de alto ciclo as tensões cíclicas são inferiores ao limite de escoamento do material e a deformação plástica ocorre em pontos de concentração de tensões, neste caso a tensão é a variável controlada.

Para o comportamento elástico (conhecida como fadiga de alto ciclo) as deformações e tensões do material são relacionadas através da relação de Basquin [HERTZBERG, 1996]:

$$\frac{\Delta \varepsilon_e E}{2} = \sigma_f (2N_f)^b$$
2-17

Onde:

- $\frac{\Delta \varepsilon_e}{2}$, amplitude de deformação elástica;
- E, módulo de elasticidade;
- σ_{f} , coeficiente de resistência à fadiga;

2N_f, número de ciclos reversos até a fratura;

b, expoente de resistência à fadiga.

O gráfico relativo à equação de Basquin é apresentado na Figura 21.



Figura 21 - Gráfico representativo da equação de Basquin.

Por outro lado, na fadiga de baixo ciclo ocorrem deformações plásticas em nível mais elevado, não se restringindo apenas às regiões concentradoras de tensões. Assim, a deformação é a variável controlada.

Para o comportamento plástico (fadiga de baixo ciclo) utiliza-se a relação de Coffin – Manson [HERTZBERG, 1996], equação 2-18, cujo gráfico é apresentado na Figura 22.

$$\frac{\Delta \varepsilon_p}{2} = \varepsilon_f (2N_f)^c$$
 2-18

Onde:

 $\frac{\Delta \varepsilon_p}{2}$, amplitude de deformação plástica;

 ε_f , coeficiente de ductilidade à fadiga;

2N_f, número de ciclos reversos até a fratura;

c, expoente de ductilidade à fadiga (propriedade do material entre -0,5 e -0,7).



Figura 22 - Gráfico representativo da equação de Coffin-Manson.

Se somadas as parcelas elásticas e plásticas das amplitudes de deformações, é possível obter a curva de fadiga SN através da equação 2-19 representada no gráfico da Figura 23.

$$\frac{\Delta\varepsilon_T}{2} = \frac{\Delta\varepsilon_e}{2} + \frac{\Delta\varepsilon_p}{2} = \frac{\sigma_f (2N_f)^b}{E} + \varepsilon_f (2N_f)^c$$
2-19



Figura 23 – Curva SN de fadiga (alto ciclo + baixo ciclo).

2.5.1. Mecânica da fratura aplicada à fadiga

Na mecânica da fratura linear elástica WESTERGAARD [1939] demonstrou as equações que descrevem a distribuição de tensões na região à frente de uma trinca passante em uma chapa de grandes dimensões carregada em tração. IRWIN [1957] definiu um fator de intensidade de tensões, K, a partir das equações propostas por WESTERGAARD (Equações 2-20).

$$\sigma_{x} = \frac{K_{I}}{\sqrt{2\pi r}} \left[\cos \frac{\theta}{2} \left(1 - sen \frac{\theta}{2} sen \frac{3\theta}{2} \right) \right]$$

$$\sigma_{y} = \frac{K_{I}}{\sqrt{2\pi r}} \left[\cos \frac{\theta}{2} \left(1 + sen \frac{\theta}{2} sen \frac{3\theta}{2} \right) \right]$$

$$\tau_{xy} = \frac{K_{I}}{\sqrt{2\pi r}} \left[sen \frac{\theta}{2} \left(sen \frac{\theta}{2} cos \frac{\theta}{2} cos \frac{3\theta}{2} \right) \right]$$
2-20

Este parâmetro, K_I é uma medida da intensidade do campo elástico nas proximidades da ponta da trinca [HIPPERT, 2004].

Analogamente ao cálculo realizado na resistência dos materiais, na mecânica da fratura linear elástica procura-se comparar o fator de intensidade de tensões existente na ponta da trinca com a tenacidade à fratura do material no estado plano de deformação, obtido em ensaios de laboratório, o K_{IC} . Estas considerações são realizadas para cálculos de estruturas em condições de carregamentos estáticos.

Experimentalmente, a evolução das trincas de fadiga durante carregamento cíclico pode ser representada por uma curva relacionando o comprimento da trinca (a) em função do número de ciclos (N). A Figura 24 apresenta esquematicamente três curvas de propagação para três diferentes níveis de variação de tensão. Percebe-se que para a curva denominada fratura 1 a propagação do defeito até o tamanho crítico a₁ ocorre mais rapidamente que as demais em virtude da maior variação de tensão atuante.

As estruturas apresentando propagação de trincas de fadiga apresentam normalmente zonas plásticas pequenas nas pontas das trincas. Este fato permite que o conceito de fator de intensidade de tensão, K, da Mecânica da Fratura Linear Elástica seja utilizado para descrever o campo de tensões na ponta da trinca. HERTZBERG [1996]



Figura 24 – Evolução da altura da trinca durante um carregamento cíclico.

PARIS e ERDOGAN (1963) verificaram que a propagação da trinca é função do ΔK atuando na ponta da trinca quando submetida a carregamentos dinâmicos. Propuseram uma taxa de propagação de defeitos a partir de curvas *a vs. N* apresentadas na Figura 24. Esta taxa é a derivada em cada ponto da curva *a vs. N* e função do parâmetro ΔK e é apresentada em gráficos com escalas logarítmicas, conforme a Figura 25.



Figura 25 – Representação esquemática em escala logarítmica da relação entre a taxa de propagação da trinca de fadiga (da/dN) e amplitude do fator de intensidade de tensão (ΔK).

A região II no gráfico apresenta uma relação linear entre log (da/dN) e log (ΔK), que pode ser expressa pela equação 2.21 conhecida como Lei de Paris:

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K)^m$$
 2-21

Onde:

 $\frac{da}{dN}$ é a taxa de propagação da trinca de fadiga;

C e m são constantes que dependem da tensão média atuante e das condições ambientais.

A Lei de Paris é amplamente utilizada nas avaliações de propagação de trincas em estruturas em virtude de sua simplicidade matemática, porém apresenta algumas deficiências. Segundo FERNANDES (2002), a lei de Paris pode ser conservativa caso as trincas iniciais forem pequenas.

PUGNO [2006] em seu artigo, relaciona a Lei de Paris com a fadiga SN através do que ele denominou de Lei de Paris Generalizada.

Durante o processo de crescimento subcrítico por fadiga de um defeito de tamanho "a" para um tamanho " $a + \Delta a$ ", pode-se definir um fator intensificador de tensões médio como:

$$K^{*}(a,\Delta a) = \sqrt{\left\langle K^{2}(a) \right\rangle_{a}^{a+\Delta a}}$$
2-22

Substituindo a equação 2.22 na Lei de Paris:

$$\frac{da}{dN} = C \Big[\Delta K^* (a, \Delta a, \Delta \sigma) \Big]^m$$
 2-23

Onde C e m são parâmetros do material na Lei de Paris. Integrando a equação 2.23, o número total de ciclos relativo ao crescimento de um defeito com tamanho a até o tamanho crítico a_c pode ser encontrado.

$$N_c^{P*} = \frac{1}{C} \int_a^{a_c} \frac{da}{\left[\Delta K^*(a, \Delta a, \Delta \sigma)\right]^m}$$
 2-24

Considerando a metodologia SN pode-se definir o seguinte:

Quando a altura do defeito é muito pequena tem-se que $a \rightarrow a_0$, limite à fadiga do material;

Quando a altura do defeito atinge um tamanho crítico $a \rightarrow a_c$, falha por carregamento estático;

Onde a_0 é determinado a partir do valor limiar (*threshold*) do material, conforme a equação abaixo:

$$a_0 = \frac{1}{\pi} \left[\frac{\Delta K_{th}}{Y \Delta \sigma_0} \right]^2$$
 2-25

A partir da equação das curvas SN, pode-se admitir que quando o tamanho do defeito tende a zero, o número de ciclos calculado pela Lei de Paris é igual ao número de ciclos calculado pela metodologia SN, formalmente escrito como:

$$N_c^{P*}(a \to 0) = N_c^W; \qquad 2-26$$

Onde N_c^{W} é o número de ciclos até a falha de acordo com a metodologia SN segundo a equação de Wohler (Equação 2.16).

A partir da equação 2.22 pode-se definir um fator de intensidade de tensão médio por:

$$K^* = Y\sigma\sqrt{\pi(a+\Delta a)}$$
 2-27

Substituindo na equação 2.24 e realizando a integração chega-se a:

$$N_{c}^{P^{*}} = \frac{1}{CY^{m}\Delta\sigma^{m}\pi^{\frac{m}{2}}} \underbrace{\left[\left(a_{c} + \frac{\Delta a}{2}\right)^{\left(1-\frac{m}{2}\right)} - \left(a + \frac{\Delta a}{2}\right)^{\left(1-\frac{m}{2}\right)} \right]}{1 - \frac{m}{2}}$$
2-28

Igualando a equação 2-28 com a equação 2.16, Δa pode ser obtido a partir da solução da equação abaixo:

$$\frac{1}{CY^{m}\Delta\sigma^{m}\pi^{\frac{m}{2}}} \frac{\left[\left(a_{c} + \frac{\Delta a}{2}\right)^{\left(1-\frac{m}{2}\right)} - \left(\frac{\Delta a}{2}\right)^{\left(1-\frac{m}{2}\right)}\right]}{1-\frac{m}{2}} = \frac{\overline{C}}{\Delta\sigma^{k}}$$
2-29

E assumindo que $a_c \rangle \rangle \Delta a$, obtem-se:

$$\Delta a \approx 2 \left(a_c^{1-\frac{m}{2}} - \frac{C\overline{C}\pi^{\frac{m}{2}} \left(1-\frac{m}{2}\right)}{\Delta \sigma^{k-m} Y^{-m}} \right)^{\frac{1}{1-\frac{m}{2}}}$$
2-30

Para um valor de m>2, que corresponde a um caso usual, tem-se que $-2\left\langle \frac{1}{1-\frac{m}{2}}\right\rangle$ (0, logo o

primeiro termo da equação 2.30 pode ser negligenciado. Consequentemente as equações 2.30 e 2.28 podem ser reescritas da seguinte forma:

$$\Delta a \approx 2 \left(\frac{\Delta \sigma^{k-m} Y^{-m}}{C \overline{C} \pi^{\frac{m}{2}} \left(\frac{m}{2} - 1 \right)} \right)^{\frac{1}{\frac{m}{2} - 1}}$$
 2-31

$$N_{c}^{P*} \approx \frac{1}{CY^{m} \Delta \sigma^{m} \pi^{\frac{m}{2}}} \frac{\left[\left(a + \frac{\Delta a}{2} \right)^{\left(1 - \frac{m}{2} \right)} \right]}{\frac{m}{2} - 1}$$
2-32

Combinando as equações 2.31 e 2.32 chega-se a:

$$N_{c}^{P*} \approx \frac{1}{CY^{m} \Delta \sigma^{m} \pi^{\frac{m}{2}}} \underbrace{\left[\left(a + \left(\frac{\Delta \sigma^{k-m} Y^{-m}}{C \overline{C} \pi^{\frac{m}{2}} \left(\frac{m}{2} - 1 \right)} \right)^{\frac{1}{m-1}} \right)^{\left(1 - \frac{m}{2}\right)} \right]}_{\frac{1}{2} - 1}$$
2-33

A equação 2.33 depende do tamanho inicial do defeito e do $\Delta \sigma$ e é definida como a <u>Lei de</u> <u>Paris generalizada.</u>

Para o caso em que $a\rangle\rangle\Delta a$ a equação 2-33 torna-se a Lei de Paris original:

$$N_{c}^{P^{*}} \approx \frac{1}{CY^{m} \Delta \sigma^{m} \pi^{\frac{m}{2}}} \frac{(a)^{\left(1-\frac{m}{2}\right)}}{\frac{m}{2}-1}$$
 2-34

E para o caso em que $a \langle \langle \Delta a \rangle$ a equação 2-33 torna-se a Lei de Wohler original:

$$N_{c}^{P*} \approx \frac{1}{CY^{m}\Delta\sigma^{m}\pi^{\frac{m}{2}}} \frac{\left(\frac{\Delta\sigma^{k-m}Y^{-m}}{C\overline{C}\pi^{\frac{m}{2}}\left(\frac{m}{2}-1\right)}\right)^{-1}}{\frac{m}{2}-1} \Rightarrow N_{c}^{P*} = \frac{\overline{C}}{\Delta\sigma^{k}} = N_{C}^{W}$$
2-35

2.5.2. Cálculo da vida útil à fadiga no domínio do tempo

PALMGREN em 1924 e posteriormente MINER em 1945, propuseram uma regra linear de acúmulo de dano, conhecida como regra de PALMGREN-MINER.

Esta regra estabelece que o dano total ou dano acumulado em fadiga é a soma algébrica do dano gerado por cada um dos intervalos de ciclos de carga, podendo ser representado pela equação 2.36:

$$D = \sum_{i=1}^{j} \frac{n_i}{N_i}$$
 2-36

Onde:

D – Dano acumulado;

 n_i – Número de ciclos associados a um $\Delta \sigma_i$;

 N_i – Número de ciclos até a falha quando o componente está submetido ao $\Delta \sigma_i$;

Mesmo com sua limitação linear e de não considerar efeitos combinados dos carregamentos, esta regra tem extensa aplicação em virtude de sua simplicidade.

A falha deverá ocorrer quando o dano for igual a 1 (D = 1).

Para a utilização direta da regra de Palmgren-Miner é necessário que seja conhecido o histórico de carregamento da estrutura, isto é, o número de ciclos em que a estrutura estará submetida sob determinado nível de tensão uniforme. Acontece que na prática isto normalmente não irá ocorrer. As variações de tensões terão uma distribuição aleatória. Há desta forma uma dificuldade em se obter a variação de tensão que ocorre num determinado ponto da estrutura e o ciclo referente a esta tensão.

Em outros casos o projetista terá como informação o máximo intervalo de tensão atuante e o número de ciclos total, torna-se necessário então calcular o dano baseado nestas informações.

Neste caso, é assumido no projeto que a estrutura é sujeita a n_o ciclos totais, onde:

$$n_o = \sum_{i=1}^k n_i$$
 2-37

Assumindo que as tensões cíclicas atuantes na estrutura são aleatoriamente distribuídas com uma função densidade de probabilidade $f(\Delta\sigma)$. Isto significa que o número de ciclos com faixa de tensões $\Delta\sigma$ e ($\Delta\sigma$ + $d\Delta\sigma$) é $n_0.f(\Delta\sigma).d\Delta\sigma$.

A razão de dano (2-37) pode ser então definida como:

$$D = \int_{0}^{\infty} \frac{n_0 f(\Delta \sigma)}{N(\Delta \sigma)} d\Delta \sigma$$
 2-38

Combinando-se as equações 2.16 e 2.38, tem-se:

$$D = \frac{n_o}{\overline{a}} \int_0^\infty \Delta \sigma^m . f(\Delta \sigma) . d\Delta \sigma$$
 2-39

Utilizando uma função densidade de probabilidade através de uma função de Weibull de dois parâmetros, definida por:

$$f(\Delta\sigma) = \frac{h}{q} \left(\frac{\Delta\sigma}{q}\right)^{h-1} e^{\left(\frac{-\Delta\sigma}{q}\right)^{h}}$$
 2-40

Onde : q, h – parâmetros da distribuição de Weibull

Combinando-se as equações 2.39 e 2.40:

$$D = \frac{n_o}{\overline{a}} \int_0^\infty \Delta \sigma^m \cdot \frac{h}{q} \left(\frac{\Delta \sigma}{q}\right)^{h-1} e^{\left(\frac{-\Delta \sigma}{q}\right)^h} \cdot d\Delta \sigma$$
 2-41

Introduzindo o termo: $t = \left(\frac{\Delta\sigma}{q}\right)^h$, tem-se:

$$D = \frac{n_0}{a} q^m \int_0^\infty t^{\left(1 + \frac{m}{h}\right) - 1} e^{-t} dt$$
 2-42

Sabe-se que a função gama é definida por:

$$\Gamma(n) = \int_{0}^{\infty} t^{n-1} e^{-t} dt$$
2-43

Substituindo-se a equação 2.43 na 2.42, obtem-se:

$$D = \frac{n_o}{\overline{a}} q^m \Gamma \left(1 + \frac{m}{h} \right)$$
 2-44

Por conveniência é necessário reduzir o parâmetro q de Weibull da equação, introduzindo a faixa máxima de tensões $\Delta \sigma$ durante um número no de ciclos. A probabilidade de que a faixa de tensões $\Delta \sigma$ seja excedida será:

$$Q(\Delta\sigma) = 1 - \int_{0}^{\Delta\sigma} f(\Delta\sigma) d\Delta\sigma$$
 2-45

Combinando-se as equações 2.40 e 2.45 e integrando no intervalo, obtem-se a função de excedência do intervalo de tensões:

$$Q(\Delta\sigma) = e^{-\left(\frac{\Delta\sigma}{q}\right)^{h}}$$
 2-46

A probabilidade de que um intervalo de tensões máximo $\Delta \sigma_o$ seja alcançado ou exceda o total de ciclos n_o, será:

$$Q(\Delta\sigma_0) = \frac{1}{n_0}$$

Combinando-se as equações 2.46 e 2.47, obtem-se:

$$\frac{1}{n_0} = e^{-\left(\frac{\Delta\sigma_0}{q}\right)^h} \Longrightarrow q = \frac{\Delta\sigma_0}{\left[\ln(n_0)\right]^{\frac{1}{h}}}$$
2-48

Finalmente, quando "q" na equação 2.48 é substituído na equação 2.44, tem-se:

$$Q(\Delta\sigma) = e^{-\left[\left(\frac{\Delta\sigma}{\Delta\sigma_0}\right)^h \ln n_0\right]}$$
2-49

Como $Q(\Delta\sigma)$ representa a probabilidade de que $\Delta\sigma$ seja excedido, o número total de ciclos n que excede $\Delta\sigma$ será:

$$Q(\Delta\sigma) = \frac{n}{n_0} = e^{-\left[\left(\frac{\Delta\sigma}{\Delta\sigma_0}\right)^h \ln n_0\right]}$$
2-50

Assim:

$$\Delta \sigma = \Delta \sigma_0 \left[1 - \frac{\log n}{\log n_0} \right]^{\frac{1}{h}}$$
2-51

Onde: n – número de ciclos que excede $\Delta \sigma$;

Utilizando "q" da equação 2.48 e substituindo na equação 2.44, assim:

$$D = \frac{n_0}{\overline{a}} \frac{\Delta \sigma^m}{\left(\ln n_0\right)^{\frac{m}{h}}} \Gamma\left(1 + \frac{m}{h}\right)$$
 2-52

A expressão 2.52 é conhecida como cálculo do dano simplificado por assumir que a as tensões atuantes obedecem a uma distribuição estatística de Weibull. Possui as seguintes considerações:

- 1. Segue a regra de Palmgren -Miner;
- 2. A curva S-N considerada não tem ponto de corte;
- 3. A função densidade de distribuição obedece a uma função de Weibull de dois parâmetros;
- 4. $\Delta \sigma_0$ é a máxima faixa de tensões para um número no total de ciclos;
- 5. O parâmetro de Weibull h representa a forma da distribuição da faixa de tensões de longo prazo.

2.5.3. Cálculo da vida útil à fadiga no domínio da frequência

A descrição da resposta aleatória no domínio do tempo pode demandar um grande esforço computacional. Neste caso, trabalhar no domínio da freqüência torna-se uma alternativa para diminuição deste tempo.

A formulação para a análise de fadiga no domínio da freqüência apresentada neste trabalho baseia-se em um conceito denominado densidade espectral de potência, ou em inglês, *Power Spectral Density – PSD*.

A PSD descreve uma composição dos valores da variável aleatória em termos de densidade espectral em freqüência de seus respectivos valores quadráticos, calculando-se o seu valor médio quadrático [BENDAT e PIERSOL, 1971]. As unidades de uma PSD são

frequentemente dadas em $\frac{Y^2}{Hz}$, onde Y representa a unidade correspondente ao sinal medido.

Segundo [BENDAT e PIERSOL, 1971], a variável aleatória pode ser representada na freqüência como uma PSD bilateral, sendo a transformada de Fourier da função de autocorrelação:

$$S_f(w) = \int_{-\infty}^{\infty} R_x(\tau) e^{-iw\tau} d\tau$$
2-53

Onde:

 $R_x(\tau)$ é a função de Autocorrelação que descreve a dependência do valor instantâneo da variável x(t) com o valor da mesma variável no tempo $x(t + \tau)$ calculada em um intervalo de tempo T.

$$R_x(\tau) = \lim_{T \to \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x(t) x(t+\tau) dt$$
 2-54

O espectro de resposta de uma estrutura está relacionado com o espectro de excitação através da equação 2.55:

$$S_{y}(w) = |H(w)|^{2} S_{x}(w)$$
 2-55

Onde, $S_x(w)$ é o espectro de excitação, $S_y(w)$ é o espectro de resposta e H(w) é a função de transferência da estrutura.

A partir da PSD é possível determinar o valor máximo de amplitude de tensão a ser utilizada na avaliação de fadiga através de alguns parâmetros estatísticos definidos a seguir. Os principais parâmetros estatísticos de um processo aleatório podem ser determinados em função dos momentos de densidades espectrais ou momentos espectrais de potência definidos pela equação 2.56.

$$m_n = (2\pi)^n \int_{-\infty}^{\infty} f^n S(f) df = \int_{-\infty}^{\infty} w^n S(w) dw$$
 2-56

O momento de ordem n_i da curva PSD é calculado dividindo-se a curva em intervalos e multiplicando-se este pela respectiva freqüência elevada potência n. O momento n_i é então calculado somando-se os respectivos momentos calculados nos intervalos. Uma interpretação gráfica do cálculo pode ser visto na Figura 26.



Figura 26 – Exemplo genérico de uma densidade espectral de potência – Fonte [SOCIE, 2001].

Este processo é análogo às funções geométricas das propriedades de área. Assim, por exemplo, para um dado processo aleatório, os parâmetros, média e variância correspondem respectivamente ao centro de gravidade e o momento de inércia das figuras planas que representam a função de densidade espectral, por exemplo.

Apenas os momentos m₀, m₁, m₂ e m₄ são suficientes para o cálculo de fadiga.

Outro parâmetro utilizado é o número de cruzamento de zero ascendente que é função dos momentos espectrais dado pela equação 2.57.

$$N_z = \frac{T_s}{T_z}$$
 2-57

Onde, T_s é o tempo total do registro e T_z é o período médio de cruzamento zero que é definido por:

$$T_z = 2\pi \sqrt{\frac{m_0}{m_2}}$$

Calculados os momentos de densidades espectrais, número de cruzamento de zero ascendente e largura de banda do espectro, procede-se, agora, a formulação para estimativa de máximas variações de tensões.

CHAKRABARTI (1987) propôs uma equação para o cálculo das máximas variações de tensões atuantes, obtidas a partir das respostas aleatórias no tempo ou na freqüência dos sinais de tensão definida por:

$$\sigma_{max} = \left[\sqrt{2\ln N_z} + \frac{0.5772}{\sqrt{2\ln N_z}}\right] \sigma_{rms}$$
2-59

Onde $\sigma_{rms} = 2\sqrt{m_0}$

Para o cálculo do dano acumulado no domínio da freqüência e sendo o sinal Gaussiano e de banda estreita, a distribuição dos picos positivos segue uma distribuição de Rayleigh (CARVALHO et al., 2004) cuja função cumulativa de probabilidade é dada por:

$$P(\sigma) = 1 - e^{\left[-\frac{\sigma^2}{2\sigma_{rms}^2}\right]}$$
 2-60

E a Função Densidade de Probabilidade é dada por:

$$p(\sigma) = \frac{dP(\sigma)}{d\sigma} = \frac{\sigma}{\sigma_{rms}^2} e^{\left[-\frac{\sigma^2}{2\sigma_{rms}^2}\right]}$$
2-61

Substituindo a equação $\sigma_{rms} = 2\sqrt{m_0}$ na equação 2.61 encontra-se:

$$p(\sigma) = \frac{\sigma}{4m_0} e^{\left[-\frac{\sigma^2}{8m_0}\right]}$$
2-62

O número de picos que poderá exceder σ é dado pelo número de cruzamento de zero ascendente multiplicado pela probabilidade de ocorrência:

$$n_r = N_z \int_0^\infty p(\sigma) d\sigma$$
 2-63

Finalmente, o dano acumulado será calculado por:

$$D = \frac{n}{N} = \frac{N_z \int_0^\infty p(\sigma) d\sigma}{A \sigma^{-m}} = \frac{N_z \int_0^\infty \left[\frac{\sigma}{4m_0} e^{\left[-\frac{\sigma^2}{8m_0}\right]}\right] d\sigma}{A \sigma^{-m}}$$
2-64

$$D = \frac{N_z}{4A.m_0} \int_0^\infty \sigma^{(1+m)} e^{\left[-\frac{\sigma^2}{8m_0}\right]} d\sigma$$
 2-65

Os processos aleatórios podem ser classificados em *narrow band*, ou banda estreita, que se caracteriza por apresentar um único pico para cada cruzamento ascendente do seu nível médio e *wide band*, ou banda larga, que pode ter vários máximos entre dois cruzamentos ascendentes consecutivos. O maior destes valores é denominado como máximo global e os demais como máximos locais.

A Figura 27 apresenta o comportamento genérico dos dois tipos de bandas.



Figura 27 – Sinais de banda estreita e banda larga e suas autocorrelações e densidade espectral de potência – Fonte [JUNIOR, 2004].

Para a determinação da largura de banda do espectro utiliza-se a equação 2.66.

$$\varepsilon_B^2 = 1 - \left(\frac{N_z}{N_c}\right)^2 = \frac{m_0 m_4 - m_2^2}{m_0 m_4}; \ 0 \le \varepsilon_B \le 1$$
2-66

Onde m₀, m₂ e m₄ são os momentos espectrais de potência definidos pela equação 2.56. Segundo CHAKRABARTI (1987), o valor limite entre os dois tipos de banda é $\varepsilon_B = 0,60$, quando abaixo deste valor o espectro é de banda estreita.

A equação do dano devido à fadiga foi desenvolvida para espectro de resposta de banda estreita. Diante disto Wirsching (CHAKRABARTI, 1987) propôs um fator de correção para banda larga denominado de fator de *rainflow* definido por:

$$D_{BL} = D_{BE}\lambda(m,\varepsilon)$$
 2-67

Onde:

 D_{BL} dano obtido para banda larga;

 D_{BE} dano obtido para banda estreita;

 $\lambda(m,\varepsilon)$ fator de correção que é função do parâmetro da largura de banda definido anteriormente ε_B e do valor m, parâmetro do material (curva SN).

$$\lambda(m,\varepsilon) = a(m) + [1 - a(m)](1 - \varepsilon_B)^{c(m)}$$
2-68

Onde:

a(m) = 0,926 - 0,033mc(m) = 1,587m - 2,323

2.5.4. A Prática Recomendada DNV - RP - C203

Existem diversas Normas e práticas recomendadas para o projeto de estruturas sujeitas ao fenômeno de fadiga, como por exemplo, a British Standard 7608 - 1993 – *Fatigue Design and Assessment of Steel Structures*. Uma Prática Recomendada muito utilizada no projeto de estruturas *offshore* é a DET NORSKE VERITAS RECOMMENDED PRACTICE C203, 2010, *Fatigue design of offshore steel structures*. Este documento apresenta uma série de curvas S-N para detalhes típicos encontrados nos mais diversos projetos. A escolha da curva para determinado projeto depende de diversos fatores, entre eles:

- A geometria do entalhe;
- A direção da aplicação da variação de tensões;
- Método de execução da solda e nível de inspeção;
- Ambiente onde a estrutura irá operar;

Ressalta-se que as curvas apresentadas na Norma, são as curvas médias dos ensaios de fadiga menos dois desvios padrões, isto é, uma probabilidade de sobrevivência de 97,6%.

A Figura 28, que é uma reprodução da Figura 2-7 da DNV RP C203 apresenta as curvas SN para estruturas em ambiente marinho com proteção catódica.

A Petrobras utiliza atualmente em seus projetos de *risers* rígidos a curva D para as tensões atuantes na parede externa da junta circunferencial, a curva E para a parede interna da junta circunferencial e a curva F3 para o projeto de tubos metálicos com *liners*. Algumas qualificações prévias mostraram que a curva F1 seria suficiente para atender aos critérios de projeto, porém decidiu-se por utilizar a curva F3.

A escolha da curva para os projetos é feita da seguinte forma, a partir da geometria da solda (solda circunferencial de topo) é definida a curva de fadiga de acordo com a Norma adotada, neste caso a DNV RP C203 [2010] e então se verifica o dano na estrutura utilizando o histograma de carregamentos. O fator de segurança utilizado atualmente é dez.



Figura 28 – Reprodução da Figura 2-7 da DNV - RP - C203 [2010], curvas de fadiga SN para estruturas em ambiente marinho com proteção catódica.

S-N curve	N curve $N \leq 10^{6}$ cycles		$N > 10^{6}$ cycles Fatigue limit at 10 log \overline{a}_{*} cycles*)	Fatigue limit at 10 ⁷ cycles*)	Thickness exponent k	Stress concentration in the S N detail as derived by the hot
	\mathbf{m}_1	$\log \overline{a}_1$	$m_2 = 5.0$			spot method
B1	4.0	14.917	17.146	106.97	0	
B2	4.0	14.685	16.856	93.59	0	
С	3.0	12.192	16.320	73.10	0.15	
C1	3.0	12.049	16.081	65.50	0.15	
C2	3.0	11.901	15.835	58.48	0.15	
D	3.0	11.764	15.606	52.63	0.20	1.00
E	3.0	11.610	15.350	46.78	0.20	1.13
F	3.0	11.455	15.091	41.52	0.25	1.27
F1	3.0	11.299	14.832	36.84	0.25	1.43
F3	3.0	11.146	14.576	32.75	0.25	1.61
G	3.0	10.998	14.330	29.24	0.25	1.80
W1	3.0	10.861	14.101	26.32	0.25	2.00
W2	3.0	10.707	13.845	23.39	0.25	2.25
W3	3.0	10.570	13.617	21.05	0.25	2.50
Т	3.0	11.764	15.606	52.63	0.25 for SCF ≤ 10.0 0.30 for SCF >10.0	1.00

Figura 29 – Reprodução da Tabela 2-2 da DNV - RP - C203 [2010], valores das constantes das curvas de fadiga SN para estruturas em ambiente marinho com proteção catódica.

Analisando o gráfico da Figura 28 e os valores da tabela da Figura 29, pode-se perceber que as curvas SN da Prática Recomendada da DNV possuem duas inclinações, o primeiro trecho com um coeficiente angular igual a três (m = 3) e o segundo trecho com um coeficiente angular igual a cinco (m = 5). O ponto de inflexão ocorre para o número de

ciclos igual a 10⁶. Outra importante consideração são os SCF's associados a cada curva. Conforme a tabela da Figura 29, o SCF da Curva B1 até a curva D é um. Da Curva D em diante, o SCF aumenta gradativamente. Por exemplo, a Curva F1 possui um SCF de 1.43, o que significa um fator de "penalização" de 1.43, isto é, a curva F3 é igual à curva D "penalizada" de 1.43.

Estas informações serão utilizadas para a definição da curva de fadiga equivalente do histograma de tensões. Todos os resultados serão comparados com as curvas da Norma DNV em virtude de sua utilização nos projetos.

3. Materiais e Métodos

O presente capítulo apresenta as informações do ensaio de tração realizado em dois corpos de prova de Inconel 625 para levantamento das propriedades mecânicas e uma descrição da modelagem numérica utilizando o software de elementos finitos ANSYS v12.1 [ANSYS, 2009] dos cincos modelos do tubo com *liner* metálico. Os resultados serão apresentados no capítulo 4.

3.1. Propriedades mecânicas do Inconel 625

Com a finalidade de caracterizar as propriedades mecânicas do material realizou-se ensaio de tração em dois corpos-de-prova (CP) no Laboratório de Propriedades Mecânicas do Programa de Engenharia Metalúrgica e de Materiais, na temperatura ambiente, utilizando uma máquina EMIC DL 10000 de 100 kN de capacidade, com velocidade de deslocamento do travessão de máquina de 1mm/min.



Figura 30 – Corpos de prova utilizados no ensaio de tração.

Os resultados dos ensaios de tração serão apresentados no item 4.1.

3.2. Descrição da modelagem numérica

O nível de tensões atuantes é fundamental para a avaliação de fadiga de uma estrutura. As formulações analíticas existentes podem ser aplicadas a algumas configurações estruturais simplificadas. Ocorre que o comportamento do tubo externo e do *liner* durante a fabricação pode ser compreendido de forma mais precisa utilizando métodos numéricos, como o método de elementos finitos. As não-linearidades devido ao material e contato existente tornam a análise mais complexa.

Com o objetivo de obter a força de contato entre o *liner* e o tubo externo e calcular as tensões atuantes após a fabricação e sob os carregamentos operacionais, optou-se por modelar os tubos utilizando o software ANSYS v12.1 e v13.

Os modelos utilizados nesta análise estão resumidos na Tabela 2 e serão detalhados separadamente. Todos os modelos foram realizados utilizando a linguagem de programação APDL (*Ansys Parametric Design Language*) e encontram-se anexos a esta Dissertação.

Os modelos que possuem a solda não consideraram o processo de soldagem, isto é, o modelo não é térmico, somente estrutural. Não existem tensões residuais devido ao processo de soldagem. No capítulo de sugestões para trabalhos futuros é proposto o desenvolvimento de um modelo termo-estrutural.

MODELO	DESCRIÇÃO	OBJETIVO	REFERÊNCIA
Ι	Modelo axissimétrico do <i>liner</i> e do tubo externo durante a fabricação sem a solda de selagem	Obter as tensões atuantes durante a fabricação, que será informação de entrada para o modelo II.	Figura 28
П	Modelo axissimétrico do <i>liner</i> e do tubo externo com a solda de selagem modelada	Avaliar o contato entre o <i>liner</i> e o tubo externo e obter a variação de tensões na solda de selagem devido a cargas axissimétricas aplicadas no tubo externo.	Figura 34
III	Modelo axissimétrico do <i>liner</i> e do tubo externo com trinca para calcular o fator geométrico Y	Obter o fator de forma Y para ser utilizado na Lei de Paris generalizada	
IV	Modelo em três dimensões do <i>liner</i> e tubo externo sem a solda.	Obter as tensões atuantes durante a fabricação que será informação de entrada para o modelo II.	Figura 36
V	Modelo em três dimensões do <i>liner</i> e tubo externo.	Avaliar a variação de tensões na solda de selagem devido a cargas não axissimétricas aplicadas no tubo externo.	Figura 36

Tabela 2 – Descrição dos modelos numéricos.

Os materiais constituintes do *liner* e do tubo externo foram modelados como Multilineares e são apresentados nas Figura 31 e Figura 32. O *liner* interno e a solda possuem as mesmas propriedades mecânicas do Inconel 625, já o tubo externo possui as propriedades do aço X-65. Analisando os gráficos é possível concluir que o grau de encruamento do aço X-65 é maior do que do Inconel 625.



Figura 31 - Curva tensão x deformação para o aço X-65 (ANSYS).



Figura 32 - Curva tensão x deformação para o Inconel 625 (ANSYS).

3.2.1. Modelo I

3.2.1.1. Geometria

O primeiro modelo é do tipo axissimétrico, apresentado na Figura 33. A vantagem de se utilizar este tipo de abordagem é o ganho de tempo computacional, já que um número consideravelmente menor de nós e elementos serão utilizados em relação a um modelo 3D. É composto pelos tubos, interno e externo, em suas dimensões originais apresentadas na Tabela 3. O comprimento dos tubos é de seis vezes o raio do tubo externo.

Componente	Dimensão	Valor (mm)
Liner	Espessura	3.4
Linei	Diâmetro	175.8
Tubo externo	Espessura	14.2
	Diâmetro	217.5

Tabela 3 – Dimensões dos tubos.



Figura 33 – Partes constituintes do modelo 1.

3.2.1.2. Malha de Elementos Finitos

Elementos planos (Elemento no ANSYS - Plane 183) foram utilizados na discretização da geometria. A malha de elementos finitos foi refinada o suficiente na região próxima à solda para obtenção de resultados satisfatórios.



Figura 34 – Detalhe da geometria discretizada na região onde será realizada a solda.

3.2.1.3. Condições de contorno

O deslocamento na direção Y dos nós na parte inferior do *liner* e do tubo externo foi restrito a zero (Figura 35) e o deslocamento em Y dos nós da parte superior foi acoplado para evitar a flexão desta região (Figura 36).



Figura 35 – Restrição nodal.



Figura 36 - Deslocamento acoplado.

O contato existente entre o *liner* e o tubo externo foi modelado como "deformáveldeformável" e o tubo externo e a matriz como "rígido-deformável"; elementos CONTA172 e TARGE169 foram utilizados. A Figura 37 apresenta os contatos através de linhas vermelhas.



Figura 37 – Contatos no modelo I.

3.2.1.4. Condição de carregamento

A primeira análise consiste da etapa de fabricação em que as pressões, apresentadas na Figura 38, são aplicadas na parede interna do *liner* do modelo I, em função do tempo. O objetivo é simular a fabricação e verificar a influência da variação da pressão de fabricação na força de contato entre o *liner* e o tubo externo, denominada de *grip-force*. Quanto menor for a pressão durante a fabricação, menor será a *grip-force*. Isto quer dizer que, durante a operação, uma parcela maior de carregamento aplicado à parede do tubo externo será transferida ao *liner* e consequentemente à solda de selagem.

Após a convergência do primeiro modelo, as deformações plásticas e elásticas são gravadas e aplicadas ao modelo II, apresentado na Figura 38, como condição inicial de carregamento através do comando INISTATE do ANSYS. No modelo II as condições iniciais do modelo I serão aplicadas e em seguida a solda será modelada. Assim, procura-se representar a solda de vedação realizada após a fabricação.

A partir do gráfico de pressão de fabricação apresentado pela empresa fabricantes de tubos bi-metálicos Butting, seis casos de carregamento foram aplicados considerando fatores de modificação dos valores do gráfico com objetivo de avaliar a pressão de contato entre os tubos. O gráfico da Figura 33 é considerado ideal, por isto o fator de multiplicação é 1 (100%), os outros fatores considerados são: 75%, 80%, 90%, 95%, 100% e 110%.

A variação da pressão foi aplicada na parede interna do liner.



Figura 38 – Gráfico de pressurização durante a fabricação – Fonte [Butting].

3.2.2. Modelo II

3.2.2.1. Geometria

O segundo modelo também é do tipo axissimétrico (Figura 39), porém o *liner* e o tubo externo estão conectados pela solda.



Figura 39 – Partes constituintes do modelo II.

A Figura 40 apresenta uma visão do modelo axissimétrico expandido (apenas para visualização). O elemento em cinza representa a matriz da fabricação. Por possuir uma rigidez muito superior a do *liner* e do tubo, optou-se por modelá-la como elemento rígido.



Figura 40 – Modelo 2 axissimétrico expandido.

3.2.2.2. Malha de Elementos Finitos

Elementos planos (Elemento no ANSYS - Plane 183) foram utilizados na discretização da geometria. A mesma numeração de nós e elementos foi utilizada, pois as tensões resultantes e armazenadas do modelo I são aplicadas no modelo II nos mesmos números de nós.

3.2.2.3. Condições de contorno

As mesmas condições de contorno do modelo I foram aplicadas no modelo II. O deslocamento na direção Y dos nós na parte inferior do liner e do tubo externo foi restringido a e o deslocamento em Y dos nós da partes superior foi acoplado para evitar a flexão desta região. O contato também foi mantido, retirando apenas onde existe a solda.

3.2.2.4. Condições de carregamento

Primeiramente as tensões oriundas do modelo I foram aplicadas no modelo II através do comando INISTATE do ANSYS e a seguir variações de tensões foram aplicadas com o objetivo de avaliar as variações de tensão na região da solda de selagem conforme a Tabela 4. Para todas as variações de tensão foi considerada uma tensão média de 80 MPa. Este valor de tensão média é comum nos projetos de *risers* rígidos da Petrobras.



Tabela 4 – Resumo das condições de carregamento para o modelo axissimétrico.

3.2.3. Modelo III

3.2.3.1. Geometria

O terceiro modelo também é do tipo axissimétrico (Figura 41), porém o *liner* e o tubo externo estão conectados pela solda.



Figura 41 – Partes constituintes do modelo III.

3.2.3.2. Malha de Elementos Finitos

Elementos planos (Elemento no ANSYS - Plane 183) foram utilizados na discretização da geometria. A mesma numeração de nós e elementos foi utilizada, pois as tensões resultantes e armazenadas do modelo I são aplicadas no modelo II nos mesmos números de nós.



Figura 42 – Malha de elementos finitos na região da solda.



Figura 43 – Detalhe da malha na região da trinca.

3.2.3.3. Condições de contorno

As mesmas condições de contorno do modelo II foram aplicadas no modelo III. O deslocamento na direção Y dos nós na parte inferior do *liner* e do tubo externo foi restringido a zero e o deslocamento em Y dos nós da partes superior foi acoplado para evitar a flexão desta região. O contato também foi mantido, retirando apenas onde existe a solda.

3.2.3.4. Condições de carregamento

Foi considerada apenas uma tensão média de 80 MPa com alguns tamanhos de defeitos, conforme a Tabela 5. Estes valores foram escolhidos arbitrariamente entre um valor considerado não detectável por qualquer ensaio não destrutivo e um tamanho de feito superior a metade da espessura do *liner* de inconel.

Tensão aplicada	Altura do defeito (mm)
	0.2
	0.5
80 MPa	1.0
	1.5
	2.0

Tabela 5 - Resumo das condições de carregamento para o modelo axissimétrico III.

3.2.4. Modelo IV e Modelo V

3.2.4.1. Geometria

Além dos carregamentos axissimétricos, o *liner* também está sujeito a ação de momentos fletores. Neste caso, modelos axissimétricos não podem ser utilizados. Para este caso, optou-se por um modelo em três dimensões (3D) com o objetivo de avaliar as tensões na região de interesse e assim aplicar um carregamento no modelo axissimétrico que produza a mesma distribuição de tensões. Esta abordagem fez-se necessária em virtude do elevado tempo computacional para modelos em três dimensões.

O terceiro modelo é do tipo 3D em virtude dos carregamentos não assimétricos. Dois modelos foram gerados, o primeiro (Figura 44) sem a solda, para simulação da fabricação e o segundo (Figura 45) com a solda.

3.2.4.2. Malha de Elementos Finitos

Elementos sólidos com vinte nós (Elemento no ANSYS – Solid 186) foram utilizados na discretização da geometria. Na região da solda realizou-se um maior refinamento.



Figura 44 – Malha de elementos finitos do Modelo IV (Etapa 1, sem a solda).



Figura 45 – Malha de elementos finitos do Modelo V (Etapa 2).

3.2.4.3. Condições de contorno

As mesmas condições de contorno do modelo I foram aplicadas no modelo II. O deslocamento na direção Y dos nós na parte inferior do *liner* e o deslocamento em Z dos nós da região de simetria do tubo externo foram restringidos a zero. Para evitar o movimento de corpo rígido alguns nós da parte inferior foram fixados na direção x.



Figura 46 – Condições de contorno dos Modelos IV e V.
O contato entre a parede externa do *liner* e a parede interna do tubo externo foi modelado com elementos TARGE170 e CONTA174 do ANSYS.



Figura 47 – Contato no Modelo IV e V.

3.2.4.4. Condições de carregamento

Primeiramente as tensões oriundas do modelo I foram aplicadas no modelo II através do comando INISTATE do ANSYS e a seguir valores de momento foram aplicados conforme a Tabela 6.



Figura 48 – Carregamento aplicado.

Pressão de contato	Fração do momento aplicado	Valor do momento
	25%	
100%	50%	
	75%	
	25%	-
87.5%	50%	10 ⁸ N.mm
	75%	-
	25%	-
75%	50%	-
	75%	

Tabela 6 – Casos de carregamento.

O valor do momento igual a $10^8 N.mm$ foi arbitrado como, aproximadamente, 50% do valor do momento que inicia a plastificação na parede externa do tubo calculado a seguir:

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \longrightarrow M = \frac{\sigma_y I}{R_{externo}}$$

$$I = \frac{\pi}{64} \left(D_{\text{int erro}}^{4} - D_{\text{externo}}^{4} \right) = \frac{\pi}{64} \left[217,5^{4} - (217,5 - 2x14,2)^{4} \right] = 47.084.069,9 \text{mm}^{4}$$

$$M = \frac{448x47084069,9}{\frac{217,5}{2}} = 193964720.3N.mm$$

4. Resultados e discussões

O presente capítulo apresenta os resultados do ensaio de tração, os resultados dos modelos numéricos, o levantamento das propriedades mecânicas do Inconel 625 e, finalmente, os cálculos da curva de fadiga estimada.

4.1. Parâmetros de material do Inconel 625

4.1.1. Resultados do ensaio de tração

A Figura 49 apresenta os gráficos tensão x deformação obtidos a partir dos ensaios de tração realizados nos dois corpos de provas.



Figura 49 – Gráfico tensão x deformação do ensaio de tração.

A Tabela 7 apresenta as propriedades mecânicas do Inconel 625 obtidas do ensaio de tração acima e a Tabela 8 apresenta as propriedades do Inconel 625 disponíveis no site da empresa *Special Metals* [www.specialmetals.com, Julho de 2011].

1	Limite Resistência		Limite Escoamento		Alongamento	Dureza
	kgf/mm²	MPa	kgf/mm²	MPa	%	HV
	70,0	687	39,4	386	33,5	224

Tabela 7 – Propriedades mecânicas do Inconel 625.

Tabela 8 – Propriedades mecânicas do Inconel 625 (Fonte: Special Metals Corporation).

Form and Condition	Tensile Strength		Yield Strength (0.2% Offset)		Elongation	Reduction of Area	Hardness, Brinell
	ksi	MPa	ksi	MPa	%	%	Dimon
ROD, BAR, PLATE							
As-Rolled	120-160	827-1103	60-110	414-758	60-30	60-40	175-240
Annealed	120-150	827-1034	60-95	414-655	60-30	60-40	145-220
Solution-Treated	105-130	724-896	42-60	290-414	65-40	90-60	116-194
SHEET and STRIP							
Annealed	120-150	827-1034	60-90	414-621	55-30	1	145-240
TUBE and PIPE, COLD-DRAWN							
Annealed	120-140	827-965	60-75	414-517	55-30		-
Solution-Treated	100-120	689-827	40-60	276-414	60-40	-	—

4.1.2. Parâmetros da Lei de Paris para o Inconel 625

As propriedades relativas à Lei de Paris para o Inconel 625 foram obtidas a partir de um relatório de um JIP (*Joint Industry Project*) realizado pelo TWI (*The Weld Institute*) no qual a Petrobras participou. Um dos objetivos do documento foi obter os parâmetros da Lei de Paris para o Inconel 625 a partir de resultados de ensaios apresentados na Figura 50.



Figura 50 – Gráfico da/dN x ΔK para o Inconel 625 [Fonte: Relatório 14134/26a/05 do TWI].

Os parâmetros da Lei de Paris que serão utilizados na previsão da curva de fadiga do Inconel 625 são:

$$C = 2.86x10^{-13} \frac{mm}{MPa\sqrt{mm}}$$
$$m = 2.9$$

A Figura 51 reproduz um gráfico do relatório do TWI onde são comparados os resultados da curva da/dN do Inconel com outros resultados de ensaio para o aço carbono, Superduplex e uma liga de Titânio. Comparado ao aço carbono manganês, todas as ligas CRA's (Superduplex, Titânio e Inconel 625) apresentam uma significativa redução na taxa de propagação da trinca.



Figura 51 – Comparação das curvas da/dN entre materiais [Fonte: Relatório 14134/26a/05 do TWI].

Esta reduzida taxa de propagação faz com que a curva de fadiga do Inconel 625 seja superior a curva do aço utilizando as mesmas condições de ensaio.

4.1.3. Parâmetros de Wohler (Curva SN) para o Inconel 625

Existe um grande número de artigos com as propriedades da Lei de Paris para o Inconel, porém o mesmo não ocorre com as propriedades relativas a curva SN. O capítulo seis da Norma americana MIL-HDBK-5H (1998) apresenta curvas de fadiga para ligas de Níquel, incluindo o Inconel 625. No entanto, os resultados são para materiais recozidos que, consequentemente, apresentam uma elevada vida à fadiga. No caso dos tubos com *liners*

metálicos, o Inconel 625 não é do tipo recozido. Assim, uma das poucas fontes disponíveis com dados sobre ensaio de fadiga do Inconel 625 é o site da empresa *Special Metals* [*www.specialmetals.com*, Julho de 2011], cujos dados serão utilizados nesta Dissertação.

O gráfico da Figura 52 apresenta pontos do ensaio SN do Inconel 625 a partir das informações disponíveis no site da empresa *Special Metals*. Utilizando estes pontos pode-se ajustar uma curva que represente a curva SN, conforme a Figura 53.



Figura 52 – Pontos do ensaio de fadiga SN para o Inconel 625.



Figura 53 – Curva SN do Inconel 625.

A equação da linha de tendência apresentada na Figura 53 representa a equação da curva de fadiga do Inconel 625. Para a obtenção dos parâmetros é necessário ajustar a equação para que possa ser comparada com a equação 2-16.

$$y = 312609x^{-0.3428}$$
$$x^{0.3428} = \frac{312609}{y}$$
$$x = \left(\frac{312609}{y}\right)^{\frac{1}{0.3428}}$$

Onde x é o número de ciclos e y é a tensão em MPa. Comparando com a equação 2-16 chega-se a:

$$N = \frac{1.07 x 10^{16}}{\Delta \sigma^{2.9}}$$

Logo os parâmetros da equação de Wohler são:

$$\overline{C} = 10^{16}$$
$$k = 2.9$$

Esta curva representa uma curva média de ensaio de fadiga do Inconel 625 sem algum SCF ou solda. Lembrando que as curvas das Normas são as curvas de projeto, isto é, as curvas médias subtraindo dois desvios padrão, é necessário então subtraí-los da curva média do Inconel para torná-la equivalente à curva B1 para o aço da Norma da DNV. O valor do desvio padrão não está disponível, assim, foi considerado o mesmo desvio padrão de 0.2, recomendado no Apêndice D da Norma DNV RP C-203.

A Figura 54 apresenta uma comparação entre a curva média B1 da DNV e a curva SN do Inconel 625. A curva de projeto é a curva média menos dois desvios padrão, conforme a equação 2-14.

Esta Figura confirma os resultados apresentados na Figura 51, onde a taxa de propagação de trinca do Inconel é mais lenta do que do aço C-Mn, resultando, conseqüentemente, uma melhor vida à fadiga conforme a Figura 54.



Figura 54 – Comparação entre a Curva SN média B1 da DNV e a curva SN do Inconel 625.

Utilizando os mesmos valores dos SCF's para cada curva da Norma DNV (Figura 29), podem-se estimar as curvas de fadiga para o Inconel 625 equivalentes, conforme a Figura 55.



Figura 55 – Curvas SN do Inconel 625 com os SCF's da Norma DNV RP C203.

4.2. Resultados da modelagem numérica

4.2.1. Variação da grip force

A Figura 56 apresenta a variação da pressão de contato no modelo para seis casos de variação da pressão de fabricação extraídos dos modelos numéricos. O eixo das abscissas apresenta o comprimento do tubo em milímetros e o eixo das ordenadas a pressão em MPa. Nota-se que uma pressão elevada se desenvolveu na região aproximada do comprimento de 50 mm em virtude da flexão que ocorre nesta região devido à aplicação da pressão de fabricação.



Figura 56 – Variação da Força de contato (*grip force*) ao longo do comprimento do tubo para diversas pressões de fabricação.

A Figura 57 apresenta uma ampliação da Figura 56 relativa à região inicial do comprimento do tubo, de zero a trinta milímetros.



Figura 57 - Ampliação do gráfico da Figura 56.

O anexo II apresenta os gráficos da variação da pressão no modelo obtidos do software ANSYS.

A partir dos resultados apresentados na Figura 56, calcula-se a pressão média de contato entre o tubo externo e o *liner* em função da variação da pressão de fabricação. O resultado é apresentado na Figura 58 onde o eixo das abscissas apresenta a porcentagem da pressão aplicada durante a fabricação (Figura 38), o eixo das ordenadas do lado esquerdo a pressão de contato média entre o tubo externo e o *liner* interno em MPa e o eixo vertical do lado direito a força de contato em toneladas.

Nota-se que uma pequena variação na pressão de fabricação, 95 % da pressão prevista na Figura 38, promove uma acentuada diminuição da força de interação (*Grip Force*). Para uma aplicação de carga de 100 % da pressão de fabricação a *grip force* é da ordem de 66 toneladas enquanto que a 95 % da pressão de fabricação a *grip force* reduz para aproximadamente 7.7 ton.



Figura 58 – Variação da força de interferência entre o *liner* e o tubo externo.

4.2.2. Variação da tensão na região da solda de selagem

Para a obtenção da curva SN é necessário conhecer o carregamento na região da solda de selagem. Para isto, modelos numéricos foram elaborados conforme o item 3.2, onde foram aplicadas diversas variações de carregamento no tubo. A seguir, os resultados da modelagem numérica são apresentados, utilizando gráficos.

A Figura 58, Figura 59 e Figura 60 apresentam os resultados da tensão de membrana na solda (Modelo II) em virtude de carregamentos aplicados na parede dos tubos, conforme a Tabela 4.



Figura 59 – Variação da tensão de membrana na solda devido à tensão de membrana no tubo.



Figura 60 - Variação da tensão de membrana na solda devido à tensão de flexão interna no tubo.



Figura 61 - Variação da tensão de membrana na solda devido à tensão de flexão externa no tubo.

A Figura 62 e a Figura 63 apresentam os resultados da tensão de membrana na solda (Modelo V) em virtude dos momentos aplicados na parede dos tubos, conforme a Tabela 7.



Figura 62 - Variação da tensão de membrana na solda devido ao momento aplicado no tubo.



Figura 63 – Variação da tensão de flexão na solda devido ao momento aplicado no tubo.

Apesar de existir uma pequena diferença, pode-se concluir que a solda de selagem está sujeita aos mesmos níveis de tensão a que o duto está sujeito. Sendo assim, o mesmo histograma das tensões no *riser* será utilizado nas análises de fadiga da solda de selagem.

4.3. Histograma de carregamento

As cargas operacionais foram extraídas dos histogramas de carregamentos utilizados nos projetos de *riser* rígido da Petrobras. O primeiro histograma representa a primeira solda no topo do *riser* onde o carregamento é mais severo e a outro histograma de uma região intermediária (entre o topo e o TDZ) onde o carregamento é menos severo. Estes histogramas (Figura 64 e Figura 65) apresentam os resultados de tensões em oito pontos na seção transversal do tubo. O ponto 4 apresenta o maior dano acumulado para o caso do trecho com carregamento menos severo. Diante disto, o espectro de tensões utilizado no estudo será o espectro relativo aos pontos 4 e 8, respectivamente para cada trecho.



Figura 64 - Histograma de tensões para o trecho com carregamento menos severo.



Figura 65 - Histograma de tensões para o trecho com carregamento mais severo.

Existe uma forma de visualizar um determinado histograma de forma a interpretar melhor os resultados e verificar sua influência no dano estrutural. Esta forma de visualização é apresentada na Figura 66 onde o eixo das abscissas representa o logaritmo Neperiano da probabilidade ocorrência de cada intervalo de tensões. Verifica-se que o carregamento no trecho da solda localizada no topo do *riser* é mais crítico.



Figura 66 – Histograma de tensões para o trecho com *liner*.

4.3.1. Ajuste da função de Weibull no histograma de tensões.

A partir dos valores de tensão e número de ciclos do histograma, é possível ajustar uma distribuição estatística de Weibull que represente o fenômeno.



Figura 67 - Histograma de tensões para o ponto 4 do trecho com carregamento menos severo.

Utilizando a equação 2-11 pode-se ajustar uma Função Densidade de Probabilidade de Weibull que melhor represente o histograma da Figura 67. Não será necessário ajustar uma função de Weibull para o trecho com tubos cladeados, já que este histograma será utilizado apenas como comparação.

$$f(x) = 0.95 \left(\frac{x+2.2}{1}\right)^{-0.05} e^{-\left(\frac{x+2.2}{1}\right)^{0.95}}$$
4-1

E a Função Cumulativa de Probabilidade (Figura 69):

$$f(x) = 1 - e^{-\left(\frac{x+2.2}{1}\right)^{0.95}}$$
4-2



Figura 68 – Histograma de carregamentos e ajuste da função de Weibull.



Figura 69 – Função cumulativa de probabilidade da função de Weibull.

A partir da função de Weibull calcula-se a variação da tensão média atuante utilizando a equação 2.10, que será utilizada na definição do tamanho do defeito superficial limítrofe entre as metodologias SN e da/dN. Este resultado deverá ser somado ao valor 2.2MPa que é o parâmetro de localização na função de Weibull ajustada.

$$\overline{\sigma} = 1\Gamma\left(1 + \frac{1}{0.95}\right) + 2.2MPa = 3.023MPa$$
 4-3

4.3.2. Curva de fadiga equivalente para o histograma de tensões.

Para a visualização e comparação da curva de fadiga da Norma da DNV, utilizada no projeto, com o histograma de tensões atuante na estrutura, é necessário encontrar uma curva de fadiga equivalente para o histograma de tensões. Para isto duas considerações serão feitas. A primeira é que a curva a ser determinada irá possuir a mesma inclinação das curvas D e F3 da Norma da DNV e a segunda é que terá o mesmo ponto de inflexão, isto é, em 10⁶ ciclos. O objetivo é apenas verificar se a curva SN equivalente calculada para o

histograma está compatível com as curvas SN da DNV utilizadas no projeto. Será necessário também calcular uma curva SN equivalente para os histogramas com apenas uma inclinação, para posterior comparação com a Lei de Paris generalizada.



Figura 70 – Curva SN esquemática para obtenção da curva SN equivalente ao histograma de tensões.

Equação do trecho 1 $(N \le 10^6)$:

$$N_1 = \frac{\overline{C}_1}{\Delta \sigma^3}$$

Equação do trecho 2 $(N \ge 10^6)$:

$$N_2 = \frac{\overline{C}_2}{\Delta \sigma^5}$$

No ponto de inflexão $N_1 = N_2$, logo:

$$\frac{\overline{C}_1}{\left(\Delta\sigma_{N=10^6}\right)^3} = \frac{\overline{C}_2}{\left(\Delta\sigma_{N=10^6}\right)^5} \longrightarrow \overline{C}_2 = \overline{C}_1 \left(\Delta\sigma_{N=10^6}\right)^2$$
4-6

A variação de tensão para $N = 10^6$ também pode ser definida em função de $\overline{C_1}$:

$$10^{6} = \frac{\overline{C_{1}}}{\left(\Delta\sigma_{N=10^{6}}\right)^{3}} \longrightarrow \Delta\sigma_{N=10^{6}} = \frac{\sqrt[3]{\overline{C_{1}}}}{100}$$

$$4-7$$

Substituindo 4-7 em 4-6 tem-se que:

$$\overline{C}_2 = \overline{C}_1 \left(\frac{\sqrt[3]{a_1}}{100}\right)^2 \longrightarrow \overline{C}_2 = \frac{\overline{C}_1^{\frac{5}{3}}}{10^4}$$

Substituindo 4-8 em 4-5:

$$N_{2} = \frac{\frac{\overline{C}_{1}^{5}}{10^{4}}}{\Delta\sigma^{5}}$$
 4-9

A curva de fadiga equivalente para o histograma de tensões irá ocorrer quando o dano da equação 2-34 for igual a 1.

$$D = \sum_{i=1}^{j} \frac{n_i}{N_i}$$

$$D_{trecho1} + D_{trecho2} = 1$$

$$\left(\sum_{i=1}^{j} \frac{n_i}{N_i}\right)_{Trecho1} + \left(\sum_{i=1}^{j} \frac{n_i}{N_i}\right)_{Trecho2} = 1$$

$$\left(\sum_{i=1}^{j} \frac{n_i}{\overline{C_1}}\right)_{Trecho1} + \left(\sum_{i=1}^{j} \frac{n_i}{\overline{C_1^5_3}}\right)_{Trecho2} = 1$$

$$4-10$$

Os valores de n_i e de $\Delta \sigma_i$ são encontrados no histograma de tensões. A equação 4-7 pode ser resolvida com o auxílio de uma planilha eletrônica e os resultados podem ser visualizados no gráfico SN conforme a Figura 71.

Os valores das incógnitas calculadas foram:

Para o trecho com carregamento menos severo:

$$\overline{C}_1 = 2,52.10^{11}$$

 $\overline{C}_2 = 1,01.10^{15}$

Para o trecho com carregamento mais severo:

$$\overline{C}_1 = 6,41.10^{11}$$

 $\overline{C}_2 = 4,77.10^{15}$

4-8



Figura 71 - Curva SN equivalente aos histogramas de carregamentos.

A Figura 72 apresenta uma comparação entre as curvas SN calculadas para os histogramas e as curvas D e F1 da Norma DNV. Pode-se verificar que as curvas calculadas estão bem próximas de suas respectivas curvas na Norma, o que garante que os resultados estão coerentes.



Figura 72 – Comparação entre as curvas SN da Norma da DNV e as curva SN equivalente aos histogramas de carregamentos.

Para a visualização e comparação do histograma de carregamento com a Lei de Paris generalizada, que será realizada no item 4.5, será necessário também calcular curvas para os histogramas com uma inclinação somente.



Figura 73 - Curva SN equivalente aos histogramas de carregamentos.

Para o trecho com carregamento menos severo:

$$a_1 = 4,66.10^{11}$$

Para o trecho com carregamento mais severo:

 $a_1 = 1,19.10^{12}$

4.4. Determinação do tamanho do defeito limite (a)

Para a utilização da Lei de Paris generalizada é necessário, nesta etapa do trabalho, definir uma altura de defeito superficial limítrofe entre as metodologias de fadiga SN e da/dN. A partir da equação 2.29, suprimindo o fator Δa e igualando com Wohler (2.16), tem-se que:

$$\frac{1}{CY^m \Delta \sigma^m \pi^{\frac{m}{2}}} \frac{\left[\left(a_c \right)^{\left(1-\frac{m}{2}\right)} - \left(a \right)^{\left(1-\frac{m}{2}\right)} \right]}{1-\frac{m}{2}} = \frac{\overline{C}}{\Delta \sigma^k}$$

$$4-11$$

Porém como $a_c é$ muito grande $(a_c)^{\left(1-\frac{m}{2}\right)} \rightarrow 0$, logo:

$$\frac{1}{CY^{m}\Delta\sigma^{m}\pi^{\frac{m}{2}}} \frac{\left[-(a)^{\left(1-\frac{m}{2}\right)}\right]}{1-\frac{m}{2}} = \frac{\overline{C}}{\Delta\sigma^{k}}$$
4-12

E finalmente chega-se a:

$$a = \left\{ \left[\frac{m}{2} - 1 \right] \left[\overline{C}CY^m \pi^{\frac{m}{2}} \Delta \sigma^{(m-k)} \right] \right\}^{\left| \frac{1}{1 - \frac{m}{2}} \right|}$$
4-13

)

1

A equação 4-13 define o tamanho de defeito limite entre as metodologias de projeto baseadas nas curvas SN e na mecânica da fratura (da/dN). O fator geométrico Y, presente na equação 4-13, também é uma função da altura do defeito "a". Sendo assim, é necessário desenvolver a equação 4-13 considerando um fator geométrico em função de "a" (Y(a)) de uma trinca superficial externa no *liner*, orientada circunferencialmente.

A Norma BS 7910 [2005] apresenta as equações que definem o fator geométrico para este tipo de defeito e são reproduzidas a seguir.

$$Y = M f_w M_m$$
 4-14

Onde, para $0 \le \frac{a}{2c} \le 0.5$:

$$M = 1$$

$$f_w = 1$$

$$M_m = \frac{\left\{M_1 + M_2\left(\frac{a}{B}\right)^2 + M_3\left(\frac{a}{B}\right)^4\right\}gf\theta}{\Phi}$$

$$M_1 = 1.13 - 0.09\left(\frac{a}{c}\right)$$

$$M_2 = \left\{\frac{0.89}{0.2 + \left(\frac{a}{c}\right)}\right\} - 0.54$$

$$M_3 = 0.5 - \frac{1}{\left\{0.65 + \left(\frac{a}{c}\right)\right\}} + 14\left\{1 - \left(\frac{a}{c}\right)\right\}^{24}$$

$$g = 1$$

$$f\theta = 1$$

$$\Phi = \left\{1 + 1.464\left(\frac{a}{c}\right)^{1.65}\right\}^{0.5}$$

O anexo C da Norma API – 579 [2007] também apresenta equações e tabelas para o cálculo do fator geométrico para este tipo de trinca. O objetivo é realizar uma comparação com os resultados calculados utilizando o modelo de elementos finitos (Modelo III). Os resultados estão apresentados na Figura 74.

4-15



Figura 74 - Variação do fator de forma com a altura do defeito superficial.

A Figura 75 apresenta a curva exponencial ajustada aos resultados do modelo III de elementos finitos.



Figura 75 – Ajuste de função ao fator de forma.

Assim o fator de forma é dado pela expressão:

 $Y(a) = 0.9578e^{0.3185a}$

4-16

Substituindo na equação 4-13:

$$a = \left\{ \left[\frac{m}{2} - 1 \right] \left[\overline{C}C(0.9578e^{0.3185a})^m \pi^{\frac{m}{2}} \Delta \sigma^{(m-k)} \right] \right\}^{\left(\frac{1}{1-\frac{m}{2}}\right)}$$
4-17

Substituindo os parâmetros de Wohler e os parâmetros da Lei de Paris na equação 4-17 pode-se calcular a altura do defeito limite entre as metodologias SN e da/dN.

$$\overline{C} = 10^{16}$$

$$k = 2.9$$

$$C = 2.86 \times 10^{-13} \frac{mm}{MPa\sqrt{mm}}$$

$$m = 2.9$$

$$\Delta \sigma = 3.023 MPa , \text{ média das}$$
equação 2-10.

Resolvendo a equação 4-12 com os parâmetros apresentados anteriormente chega-se a:

variações das tensões calculada no item 4.2 utilizando a

 $a = 4.06 \times 10^{-9} mm$ para $\Delta \sigma = 3.023 MPa$

Em virtude do valor de \overline{C} ter sido obtido de uma única fonte de dados, optou-se por realizar uma análise de sensibilidade. A Figura 76 apresenta um gráfico onde o eixo das abscissas representa o $\log(\overline{C})$ e o eixo das ordenadas o $\log(a)$. O tamanho de defeito está representado em formato logarítmico apenas para visualização, já que seus valores são pequenos.



Figura 76 – Gráfico que relaciona o parâmetro de Wohler log(C) e o tamanho de defeito "a" limite entre as metodologias SN e da/dN.

4.5. Previsão do comportamento a fadiga

Utilizando a Lei de Paris Generalizada (equação 2.33 reescrita abaixo) e utilizando alguns valores de alturas de defeitos, foi possível calcular as respectivas curvas de fadiga.

$$N_{c}^{p*} \approx \frac{1}{CY^{m} \Delta \sigma^{m} \pi^{\frac{m}{2}}} \frac{\left[\left(a + \left(\frac{\Delta \sigma^{k-m} Y^{-m}}{C\overline{C}\pi^{\frac{m}{2}} \left(\frac{m}{2} - 1 \right)} \right)^{\frac{1}{m-1}} \right)^{\left(1-\frac{m}{2}\right)} \right]}{\frac{m}{2} - 1}$$

$$4-18$$

A Figura 77 apresenta as curvas SN de fadiga do Inconel a partir da equação da Lei de Paris generalizada, para diversos tamanhos de "a".

Para efeito de comparação, está no gráfico também a curva SN do Inconel obtida no site da empresa *Special Metals*, representada pela curva da extrema direita. Conforme o aumento

do tamanho do defeito, as curvas SN vão se deslocando para a esquerda, se afastando da curva SN original. Para defeitos muito pequenos, a curva da Lei de Paris generalizada se aproxima da curva SN original, segunda curva da direita para a esquerda.

Pode-se concluir que as curvas SN geradas utilizando a Lei de Paris generalizada, representam a curva SN original "penalizadas" de um fator "F" em virtude da existência de um defeito original. Os ciclos para a fase de iniciação deste defeito e a propagação inicial já ocorreram, consequentemente estes números de ciclos deverão ser subtraídos da curva original "penalizando-a" de um fator F.

Estas curvas são úteis para avaliações de estruturas sujeitas a carregamentos cíclicos em que a qualidade da solda não seja elevada. Por exemplo, se os métodos de inspeção não garantem a detecção de defeitos menores do que 2 mm em determinada solda, no projeto poderia ser utilizada a curva da Lei de Paris generalizada para 2 mm. Assim o projeto estaria considerando a presença daquele defeito pelo uso de uma "penalização" na curva original. A mecânica da fratura estaria sendo utilizada indiretamente.

As curvas calculadas utilizando esta metodologia consideram defeitos com crescimento contínuo (sem *threshold*) e sem período de iniciação, o que a torna conservadora. É considerado que todo defeito propaga, por menor que seja, o que não ocorre na realidade.



Figura 77 – Curva de fadiga SN do Inconel 625 e curva representativa da Lei de Paris Generalizada para diversas alturas de defeitos.

No presente item, a Lei de Paris generalizada será utilizada para estimar o tamanho do defeito "a" que penaliza da mesma forma que os concentradores de tensão (SCF's) apresentados na Figura 55. Porém, será realizada uma comparação entre as curvas de fadiga de Inconel e seus respectivos SCF's com as curvas da Norma da DNV utilizadas no projeto dos *risers* rígidos.

A Figura 78 apresenta as curvas SN do Inconel e seus respectivos SCF's. A legenda de cima para baixo obedece à ordem das curvas da direita para a esquerda.

Neste mesmo gráfico pode-se visualizar as curvas da DNV F1, F3 e D e as curvas SN com uma inclinação representativa dos histogramas e já apresentadas na Figura 73.

Observa-se que as curvas da DNV estão próximas dos respectivos histogramas, curva DNV D para o histograma mais severo e curva DNV F1 para o histograma menos severo, conforme a verificação no item 4.3.2. Existe uma pequena diferença em virtude das curvas da DNV serem bi-lineares e a curvas dos histogramas possuírem somente uma inclinação.

A principal conclusão após análise da Figura 78 é que a curva SN do Inconel com o maior SCF (1.61) considerado está acima do histograma de carregamento mais severo e acima da curva D da DNV. Assim, com os dados utilizados nesta Dissertação, há uma tendência de utilização dos tubos com liners nas regiões onde os carregamentos são mais severos, como a região no topo e a região do TDZ. A curva D da DNV poderia ser utilizada nos projetos de tubos com liners metálicos em regiões onde o carregamento é mais severo. Como já citado anteriormente, os valores dos parâmetros utilizados nesta Dissertação são valores da literatura, a metodologia poderá ser validada com ensaios de fadiga de tubos com liners metálicos e ensaios de fadiga do Inconel.



Figura 78 – Curva de fadiga SN do Inconel 625 e curva representativa da Lei de Paris Generalizada para diversas alturas de defeitos.

Na Figura 79 pode-se verificar o tamanho de defeito necessário para igualar a curva B1 de projeto do Inconel com a curva relativa à equação da Lei de Paris generalizada do Inconel. O defeito é da ordem de 10^{-8} , isto é, zero. O que significa que um defeito extremamente pequeno já é suficiente para deslocar a curva SN média para a curva SN de projeto.

As Figuras Figura **79** a Figura **82** apresentam os tamanhos de defeitos necessários para igualar as respectivas curvas com a curva relativa à equação da Lei de Paris generalizada do Inconel.

A Figura 82 mostra que para um defeito de 1.6 mm a Lei de Paris generalizada se iguala com o histograma menos severo. Conclui-se que, mesmo com um defeito inicial de 1.6 mm, ainda assim, a estrutura iria alcançar a vida útil a que foi projetada.



Figura 79 – Lei de Paris generalizada para a curva B1 de projeto do Inconel.



Figura 80 – Lei de Paris generalizada para a curva F3 de projeto do Inconel.



Figura 81 – Lei de Paris generalizada para a curva representativa do histograma mais severo.



Figura 82 – Lei de Paris generalizada para a curva representativa do histograma menos severo.

A Tabela 9 apresenta os fatores de penalização "F" relativos a cada curva da Norma da DNV tendo como base a curva B1 média do Inconel e a curva B1 de projeto do Inconel. Por exemplo, para que a curva B1 média do Inconel seja equivalente a curva F da Norma da DNV é necessário que o número de ciclos seja dividido por 174,18.

Curva da Norma da DNV	Fator de penalização F	Fator de penalização F
	(Em relação à curva B1 média do Inconel)	(Em relação à curva B1 projeto do Inconel)
E	124.31	49.42
F	174.18	69.34
F1	245.71	97.85
F3	346.54	137.96
Curva relativa ao Histograma mais severo	8838.56	3518.65
Curva relativa ao Histograma menos severo	23893.41	9512.14

Tabela 9 – Fator de penalização em relação as curvas da Norma DNV.

A Figura 83 é a representação dos valores apresentados na Tabela 9, excluindo os valores relativos aos histogramas.



Figura 83 – Fator de penalização.

5. Conclusões

Em seus projetos de *risers* rígidos a Petrobras está prevendo, atualmente, tubos com *liners* metálicos somente em regiões do *riser* onde o carregamento é menos severo. Existe um esforço em se produzir informações mais precisas sobre estas estruturas quando submetidas a carregamentos diversos, incluindo carregamentos dinâmicos. Modelos numéricos e ensaios em laboratórios serão realizados para obtenção de um maior nível de confiabilidade deste tipo de estrutura. Avaliações teóricas iniciais são necessárias para orientar os futuros ensaios a serem realizados. Diante do exposto, o presente trabalho teve como objetivo estimar o comportamento a fadiga da junta de selagem de *riser* rígidos com *liners* metálicos. Para isto, modelos numéricos e analíticos foram desenvolvidos para obtenção de informações necessárias, que permitem as seguintes conclusões:

- A variação da *grip force* diminui consideravelmente com a variação da pressão de fabricação. Este fato poderia justificar o projeto das juntas de selagem dos *risers* com *liners* considerando uma *grip force* igual a zero.
- Ao se considerar a mesma penalização correspondente a soldas de filete (proposta pela DNV) para a solda de selagem estudada verificou-se que a curva F1 do Inconel apresentou uma melhor vida à fadiga em relação à curva D DNV. Isso implicaria na possibilidade de utilização desta curva para projetos deste tipo de solda em *riser*.
- A aplicação da lei de Paris generalizada para as curvas analisadas (F1 do Inconel e D DNV) revelou que defeitos da ordem de 10⁻¹ mm para a curva D DNV e 10⁻⁴ mm para a curva F1 do Inconel representariam uma condição em que a vida da estrutura seria regida pela mecânica da fratura, onde as relações obtidas neste trabalho poderiam ser utilizadas na previsão de crescimento de defeitos em metodologias de projeto de *risers*, apresentando ainda um alto grau de conservadorismo.
- O dano correspondente à curva D DNV (e consequentemente F1 do Inconel) foi verificado como menor que 0,1 (FS igual a 10). Essa verificação representa uma viabilização da aplicação de *liner* mesmo para seções mais críticas.

 Ainda que as soldas analisadas não venham a demonstrar a vida à fadiga proposta (curva D DNV), acredita-se que a metodologia proposta neste trabalho possa ser aplicada no tratamento de resultados e na definição/discussão de metodologias de projeto.

6. Sugestões para trabalhos futuros

Como sugestões para a continuidade deste trabalho podem ser citados diversos aspectos que merecem ser abordados:

- Avaliar a influência do processo de soldagem e weld overlay (modelo termoestrutural) sobre a *grip force* e o nível das tensões residuais.
- Avaliar numericamente a influência da temperatura durante o *coating* (aplicação de revestimento externo) sobre a *grip force*;
- Avaliar como a deformação causada durante o lançamento por *Reel Lay* pode influenciar a tensão residual;
- Realização de ensaios em escala real para a obtenção da curva de fadiga experimental;
- Realização de ensaios de fadiga do Inconel 625.
7. Referências Bibliográficas

ALMAR-NAESS, A. ED., 1985, *Fatigue handbook: offshore steel structures*. Trondheim: Editora Tapir, 520p.

AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE API-579, 2007 – Fitness for Sevice. 2^a Ed.

- AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE SPECIFICATION 5LD, 2009 Specification for CRA Clad or Lined Steel Pip. 3^a Ed.
- AMERICAN WELDING SOCIETY, 1998, "Welding Handbook Volume 4 Materials and applications Part 2", American Welding Society.

AMERICAN WELDING SOCIETY, 2006, "Structural Welding Code - Steel", AWS D1.1.

ANDERSON, T.L., 1995, Fracture Mechanics: Fundamentals and Applications, 2a. ed, CRC: New York.

ANSYS INC., 2009, Structural Analysis Guide, Release 12.

- ÁVILA,G.G., 2005, Cálculo de fadiga de risers rígidos através da mecânica da fratura. Dissertação de M.Sc.,COPPE/UFRJ, Programa de Engenharia Civil, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- BAIHENSE, R.A., 2007, Implementação e avaliação de uma metodologia fortemente Acoplada para análise de sistemas flutuantes offshore. Dissertação de M.Sc., COPPE/UFRJ, Programa de Engenharia Civil, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- BASTIAN, F. L., CAMINHA, H. M., MORAES, M., 1989, Apostila Mecânica da Fratura, PEMM – COPPE

- BATALHA, A.F., 2009, Análise de fadiga de estruturas offshore tipo topside. Dissertação de M.Sc., COPPE/UFRJ, Programa de Engenharia Civil, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- BENDAT, Julius S. & PIERSOL, Allan G., 1971, Random Data: Analysis and Measurement Procedures, Wiley-Interscience;
- BRANCO, C. M., FERNANDES, A. A., DE CASTRO, P. M. S. T., 1986, *Fadiga de Estruturas Soldadas*. Lisboa, Fundação Calouste Gulbenkian.

BRITISH STANDARD INSTITUTION, 2005, Guide to methods for assessing the acceptability of flaws in metallic structures BS: 7910.

- CARVALHO,E.M.L., PINHO, A.L.S., BATTISTA, R.C., 2004, "Estimativa de vida útil à fadiga de risers rígidos com a utilização de sistemas passivos de controle de vibração", In: XXXI Jornadas Sudamericanas de Ingenieria Estrutural, Mendoza, Mai., 1 CD-ROM.
- CHAKRABARTI, S.K., 1987, *Hydrodynamics of offshore structures*, Southampton, UK, Computational Mechanics Publication.
- DET NORSKE VERITAS RECOMMENDED PRACTICE, 2010, DNV-RP-C 203 Fatigue design of offshore steel structures.
- DONATO, G. V. P., 2008, Comportamento de estruturas soldadas submetidas a carregamentos dinâmicos, Apostila do curso de especialização de engenharia de soldagem SENAI – RJ.
- FERNANDES, S.A.A., 2009, Análise de fadiga de estruturas oceânicas. Dissertação de M.Sc., COPPE/UFRJ, Programa de Engenharia Oceânica, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- FERNANDES, J. L, 2002, *Uma Metodologia para a Análise e Modelagem de Tensões Residuais*. Tese de D. Sc., PUC, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.

- FOCKE, E.S., 2007, *Reeling of tight fit pipe*. Tese de D.Sc., Delft University of Technology, Delft, Holanda.
- FONSECA, J., 2002, Ferramentas de simulação em mecânica: Elementos Finitos. Apostila UFSC.
- GURNEY, T. R., 1968, *Fatigue of Welded Structures*. Great Britain, Cambridge University Press.
- HERTZBERG, R. W., 1996, *Deformation and Fracture Mechanics of Engineering Materials*. Editora John Wiley and Sons, INC. 4a. ed.
- HIPPERT Jr., 2004, Investigação Experimental do comportamento dúctil de aços API-X70 e aplicação de curvas de resistência J-∆a para a previsão de colapso em dutos. Tese de D. Sc., USP, São Paulo, SP, Brasil.
- INTERNATIONAL INSTITUTE OF WELDING, 2002, Fatigue Design of Welded Joints and Components: Recommendations of IIW Joint Working Group.
- IRWIN, GR., 1957, Analysis of stresses and strains near the end of a crack transversing a plate, Journal of Applied Mechanics, v.24, p. 316-364, apud [ANDERSON]
- KEJELIN N. Z., 2005 BUSCHINELLI A. J. A., BOHÓRQUEZ C. E. N., Soldagem Dissimilar do Aço X-60 com Inconel 625, Labsolda/EMC/UFSC, Florianópolis, Santa Catarina, Brasil
- JUNIOR, N. P., 2004, Fadiga de ciclones de unidades de FCC sob ação fluido-dinâmica, Dissertação de M.Sc.,COPPE/UFRJ, Programa de Engenharia Civil, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.

- L.B. GODEFROID, J.A. M.LOPES, K.S. AL-RUBAIE, 2004, *Tenacidade à Fratura e Propagação de Trinca de Fadiga de uma Superliga INCONEL 600*, Universidade Federal de Ouro Preto, Ouro Preto, MG, Brasil.
- MANSON, S. S., 1954, *Behavior of Materials under Conditions of Thermal Stress, NACA TN-2933,* National Advisory Committee for Aeronautics, Cleveland.
- MIL-HDBK-5H, 1998, Military Handbook Metallic Materials and Elements for Aerospace Vehicle Structure, Capítulo 6
- OLIVEIRA, J.L.P., 2007, Aplicação da integração direta em modelo de elementos finitos para análise não-linear em rotodinâmica. Dissertação de M.Sc.,COPPE/UFRJ, Programa de Engenharia Oceânica, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- PADILHA, J.A.P., 2009, Análise estrutural de riser flexível com armaduras de tração de titânio. Dissertação de M.Sc.,COPPE/UFRJ, Programa de Engenharia Oceânica, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- PARIS, P. C., ERDOGAN, F.; "A Critical Analysis of Crack Propagation Laws"; Journal of Basic Engineering, Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, pp.528-534, December 1963.
- PUGNO, N., CIAVARELLA, M., CORNETTI, P., CARPINTERI, 2006, A., *A generalized Paris' law for fatigue crack growth*, Journal of the Mechanics and Physics of Solids.

SMITH, L. M., CELANT M., 2000, Casti Handbook of Cladding Technology. 2^a Ed.

SOCIE, D. F., 2002, Fatigue Made Easy, Historical Introduction, University of Illinois at Urbana-Champaign, Fatigue Seminar.

SPECIAL METALS, Disponível em <<u>www.specialmetals.com</u>>. Acesso em Julho de 2011.

SURESH, S., 1994, Fatigue of Materials, 2 ed, Cambridge, Cambridge University Press.

- WESTERGAARD, H.M., 1939, *Bearing Pressure and Cracks*. Journal of Applied Mechanics, Vol. 6. apud [ANDERSON]
- WÖHLER, A., 1870, Über die Festigkeitsversuche mit Eisen and Stahl, Zeitschrift für Bauwesen vol. 20 pp73-106
- ZIENKIEWICZ, O. C., 1971, *The finite element method in engineering science*. McGraw-Hill.

ANEXOS

Arquivo em APDL – *Ansys Parametric Design Language* do modelo em Elementos Finitos para o cálculo do Fator Y

FINISH /CLEAR,START /PREP7 /TITLE,LINER - Fator Y !*********DEFINIÇÃO DO ELEMENTO et,1,183 KEÝOPT,1,3,1 !************DEFINIÇÃO DAS PROPRIEDADES DO MATERIAL DO TUBO EXTERNO (RAMBERG-OSGOOD X-65) MP, EX, 1, 207000 MP, PRXY, 1, 0.3 тв, МІ 50, 1, 1, 9, 0 TBPT,,0.002164,448 TBPT,0.00353,460 TBPT,0.004,470 TBPT,0.004593,480 TBPT,0.005341,490 TBPT,0.005341,490 TBPT,0.006282,500 TBPT,0.007466,510 TBPT,0.00895,520 TBPT,0.098824,640 tbplot,miso,1 !plota a curva !*********DEFINIÇÃO DAS PROPRIEDADES DO MATERIAL DO TUBO EINTERNO (LINER) (RAMBERG-OSGOOD INCONEL 625) MP,EX,2,207000 MP,PRXY,2,0.3 TB,MISO,2,1,9,0 TBPT,,0.002,414 TBPT,,0.013,570 TBPT,,0.0296,590 TBPT,,0.043633,600 TBPT,,0.0638,610 TBPT,,0.13396,630 TBPT,,0.13396,630 TBPT,,0.1924,640 TBPT,,0.2748,650 tbplot,miso,2 !plota a curva !*********DEFINIÇÃO DAS PROPRIEDADES DA SOLDA, MESMO ANTERIOR (RAMBERG-OSGOOD INCONEL 625) MP, E×, 3, 207000 MP, PRXY, 3, 0.3 тв, мізо, 3, 1, 9, 0 TBPT,,0.002,414 TBPT,,0.013,570 TBPT,,0.02,580 TBPT,,0.043633,600 TBPT,,0.0638,610 TBPT,,0.13396,630 TBPT,,0.1324,640 TBPT,,0.2748,650 /RGB,INDEX,100,100,100, 0 /RGB,INDEX,100,100,100, /RGB,INDEX, 80, 80, 80,13 /RGB,INDEX, 60, 60, 60,14 /RGB,INDEX, 0, 0, 0,15 /REPLOT

DE=217.5	!DIAMETRO EXTERNO DO TUBO EXTERNO
DI=175.8	DIAMETRO INTERNO DO TUBO INTERNO
DM=219.5	!DIAMETRO DA MATRIZ
e=14.2	ESPESSURA DO TUBO
t=3.4	ESPESSURA DO LINER
L1=6*DE/2	COMPRIMENTO DO DUTO
pi=3.14159265	
FRIC=0.13	COEF. DE FRICCAO
solda=20	!comprimento da região da solda
gap_tubo = 0	
TENSA01=20	CARGA AXIAL A SER APLICADA
T1=20 T2=5	!DISTANCIA DA SOLDA ONDE A MALHA SERA REFINADA !COMPRIMENTO DA REGIAO DE TRANSICAO
a=0.5	!Altura do defeito

```
/tlabel,-0.2,0.87,Altura do defeito = %a% mm
/tlabel,-0.2,0.80,Tensao = %TENSA01% MPa
K,1,DE/2-(e+t),0,0
к,2,DE/2-е,0,0
K,3,DE/2-e,L1/2,0
K,4,DE/2-(e+t),L1/2,0
к,5,DE/2-е,0,0
K,6,DE/2,0,0
K,7,DE/2,L1/2,0
K,8,DE/2-e,L1/2,0
k,9,0,0,0
k,10,0,∟1/2,0
K,11,DE/2,L1/2+solda,0
K,12,DE/2-e,L1/2+solda,0
K,13,DE/2-(e+t),L1/2+solda,0
K,14,(DE/2-e)-a,L1/2,0
!N,1,(DE/2-e)-a,L1/2,0
1,1,2
1,2,8
1,8,14
1,14,4
1,4,1
1,5,6
1,6,7
```

1,7,3 1,3,5 1,7,11 1,11,12 1,12,3 1,3,14 1,12,13 1,13,4
a],4,13,12,14,15 a],8,10,11,12 a],1,2,3,4,5 a],6,7,8,9
kscon,14,0.1,1 wpro,,-90, KwPAVE,4 wpof,,,-T1 ASBW,ALL wpof,,,-T2 ASBW,ALL WPSTYLE,,,,,,,0 wpof,,,-T2 ASBW,ALL CSYS,0
i waxaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaa
esize,t/8
type,1 mat,3 amesh,1
mat,2 amesh,8
mat,1 amesh,2 amesh,7
esize,t/2
mat,1 amesh,6 mat,2 amesh,5
esize,t/4 mat,1 amesh,12 mat,2 amesh,11
mat,1 amesh,10 mat,2 amesh,9
! ********* CONTATO
MP,MU,6,FRIC MAT,6 ET,3,169 ET,4,172 KEYOPT,4,10,2

R,3,,,0.001,,,-10

INNER E TUBO EXTERNO !!! TARGET !!! LSEL,S,,,25 LSEL,a,,,29 LSEL,a,,,35 LSEL,a,,,17 NSLL,S,1 TYPE,3 MAT,6 REAL,3 ESURF !!! CONTACT !!! LSEL,S,,,22 LSEL,a,,,30 LSEL,a,,,36 LSEL,a,,,20 NSLL,S,1 TYPE,4 MAT,6 REAL, 3 ESURÉ alls /NUMBER,1 /PNUM,MAT,1 /REPLOT I ******************** NSEL, S, LOC, Y, O D, ALL, UY, O ALLSEL,ALL lsel,s,,,11,14,3 nsll cp,1,uy,all alls /SOLU csys,0 NSUBST,3,4,2 NLGEOM,ON lsel,s,,,11,14,3 nsll,s,1 SF, ALL, PRES, -TENSA01 ALĹS /PSF, PRES, NORM, 2, 0, 1 solve

INNERSEE POST

/POST1

/PLOPTS,LOGO,0 WPSTYLE,,,,,,,0 /PLOPTS,DATE,0 /DSCALE,ALL,AUTO /PLOPTS,MINM,0 plnsol,s,y /rep

/POST1

PATH,trinca,5,,100 ! DEFINE PATH WITH NAME = "KI1" PPATH,1,1 ! DEFINE PATH POINTS BY NODE PPATH,2,245 PPATH,3,243 PPATH,4,1696 PPATH,5,1694 KCALC,0,1,3,0 ! COMPUTE KI FOR A HALF-MODEL WITH SYMM. B.C.

*GET, trinca, KCALC, , K, 1

Arquivo em APDL – *Ansys Parametric Design Language* do modelo em Elementos Finitos axissimetrico de fabricação do liner – Etapa 1

FINISH /CLEAR,START /PREP7 /nerr,1 /TITLE,FABRICACAO LINER ETAPA 1 - 75%

!*********DEFINIÇÃO DO ELEMENTO

et,1,183 KEYOPT,1,3,1

!******DEFINIÇÃO DAS PROPRIEDADES DO MATERIAL DO TUBO EXTERNO (RAMBERG-OSGOOD X-65)

MP,EX,1,207000 MP,PRXY,1,0.3

TB,MISO,1,1,9,0

TBPT,,0.002164,448 TBPT,,0.00353,460 TBPT,,0.004,470 TBPT,,0.004593,480 TBPT,,0.005341,490 TBPT,,0.005282,500 TBPT,,0.007466,510 TBPT,,0.00895,520 TBPT,,0.098824,640

tbplot,miso,1

!plota a curva

MP,EX,2,207000 MP,PRXY,2,0.3

TB,MISO,2,1,9,0

TBPT,,0.002,414 TBPT,,0.013,570 TBPT,,0.02,580 TBPT,,0.0296,590 TBPT,,0.04363,600 TBPT,,0.13396,630 TBPT,,0.13396,630 TBPT,,0.1924,640 TBPT,,0.2748,650

tbplot,miso,2

!plota a curva

.

DE=217.5	!DIAMETRO	EXTERNO	DO	TUBO	EXTERNO

DI=175.8 !DIAMETRO INTERNO DO TUBO INTERNO

DM=219.5 !DIAMETRO DA MATRIZ

e=14.2 !ESPESSURA DO TUBO

t=3.4 !ESPESSURA DO LINER

L1=6*DE/2 !COMPRIMENTO DO DUTO

pi=3.14159265

FRIC=0.13 !COEF. DE FRICCAO

solda=20 !comprimento da região da solda

 $gap_tubo = (DE/2-e)-(DI/2+t)$

Factor=0.75

NMIN=50 NMAX=1200 NMED=500

!/tlabel,-0.2,0.87,TENSAO (MPa) =%TENSAO1% !/tlabel,-0.2,0.80,FX=%f1% FY=%F2% FZ=%F3% !/tlabel,-0.2,0.94,CLAMP к,1,DI/2,0,0 K,2,DI/2+t,0,0 K,3,DI/2+t,L1/2,0 K,4,DI/2,L1/2,0 K,5,DE/2-e,0,0 K,6,DE/2,0,0 K,7,DE/2,L1/2,0 K,8,DE/2-e,L1/2,0 N,1,DM/2,L1/2,0 N,2,DM/2,0,0 k,9,0,0,0 k,10,0,∟1/2,0 K,11,DE/2,L1/2+solda,0 к,12,DE/2-e,L1/2+solda,0 L,1,2 L,2,3 L,3,4 L,4,1 L,5,6 L,6,7 L,7,8 L,8,5 1,7,11 1,11,12 1,12,8 AL,1,2,3,4 AL,5,6,7,8 al,7,9,10,11 wpro,,-90, KWPAVE,4 wpof,,,-T1 ASBW,ALL wpof,,,-T2 ASBW,ALL WPSTYLE,,,,,,,,0 wpof,,,-T2 ASBW,ALL CSYS,0

<u>і какакакакакакакакакакакакакакакака</u>	MESH
<pre>lesize,7,t/8 lesize,9,t/8 lesize,10,t/8 lesize,11,t/8 lesize,19,t/8 lesize,20,t/8 lesize,21,t/8 lesize,14,t/8 lesize,15,t/8 lesize,16,t/8 lesize,3,t/8</pre>	
<pre>lesize, 26, , , 6 lesize, 27, , , 6 lesize, 23, t/6 lesize, 24, t/6 lesize, 25, t/6 lesize, 6, t/6 lesize, 24, , , 6 lesize, 30, , , 6 lesize, 31, , , 6 lesize, 32, , , 6 lesize, 33, , , 6</pre>	
lesize,17,t/4 lesize,29,t/4 lesize,1,t/4 lesize,5,t/4	
lesize,12,,,40,0.1 lesize,13,,,40,0.1 lesize,18,,,40,0.1 lesize,28,,,40,0.1	
MSHKEY,1	
type,1 mat,2 amesh,4 amesh,5 amesh,8 amesh,10	
mat,1 amesh,3 amesh,7 amesh,9 amesh,6	
MSHKEY,0 amesh,11	
nummrg,all	
!*************************************	то
MP,MU,6,FRIC MAT,6 ET,3,169 ET,4,172 KEYOPT,4,10,2	
/com R,3,,,0.01,,,-10 R,3,,,,,-10	

!!! TARGET !!! LSEL,S,,,21 LSEL,a,,,26 LSEL,a,,,32 LSEL,a,,,18 NSLL,S,1 TYPE,3 MAT, 6 REAL,3 ESURF !!! CONTACT !!! LSEL, S, , , 13 LSEL, a, ,, 31 LSEL, a, ,, 25 LSEL, a, ,, 15 NSLL,S,1 TYPE,4 MAT,6 REAL,3 ESURF alls INNERSEE TUBO EXTERNO E MATRIZ !!! TARGET !!! type,3 real,4 tshap,LINE e,1,2 alls !!! CONTACT !!! LSEL, S, ,, 28 LSEL, A, ,, 33 LSEL, A, ,, 27 LSEL, A, ,, 20 LSEL, A, ,, 9 NSLL,S,1 TYPE,4 MAT,6 REAL,4 ESURF /NUMBER,1 /PNUM,MAT,1 /REPLOT I ********************* NSEL, S, LOC, y, 0 D,ALL,UY,O ALLSEL, ALL D,1,ALL,ALL D,2,ALL,ALL LSEL,S,,,3 NSLL,S NPLOT

CP,1,UY,ALL ALLS LSEL, S, , ,10 NSLL, S NPLOT CP,2,UY,ALL ALLS 1****************************** LOADS AND SOLUTION ********************** /SOLU ANTYPE,0 autots, on NLGEOM, on OUTPR, ALL, ALL, OUTRES, ALĹ, ALĹ ERESX, no nsubst, NMED, NMAX, NMIN CUTCONTROL, PLSLIMIT, 0.05 ncnv,2,0,0,0,0 neqit,200 lsel,s,line,,13 lsel,a,line,,15 lsel,a,line,,25 lsel,a,line,,31 ns]],s,1 D, ALL, UX, gap_tubo /PSF, PRES, NORM, 2, 0, 1 ALLS time,1 LSWRITE lsel,s,line,,12 lsel,a,line,,16 lsel,a,line,,24 lsel,a,line,,30 NSLL,S,1 SF,ALL,PRES,56*Factor allsel time,2 LSWRITE lsel,s,line,,13
lsel,a,line,,15
lsel,a,line,,25
lsel,a,line,,31
sel,a,line,,31 nsll,s,1 ddele,all,ux allsel time,3 LSWRITE

```
INNANANANANANANANANANA LOADS AND SOLUTION ********************
/com nsubst, NMED, NMAX, NMIN
/com NLGEOM,ON
lsel,s,line,,12
lsel,a,line,,16
lsel,a,line,,24
lsel,a,line,,30

NSLL,S,1
SF, ALL, PRES, 80*Factor
/PSF,PRES,NORM,2,0,1
ALLS
time,90-toffset
LSWRITE
.
.
/com nsubst,NMED,NMAX,NMIN
/com NLGEOM,ON
lsel,s,line,,12
lsel,a,line,,16
lsel,a,line,,24
lsel,a,line,,30
NSLL,S,1
SF, ALL, PRES, 80*Factor
/PŚF,PŔES,NÓRM,2,0,1
ALLS
time,100-toffset
LSWRITE
.
/com nsubst,,NMAX,NMIN
/com NLGEOM,ON
lsel,s,line,,12
lsel,a,line,,16
lsel,a,line,,24
lsel,a,line,,30
NSLL, S, 1
SF, ALL, PRES, 100*Factor
/PSF, PRES, NORM, 2, 0, 1
```

```
ALLS
```

time,120-toffset LSWRITE . /com nsubst,NMED,NMAX,NMIN /com NLGEOM,ON lsel,s,line,,12 lsel,a,line,,16 lsel,a,line,,24 lsel,a,line,,30 NSLL,S,1 SF, ALL, PRES, 100*Factor /PSF,PRES,NORM,2,0,1 ALLS time,138-toffset LSWRITE . /com nsubst,NMED,NMAX,NMIN /com NLGEOM,ON lsel,s,line,,12 lsel,a,line,,16 lsel,a,line,,24 lsel,a,line,,30 NSLL,S,1 SF, ALL, PRES, 0 /PŚF,PŔES,NÓRM,2,0,1 ALLS time,140-toffset LSWRITE /com nsubst,NMED,NMAX,NMIN /com NLGEOM,ON lsel,s,line,,12 lsel,a,line,,16 lsel,a,line,,24 lsel,a,line,,30 NSLL,S,1 SF, ALL, PRES, 0 /PSF,PRES,NORM,2,0,1

ALLS

time,165-toffset LSWRÍTE /com nsubst,NMED,NMAX,NMIN /com NLGEOM,ON lsel,s,line,,12 lsel,a,line,,16 lsel,a,line,,24 lsel,a,line,,30 NSLL,S,1 SF,ALL,PRES,50*Factor /PSF,PRES,NORM,2,0,1 ALLS time,190-toffset LSWRÍTE /com nsubst,NMED,NMAX,NMIN /com NLGEOM,ON lsel,s,line,,12 lsel,a,line,,16 lsel,a,line,,24 lsel,a,line,,30 NSLL,S,1 SF, ALL, PRES, 50*Factor /PŚF,PŔES,NÓRM,2,0,1 ALLS time,220-toffset LSWRITE /com nsubst,NMED,NMAX,NMIN /com NLGEOM,ON lsel,s,line,,12 lsel,a,line,,16 lsel,a,line,,24 lsel,a,line,,30 NSLL,S,1 SF,ALL,PRES,0 /PSF,PRES,NORM,2,0,1 ALLS

time,221-toffset LSWRITE

/com nsubst,NMED,NMAX,NMIN

/com NLGEOM,ON

lsel,s,line,,12 lsel,a,line,,16 lsel,a,line,,24 lsel,a,line,,30 NSLL,S,1

SFDELE, ALL, ALL ALLS

inistate,write,1,,,,0,EPPL inistate,write,1,,,,0,EPEL

time,222-toffset LSWRITE

Arquivo em APDL – *Ansys Parametric Design Language* do modelo em Elementos Finitos axissimetrico de fabricação do liner – Etapa 2

FINISH /CLEAR, START /PREP7 /TITLE, FABRICACAO LINER ETAPA 2 - 75% !*********************

et,1,183 KEYOPT,1,3,1

!*********DEFINIÇÃO DAS PROPRIEDADES DO MATERIAL DO TUBO EXTERNO (RAMBERG-OSGOOD X-65)

MP,EX,1,207000 MP,PRXY,1,0.3

TB,MISO,1,1,9,0

TBPT,,0.002164,448 TBPT,,0.00353,460 TBPT,,0.004,470 TBPT,0.004593,480 TBPT,,0.005341,490 TBPT,,0.005282,500 TBPT,,0.007466,510 TBPT,,0.00895,520 TBPT,,0.098824,640

tbplot,miso,1

!plota a curva

MP,EX,2,207000 MP,PRXY,2,0.3

тв, МІSO, 2, 1, 9, 0

TBPT,,0.002,414 TBPT,,0.013,570 TBPT,,0.02,580 TBPT,,0.0296,590 TBPT,,0.043633,600 TBPT,,0.0638,610 TBPT,,0.13396,630 TBPT,,0.13294,640 TBPT,,0.2748,650

tbplot,miso,2

!plota a curva

!********DEFINIÇÃO DAS PROPRIEDADES DA SOLDA, MESMO ANTERIOR (RAMBERG-OSGOOD INCONEL 625)

MP,EX,3,207000 MP,PRXY,3,0.3

тв, мізо, 3, 1, 9, 0

TBPT,,0.002,414 TBPT,,0.013,570 TBPT,,0.02,580 TBPT,,0.0296,590 TBPT,,0.043633,600 TBPT,,0.0338,610 TBPT,,0.13396,630 TBPT,,0.1324,640 TBPT,,0.2748,650 .

DE=217.5 !DIAMETRO EXTERNO DO TUBO EXTERNO
DI=175.8 !DIAMETRO INTERNO DO TUBO INTERNO
DM=219.5 !DIAMETRO DA MATRIZ
e=14.2 !ESPESSURA DO TUBO
t=3.4 !ESPESSURA DO LINER
L1=6*DE/2 !COMPRIMENTO DO DUTO
pi=3.14159265
FRIC=0.13 !COEF. DE FRICCAO
solda=20 !comprimento da região da solda
gap_tubo = 0
TENSAOMEDIA=80
VARIACAO=10
TENSAO1=TENSAOMEDIA-VARIACAO !CARGA AXIAL A SER APLICADA
T1=20 !DISTANCIA DA SOLDA ONDE A MALHA SERA REFINADA T2=5 !COMPRIMENTO DA REGIÃO DE TRANSICAO
/tlabel,-0.2,0.87,TENSAO (MPa) =%TENSAO1%
!/tlabel,-0.2,0.80,DELTA (MPa) =%VARIACA0%
K,1,DE/2-(e+t),0,0
K,2,DE/2-e,0,0
K,3,DE/2-e,L1/2,0
K,4,DE/2-(e+t),L1/2,0
K,5,DE/2-e,0,0
K,6,DE/2,0,0
K,7,DE/2,L1/2,0
K,8,DE/2-e,L1/2,0
N,1,DM/2,L1/2+solda,0
N,2,DM/2,0,0
k,9,0,0,0 k,10,0,∟1/2,0
K,11,DE/2,L1/2+solda,0
K,12,DE/2-e,L1/2+solda,0
L,1,2 L,2,3 L,3,4 L,4,1

L,5,6

L,6,7 L,7,8 L,8,5
1,7,11 1,11,12 1,12,8
AL,1,2,3,4 AL,5,6,7,8 al,7,9,10,11
wpro,,-90, KWPAVE,4 wpof,,,-T1 ASBW,ALL wpof,,,-T2 ASBW,ALL WPSTYLE,,,,,,,0 wpof,,,-T2 ASBW,ALL CSYS,0
!**********************************
<pre>lesize,7,t/8 lesize,9,t/8 lesize,10,t/8 lesize,11,t/8 lesize,19,t/8 lesize,20,t/8 lesize,21,t/8 lesize,14,t/8 lesize,15,t/8 lesize,16,t/8 lesize,3,t/8</pre>
<pre>lesize,26,,,6 lesize,27,,,6 lesize,23,t/6 lesize,24,t/6 lesize,25,t/6 lesize,6,t/6 lesize,24,,,6 lesize,30,,,6 lesize,31,,,6 lesize,32,,,6 lesize,33,,,6</pre>
lesize,17,t/4 lesize,29,t/4 lesize,1,t/4 lesize,5,t/4
lesize,12,,,40,0.1 lesize,13,,,40,0.1 lesize,18,,,40,0.1 lesize,28,,,40,0.1
MSHKEY,1
type,1 mat,2 amesh,4 amesh,5 amesh,8 amesh,10

```
mat,1
amesh,3
amesh,7
amesh,9
amesh,6
MSHKEY,0
amesh,11
I ******************************
MP,MU,6,FRIC
MAT,6
ET,3,169
ET,4,172
KEYOPT,4,10,2
R,3,,,0.001,,,-10
INNER E TUBO EXTERNO
!!! TARGET !!!
LSEL, S, , , 21
LSEL, a, ,, 26
LSEL, a, ,, 32
LSEL, a, ,, 18
NSLL,S,1
TYPE,3
MAT,6
REAL,3
ESURF
 !!! CONTACT !!!
LSEL, S, , ,13
LSEL, a, ,, 31
LSEL, a, ,, 25
LSEL, a, ,, 15
NSLL,S,1
TYPE,4
MAT,6
REAL,3
ESURÉ
alls
!!! TARGET !!!
type,3
real,4
tshap,LINE
e,1,2
alls
  !!! CONTACT !!!
LSEL, S, , , 28
LSEL, A, , , 33
LSEL, A, , , 27
LSEL, A, , , 20
LSEL, A, , , 9
NSLL,S,1
TYPE,4
MAT,6
REAL,4
ESURÉ
```

```
/NUMBER,1
/PNUM,MAT,1
/REPLÓT
I ********************
NSEL, S, LOC, y, 0
D,ALL,UY,O
ALLSEL, ALL
D,1,ALL,ALL
D, 2, ALL, ALL
nsel,s,,,572
nsel,a,,,2131
nummrg,all
alls
K,100,DE/2-(e+t),L1/2+solda
L,12,100
L,100,4
AL,3,11,2,4
MAT,2
lesize,4,t/8
lesize,2,t/8
AMESH,1
lsel,s,,,2,10,8
ns11
cp,1,uy,all
alls
!***************************** condicao inicial de tensao
INISTATE, READ, file, ist,
/com INISTATE, READ, EPEL95, ist,
/SOLU
NSUBST, 15, 20, 10
NLGEOM, ON
time,1
solve
NSUBST,15,20,10
NLGEOM, ON
lsel,s,,,2,10,8
nsll
SF,ALL,PRES,-TENSA01
ALLS
time,2
solve
```

Arquivo em APDL – *Ansys Parametric Design Language* do modelo em Elementos Finitos 3D de fabricação do liner – Etapa 1

FINISH /CLEAR,START /PREP7 /nerr,1

!*********DEFINIÇÃO DO ELEMENTO

et,1,183 KEYOPT,1,3,1 ET,2,186

!*********DEFINIÇÃO DAS PROPRIEDADES DO MATERIAL DO TUBO EXTERNO (RAMBERG-OSGOOD X-65)

MP, EX, 1, 207000
MP, PRXY, 1, 0.3

тв, MISO, 1, 1, 9, 0

TBPT,,0.002164,448 TBPT,,0.00353,460 TBPT,,0.004,470 TBPT,,0.00453,480 TBPT,,0.005341,490 TBPT,,0.006282,500 TBPT,,0.00746,510 TBPT,,0.00895,520 TBPT,,0.098824,640

tbplot,miso,1

!plota a curva

MP,EX,2,207000 MP,PRXY,2,0.3

тв, мізо, 2, 1, 9, 0

TBPT,,0.002,414 TBPT,,0.013,570 TBPT,,0.02,580 TBPT,,0.0296,590 TBPT,,0.043633,600 TBPT,,0.0638,610 TBPT,,0.13396,630 TBPT,,0.1924,640 TBPT,,0.2748,650 tbplot,miso,2 !plota a curva DE=217.5 !DIAMETRO EXTERNO DO TUBO EXTERNO DIAMETRO INTERNO DO TUBO INTERNO DT=175.8 DM=219.5 DIAMETRO DA MATRIZ e=14.2 !ESPESSURA DO TUBO !ESPESSURA DO LINER t=3.4 L1=6*DE/2 COMPRIMENTO DO DUTO pi=3.14159265 FRIC=0.13 !COEF. DE FRICCAO solda=20 !comprimento da região da solda $qap_tubo = (DE/2-e)-(DI/2+t)$ Factor=0.75

NMIN=30 NMAX=80 NMED=50

T1=20 !DISTANCIA DA SOLDA ONDE A MALHA SERA REFINADA T2=5 !COMPRIMENTO DA REGIÃO DE TRANSICÃO

toffset=75 !TEMPO QUE INICIA O CONTATO

/TITLE, FABRICACAO LINER ETAPA 1 - 3D - %Factor%

K,1,DI/2,0,0 K,2,DI/2+t,0,0 K,3,DI/2+t,L1/2,0 K,4,DI/2,L1/2,0 K,5,DE/2-e,0,0 K,6,DE/2,0,0 K,7,DE/2,L1/2,0 K,8,DE/2-e,L1/2,0 N,1,0,L1/2,0 N,2,0,0,0 k,9,0,0,0 k,10,0,∟1/2,0 K,11,DE/2,L1/2+solda,0 К,12,DE/2-e,L1/2+solda,0 L,1,2 L,2,3 L,3,4 L,4,1 L,5,6 L,6,7 L,7,8 L,8,5],7,11],11,12],12,8 AL,1,2,3,4 AL,5,6,7,8 a1,7,9,10,11 wpro,,-90, KWPAVE,4 wpof,,,-T1 ASBW,ALL wpof,,,-T2 ASBW,ALL WPSTYLE,,,,,,,,0 wpof,,,-T2 ASBW,ALL CSYS,0

```
esize,t
amesh, 3, 7, 2
esize,4*t
amesh,4,6,2
amesh, 8, 11, 1
TYPE,2
EXTOPT, ESIZE, 20,0,
EXTOPT, ACLEAR, 1
EXTOPT, ATTR, 0,0,0
vrotat, all, ,, ,, 9, 10, 180
vsel,s,,,2,3
vsel,a,.,6,8,2
vsel,a,,,12,15,3
vsel, a, , , 11, 17, 6
eslv,s
cm,liner,element
mpchg,2,all
/NUMBER,1
/PNUM,MAT,1
/REPLOT
alls
I ********************************
MP, MU, 6, FRIC
MAT,6
ET,3,170
ET,4,174
KEYOPT,4,10,2
R,4,,,,,,-10
!!! TARGET !!!
aSEL, S, ,, 2
aSEL, a, ,, 28
aSEL, a, ,, 31
aSEL, a, ,, 39
aSEL, a, ,, 40
aSEL, a, , , 49
aSEL, a, , , 66
aSEL,a,,,69
aSEL,a,,,77
aSEL,a,,,84
NSLA,S,1
TYPE,3
MAT,6
```

```
REAL,4
ESURF
```

!!! CONTACT !!! aSEL, S, , , 16 aSEL, a, , , 54 aSEL, a, , , 20 aSEL,a,,,34 aSEL, a, , , 42 aSEL, a, , , 58 aSEL,a,,,72 aSEL, a, , , 80 NSLA,S,1 TYPE,4 МАТ, 6 REAL,4 ESURÉ alls !!! TARGET !!! type,3 R,5,DM/2,,,,,-10 real,5 tshap,CYLI e,1,2 alls !!! CONTACT !!! aSEL, S, , ,13 aSEL, a, , ,26 aSEL, a, , , 30 aSEL, a, , , 38 aSEL, a, ,, 45 aSEL, a, ,, 51 aSEL, a, ,, 64 aSEL,a,,,68 aSEL,a,,,76 aSEL,a,,,83 NSLA, S, 1 TYPE,4 MAT, Ó REAĹ,5 ESURF alls I ******** NSEL, S, LOC, y, 0 D,ALL,UY,O ALLSEL, ALL NSEL, S, LOC, Z, O D,ALL,UZ,O ALLSEL, ALL NSEL, S, LOC, Y, O NSEL, R, LOC, X, O D,ALL,UX,O

ALLS.

125

NSEL, R, LOC, X, 0 D, ALL, UX, 0 ALLS D,1,ALL,0 D, 2, ALL, 0 aSEL, 5, , ,18 aSEL, a, , , 22 aSEL, a, , , 35 aSEL, a, , , 43 aSEL, a, , , 56 aSEL,a,,,60 aSEL,a,,,73 aSEL,a,,,81 NSLA, S NPLOT CM, pressure, NODE ALLS WPCSYS,-1,0 WPSTYLÉ,,,,,,,0 wpsTYLE,,,,,,,,,1 wpro,,-90, CSWPLA,90,1,1,1 CSYS,90 CMSEL, S, LINER NSLE, S NROTAT, ALL nsel,u,loc,z,0,0 d,all,ux,3.25 alls /solu csys,0 time,1 solve /PSF, PRES, NORM, 2, 0, 1 ALLS nlgeom, on nsubst, NMED, NMAX, NMIN cmsel,s,pressure SF,ALL,PRES,56*Factor nsel,u,loc,z,0,0 ddele,all,ux allsel time,2 solve cmsel,s,pressure SF, ALL, PRES, 80*Factor /PSF, PRES, NORM, 2, 0, 1 ALLS

```
time,90-toffset
solve
cmsel,s,pressure
SF, ALL, PRES, 80*Factor
/PSF, PRES, NORM, 2, 0, 1
ALLS
time,100-toffset
solvé
.
cmsel,s,pressure
SF, ALL, PRES, 100*Factor
/PSF, PRES, NORM, 2, 0, 1
ALLS
time,120-toffset
solvé
.
cmsel,s,pressure
SF, ALL, PRES, 100*Factor
/PŚF,PŔES,NÓRM,2,0,1
ALLS
time,138-toffset
solvé
.
.
cmsel,s,pressure
SF, ALL, PRES, 0
/PSF, PRES, NORM, 2, 0, 1
ALLS
time,140-toffset
solve
```

```
.
.
```

```
cmsel,s,pressure
SF, ALL, PRES, 0
/PSF, PRES, NORM, 2, 0, 1
ALLS
time,165-toffset
solve
cmsel,s,pressure
SF,ALL,PRES,50*Factor
/PSF,PRES,NORM,2,0,1
ALLS
time,190-toffset
solve
cmsel,s,pressure
SF,ALL,PRES,50*Factor
/PSF,PRES,NORM,2,0,1
ALLS
time,220-toffset
solve
cmsel,s,pressure
SF,ALL,PRES,0
/PŚF,PŔES,NÓRM,2,0,1
ALLS
time,221-toffset
solvé
.
cmsel,s,pressure
SFDELE, ALL, ALL
ALLS
inistate,write,1,,,,0,EPPL
inistate,write,1,,,,0,EPEL
```

time,222-toffset solve

Arquivo em APDL – *Ansys Parametric Design Language* do modelo em Elementos Finitos 3D de fabricação do liner – Etapa 2

FINISH /CLEAR,START /PREP7 /nerr,1

!**********DEFINIÇÃO DO ELEMENTO et.1.183 KEYOPT,1,3,1 ET,2,186 MP,EX,1,207000 MP,PRXY,1,0.3 тв, мі so, 1, 1, 9, 0 TBPT,,0.002164,448 TBPT,0.00353,460 TBPT,0.004,470 TBPT,0.004593,480 TBPT,0.005341,490 TBPT,0.006282,500 TBPT,0.007466,510 TBPT,0.00895,520 TBPT,0.098824,640 tbplot,miso,1 !plota a curva !**********DEFINIÇÃO DAS PROPRIEDADES DO MATERIAL DO TUBO EINTERNO (LINER) (RAMBERG-OSGOOD INCONEL 625) MP,EX,2,207000 MP,PRXY,2,0.3 тв, мі so, 2, 1, 9, 0 TBPT,,0.002,414 TBPT,0.013,570 TBPT,0.02,580 TBPT,0.0296,590 TBPT,0.043633,600 TBPT,0.0638,610 TBPT,0.13396,630 TBPT,0.1924,640 TBPT,0.2748,650 tbplot,miso,2 !plota a curva !********DEFINIÇÃO DAS PROPRIEDADES DO MATERIAL DA SOLDA (MESMO DO ANTERIOR) MP,EX,3,207000 MP,PRXY,3,0.3 тв, мізо, 3, 1, 9, 0 TBPT,,0.002,414 TBPT,,0.013,570 TBPT,,0.0296,590 TBPT,,0.043633,600 TBPT,,0.0638,610 TBPT,,0.13396,630 TBPT,,0.1324,640 TBPT,,0.2748,650 tbplot,miso,3 !plota a curva

DE=217.5 !DIAMETR	RO EXTERNO DO TUBO EXTERNO
DI=175.8 !DIAMETR	RO INTERNO DO TUBO INTERNO
DM=219.5 !DIAME	ETRO DA MATRIZ
e=14.2 !ESPES	SSURA DO TUBO
t=3.4 !ESPES	SSURA DO LINER
L1=6*DE/2 !COM	MPRIMENTO DO DUTO
pi=3.14159265	
FRIC=0.13 !COE	EF. DE FRICCAO
solda=20 !com	nprimento da região da solda
gap_tubo = (DE/2-e)-	-(DI/2+t)
FACTORL=25	
Momento=100000000*(F	FACTORL/100)
/TITLE,FABRICACAO LI	INER ETAPA 2 - 3D Momento %FACTORL%% DE 100000000
!TRACAO=500000	
NMIN=10 NMAX=15 NMED=12	
T1=20 T2=5	!DISTANCIA DA SOLDA ONDE A MALHA SERA REFINADA !COMPRIMENTO DA REGIAO DE TRANSICAO
toffset=75	TEMPO QUE INICIA O CONTATO

K,1,DE/2-(e+t),0,0	
K,2,DE/2-e,0,0	
K,3,DE/2-e,L1/2,0	
K,4,DE/2-(e+t),L1/2,	,0
K,5,DE/2-e,0,0	
K,6,DE/2,0,0	
K,7,DE/2,L1/2,0	
K,8,DE/2-e,L1/2,0	
N,1,0,L1/2+solda,0	
k,9,0,0,0 k,10,0,∟1/2,0	
К,11,DE/2,L1/2+solda	а, О
K,12,DE/2-e,L1/2+so	1da,0
L,1,2	

L,1,2 L,2,3 L,3,4 L,4,1
L,5,6 L,6,7 L,7,8 L,8,5 1,7,11 1,11,12 1,12,8 ksel,s,,,3,8,5 nummrg,kp,all alls AL,1,2,3,4 AL,5,6,7,8 a1,7,9,10,11 wpro,,-90, KWPAVE,4 wpof,,,-T1 ASBW,ALL wpof,,,-T2 ASBW,ALL WPSTYLE,,,,,,,,0 wpof,,,-T2 ASBW,ALL CSYS,0 I *************** esize,t amesh,3,7,2 esize,4*t amesh,4,6,2 amesh, 8, 11, 1 TYPE,2 EXTOPT,ESIZE,20,0, EXTOPT,ACLEAR,1 EXTOPT,ATTR,0,0,0 vrotat, all, ,, ,, 9, 10, 180 vsel,s,,,2,3 vsel,a,,,6,8,2 vsel,a,,,12,15,3 vsel, a, , , 11, 17, 6 eslv,s cm,liner,element mpchg,2,all /NUMBER,1 /PNUM,MAT,1 /REPLOT alls

MP, MU, 6, FRIC MAT,6 ET,3,170 ET,4,174 KEYOPT,4,10,2 R,4,,,,,,-10 !!! TARGET !!! aSEL,s,,,28 aSEL,a,,,31 aSEL, a, , , 39 aSEL, a, , , 46 aSEL,a,,,66 aSEL,a,,,69 aSEL,a,,,77 aSEL,a,,,84 NSLA,S,1 TYPE,3 MAT,6 REAL,4 ESURF !!! CONTACT !!! aSEL, S,,,16 aSEL, a, ,, 54 aSEL, a, ,, 20 aSEL, a, ,, 34 aSEL, a, , , 42 aSEL, a, , , 58 aSEL, a, , , 72 aSEL, a, , , 80 NSLA, S, 1 TYPE,4 МАТ, 6 REAL,4 ESURF alls K,100,DE/2-(e+t),L1/2+solda,0 L,12,100 L,100,4 AL, 3, 11, 130, 131 esize,t TYPE,1 amesh,86 TYPE,2 MAT, 3 EXTOPT, ESIZE, 20, 0, EXTOPT, ACLEAR, 1 EXTOPT, ATTR, 0, 0, 0

```
vrotat,86,,,,,9,10,180
vsel,s,,,4,5,1
vsel, a, , , 1
vsel,a,,,5,7,2
vsel,a,,,9,10
vsel,a,,,13,14
vsel,a,,,16,18,2
vsel,a,,,19,20
eslv,s
nsle,s
nummrg, node, all
alls
vsel,s,,,2,3,1
vsel,a,,,6,8,2
vsel,a,,,11,12
vsel,a,,,15,17,2
vsel,a,,,19,20,1
eslv,s
nsle,s
nummrg, node, all
alls
і жининининининининининин BC
NSEL, S, LOC, Y, 0
D, ALL, UY, 0
ALLSEL, ALL
NSEL, S, LOC, Z, O
D,ALL,UZ,O
ALLSEL, ALL
NSEL, S, LOC, Y, 0
NSEL, R, LOC, X, 0
D, ALL, UX, 0
AĹLS
```

aSEL, S, , ,18 aSEL, a, , , 22 aSEL, a, , , 35 aSEL, a, ,, 43 aSEL, a, ,, 56 aSEL, a, , , 60 aSEL, a, , , 73 aSEL,a,,,81 NSLA, S NPLOT CM, pressure, NODE ALLS LSEL, S, , ,10 LSEL, S, ,, 10 LSEL, a, ,, 82 LSEL, a, ,, 130 LSEL, a, ,, 142 NSLL, S, 1 nplot ddele,all,all alls !************* ELEMENTO DE MASSA NO NÓ PILOTO ET,5,MASS21 R,1,0.001 TYPE,5 REAL,1 E,1 allsel asel,s,,,12 asel,a,,,50 asel,a,,,89 asel,a,,,94 nsla,s,1 psel a 1 nsel,a,,1 cerig,1,all,UXYZ alls WPCSYS,-1,0 WPSTYLÉ,,,,,,,,0 WPSTYLE,,,,,,,,1 wpro,,-90, CSYS,0 /solu nsubst,2,3,1 ANTYPE,0 autots, on OUTPR, ALL, ALL, OUTRES, ALL, ALL ERESX, no CUTCONTROL, PLSLIMIT, 0.15 ncnv,2,0,0,0,0 neqit,200 /nerr,0,,,,0 nlgeom, on INISTATE, READ, 75, ist,

TIME,1 SOLVE

nsubst,NMED,NMAX,NMIN autots,on

F,1,MZ,Momento

!F,1,FY,TRACAO

TIME,2 SOLVE

Resultados do modelo em Elementos Finitos Axissimétrico – Pressão de contato











Resultados do modelo em Elementos Finitos Axissimétrico – Gráficos



relativos à Pressão de contato



Resultados do modelo em Elementos Finitos 3D – Etapa 1







Resultados do modelo em Elementos Finitos axissimétrico – Cálculo do K_I para diversos tamanhos de trincas



**** CALCULATE HIXED-HODE STRESS INTENSITY FACTORS ****		
ASSUME PLANE STRAIN CONDITIONS		
ASSUME A FULL-CRACK HODEL (USE 5 NODES)		
EXTRAPOLATION PATH IS DEFINED BY NODES: 1 245 243 HITH NODE 1 AS THE CRACK-TIP NODE	1696	1694
USE MATERIAL PROPERTIES FOR MATERIAL NUMBER 1 EX = 0.20700E+06 NUXY = 0.30000 AT TEMP = 0.0000		
**** KI = 110.47 , KII = 15.162 , KIII = 0.0000	****	



**** CALCULATE MIXED-MODE STRESS INTENSITY FACTORS ****	
ASSUME PLANE STRAIN CONDITIONS	
ASSUME A FULL-CRACK MODEL (USE 5 NODES)	
EXTRAPOLATION PATH IS DEFINED BY NODES: 1 245 243 WITH NODE 1 AS THE CRACK-TIP NODE	1696 1694
USE MATERIAL PROPERTIES FOR MATERIAL NUMBER 1 EX = 0.20700E+06 NUXY = 0.30000 AT TEMP = 0.0000	
**** KI = 55.316 , KII = 7.5972 , KIII = 0.0000	*okołok



ltura do defeito = .5 mm 'ensao = 40 MPa

ANSYS 12.1

NODAL SOLUTION

NODAL SOLUTION STEP=1 SUB =3 TIME=1 SY (AVG) RSYS=0 DMX = .067217 SMN =-6.946 SMX =230.368

**** CALCULATE HIXED-HODE STRESS INTENSITY F	FACTORS ****	
ASSUME PLANE STRAIN CONDITIONS		
ASSUME A FULL-CRACK MODEL (USE 5 NODES)		
EXTRAPOLATION PATH IS DEFINED BY NODES: HITH NODE 1 AS THE CRACK-TIP NODE	1 245 243	1696 1694
USE MATERIAL PROPERTIES FOR MATERIAL NUMBER EX = 0.20700E+06 NUXY = 0.30000	1 AT TEMP = 0.0000	
₩₩₩₩ KI = 27.662 , KII = 3.8008 ,	, KIII = 0.0000	*okołow



ASSUME PLANE STRAIN CONDITIONS

ASSUME A FULL-CRACK MODEL (USE 5 NODES) EXTRAPOLATION PATH IS DEFINED BY NODES: HITH NODE 1 AS THE CRACK-TIP NODE



