



DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**PROGRAMA DE GESTÃO DE RISCOS PARA
TUBULAÇÕES INDUSTRIAIS**

Por

Flavio Maldonado Bentes

Brasília, 13 de Novembro de 2007.



**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM CIÊNCIAS MECÂNICAS**

**PROGRAMA DE GESTÃO DE RISCOS PARA
TUBULAÇÕES INDUSTRIAIS**

FLAVIO MALDONADO BENTES

ORIENTADOR: JORGE LUIZ DE ALMEIDA FERREIRA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO EM CIÊNCIAS MECÂNICAS

**PUBLICAÇÃO: ENM.DM-116A/07
BRASÍLIA/DF: NOVEMBRO - 2007**

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM CIÊNCIAS MECÂNICAS**

**PROGRAMA DE GESTÃO DE RISCOS PARA
TUBULAÇÕES INDUSTRIAIS**

FLAVIO MALDONADO BENTES

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA DA FACULDADE DE TECNOLOGIA DA UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM CIÊNCIAS MECÂNICAS.

APROVADA POR:

**Jorge Luiz de A. Ferreira, DSc. (ENM-UnB)
(Orientador)**

**Alberto Carlos Guimarães Castro Diniz, DSc. (ENM-UnB)
(Examinador Interno)**

**Sônia Maria José Bombardi, DSc. (FUNDACENTRO)
(Examinador Externo)**

BRASÍLIA-DF, 13 DE NOVEMBRO DE 2007.

FICHA CATALOGRÁFICA

BENTES, FLAVIO MALDONADO.

Programa de Gestão dos Riscos em Instalações com Tubulações Industriais. 143p. , 210 x 297 mm (ENM/FT/UnB, Mestre, Ciências Mecânicas, 2007).

Dissertação de Mestrado - Universidade de Brasília. Faculdade de Tecnologia.

Departamento de Engenharia Mecânica.

1. Gestão de Riscos

2. Riscos

3. Programa

4. Tubulações industriais

I. ENM/FT/UnB

II. Título (série)

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

BENTES, F. M. (2007). Programa de Gestão de Riscos para Tubulações Industriais. Dissertação de Mestrado em Ciências Mecânicas, Publicação ENM.DM-116A/07, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 143p.

CESSÃO DE DIREITOS

AUTOR: Flavio Maldonado Bentes.

TÍTULO: Programa de Gestão de Riscos para Tubulações Industriais.

GRAU: Mestre

ANO: 2007

É concedida à Universidade de Brasília permissão para reproduzir cópias desta dissertação de mestrado e para emprestar ou vender tais cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor reserva outros direitos de publicação e nenhuma parte dessa dissertação de mestrado pode ser reproduzida sem autorização por escrito do autor.

Flavio Maldonado Bentes
SCLN 411 Bloco A - Apto 218
70866-510 - Brasília/DF.

Aos nossos familiares e mestres os quais nos motivaram para conclusão deste valioso trabalho.

AGRADECIMENTOS

A Deus, que me deu o dom da vida e sempre esteve comigo. Nos momentos em que pensei em recuar ou parar, nos momentos de alegria ou de tristeza, Ele estava presente, fazendo da derrota uma vitória e da fraqueza uma força. Com a ajuda Dele foi possível a realização deste trabalho.

A Minha esposa Tatiane Sampaio Gonçalves Bentes que, com muito carinho e dedicação, soube me compreender e me apoiar nos momentos em que tive que me dedicar mais profundamente à elaboração da dissertação.

Ao meu amado pai Airton Manoel Portilho Bentes e a minha amada mãe Gilda Maldonado Bentes que, embora distantes, sempre me deram apoio e me ajudaram a enfrentar mais esta etapa da vida, sempre com palavras encorajadoras que muito me serviram de motivação.

Ao Orientador, o Prof. Dr. José Luiz de A. Ferreira, pela dedicação, incentivo e carinho despendido e ao corpo Docente do departamento de Engenharia Mecânica da UnB, em especial ao Professor Dr. José Alexander Araújo e aqueles que de alguma forma me ajudaram na realização deste projeto.

A todos os familiares e amigos, inclusive aos companheiros da Fundacentro do Centro Regional do Distrito Federal - CRDF, que com carinho e sabedoria me compreenderam nas ausências e nos momentos difíceis, torcendo pelo sucesso e fazendo brotar esperança a partir de cada gesto de carinho e apoio manifestado.

RESUMO

Dentre os diversos estudos que abordam a temática de Gestão de Riscos, a idéia proposta neste trabalho consiste na elaboração de um Programa de Gestão dos Riscos que possa orientar métodos para antecipação, o reconhecimento, a avaliação e o controle dos riscos em tubulações industriais. Risco é todo evento futuro e incerto que possa comprometer a realização de um ou mais objetivos do projeto. A Gestão de Riscos aplicada consiste na identificação, classificação e quantificação dos riscos, bem como na definição, planejamento e gerenciamento das ações de resposta a estes riscos. Sendo assim, pode-se dizer que os principais benefícios da Gestão de Riscos são a minimização da probabilidade da ocorrência de eventos adversos aos objetivos dos projetos, ampliando assim as chances de sucesso destes, o que é vital no mercado competitivo de hoje e o diferencial para a realização de projetos de excelência.

Descritores: gestão de riscos, riscos, programa, tubulações industriais.

ABSTRACT

Among many studies involving the theme Risk Management, the main purpose of these dissertation is to create a management risk program that guides customers to apply anticipation, recognizing, avaluation and control methods for industrials pipelines. Risk is all uncertain and future event that can harm one or more design objectives. Applied Risk Management consists in the identification, classification and quantification of the risks, and the planning and management of feedback actions to these risks. Thus, we can say that the main benefits of the risk management is the minimization of the probability of harming events for the design, increasing the possibility of being successful, that is very important nowadays and may be the difference to make a well done design.

Key words: risk management, risks, program, industrial pipelines.

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

- AAF - Análise de Árvore de Falha;
- AAE - Análise de Árvore de Eventos;
- ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas;
- AMEF - Análise do Modo e Efeito de Falhas;
- ANSI - *American National Standards Institute* – Instituto Nacional Americano de Padronização;
- API - *American Petroleum Institute* – Instituto Americano do Petróleo;
- APR - Análise Preliminar de Risco;
- BS - *British Standards* – Norma Inglesa;
- ASME - *American Society of Mechanical Engineers* – Sociedade Americana de Engenheiros Mecânicos;
- BVP - *Boiler and Vessel Pressure* – Caldeiras e Vasos de Pressão;
- CETESB - Companhia de Tecnologia de Saneamento Ambiental;
- CST - Corrosão sob tensão;
- DIV - *Division* – Divisão;
- DNV - Det Norske Veritas;
- ERW - *Electric Resistance Welding* – Soldagem por Resistência Elétrica;
- ETA - Event Tree Analysis – Análise de Árvore de Eventos;
- FAD - *Failure Analysis Diagram* – Diagrama de Análise de Falha;
- FMEA - *Failure Model and Effect Analysis* – Análise do Modo e Efeito de Falhas;
- FTA - *Fault Tree Analysis* – Análise de Árvore de Falhas;
- FUNDACENTRO - Fundação Jorge Duprat Figueiredo de Segurança e Medicina do Trabalho;
- HAZOP - *Hazard and Operability Studies* – Análise de Perigos e Operabilidade;
- HSPS - *Handbook of System and Product Safety* – Manual de Segurança de Produto e Sistema;
- ISO - *International Organization for Standardization* – Organização Internacional para Padronização;
- JUSE - *Union of Japanese Scientists and Engineers* – União Japonesa de Engenheiros e Cientistas;
- Ksi - *Kilo pounds per square inch* – Quilo libras por polegadas quadradas;

MAG - *Metal Active Gas* – Gás Ativo ao Metal;

MIG - *Metal Inert Gas* – Gás Inerte ao Metal;

MIT - Massachusetts Institute of Technology – Instituto de Tecnologia de Massachusetts;

MORT - *Management Oversight and Risk Tree* – Gerenciamento vigilante e árvore de risco;

MPa - Megapascal;

MR - Magnitude de Risco;

PDCA - *Plan, Do, Check and Action* – Planejar, Executar, Verificar e Agir;

PGRTI - Programa de Gestão dos Riscos para Tubulações Industriais;

PIG - Equipamento de inspeção e sondagem de dutos;

PMI - *Project Management Institute* – Instituto de gerenciamento de Projeto;

QS - *Quality System* – Sistema da Qualidade;

RNSA - Randon Number Simulation Analysis – Análise por simulação numérica aleatória;

SAW - *Submerged-Arc Welding* – Soldagem por Arco Submerso;

SCH - *Schedule* – define a espessura de parede da tubulação;

SMYS - *Specified Minimiun Yield Strength* – Tensão de escoamento mínima Especificada;

SR - Série de Riscos;

THERP - Technique for Human Error Predicting – Técnica para predição do erro humano;

TIC - Técnica de Incidentes Críticos;

TMEF - Tempo Médio entre falhas;

UTS - *Ultimate Tensile Strenght* – Tensão Última de Deformação;

WI - *What if* – O que aconteceria se;

WIC - *What if / Checklist* – O que aconteceria se / lista de verificação.

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área
α''	Fator geométrico da descontinuidade
α_{fab}	Fator de fabricação
B	Espessura nominal do tubo
C	Confiabilidade
C_V	Energia Charpy-V
D	Diâmetro externo do tubo
$D_{máx}$	Diâmetro máximo
$D_{mín}$	Diâmetro mínimo
ΔL	Variação do comprimento de ancoragem
ε	Erro
ε_{xx}	Deformação em x
E	Módulo de Elasticidade (E)
F	Falha
f_a	Força de atrito
f_o	Ovalização
f_w	Fator de dimensão finita
γ_c	Fator de segurança para a corrosão em soldas circunferenciais
γ_d	Fator de segurança de projeto
γ_T	Fator de redução devido à temperatura
K_I	Fator intensificação de tensões
K_{mat}	Estimativa da tenacidade à fratura do material
K_R	Relação de tenacidade K_R
k_m	Fator de intensificação devido ao desalinhamento de solda
L	Comprimento de ancoragem
L_a	Comprimento admissível

λ	Taxa de falha
Λ	Parâmetro de classificação de defeitos
l	Largura do defeito de corrosão
M	Fator de folias
M_m	Fator de intensificação de intensidade de tensões
n	Número da amostra
ν	Coefficiente de Poisson
P	Pressão
p_a	Pressão interna admissível
P_b'	Tensão de flexão equivalente
p_c	Pressão crítica
p_d	Pressão interna de projeto
p_e	Pressão externa
p_{el}	Pressão de colapso elástica
P_f	Probabilidade de falha
P_m	Tensão de membrana primária
p_{oper}	Pressão de operação
p_{pl}	Pressão de colapso plástico
r	Raio
R_m	Raio médio da seção transversal do duto
σ	Desvio Padrão
$(\sigma_a)_x$	Tensão axial admissível
σ_c	Tensão circunferencial
σ_{eq}	Tensão equivalente
σ_f	Sigma flow
σ_L	Tensão longitudinal
σ_n	Tensão de referência

σ_R	Razão de colapso
σ_x	Tensão axial
σ_Y	Limite de Escoamento
t	Espessura mínima de parede (“ <i>nominal wall thickness</i> ”)
t_o	Tempo de operação
T	Temperatura
T_o	Temperatura inicial ou de montagem
T_t	Temperatura de trabalho
T_p	Temperatura de projeto
$TMEF$	Tempo médio entre falhas
\bar{X}	Média
U	Deslocamento longitudinal

LISTA DE FIGURAS

CAPÍTULO 1

Figura 1.1 - Acidente em Instalação com Tubulação Industrial.....	3
---	---

CAPÍTULO 2

Figura 2.1 - Gerenciamento de Riscos.....	7
Figura 2.2 - Gerenciamento de Riscos e suas Funções.....	8
Figura 2.3 - Simbologia Lógica de uma Árvore de Falhas.....	22
Figura 2.4 - Taxa de Falha x Tempo	36
Figura 2.5 - Sistema de componentes em série	39
Figura 2.6 - Sistemas de redundância em paralelo	40

CAPÍTULO 3

Figura 3.1 - Tensões na parede de um duto.....	59
Figura 3.2 - Seção longitudinal de um duto	60
Figura 3.3 - Seção radial de um duto.....	61
Figura 3.4 - Círculo de Mohr.....	71
Figura 3.5 - Sistema de Referência adotado no Estado Plano de Tensões	75
Figura 3.6 - Carregamento Norma no estado plano de tensões	76
Figura 3.7 - Carregamento de Flexão no estado plano de tensões	76
Figura 3.8 - Carregamento Cortante no estado plano de tensões	77
Figura 3.9 - Tubo de paredes finas	77
Figura 3.10 - Viga sujeita a esforços axiais e seu deslocamento u	81
Figura 3.11 - Barra sujeita à esforços de flexão	82
Figura 3.12 - Natureza das Tensões.....	83
Figura 3.13 - Cargas que resultam em tensões primárias	83
Figura 3.14 - Gráfico de tensões secundárias	84
Figura 3.15 - Carregamentos que causam tensões secundárias	85
Figura 3.16 - Geometria causadora de concentração de tensões	86
Figura 3.17 - Tensão máxima de cisalhamento	88
Figura 3.18 - Tubo sujeito a tensões de flexão	88
Figura 3.19 - Tubo em corte	89
Figura 3.20 - Razão entre Tensões em função da razão diâmetro-espessura	97

CAPÍTULO 4

Figura 4.1 - Dimensões das trincas internas e superficiais.....	102
Figura 4.2 - Fator de Intensificação de Tensões para Descontinuidades Superficiais submetidas a tração. Fonte: BS-7910 - Figura M.4a.....	110
Figura 4.3 - Fator de Intensificação de Tensões para descontinuidades Internas submetidas a tração Fonte: BS-7910 - Figura M.8.....	110
Figura 4.4 - Diagrama FAD - Nível 1	111
Figura 4.5 - Mossa sem outros defeitos associados.....	113
Figura 4.6 - Mossa com cava.....	113

CAPÍTULO 5

Figura 5.1 - Desenho esquemático do problema	121
Figura 5.2 - Distribuição das forças de atrito com o solo.....	122
Figura 5.3 - Comprimento da tubulação em função da temperatura final de processo	126
Figura 5.4 - Tensão equivalente x Pressão interna	127
Figura 5.5 - Distribuição do problema para ΔL e para L	128
Figura 5.6 - Níveis de correlação de dependência.....	129
Figura 5.7 - Correlação de dependência de cada variável em relação a ΔL	131
Figura 5.8 - Análise comparativa dos Índices de Risco Relativos	134

LISTA DE QUADROS

CAPÍTULO 2

Quadro 2.1 - Modelo de Análise Preliminar de Riscos	11
Quadro 2.2 - Seqüência para preenchimento do formulário FMEA.....	16
Quadro 2.3 - Quadro para determinação do índice de severidade.....	16
Quadro 2.4 - Quadro para determinação do índice de ocorrência.....	17
Quadro 2.5 - Quadro para determinação do índice de detecção.....	17
Quadro 2.6 - Álgebra Booleana.....	22
Quadro 2.7 - Relacionamento da álgebra de Boole.....	24
Quadro 2.8 - Palavras-guia e possíveis desvios.....	26
Quadro 2.9 - Modelo de planilha para o estudo HAZOP.....	27

CAPÍTULO 3

Quadro 3.1 - Especificação dos Graus dos Tubos API 5L.....	50
Quadro 3.2 - Processos de Fabricação dos Tubos API 5L.....	51
Quadro 3.3 - Tubos comercialmente fabricados segundo a API 5L.....	52
Quadro 3.4 - Razão de comparação para tensão de Lamé.....	97
Quadro 3.5 - Relação de Tensões.....	98

CAPÍTULO 5

Quadro 5.1 - Parâmetros de projeto.....	125
Quadro 5.2 - Resumo das variáveis analisadas.....	129
Quadro 5.3 - Análise Preliminar de Riscos.....	131
Quadro 5.4 - Estudo de Perigos e Operabilidade.....	133
Quadro 5.5 - Análise utilizando FMEA.....	134

SUMÁRIO

1 - INTRODUÇÃO.....	1
1.1 - TEMA DA PESQUISA	1
1.1.1 - A História da Gestão de Riscos.....	1
1.1.2 - A Proposta de um Programa de Gestão dos Riscos para Tubulações Industriais (PGRTI).....	2
1.1.3 - A importância da malha dutoviária no Brasil.....	3
1.2 - OBJETIVO DA PESQUISA	4
1.3 - JUSTIFICATIVA.....	5
1.4 - METODOLOGIA DA PESQUISA	5
2 - REVISÃO DE GESTÃO DE RISCOS	6
2.1 - PRINCÍPIOS DE GERÊNCIA DE RISCOS.....	8
2.1.1 - Análise de riscos.....	9
2.1.2 - Técnicas de Análise de Riscos	10
2.1.2.1 - Análise Preliminar de Riscos (APR) - Preliminary Hazard Analysis (PHA)	10
2.1.2.2 - What-if (WI).....	12
2.1.2.3 - Série de Riscos (SR).....	12
2.1.2.4 - Checklist.....	12
2.1.2.5 - What-if/Checklist (WIC).....	12
2.1.2.6 - Técnica de Incidentes Críticos (TIC)	13
2.1.2.7 - Análise de Modos de Falha e Efeitos (AMFE) - Failure Modes and Effects Analysis (FMEA)	13
2.1.2.7.1 - Planejamento	15
2.1.2.7.2 - Avaliação dos riscos.....	16
2.1.2.7.3 - Melhoria	18
2.1.2.7.4 - Continuidade	18
2.1.2.8 - Análise de Árvore de Falhas (AAF) - Fault Tree Analysis (FTA)	19
2.1.2.9 - Análise de Árvore de Eventos (AAE) - Event Tree Analysis (ETA)	24
2.1.2.10 - Estudo de Operabilidade e Riscos - Hazard and Operability Studies (HAZOP)	25
2.1.2.11 - Gerenciamento vigilante e árvore de risco - Management Oversight and Risk Tree (MORT).....	28
2.1.2.12 - Técnica para Predição do Erro Humano - Technique for Human Error Predicting (THERP)	28
2.1.2.13 - Análise por Simulação Numérica Aleatória - Random Number Simulation Analysis (RNSA).....	28
2.1.2.14 - Índices de Risco Dow e Mond - Relative Ranking - Dow and Mond Indices .	28
2.1.2.15 - Revisão de Segurança - Safety Review.....	29

2.1.2.16 - Método de Monte Carlo	29
2.2 - PDCA E SISTEMA DE GESTÃO	31
2.2.1 - Planejar	31
2.2.2 - Executar	31
2.2.3 - Verificar	31
2.2.4 - Agir.....	32
2.3 - QUATORZE PRINCÍPIOS DE DEMING	32
2.4 - CONFIABILIDADE	34
2.4.1 - Introdução.....	34
2.4.2 - Conceituação e tipos de falhas	35
2.4.3 - Cálculo de confiabilidade.....	37
2.4.3.1 - Confiabilidade de sistemas.....	38
2.4.3.1.1 - Sistemas de componentes em série	38
2.4.3.1.2 - Sistemas de redundância em paralelo.....	40
3 - REFERENCIAIS TEÓRICOS	41
3.1 - SELEÇÃO DE MATERIAL EM INSTALAÇÕES COM TUBULAÇÕES.....	41
3.1.1 - Normas de Fabricação de tubulações	42
3.1.1.1 - Tubulações Industriais	42
3.1.1.2 - Tubulações de Precisão	43
3.1.1.3 - Tubulações de Condução	44
3.1.1.4 - Tubulações Petrolíferas	46
3.1.1.5 - Eletrodutos	47
3.1.2 - Definição de Schedule.....	47
3.2 - A TUBULAÇÃO INDUSTRIAL DO PONTO DE VISTA ESTRUTURAL	48
3.3 - INSTITUTO AMERICANO DO PETRÓLEO (API)	49
3.3.1 - Especificação API 5L.....	49
3.3.2 - Processos de fabricação de tubos API 5L	50
3.3.3 - Fabricação de tubos sem costura.....	53
3.3.4 - Relação entre propriedades e microestruturas.....	53
3.3.5 - Soldabilidade da tubulação.....	54
3.3.6 - A influência do tipo de solo	55
3.4 - ATRITO EM TUBULAÇÕES ENTERRADAS	55
3.4.1 - Determinação da força de atrito com o solo (f_a)	55
3.5 - MINIMIZAÇÃO DOS RISCOS DE IMPACTO AO MEIO AMBIENTE	56
3.6 - INTRODUÇÃO À MECÂNICA DOS SOLOS	56
3.6.1 - Tipos de solo	57

3.7 - TUBO PAREDE FINA	59
3.7.1 - Tensões na parede de uma tubulação	59
3.7.2 - Cálculo da pressão interna em função das tensões.....	60
3.7.2.1 - Tensão equivalente pelo critério de Von Mises	62
3.8 - INTRODUÇÃO À TEORIA DA ELASTICIDADE	63
3.8.1 - Forças e tensões.....	63
3.8.2 - Deformações e Lei de Hooke	65
3.8.3 - Tensões planas.....	68
3.8.4 - Deformações planas	69
3.8.5 - Círculo de Mohr	70
3.8.6 - Equações diferenciais de equilíbrio.....	72
3.8.7 - Equações de compatibilidade	72
3.8.8 - Teoria de vigas e balanço de forças e momentos	75
3.9 - DIMENSIONAMENTO DE TUBULAÇÕES INDUSTRIAIS.....	82
3.9.1 - Natureza das tensões	82
3.9.1.1 - Tensões primárias (ASME - BVP VIII, DIV.2).....	83
3.9.1.2 - Tensões secundárias (ASME-BVP VIII, DIV. 2).....	84
3.9.1.3 - Tensões localizadas (peak stress).....	85
3.9.1.4 - Tensão longitudinal gerada pela temperatura e pressão.....	86
3.9.1.5 - Tensão longitudinal de flexão	88
3.9.1.6 - Tensão circunferencial (devido à pressão interna).....	88
3.9.1.7 - Dimensionamento da espessura de parede	89
3.9.1.7.1 - Introdução	89
3.9.1.7.2 - Fórmula de Lamé	90
3.9.1.7.3 - Fórmula de membrana.....	92
3.9.1.7.4 - Fórmula de Barlow	93
3.9.1.7.5 - Fórmula da ASME B 31.3.....	93
3.9.1.7.6 - Fórmula da ISO	94
3.9.1.7.7 - Norma ASME B 31.4	95
3.9.1.7.8 - Norma ASME B 31.8	96
3.9.1.7.9 - Comparação entre os resultados das diferentes fórmulas.....	96
4 - PROGRAMA DE GESTÃO DOS RISCOS PARA TUBULAÇÕES INDUSTRIAIS.....	98
4.1 - RECOMENDAÇÕES PARA DUTOS COM DESCONTINUIDADES DE FABRICAÇÃO	101
4.1.1 - Critérios para a avaliação de descontinuidades planares	101
4.1.1.1 - Tenacidade do Material.....	101
4.1.1.2 - Geometria das Descontinuidades	102
4.1.1.3 - Estimativa para relação de Colapso Plástico.....	102
4.1.1.4 - Estimativa das Tensões Residuais no Duto com descontinuidades	107
4.1.1.5 - Determinação da Relação de Tenacidade	108

4.2 - RECOMENDAÇÕES PARA DUTOS COM MOSSAS	111
4.3 - RECOMENDAÇÕES PARA DUTOS SUJEITOS AO COLAPSO PELA PRESSÃO EXTERNA	113
4.4 - RECOMENDAÇÕES PARA DUTOS SUJEITOS A FALHAS PELA AÇÃO DO SOLO	115
4.5 - RECOMENDAÇÕES PARA DUTOS COM SUSCETIBILIDADE À CORROSÃO	115
4.5.1 - Recomendações para redução do risco associado à falha de dutos com corrosão ..	115
4.5.2 - Recomendações para corrosão em soldas circunferenciais	119
4.5.3 - Recomendações para redução do risco associado à falha de dutos com corrosão sob tensão	119
5 - ANÁLISE QUALITATIVA E QUANTITATIVA DOS RISCOS EM UMA SITUAÇÃO DE DUTO ANCORADO	120
5.1 - MODELAGEM ANALÍTICA PARA O CÁLCULO DO COMPRIMENTO DE ANCORAGEM E DESLOCAMENTO NO PONTO DE AFLORAMENTO EM UMA SITUAÇÃO PROBLEMA	120
5.2 - IMPLEMENTAÇÃO DO MODELO ANALÍTICO PARA DETERMINAÇÃO DO COMPRIMENTO DE ANCORAGEM DE PROJETO	125
5.3 - APLICAÇÃO DO MÉTODO DE MONTE CARLO	127
5.4 - ANÁLISE PRELIMINAR DE RISCOS	131
5.5 - ESTUDO DE PERIGO E OPERABILIDADE.....	132
5.6 - ANÁLISE DO MODO E EFEITO DE FALHA - FMEA.....	133
6 - CONCLUSÕES.....	135
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	137
APÊNDICES	140
APÊNDICE A - DIÂMETRO EXTERNO (mm) PARA TUBOS DE CONDUÇÃO.....	141
APÊNDICE B - DIÂMETRO EXTERNO (mm) PARA ELETRODUTOS DE AÇO..	142
APÊNDICE C - ESPESSURA DE PAREDE DOS TUBOS EM FUNÇÃO DO DIÂMETRO NOMINAL (POLEGADAS)	143

1 - INTRODUÇÃO

1.1 - TEMA DA PESQUISA

1.1.1 - A História da Gestão de Riscos

Em nossos dias, a Gestão de Riscos está ganhando cada vez mais importância nas empresas. As organizações de uma forma geral buscam um melhor posicionamento dentro do mercado mundial, fortalecendo sua capacidade competitiva e evitando problemas que coloquem em risco sua imagem, ou tudo aquilo que possa repercutir negativamente.

Para as antigas civilizações gregas, romanas e judaicas, antever o futuro era um dom destinado apenas aos oráculos e adivinhos que detinham um monopólio sobre todo o conhecimento humano e possuíam a capacidade de realizar previsões sobre possíveis eventos futuros. Porém devido a capacidade de desenvolvimento do ser humano em pensar, analisar e tomar suas próprias decisões e responsabilidades, assumindo as conseqüências de seus atos e atitudes tal prognóstico passou a ser estudado no contexto matemático e estatístico dando origem ao desenvolvimento da percepção do risco.

Como um primeiro entendimento, “risco”, é uma derivação da antiga língua italiana denominada “risicare”, que traduz para uma percepção da evolução social, científica e tecnológica do ser humano em “ousar”, raiz esta que possibilita uma “escolha” do homem e não um destino divinamente determinado.

O processo racional de enfrentar riscos mostrou ao mundo como compreender, medir e avaliar suas conseqüências, convertendo o ato de correr riscos em dos principais catalisadores do desenvolvimento. Surgindo essa compreensão como uma forma específica de se relacionar com o futuro, a partir da sociedade feudal, paulatinamente as sociedades modernas levaram as empresas atuais a se exporem a esses riscos e administrá-los convenientemente. No caso do conceito de risco, esse longo processo envolveu, de um lado, o lento desenvolvimento da teoria da probabilidade, cuja historia teve seu início no século XVII, pontuada por grandes pesquisadores científicos, muitos deles matemáticos e astrônomos.

De outro lado, o conceito de risco envolve a sofisticação do estudo estatístico e seu uso como ciência. É obvio que a humanidade sempre enfrentou perigos diversos, sejam os riscos involuntários decorrentes de catástrofes, terremotos, erupções vulcânicas, furacões – sejam aqueles associados às guerras, às vicissitudes da vida cotidiana ou ainda os voluntários, decorrentes do que chamamos hoje de “estilo de vida”. Entretanto, esses eventos não eram denominados como riscos, mas sim referenciados como perigos, fatalidades, “*hazards*” ou dificuldades, mesmo porque, a palavra risco encontrava-se ausente no vocabulário das línguas antigas.

De acordo com Peter Bernstein (1997), o atual processo de administrar riscos tem suas raízes no sistema de numeração indo-arábico, sistema desenvolvido pela civilização árabe, há cerca de setecentos a oitocentos anos. Para ele, o verdadeiro estudo do risco se desenvolveu entre os séculos XIV e XVI, época do Renascimento.

De acordo com Peter Bernstein (1997), os seres humanos sempre foram apaixonados pelo jogo, sua essência representa o próprio ato de correr riscos, sem restrições, fazendo com que as pessoas acabem se entregando a esses jogos sem recorrer a nenhum sistema probabilístico. Pode se dizer que isso motivou Pascal e Fermat a se inspirarem para o revolucionário estudo das leis das probabilidades.

1.1.2 - A Proposta de um Programa de Gestão dos Riscos para Tubulações Industriais (PGRTI)

Dentre os diversos estudos que abordam a temática de gestão de riscos, a idéia proposta neste trabalho consiste na elaboração de um Programa de Gestão dos Riscos que possa orientar métodos para antecipação, o reconhecimento, a avaliação e o controle dos riscos para tubulações industriais. Risco de projeto é todo evento futuro e incerto que possa comprometer a realização de um ou mais objetivos do projeto. A Gestão de Riscos aplicada em projetos consiste na identificação, classificação e quantificação dos riscos, bem como na definição, planejamento e gerenciamento das ações de resposta a estes riscos. Sendo assim, pode-se dizer que os principais benefícios da Gestão de Riscos são a minimização da probabilidade de eventos adversos aos objetivos dos projetos, ampliando assim as chances de sucesso destes, o que é vital no mercado competitivo de hoje e o diferencial para a realização de projetos de excelência.

Vale ainda ressaltar que acidentes podem representar perdas irreparáveis tanto materiais como humanas, além de prejudicar a própria imagem da instituição, o que pode significar até mesmo o fim da empresa. Abaixo, destaca-se um acidente ocorrido em uma refinaria, causando sua parada.



Fonte: CETESB-SP

Figura 1.1 - Acidente em Instalação com Tubulação Industrial

1.1.3 - A importância da malha dutoviária no Brasil

A aplicação de dutos tem sido cada vez maior em nossos dias. A utilização variada tem feito com que tanto quanto necessário sejam empregados materiais que outrora eram pouco utilizados seja em casos de ambientes agressivos ou para uso em aplicações menos severas. O transporte de fluidos (líquidos e gases de uma maneira geral) vem crescendo e hoje liga pontos dentro e fora do país.

Quase sempre o transporte dutoviário é aplicado com a finalidade de transportar com mais eficácia, rapidez e segurança, além de ser um investimento que ao longo dos anos pode ser muito mais vantajoso economicamente do que outros meios de transportes, levando-se também em consideração o tipo de fluido e as condições de trabalho e transporte do mesmo.

A utilização de dutos para transporte de gás natural, petróleo e derivados vem sendo incrementada nos últimos anos, o que vem contribuindo para a implantação de diversos projetos. Este crescente aumento da malha de dutos associado a diversidade geográfica das regiões atendidas por estes e uma maior preocupação com o meio ambiente, tem levado as

empresas responsáveis pela implantação do sistema dutoviário a direcionar esforços visando garantir maior segurança operacional a este tipo de transporte de produtos. Dentro deste cenário, torna-se necessário disponibilizar sistemas e dispositivos que possam auxiliar na rápida detecção e localização de eventuais vazamentos, minimizando desta forma os riscos de danos às instalações, às pessoas e ao meio ambiente. A utilização de novas tecnologias também proporcionam maior agilidade e rapidez das equipes de reparo, bem como a melhoria da continuidade operacional através da redução das interrupções na transferência de produtos.

1.2 - OBJETIVO DA PESQUISA

Disponibilizar técnicas modernas de Gerenciamento dos Riscos utilizando uma abordagem didática e focada em Tubulações industriais de forma que este trabalho possa servir de base para aprofundamentos em pesquisa e desenvolvimento.

Elaborar um Programa de Gestão dos Riscos para Tubulações Industriais que tenha por finalidade disponibilizar princípios de Gerenciamento de Riscos envolvendo metodologias preventivas, recomendações para dutos com descontinuidades de fabricação, dutos com moedas, dutos sujeitos ao colapso pela pressão externa, dutos sujeitos a falhas pela ação do solo e com suscetibilidade à corrosão.

Abordar metodologias sobre a análise qualitativa e quantitativa dos riscos em uma situação de duto ancorado, modelagem analítica para o cálculo do comprimento de ancoragem e deslocamento no ponto de afloramento em uma situação problema, implementação do modelo analítico para valores de projeto, aplicação do método de Monte Carlo, Análise Preliminar de Risco, Estudos de Perigos e Operabilidade (HAZOP) e Análise do Modo e Efeito de Falha (FMEA).

Mostrar os benefícios em se utilizar um Programa de Gestão de Riscos para Tubulações Industriais objetivando uma melhor Gestão dos Riscos envolvidos e conseqüente minimização da probabilidade de eventos adversos aos objetivos dos projetos, ampliando assim as chances de sucesso destes.

1.3 - JUSTIFICATIVA

Tendo em vista a utilização de tubulações industriais em grande escala na indústria, a falta de procedimentos até então padronizados e diante da necessidade de propor medidas para otimização do gerenciamento dos riscos envolvidos e uma aplicação direta das técnicas de gerenciamento de riscos voltados para tubulações industriais, tem-se a justificativa da proposição deste trabalho.

Além do fator empreendedor deve-se levar em consideração o fato de que um simples descuido pode acarretar a ocorrência de acidentes ampliados que facilmente podem envolver substâncias nocivas ao meio ambiente e ao ser humano causando conseqüentemente perdas materiais e/ou humanas.

Quanto ao impacto do fato gerador (acidente) sobre a sociedade, pode-se ter a justificativa base, pois ainda que haja uma perda mínima para a empresa os resultados da falha catastrófica podem ser irreversíveis.

1.4 - METODOLOGIA DA PESQUISA

No primeiro capítulo do trabalho é feita uma abordagem introdutória mostrando a história da gestão de riscos, a proposta de um Programa de Gestão dos Riscos para Tubulações Industriais (que será tratado especificamente no capítulo 4) e a importância da malha dutoviária no Brasil.

Já no segundo capítulo é feita uma revisão geral dos principais conceitos de gestão de riscos, com uma abordagem didática, visando facilitar ao máximo a compreensão do leitor no entendimento dos capítulos 4 e 5.

O terceiro capítulo destaca os referenciais teóricos de tubulações industriais.

Para o quarto capítulo é proposto a elaboração de um Programa de Gestão dos Riscos para Tubulações Industriais que tenha por finalidade disponibilizar princípios de Gerenciamento de Riscos envolvendo metodologias preventivas, recomendações para dutos com

descontinuidades de fabricação, dutos com mossas, dutos sujeitos ao colapso pela pressão externa, dutos sujeitos a falhas pela ação do solo e com suscetibilidade à corrosão.

No penúltimo capítulo do trabalho (quinto) são abordadas metodologias sobre a análise qualitativa e quantitativa dos riscos em uma situação de duto ancorado, modelagem analítica para o cálculo do comprimento de ancoragem e deslocamento no ponto de afloramento em uma situação problema, implementação do modelo analítico para valores de projeto, aplicação do método de Monte Carlo, Análise Preliminar de Risco, Estudos de Perigos e Operabilidade (HAZOP) e Análise do Modo e Efeito de Falha (FMEA).

O capítulo seis é a parte conclusiva, que visa mostrar as vantagens de se utilizar as técnicas de gestão de riscos e demais considerações pertinentes ao desenvolvimento do trabalho.

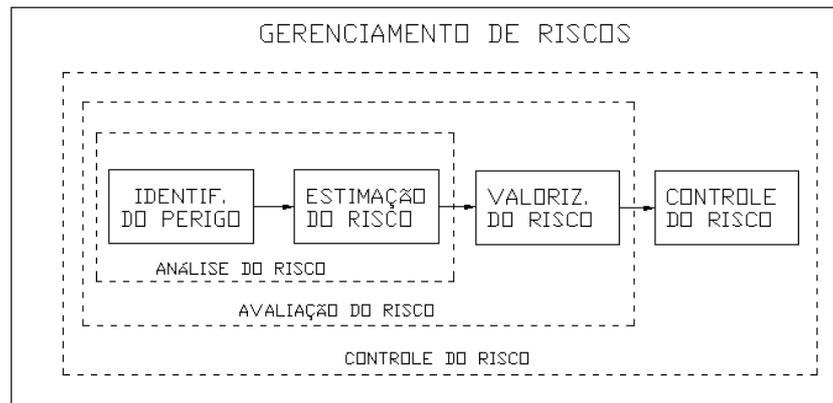
2 - REVISÃO DE GESTÃO DE RISCOS

A possibilidade de eventos indesejados, previsíveis ou não, se concretizarem, estará sempre presente ao dia-a-dia das empresas. Para evitar a concorrência destes, ou ainda, minimizar seus impactos danosos, quer sobre o homem, sobre os meios materiais, quer sobre o meio ambiente, haverá a necessidade de o gestor incorporar ao cotidiano da organização uma série de práticas. Dessa forma, deverá investigar incessantemente todas as possibilidades de incidentes, acidentes e de perdas, para conhecer suas causas e efeitos e, em seguida, estabelecer os instrumentos eficazes de sua prevenção, monitoramento e controle. (FILHO, 2001)

Segundo Filho (2001), essas práticas estarão relacionadas ao papel de cada um dos trabalhadores na busca do objetivo coletivo de integridade. Desta forma, dispor a empresa de uma cultura organizacional voltada a esse objetivo é de fundamental importância para o propósito de gerenciamento dos riscos. Tanto quanto melhor for estruturado o plano de gerenciamento de riscos e melhor preparadas estiverem as pessoas de uma organização, menores serão as chances de ocorrência de perdas de maior significância para esta. Conseqüentemente, menores serão os custos de, por exemplo, proteções de patrimônio na forma de seguros.

A correta definição de probabilidades de ocorrência de cada sinistro aos quais poderá estar sujeita a organização e de suas dimensões sobre os mais variados aspectos, determinando uma prioridade de atenções, também é de extrema relevância. (FILHO, 2001)

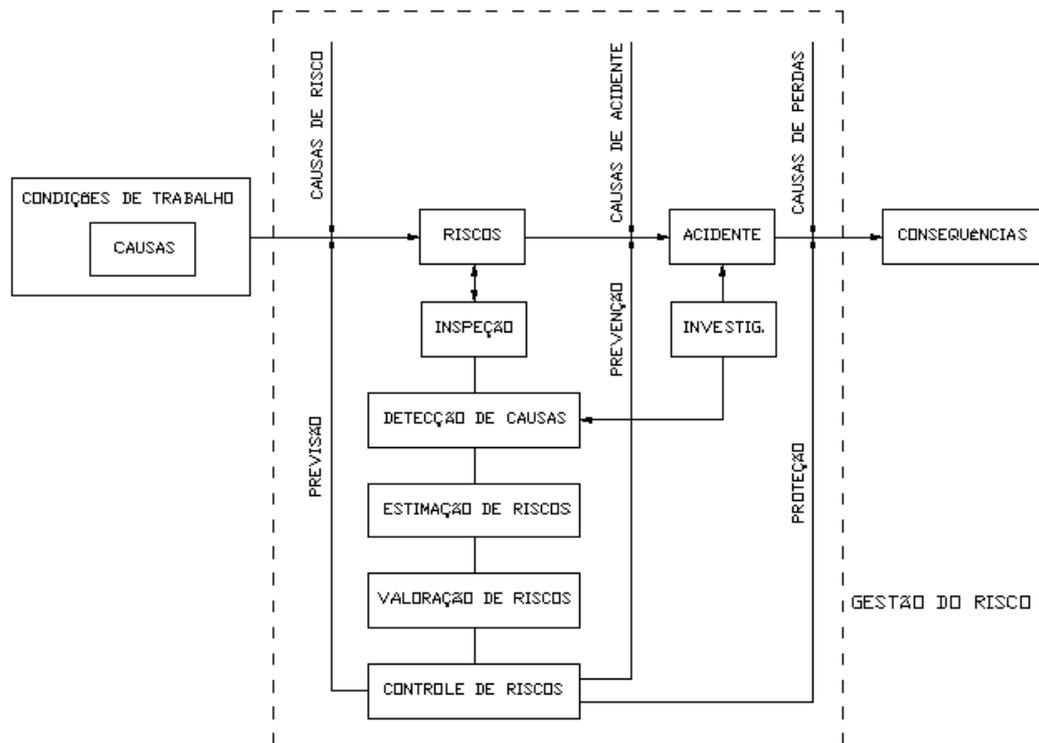
Para melhor entendimento, pode-se representar o gerenciamento de riscos conforme demonstrado abaixo, adaptado de Cortez Díaz (1997):



Fonte: FILHO, 2001. Adaptado de Cortez Díaz (1997)

Figura 2.1 - Gerenciamento de Riscos

Para (FILHO, 2001) pode-se traduzir as etapas do gerenciamento dos riscos como sendo a identificação, a mensuração por meio da avaliação qualitativa ou quantitativa e o estabelecimento de um plano de intervenção que buscará, de forma própria, evitar a concretização desses riscos, numa investigação desde as condições de trabalho existentes até possíveis conseqüências resultantes. A seguir temos um esquema geral do processo de gerenciamento de riscos e suas funções adaptado de Cortez Díaz (1997).



Fonte: FILHO, 2001. Adaptado de Cortez Díaz (1997)

Figura 2.2 - Gerenciamento de Riscos e suas Funções

2.1 - PRINCÍPIOS DE GERÊNCIA DE RISCOS

A Gerência de Riscos é uma área relativamente nova no Brasil, iniciada na década de 80, e por ainda não possuir certa padronização metodológica, muitas divergências são encontradas nos trabalhos analisados que versam sobre o tema. Deste modo, cabe salientar que a descrição feita neste item se baseia nos padrões americanos e espanhóis, defendidos também pelos autores De Cicco e Fantazzini, os quais tratam a Gerência de Riscos como uma ciência, que engloba diversas etapas. Outros autores enquadraram o gerenciamento de riscos como uma etapa de um processo, precedido pela análise e avaliação dos riscos.

A Gerência de Riscos, pela sua própria definição, relaciona-se com a identificação, análise, avaliação e tratamento dos riscos puros dentro de um sistema, com o objetivo de minimizar a possibilidade e a probabilidade de ocorrência de incidentes e acidentes, melhorando a segurança e reduzindo os gastos com seguros. No entanto, muitas das técnicas de gerenciamento de riscos podem ser aplicadas ao estudo e tratamento dos riscos especulativos.

Para o *Project Management Institute - PMI* (2004), o risco em projeto se trata de um evento que pode ocorrer ou não. Os negativos podem levar o projeto ao fracasso e os positivos podem aumentar a chance de sucesso e o risco é denotado por três componentes básicos que englobam o evento (causa da origem do risco), a probabilidade (possibilidade de o risco ocorrer) e o impacto (que poderá ser causado caso o risco ocorra).

2.1.1 - Análise de riscos

A Análise de Riscos consiste no exame sistemático de uma instalação industrial (projeto ou existente) de sorte a se identificar os riscos presentes no sistema e formar opinião sobre ocorrências potencialmente perigosas e suas possíveis conseqüências. Seu principal objetivo é promover métodos capazes de fornecer elementos concretos que fundamentem um processo decisório de redução de riscos e perdas de uma determinada instalação industrial, seja esta decisão de caráter interno ou externo à empresa.

De um modo geral, a Análise de Riscos tem por objetivo responder a uma ou mais de uma das seguintes perguntas relativas a uma determinada instalação industrial:

- Quais os riscos presentes e o que pode acontecer de errado?
- Qual a probabilidade de ocorrência de acidentes devido aos riscos presentes?
- Quais os efeitos e as conseqüências destes acidentes?
- Como poderiam ser eliminados ou reduzidos estes riscos?

Para responder à primeira questão, diversas técnicas qualitativas e quantitativas são utilizadas para a identificação dos eventos indesejáveis. Para a segunda questão, as taxas de falhas de equipamentos e erros humanos (poucos são os dados disponíveis sobre as probabilidades de falha humana), determinadas por técnicas de Engenharia de Confiabilidade com base em banco de dados de falhas e acidentes, são combinadas com o uso de probabilidades matemáticas para fornecerem a freqüência global de ocorrência do evento indesejável. A terceira questão é satisfeita pelo uso de modelos matemáticos de estimativa de conseqüência de acidentes enquanto que técnicas de controle de riscos cobrem a última questão.

Portanto, analisar um risco é identificar, discutir e avaliar as possibilidades de ocorrência de acidentes, na tentativa de se evitar que estes aconteçam e, caso ocorram, identificar as alternativas que tornam mínimos os danos subsequentes a estes acontecimentos.

2.1.2 - Técnicas de Análise de Riscos

Prevenir, prever falhas e acidentes, minimizar conseqüências, auxiliar na elaboração de planos de emergência, estes são alguns dos objetivos da execução de Análise de Riscos em plantas industriais. No entanto, a consagração destes resultados requer a adoção de uma metodologia sistemática e estruturada de identificação e avaliação de riscos, fato este que se verifica através da utilização das técnicas de Análise de Riscos. Segundo Farber (1991), as técnicas de Análise de Riscos permitem abranger todas as possíveis causas de acidentes com danos à propriedade, ao ambiente, financeiros e ao trabalhador.

Algumas das principais técnicas utilizadas pela Análise de Riscos não estão ainda suficientemente disseminadas e, conseqüentemente, popularizadas. A seguir, são apresentadas breves descrições sobre as técnicas de Análise de Riscos mais utilizadas:

2.1.2.1 - Análise Preliminar de Riscos (APR) - Preliminary Hazard Analysis (PHA)

Normalmente é a primeira técnica aplicada durante a Análise de Riscos de sistemas em fase de concepção e/ou projeto, principalmente quando do uso de novas tecnologias que carecem de maiores informações sobre os seus riscos. Através desta técnica, uma análise superficial dos riscos é realizada ainda na fase de projeto do processo, de modo que as mudanças necessárias, devido aos riscos identificados, não implicam em gastos expressivos, sendo mais fácil a sua execução.

A Análise Preliminar de Riscos é uma Técnica utilizada para prevenir e controlar os riscos no processo. Segundo De Cicco e Fantazzini (1981), as categorias envolvidas na Análise Preliminar de Risco são:

- Desprezível (I): indica que a falha não irá resultar numa degradação maior do sistema, nem irá produzir perdas no processo materiais ou lesivas ou aumentar a probabilidade final de risco do sistema;

- Marginal (II): indica que a falha irá prejudicar o sistema em uma certa medida sem envolver perdas materiais ou lesivas maiores, podendo ser controlada;

- Crítica (III): A falha irá prejudicar o sistema envolvendo perdas materiais ou lesivas, não sendo aceitável e com necessidade de medidas de controle imediatas;

- Catastrófica (IV): A falha irá prejudicar o sistema envolvendo perdas materiais ou lesivas consideráveis, resultando em perda total.

O quadro 2.1 apresenta um modelo de Análise Preliminar de Riscos, baseado no modelo inicial de Willie Hamer (1993), em seu Handbook of System and Product Safety (HSPS), adaptado ao tema tubulações industriais.

Quadro 2.1 - Modelo de Análise Preliminar de Riscos

ANÁLISE PRELIMINAR DE RISCOS				
IDENTIFICAÇÃO DO SISTEMA: Instalação de Tubulação da Planta do Sistema de Abastecimento				
IDENTIFICAÇÃO DO SUBSISTEMA: Combustível RESPONSÁVEL: Flávio Maldonado Bentes				
RISCO	CAUSA	EFEITO	CAT. RISCO	MEDIDAS PREVENTIVAS OU CORRETIVAS
Não há	Trincas superficiais em tamanhos aceitáveis	Nenhum	I	Reparo nas tubulação no período de manutenção
Falha por fratura	Trincas superficiais em tamanhos não aceitáveis	Diminuição da quantidade de fluido distribuído no dia	II	Reparo imediato da tubulação
Falha estrutural	Deslocamentos Acima dos valores aceitáveis	Diminuição da quantidade de fluido distribuído no dia	III	Controle das variáveis pressão e temperatura
Ruptura das tubulação	Sobrepessão no sistema	Parada total do transporte do fluido	IV	Controle da variável pressão

2.1.2.2 - What-if (WI)

Esta técnica examina ordenadamente as respostas do sistema frente às falhas de equipamentos, erros humanos e condições anormais do processo. Para desenvolvimento desta técnica, se faz necessário a constituição de uma equipe com conhecimentos básicos sobre o processo analisado e sobre sua operação.

No entanto, por não ser tão sistemática quanto outras técnicas de Análise de Riscos, sendo seus resultados extremamente dependentes da experiência e do conhecimento do grupo de análise, a técnica WI é normalmente utilizada como complemento ou parte auxiliar de outras técnicas como Checklist, HAZOP e AMFE.

2.1.2.3 - Série de Riscos (SR)

Este é uma técnica básica da Análise de Riscos que permite a determinação da seqüência de riscos associados ao evento catastrófico, que é considerado o risco principal. A partir dos riscos iniciais ou básicos, são seqüenciados todos os riscos subseqüentes capazes de contribuir na série, resultando no risco principal.

2.1.2.4 - Checklist

Os checklists são freqüentemente utilizados para identificar os riscos associados a um processo e para assegurar a concordância entre as atividades desenvolvidas e os procedimentos de rotina padronizados.

Através desta técnica, diversos aspectos do sistema são analisados por comparação com uma lista de itens pré-estabelecidos, na tentativa de descobrir e documentar as possíveis deficiências do sistema. Normalmente, os checklists são utilizados para reforçar os resultados obtidos por outras técnicas de Análise de Riscos.

2.1.2.5 - What-if/Checklist (WIC)

É uma técnica que une as características da técnica What-if com a técnica do Checklist, misturando o *brainstorming* obtido na primeira técnica com a característica sistemática que

pode ser observada na segunda. Tem por objetivo uma análise mais detalhada e completa e permite diagnosticar discordâncias do sistema.

2.1.2.6 - Técnica de Incidentes Críticos (TIC)

Este é um procedimento relativamente novo dentro da Análise de Riscos, resultado de estudos no Programa de Psicologia de Avaliação da Força Aérea dos Estados Unidos. Esta técnica busca identificar os riscos de um sistema através da análise do histórico de incidentes críticos ocorridos, os quais são levantados por intermédio de entrevistas com as pessoas que possuem uma boa experiência sobre o processo em análise.

2.1.2.7 - Análise de Modos de Falha e Efeitos (AMFE) - Failure Modes and Effects Analysis (FMEA)

A AMFE envolve um estudo detalhado e sistemático das falhas de componentes e/ou sistemas mecânicos. Nesta análise, os modos de falhas de cada componente do sistema são identificados e os efeitos destas falhas no sistema são avaliados, sendo propostas medidas de eliminação, mitigação ou controle das causas e conseqüências destas falhas.

A metodologia de Análise do Tipo e Efeito de Falha, conhecida como FMEA (do inglês Failure Mode and Effect Analysis), é uma ferramenta que busca, em princípio, evitar, por meio da análise das falhas potenciais e propostas de ações de melhoria, que ocorram falhas no projeto do produto ou do processo. Este é o objetivo básico desta técnica, ou seja, detectar falhas antes que se produza uma peça e/ou produto. Pode-se dizer que, com sua utilização, se está diminuindo as chances do produto ou processo falhar, ou seja, estamos buscando aumentar sua confiabilidade.

Esta dimensão da qualidade, a confiabilidade, tem se tornado cada vez mais importante para os consumidores, pois, a falha de um produto, mesmo que prontamente reparada pelo serviço de assistência técnica e totalmente coberta por termos de garantia, causa, no mínimo, uma insatisfação ao consumidor ao privá-lo do uso do produto por determinado tempo. Além disso, cada vez mais são lançados produtos em que determinados tipos de falhas podem ter conseqüências drásticas para o consumidor, tais como aviões e equipamentos hospitalares, nos quais o mau funcionamento pode significar até mesmo um risco de vida ao usuário.

Apesar de ter sido desenvolvida com um enfoque no projeto de novos produtos e processos, a metodologia FMEA, pela sua grande utilidade, passou a ser aplicada de diversas maneiras. Assim, ela atualmente é utilizada para diminuir as falhas de produtos e processos existentes e para diminuir a probabilidade de falha em processos administrativos. Tem sido empregada também em aplicações específicas tais como análises de fontes de risco em engenharia de segurança e na indústria de alimentos.

A norma QS 9000 especifica o FMEA como um dos documentos necessários para um fornecedor submeter uma peça/produto à aprovação da montadora. Este é um dos principais motivos pela divulgação desta técnica. Deve-se, no entanto, implantar o FMEA em uma empresa, visando-se os seus resultados e não simplesmente para atender a uma simples exigência.

Esta metodologia pode ser aplicada tanto no desenvolvimento do projeto do produto como do processo. As etapas e a maneira de realização da análise são as mesmas, ambas diferenciando-se somente quanto ao objetivo. Pode-se dividir o FMEA em dois tipos:

- FMEA DE PRODUTO: na qual são consideradas as falhas que poderão ocorrer com o produto dentro das especificações do projeto. O objetivo desta análise é evitar falhas no produto ou no processo decorrentes do projeto. É comumente denominada também de FMEA de projeto.

- FMEA DE PROCESSO: são consideradas as falhas no planejamento e execução do processo, ou seja, o objetivo desta análise é evitar falhas do processo, tendo como base as não conformidades do produto com as especificações do projeto.

Há ainda um terceiro tipo, menos comum, que é o FMEA de procedimentos administrativos. Nele analisam-se as falhas potenciais de cada etapa do processo com o mesmo objetivo que as análises anteriores, ou seja, diminuir os riscos de falha.

Pode-se aplicar a análise FMEA nas seguintes situações:

- para diminuir a probabilidade da ocorrência de falhas em projetos de novos produtos ou processos;
- para diminuir a probabilidade de falhas potenciais (ou seja, que ainda não tenham ocorrido) em produtos/processos já em operação;
- para aumentar a confiabilidade de produtos ou processos já em operação por meio da análise das falhas que já ocorreram;
- para diminuir os riscos de erros e aumentar a qualidade em procedimentos administrativos.

O princípio da metodologia é o mesmo independente do tipo de FMEA e a aplicação, ou seja, se é FMEA de produto, processo ou procedimento e se é aplicado para produtos/processos novos ou já em operação. A análise consiste basicamente na formação de um grupo de pessoas que identificam para o produto/processo em questão suas funções, os tipos de falhas que podem ocorrer, os efeitos e as possíveis causas desta falha. Em seguida são avaliados os riscos de cada causa de falha por meio de índices e, com base nesta avaliação, são tomadas as ações necessárias para diminuir estes riscos, aumentando a confiabilidade do produto/processo.

Para aplicar-se a análise FMEA em um determinado produto/processo, portanto, forma-se um grupo de trabalho que irá definir a função ou característica daquele produto/processo, irá relacionar todos os tipos de falhas que possam ocorrer, descrever, para cada tipo de falha suas possíveis causas e efeitos, relacionar as medidas de detecção e prevenção de falhas que estão sendo, ou já foram tomadas, e, para cada causa de falha, atribuir índices para avaliar os riscos e, por meio destes riscos, discutir medidas de melhoria. Temos as seguintes etapas para a aplicação:

2.1.2.7.1 - Planejamento

Esta fase é realizada pelo responsável pela aplicação da metodologia e compreende:

- descrição dos objetivos e abrangência da análise: em que identifica-se qual(ais) produto(s)/processo(s) será(ão) analisado(s);
- formação dos grupos de trabalho: em que se definem os integrantes do grupo, que deve ser preferencialmente pequeno (entre 4 a 6 pessoas) e multidisciplinar (contando com pessoas de diversas áreas como qualidade, desenvolvimento e produção);

- planejamento das reuniões: as reuniões devem ser agendadas com antecedência e com o consentimento de todos os participantes para evitar paralisações;
- preparação da documentação.

É incluída no planejamento a análise de falhas em potencial. Esta fase é realizada pelo grupo de trabalho responsável pela gestão que discute e preenche o formulário FMEA de acordo com os passos que seguem abaixo:

Quadro 2.2 - Seqüência para preenchimento do formulário FMEA

1	Função(ções) e característica(s) do produto/processo
2	Tipo(s) de falha(s) potencial(is) para cada função
3	Efeito(s) do tipo de falha
4	Causa(s) possível(eis) da falha
5	Controles atuais

2.1.2.7.2 - Avaliação dos riscos

Nesta fase são definidos pelo grupo os índices de severidade (S), ocorrência (O) e detecção (D) para cada causa de falha, de acordo com critérios previamente definidos (um exemplo de critérios que podem ser utilizados é apresentado nas tabelas abaixo, mas o ideal é que a empresa tenha os seus próprios critérios adaptados a sua realidade específica). Depois são calculados os coeficientes de prioridade de risco (R), por meio da multiplicação dos outros três índices.

Quadro 2.3 - Quadro para determinação do índice de severidade

SEVERIDADE		
Índice	Severidade	Critério
1	Mínima	O cliente mal percebe que a falha ocorre
2 3	Pequena	Ligeira deterioração no desempenho com leve descontentamento do cliente
4 5 6	Moderada	Deterioração significativa no desempenho de um sistema com descontentamento do cliente

7 8	Alta	Sistema deixa de funcionar e grande descontentamento do cliente
9 10	Muito Alta	Idem ao anterior porém afeta a segurança

Quadro 2.4 - Quadro para determinação do índice de ocorrência

OCORRÊNCIA		
Índice	Ocorrência	Proporção
1	Remota	1:1.000.000
2 3	Pequena	1:20.000 1:4.000
4 5 6	Moderada	1:1000 1:400 1:80
7 8	Alta	1:40 1:20
9 10	Muito Alta	1:8 1:2

Quadro 2.5 - Quadro para determinação do índice de detecção

DETECÇÃO		
Índice	Detecção	Critério
1 2	Muito grande	Certamente será detectado
3 4	Grande	Grande probabilidade de ser detectado
5 6	Moderada	Provavelmente será detectado
7 8	Pequena	Provavelmente não será detectado
9 10	Muito pequena	Certamente não será detectado

Observações Importantes:

Quando o grupo estiver avaliando um índice, os demais não podem ser levados em conta, ou seja, a avaliação de cada índice é independente. Por exemplo, se estamos avaliando o índice de severidade de uma determinada causa cujo efeito é significativo, não podemos colocar um valor mais baixo para este índice somente porque a probabilidade de detecção seja alta.

2.1.2.7.3 - Melhoria

Nesta fase o grupo envolvido no processo de Gestão, utilizando os conhecimentos, criatividade e até mesmo outras técnicas como brainstorming, lista todas as ações que podem ser realizadas para diminuir os riscos. Estas medidas podem ser:

- medidas de prevenção total ao tipo de falha;
- medidas de prevenção total de uma causa de falha;
- medidas que dificultam a ocorrência de falhas;
- medidas que limitem o efeito do tipo de falha;
- medidas que aumentam a probabilidade de detecção do tipo ou da causa de falha;

Estas medidas são analisadas quanto a sua viabilidade, sendo então definidas as que serão implantadas. Uma forma de se fazer o controle do resultado destas medidas é pelo próprio formulário FMEA por meio de colunas que onde ficam registradas as medidas recomendadas pelo grupo, nome do responsável e prazo, medidas que devam realmente ser tomadas e a nova avaliação dos riscos.

2.1.2.7.4 - Continuidade

O formulário FMEA é um documento “vivo”, ou seja, uma vez realizada uma análise para um produto/processo qualquer, esta deve ser revisada sempre que ocorrerem alterações neste produto/processo específico. Além disso, mesmo que não haja alterações deve-se regularmente revisar a análise confrontando as falhas potenciais imaginadas pelo grupo com as que realmente vem ocorrendo no dia-a-dia do processo e uso do produto, de forma a permitir a incorporação de falhas não previstas, bem como a reavaliação, com base em dados objetivos, das falhas já previstas pelo grupo.

A utilização do FMEA proporciona para a empresa benefícios tais como:

- Diminuição de custos por meio da antecipação e prevenção de ocorrência de falhas;
- Catálogo de informações sobre as falhas dos processos e/ou produtos;
- Melhor entendimento dos problemas nos processos e/ou produtos;
- Ações de melhoria no projeto do processo e/ou produto, com monitoramento dos dados (o que facilita o controle de possíveis indicadores);
- Além de incorporar dentro da organização a atitude de prevenção de falhas, a atitude de cooperação e trabalho em equipe e a preocupação com a satisfação dos clientes;

2.1.2.8 - Análise de Árvore de Falhas (AAF) - Fault Tree Analysis (FTA)

Esta técnica é uma metodologia de raciocínio dedutivo que parte de um evento, uma falha específica de um sistema, denominado evento topo, e busca determinar as relações lógicas de falhas de componentes e erros humanos que possam gerar este evento. A análise é realizada através da construção de uma árvore lógica, partindo do evento topo para as falhas básicas. Esta técnica é muito utilizada para quantificar a frequência ou a probabilidade de falha de um sistema, ou seja, a sua confiabilidade.

A Análise de Árvore de Falhas - AAF foi primeiramente concebida por H.A.Watson dos Laboratórios Bell Telephone em 1961, a pedido da Força Aérea Americana para avaliação do sistema de controle do Míssil Balístico Minuteman.

A AAF é um método excelente para o estudo dos fatores que poderiam causar um evento indesejável (falha) e encontra sua melhor aplicação no estudo de situações complexas. Ela determina as frequências de eventos indesejáveis (topo) a partir da combinação lógica das falhas dos diversos componentes do sistema.

Segundo LEE et alli (1985), o principal conceito na AAF é a transformação de um sistema físico em um diagrama lógico estruturado (a árvore de falhas), onde são especificados as causas que levam a ocorrência de um específico evento indesejado de interesse, chamado evento topo.

O evento indesejado recebe o nome de evento topo por uma razão bem lógica, já que na montagem da árvore de falhas o mesmo é colocado no nível mais alto. A partir deste nível o sistema é dissecado de cima para baixo, enumerando todas as causas ou combinações delas que levam ao evento indesejado. Os eventos do nível inferior recebem o nome de eventos básicos ou primários, pois são eles que dão origem a todos os eventos de nível mais alto.

De acordo com OLIVEIRA e MAKARON (1987), a AAF é uma técnica dedutiva que se focaliza em um acidente particular e fornece um método para determinar as causas deste acidente, é um modelo gráfico que dispõe várias combinações de falhas de equipamentos e erros humanos que possam resultar em um acidente. Consideram o método como "uma técnica de pensamento-reverso, ou seja, o analista começa com um acidente ou evento indesejável que deve ser evitado e identifica as causas imediatas do evento, cada uma examinada até que o analista tenha identificado as causas básicas de cada evento". Portanto, é certo supor que a árvore de falhas é um diagrama que mostra a inter-relação lógica entre estas causas básicas e o acidente.

A diagramação lógica da árvore de falhas é feita utilizando-se símbolos e comportas lógicas, indicando o relacionamento entre os eventos considerados. As duas unidades básicas ou comportas lógicas envolvidas são os operadores "E" e "OU", que indicam o relacionamento casual entre eventos dos níveis inferiores que levam ao evento topo. As combinações seqüenciais destes eventos formam os diversos ramos da árvore.

A AAF pode ser executada em quatro etapas básicas: definição do sistema, construção da árvore de falhas, avaliação qualitativa e avaliação quantitativa. Embora tenha sido desenvolvida com o principal intuito de determinar probabilidades, como técnica quantitativa, é muito comumente usada também por seu aspecto qualitativo porque, desta forma e de maneira sistemática, os vários fatores, em qualquer situação a ser investigada, podem ser visualizados. Segundo HAMMER (1993), os resultados da análise quantitativa são desejáveis para muitos usos, contudo, para proceder à análise quantitativa, deve ser realizada primeiramente a análise qualitativa, sendo que muitos analistas crêem que deste modo, obter resultados quantitativos não requer muitos esforços adicionais.

Assim, a avaliação qualitativa pode ser usada para analisar e determinar que combinações de falhas de componentes, erros operacionais ou outros defeitos podem causar o evento topo. Já

a avaliação quantitativa é utilizada para determinar a probabilidade de falha no sistema pelo conhecimento das probabilidades de ocorrência de cada evento em particular. Desta forma, o método de AAF pode ser desenvolvido através das seguintes etapas:

a) Seleção do evento indesejável ou falha, cuja probabilidade de ocorrência deve ser determinada;

b) Revisão dos fatores intervenientes: ambiente, dados do projeto, exigências do sistema, etc., determinando as condições, eventos particulares ou falhas que possam vir a contribuir para ocorrência do evento topo selecionado;

c) Montagem, através da diagramação sistemática, dos eventos contribuintes e falhas levantados na etapa anterior, mostrando o inter-relacionamento entre estes eventos e falhas, em relação ao evento topo. O processo inicia com os eventos que poderiam, diretamente, causar tal fato, formando o primeiro nível - o nível básico. A medida que se retrocede, passo a passo, até o evento topo, são adicionadas as combinações de eventos e falhas contribuintes. Desenhada a árvore de falhas, o relacionamento entre os eventos é feito através das comportas lógicas;

d) Através de Álgebra Booleana são desenvolvidas as expressões matemáticas adequadas, que representam as entradas da árvore de falhas. Cada comporta lógica tem implícita uma operação matemática, podendo ser traduzidas, em última análise, por ações de adição ou multiplicação;

e) Determinação da probabilidade de falha de cada componente, ou seja, a probabilidade de ocorrência do evento topo será investigada pela combinação das probabilidades de ocorrência dos eventos que lhe deram origem.

A simbologia lógica de uma árvore de falhas é descrita na figura a seguir:

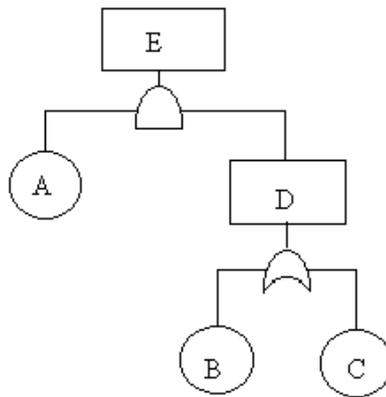


Figura 2.3 - Simbologia Lógica de uma Árvore de Falhas

Para proceder ao estudo quantitativo da AAF, é necessário conhecer e relembrar algumas definições da Álgebra de Boole. A Álgebra Booleana foi desenvolvida pelo matemático George Boole para o estudo da lógica. Suas regras e expressões em símbolos matemáticos permitem simplificar problemas complexos. É principalmente usada em áreas de computadores e outras montagens eletromecânicas e também em análise de probabilidades, em estudos que envolvem decisões e mais recentemente, em segurança de sistemas.

O quadro 2.6 transcrito de HAMMER (1993), representa algumas das definições de álgebra booleana associadas aos símbolos usados na análise quantitativa da árvore de falhas. Em complemento, o quadro 2.7 apresenta as leis e fundamentos matemáticos da Álgebra de Boole.

Quadro 2.6 - Álgebra Booleana

Módulo	Símbolo	Explicação	Tabela Verdade
OR (OU)		O módulo OR indica que quando uma ou mais das entradas ou condições determinantes estiverem presentes, a proposição será verdadeira (V) e resultará uma saída. Ao contrário, a proposição será falsa (F) se, e somente se, nenhuma das condições estiver presente	0 (F) 1 (V) A0011+B0101 1 (V)
AND (E)		O módulo AND indica que todas as entradas ou condições determinantes devem estar presentes para que uma proposição seja verdadeira (V). Se uma das condições ou entradas estiver faltando, a proposição será falsa (F).	0 (F) 0 (F) A0011*B0101 0 (F) 1 (V)

NOR (NOU)		O módulo NOR pode ser considerado um estado NO-OR (NÃO-OU). Indica que, quando uma ou mais entradas estiverem presentes, a proposição será falsa (F) e não haverá saída. Quando nenhuma das entradas estiver presente, resultará uma saída.	A0011+B0101	1 (V) 0 (F) 0 (F) 0 (F)
NAND (NE)		O módulo NAND indica que, quando uma ou mais das entradas ou condições determinantes não estiverem presentes, a proposição será verdadeira (V) e haverá uma saída. Quando todas as entradas estiverem presentes, a proposição será falsa (F) e não haverá saída.	A0011*B0101	1 (V) 1 (V) 1 (V) 0 (F)

Fonte: HAMMER (1993)

Desta forma, para a árvore de falhas representada na figura 2.3 as probabilidades dos eventos, calculadas obedecendo-se às determinações das comportas lógicas, resultam em:

$$E = A \cap D \quad (2.1)$$

$$D = B \cup C \quad (2.2)$$

$$E = A \cap (B \cup C) \quad (2.3)$$

$$P(E) = P(A \cap (B \cup C)) \quad (2.4)$$

A AAF não necessariamente precisa ser levada até a análise quantitativa, entretanto, mesmo ao se aplicar o procedimento de simples diagramação da árvore, é possível a obtenção de um grande número de informações e conhecimento muito mais completo do sistema ou situação em estudo, propiciando uma visão bastante clara da questão e das possibilidades imediatas de ação no que se refere à correção e prevenção de condições indesejadas.

O uso da árvore de falhas pode trazer, ainda, outras vantagens e facilidades, quais sejam: a determinação da seqüência mais crítica ou provável de eventos, dentre os ramos da árvore, que levam ao evento topo; a identificação de falhas singulares ou localizadas importantes no processo; o descobrimento de elementos sensores (alternativas de solução) cujo

desenvolvimento possa reduzir a probabilidade do contratempo em estudo. Geralmente, existem certas seqüências de eventos centenas de vezes mais prováveis na ocorrência do evento topo do que outras e, portanto, é relativamente fácil encontrar a principal combinação ou combinações de eventos que precisam ser prevenidas, para que a probabilidade de ocorrência do evento topo diminua.

Além dos aspectos citados, a AAF encontra aplicação para inúmeros outros usos, como: solução de problemas diversos de manutenção, cálculo de confiabilidade, investigação de acidentes, decisões administrativas, estimativas de riscos, etc. O quadro abaixo apresenta o relacionamento e leis representativas da álgebra de Boole.

Quadro 2.7 - Relacionamento da álgebra de Boole

RELACIONAMENTO	LEI
$A \cdot 1 = A$ $A \cdot 0 = 0$ $A + 0 = A$ $A + 1 = 1$	Conjuntos complementos ou vazios
$(Ac)c = A$	Lei de involução
$A \cdot Ac = 0$ $A + Ac = 1$	Relações complementares
$A \cdot A = A$ $A + A = A$	Leis de idempotência
$A \cdot B = B \cdot A$ $A + B = B + A$	Leis comutativas
$A \cdot (B \cdot C) = (A \cdot B) \cdot C$ $A + (B + C) = (A + B) + C$	Leis associativas
$A \cdot (B + C) = (A \cdot B) + (A \cdot C)$ $A + (B \cdot C) = (A + B) \cdot (A + C)$	Leis distributivas
$A \cdot (A + B) = A$ $A + (A \cdot B) = A$	Leis de absorção
$(A \cdot B)c = Ac + Bc$ $(A + B)c = Ac \cdot Bc$	Leis de dualização (Leis de Morgan)

Fonte: HAMMER (1993)

2.1.2.9 - Análise de Árvore de Eventos (AAE) - Event Tree Analysis (ETA)

Nesta análise, parte-se de um evento básico, resultante de uma falha específica de um equipamento ou erro humano, denominado evento iniciador, para determinar um ou mais estados subseqüentes de falha possíveis. Deste forma, a AAE considera a ação a ser tomada pelo operador ou a resposta do processo para o evento inicial. A exemplo da técnica AAF, aqui também é desenvolvida uma árvore, partindo-se do evento iniciador, de sorte a quantificar as probabilidades de falha do sistema.

2.1.2.10 - Estudo de Operabilidade e Riscos - *Hazard and Operability Studies* (HAZOP)

O estudo de operabilidade e riscos foi desenvolvido para o exame eficiente e detalhado das variáveis de um processo, possuindo uma forte semelhança com a técnica AMFE. Através do HAZOP, sistematicamente se identificam os caminhos pelos quais os equipamentos do processo podem falhar ou ser inadequadamente operados. A técnica é desenvolvida por uma equipe multidisciplinar, sendo guiada pela aplicação de palavras específicas - palavras-guia - a cada variável do processo, gerando os desvios dos padrões operacionais, os quais são analisados em relação às suas causas e conseqüências. Segundo Arendt (1993), por ser completa, sistemática e relativamente fácil de ser aplicada, o HAZOP é uma das técnicas de Análise de Riscos mais populares.

O HAZOP que traduzido significa estudo de identificação de perigos e operabilidade é uma técnica de análise qualitativa desenvolvida com o intuito de examinar as linhas de processo, identificando perigos e prevenindo problemas. Devido a sua eficácia a metodologia hoje é aplicada também para produto.

A análise de operabilidade e perigo é de vital importância quando da implantação de novos processos na fase de antecipação ou na modificação de processos já existentes. O ideal na realização do HAZOP é que o estudo seja desenvolvido antes mesmo da fase de detalhamento e construção do projeto, evitando com isso que modificações tenham que ser feitas, quer no detalhamento ou ainda nas instalações, quando o resultado do HAZOP for conhecido.

Podemos dizer que o HAZOP poderá ser aplicado em projetos e modificações tanto grandes quanto pequenas. Às vezes, muitos acidentes ocorrem porque se subestima os efeitos secundários de pequenos detalhes ou modificações, que à primeira vista parecem

insignificantes e é impossível, antes de se fazer uma análise completa, saber se existem efeitos secundários graves e difíceis de prever.

Além disso, o caráter de trabalho em equipe que o HAZOP apresenta, onde pessoas de funções diferentes dentro da organização trabalham em conjunto, faz com que a criatividade individual seja estimulada, os esquecimentos evitados e a compreensão dos problemas das diferentes áreas e interfaces do sistema seja atingida. Uma pessoa, mesmo competente, trabalhando sozinha, freqüentemente está sujeita a erros por desconhecer os aspectos alheios a sua área de trabalho. Assim, o desenvolvimento do HAZOP alia a experiência e competência individuais às vantagens indiscutíveis do trabalho em equipe.

Em termos gerais, pode-se dizer que o HAZOP é bastante semelhante à AMFE, contudo, a análise realizada pelo primeiro método é feita através de palavras-chaves que guiam o raciocínio dos grupos de estudo multidisciplinares, fixando a atenção nos perigos mais significativos para o sistema. As palavras-chaves ou palavras-guia são aplicadas às variáveis identificadas no processo (pressão, temperatura, fluxo, composição, nível, etc.) gerando os desvios, que nada mais são do que os perigos a serem examinados.

A técnica HAZOP permite que as pessoas liberem sua imaginação, pensando em todos os modos pelos quais um evento indesejado ou problema operacional possa ocorrer. Para evitar que algum detalhe seja omitido, a reflexão deve ser executada de maneira sistemática, analisando cada circuito, linha por linha, para cada tipo de desvio passível de ocorrer nos parâmetros de funcionamento. Para cada linha analisada são aplicadas a série de palavras-guia, identificando os desvios que podem ocorrer caso a condição proposta pela palavra-guia ocorra.

O quadro ilustrado abaixo apresenta uma série de palavras-guia utilizadas e os possíveis desvios gerados.

Quadro 2.8 - Palavras-guia e possíveis desvios

PALAVRA-GUIA	DESVIO
NENHUM	Ausência
MAIS	Mais, em relação a um parâmetro físico importante. (Ex.: maior temperatura, mais pressão, etc.)
MENOS	Menos, em relação a um parâmetro físico

	importante. (Ex.: temperatura menor, menos pressão)
MUDANÇAS NA COMPOSIÇÃO	Alguns componentes em maior ou menor proporção, ou ainda, um componente faltando.
COMPONENTES A MAIS	Componentes a mais em relação aos que deveriam existir. (Ex.: fase extra presente, impurezas, etc.)
OUTRA CONDIÇÃO OPERACIONAL	Partida, parada, funcionamento em carga reduzida, modo alternativo de operação, manutenção, mudança de catalisador, etc.

Fonte: KLETZ (1984)

Identificadas as palavras-guia e os desvios respectivos, pode-se partir para a elaboração das alternativas cabíveis para que o problema não ocorra ou seja mínimo. Convém, no entanto, analisar as alternativas quanto a seu custo e operacionalidade. O quadro 2.9 ilustra um modelo de relatório para o estudo HAZOP.

Quadro 2.9 - Modelo de planilha para o estudo HAZOP

Palavra-Guia	Parâmetro	Desvio	Causas	Efeitos	Observações e Recomendações

Fonte: CETESB-SP

De acordo com KLETZ (1984), no HAZOP "a operabilidade é tão importante quanto a identificação de perigos". Geralmente neste tipo de estudo são detectados mais problemas operacionais do que identificados perigos. Este não é um ponto negativo, muito pelo contrário, aumenta sua importância, pois a diminuição dos riscos está muito ligada a eliminação de problemas operacionais. A eliminação dos problemas operacionais recai numa conseqüente diminuição do erro humano, decrescendo assim o nível de risco, porém, é impossível eliminar qualquer perigo que seja, sem antes ter conhecimento do mesmo, o que pode ser detectado pela análise de operabilidade e perigo.

Outras técnicas de análise menos utilizadas, mas que possuem grande importância em estudos de riscos, são apresentadas a seguir:

2.1.2.11 - Gerenciamento vigilante e árvore de risco - *Management Oversight and Risk Tree* (MORT)

Esta técnica possui os mesmos fundamentos da AAF, ou seja, baseia-se no desenvolvimento de uma árvore lógica, entretanto é aplicada à estrutura organizacional e gerencial da empresa.

2.1.2.12 - Técnica para Predição do Erro Humano - *Technique for Human Error Predicting* (THERP)

A técnica para predição do erro humano busca identificar as atividades humanas que possam gerar riscos dentro de um sistema, bem como estimar e analisar as falhas provenientes destes erros. Uma avaliação dos fatores que influenciam o desempenho de operadores, técnicos e outros trabalhadores de plantas industriais também é objetivo desta técnica. Geralmente é utilizada como auxiliar à AAF para a estimativa de taxas de falhas relativas a erros humanos.

2.1.2.13 - Análise por Simulação Numérica Aleatória - *Random Number Simulation Analysis* (RNSA)

Esta técnica, desenvolvida em 1974, utiliza a AAF como fundamento, porém, ao invés de atribuir um valor probabilístico para o evento, trabalha com um intervalo de probabilidades no qual a falha possa ocorrer.

2.1.2.14 - Índices de Risco Dow e Mond - *Relative Ranking - Dow and Mond Indices*

Os índices Dow e Mond fornecem um meio fácil e direto para estimativa dos riscos de uma planta industrial. Este método baseia-se na atribuição de penalidades e créditos a determinados aspectos do sistema. Assim, aos materiais ou às condições do processo que podem contribuir para um acidente são atribuídas penalidades, enquanto que aos aspectos relativos à segurança do sistema, que podem mitigar os efeitos de um acidente, são atribuídos créditos. Desta forma, as penalidades e os créditos são combinados resultando no índice relativo ao grau de risco da planta analisada.

2.1.2.15 - Revisão de Segurança - *Safety Review*

Este é um método de revisão de uma instalação industrial *in loco*, ou seja, um grupo de especialistas no processo percorre a planta buscando identificar procedimentos operacionais errôneos ou condições de risco que possam levar a um acidente.

As técnicas de Análise de Riscos podem ser classificadas em qualitativas e quantitativas, ou ambas, conforme o objetivo a que se propõem e, principalmente, conforme a natureza dos seus resultados.

2.1.2.16 - Método de Monte Carlo

O método de Monte Carlo é um método de amostragem artificial utilizado na solução de experimentos aleatórios onde se tem conhecimento das distribuições de probabilidade das variáveis envolvidas. Tem sido utilizado para determinar a confiabilidade de sistemas estruturais (Pulido et al., 1992).

A sua utilização requer a geração de N amostras independentes do vetor das variáveis aleatórias X obtidas a partir da função densidade de probabilidade conjunta $f_X(\mathbf{X})$. A probabilidade de falha pode ser expressa, utilizando o método de Monte Carlo, partindo da integral definida (Barbosa et al, 2005):

$$P_f = \int \int \dots \int_{G_X(X) \leq 0} f_X(X) dX \quad (2.5)$$

Ou então:

$$P_f = \int \int \dots \int_{\forall X} I[G_X(X) \leq 0] f_X(X) dX \quad (2.6)$$

Onde $G_X(X)$ é a função de falha, que relaciona as variáveis envolvidas na análise, e a função $I[.]$ é um indicador que corresponde aos valores apresentados abaixo:

$$I[.] = \begin{cases} 1 & \text{se } G_x(X) > 0 \\ 0 & \text{se } G_x(X) \leq 0 \end{cases} \quad (2.7)$$

Podemos escrever a equação 2.5 da seguinte forma:

$$P_f = \sum_{i=1}^N I[G_x(X^i) \leq 0] \frac{1}{N} \quad (2.8)$$

Onde X^i representa a i -ésima amostra do vetor das variáveis X geradas pela função densidade de probabilidade f .

Para estruturas usuais, a probabilidade de falha é pequena com valores geralmente de 10^{-3} a 10^{-5} (Pulido et al., 1992).

Neste método também se pode utilizar a fórmula abaixo para determinar o erro que é dado em função do desvio padrão e o número de elementos da amostra.

$$\varepsilon = \frac{3\sigma}{\sqrt{n}} \quad (2.9)$$

Sabe-se também que:

$$\% \varepsilon = \frac{\varepsilon}{100} \quad (2.10)$$

A partir do cálculo do erro podemos determinar a probabilidade de falha por aplicarmos a equação segundo Lemaire, Chateaunef e Mitteau (2005) para o erro em um intervalo de 95% onde:

$$\% \varepsilon = 196 \sqrt{\frac{1 - \tilde{P}_f}{n \tilde{P}_f}} \quad (2.11)$$

Onde:

\tilde{P}_f = Estimativa da probabilidade de falha

$\% \varepsilon$ = Percentual de erro

n = número da amostra

2.2 - PDCA E SISTEMA DE GESTÃO

O Ciclo de Deming (1990), também conhecido como PDCA, desenvolvido na década de 20, foi introduzido no Japão após a segunda guerra mundial, tendo sido idealizado por Shewhart e divulgado por Deming, quem efetivamente o aplicou. O ciclo de Deming tem por princípio tornar mais claros e ágeis os processos envolvidos na execução da gestão, como por exemplo, na gestão de qualidade, dividindo-a em quatro principais passos. O PDCA é aplicado principalmente nas normas de sistemas de gestão e deve ser utilizado (pelo menos na teoria) em qualquer empresa de forma a garantir o sucesso nos negócios, independentemente da área ou departamento (vendas, compras, engenharia etc). O ciclo começa pelo planejamento. Em seguida a ação ou conjunto de ações planejadas são executadas. Checa-se se o que foi feito estava de acordo com o planejado, e executa-se ação/ações para eliminar ou ao menos mitigar defeitos no produto ou na execução. Assim, ao término da ação o processo é repetidamente feito tornando-se contínuo, cíclico, visando a obter uma melhoria contínua.

2.2.1 - Planejar

Definir o que se quer, planejar o que será feito, estabelecer metas e definir os métodos que permitirão atingir as metas propostas. No caso de desenvolvimento de um Sistema de Informação, esta atividade pode corresponder ao planejamento do Sistema.

2.2.2 - Executar

Tomar iniciativa, educar, treinar, implementar, executar o planejado conforme as metas e métodos definidos. No caso de desenvolvimento de um Sistema de Informação, esta atividade pode corresponder ao desenvolvimento e uso do sistema.

2.2.3 - Verificar

Verificar os resultados que se estão obtendo, verificar continuamente os trabalhos para que se veja se estão sendo executados conforme planejados. No caso de desenvolvimento de um

Sistema de Informação, esta atividade pode corresponder aos testes, análise das informações geradas e avaliação de qualidade do sistema.

2.2.4 - Agir

Fazer correções de rotas se for necessário, tomar ações corretivas ou de melhoria, caso tenha sido constatada na fase anterior a necessidade de corrigir ou melhorar processos. No caso de desenvolvimento de um Sistema de Informação, esta atividade pode corresponder aos ajustes, implementações e continuidade do sistema.

Como precursor deste entendimento temos o Professor e consultor de renome internacional na área da Qualidade que levou a indústria japonesa a adotar novos princípios de administração. Como reconhecimento por sua contribuição à economia japonesa a JUSE instituiu o Prêmio Deming. Publicou mais de 200 trabalhos, entre os quais: *Quality, Productivity and Competitive Position* e *Out of the Crisis* (traduzido com o título *Qualidade: A Revolução da Administração*). Neste livro Deming apresenta os "Quatorze Princípios", que contêm os pontos básicos de sua filosofia. Em 1993 publicou o seu último livro *The New Economics* (MIT-1993) no qual apresenta o tema "Profound Knowledge". O Ciclo PDCA é também conhecido como o ciclo de Deming.

2.3 - QUATORZE PRINCÍPIOS DE DEMING

Os denominados "14 princípios", estabelecidos por Deming, constituem o fundamento dos ensinamentos ministrados aos altos executivos no Japão, em 1950 e nos anos subsequentes. Consubstanciam a essência de sua filosofia e aplicam-se indistintamente a organizações pequenas e grandes, tanto na indústria de transformação como na de serviços. Do mesmo modo, aplicam-se a qualquer unidade ou divisão de uma empresa. São os seguintes:

1 - Estabeleça constância de propósitos para a melhoria do produto e do serviço, objetivando tornar-se competitivo e manter-se em atividade, bem como criar emprego;

2 - Adote a nova filosofia. Estamos numa nova era econômica. A administração ocidental deve acordar para o desafio, conscientizar-se de suas responsabilidades e assumir a liderança no processo de transformação;

3 - Deixe de depender da inspeção para atingir a qualidade. Elimine a necessidade de inspeção em massa, introduzindo a qualidade no produto desde seu primeiro estágio;

4 - Cesse a prática de aprovar orçamentos com base no preço. Ao invés disto, minimize o custo total. Desenvolva um único fornecedor para cada item, num relacionamento de longo prazo fundamentado na lealdade e na confiança;

5 - Melhore constantemente o sistema de produção e de prestação de serviços, de modo a melhorar a qualidade e a produtividade e, conseqüentemente, reduzir de forma sistemática os custos;

6 - Institua treinamento no local de trabalho;

7 - Institua liderança. O objetivo da chefia deve ser o de ajudar as pessoas e as máquinas e dispositivos a executarem um trabalho melhor. A chefia administrativa está necessitando de uma revisão geral, tanto quanto a chefia dos trabalhadores de produção;

8 - Elimine o medo, de tal forma que todos trabalhem de modo eficaz para a empresa;

9 - Elimine as barreiras entre os departamentos. As pessoas engajadas em pesquisas, projetos, vendas e produção devem trabalhar em equipe, de modo a preverem problemas de produção e de utilização do produto ou serviço;

10 - Elimine lemas, exortações e metas para a mão-de-obra que exijam nível zero de falhas e estabeleçam novos níveis de produtividade. Tais exortações apenas geram inimizades, visto que o grosso das causas da baixa qualidade e da baixa produtividade encontram-se no sistema estando, portanto, fora do alcance dos trabalhadores;

11 - Elimine padrões de trabalho (quotas) na linha de produção. Substitua-os pela liderança. Elimine o processo de administração por objetivos. Elimine o processo de administração por cifras, por objetivos numéricos. Substitua-os pela administração por processos através do exemplo de líderes;

12 - Remova as barreiras que privam o operário horista de seu direito de orgulhar-se de seu desempenho. A responsabilidade dos chefes deve ser mudada de números absolutos para a qualidade. Remova as barreiras que privam as pessoas da administração e da engenharia de seu direito de orgulharem-se de seu desempenho. Isto significa, inter *alia*, a abolição da avaliação anual de desempenho ou de mérito, bem como da administração por objetivos;

13 - Institua um forte programa de educação e auto-aprimoramento;

14 - Engaje todos da empresa no processo de realizar a transformação. A transformação é da competência de todo mundo.

2.4 - CONFIABILIDADE

2.4.1 - Introdução

O estudo da confiabilidade vem sendo amplamente difundido, e é um dos pilares da Gestão de Riscos. Por meio de análise na literatura chega-se por meio deste trabalho em uma definição de confiabilidade como sendo a probabilidade de um equipamento desempenhar satisfatoriamente suas funções específicas, por um dado período, submetido a diversos fatores aos quais podem refletir em sua condição de operação e/ou funcionamento resultando em falha ou possível falha.

Segundo De cicco e Fantazzini (1981), a confiabilidade difere do controle de qualidade no sentido de que este independe do tempo, enquanto que ela é uma medida de qualidade dependente do tempo.

“Sendo assim pode-se concluir que a confiabilidade pode ser considerada controle da qualidade mais tempo” (DE CICCO & FANTAZZINI, 1981).

A partir do conceito inicial de confiabilidade, deduzimos que para uma dada probabilidade de falha em um sistema haverá sempre uma outra inversa que será a probabilidade de não haver falha. Logo chegamos a seguinte formulação matemática denotada abaixo:

$$C = 1 - F \quad (2.12)$$

Esta equação nos diz que, a partir de uma probabilidade de falha F , determinamos a confiabilidade C do sistema durante um dado período e é exemplificada abaixo.

Exemplo:

Um engenheiro mecânico ficou incumbido de analisar periodicamente um complexo sistema de instalações com tubulações industriais de uma planta de refinaria, no qual foi registrado durante o ano de 2006 pontos de corrosão acentuados em tubulações de amônia que resultariam numa probabilidade de falha de 5 %, caso os procedimentos de manutenção não fossem efetuados nas tubulações de amônia na parada anual de manutenção da planta. A partir desta análise, determine a Confiabilidade para o sistema no ano de 2006.

Período: 1 ano, ou seja, todo o ano de 2006.

Probabilidade de falha: $F = 5 \% = 0,05$

$$C = 1 - F$$

$$C = 1 - 0,05 = 0,95$$

$$C = 95\%$$

2.4.2 - Conceituação e tipos de falhas

Temos então a freqüência em que as falhas acontecem, num dado espaço de tempo conhecida como taxa de falha e representada pela letra grega λ e é determinada pelo número de falhas para o intervalo de tempo com um dado número de operações efetuadas.

Segundo De Cicco & Fantazzini (1981), as falhas que ocorrem em equipamentos e sistemas são de três tipos:

Falhas prematuras: ocorrem durante o período de depuração ou “queima” devido a montagens pobres ou fracas, ou componentes abaixo do padrão, que falham logo depois de postos em funcionamento. Estes componentes vão sendo substituídos gradualmente, verificando-se a diminuição da taxa de falha prematura, até a taxa de falha total atingir um nível praticamente constante. Este nível é atribuído às falhas casuais.

Falhas casuais: resultam de causas complexas, incontroláveis e, algumas vezes, desconhecidas. O período durante o qual as falhas são devidas principalmente a falhas casuais, é a vida útil do componente ou sistema.

Falhas por desgaste: iniciam-se quando os componentes tenham ultrapassado seus períodos de vida útil. A taxa de falha aumenta rapidamente devido ao tempo e a algumas falhas casuais.

Abaixo é dada a curva da taxa de falha em função do tempo, de um grande número de componentes similares. Esta é conhecida também como “Curva da Banheira”.

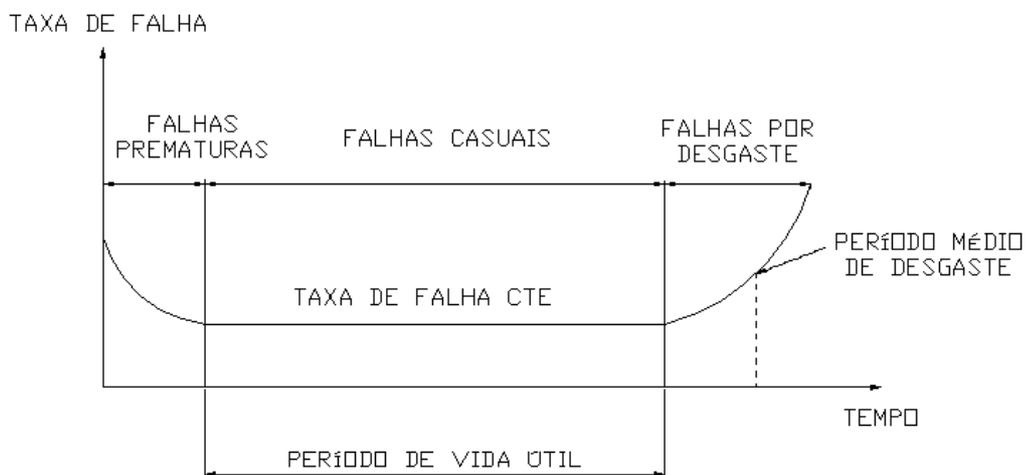


Figura 2.4 - Taxa de Falha x Tempo

Segundo De Cicco & Fantazzini (1981) geralmente as falhas prematuras não são consideradas na análise de confiabilidade, por que se admite que o equipamento foi “depurado”, e que as peças iniciais defeituosas foram substituídas. Para a maioria dos equipamentos, de qualquer complexidade, 200 horas é um período considerado seguro para que haja a depuração. As falhas casuais são distribuídas exponencialmente, com taxa de falha e reposição constantes.

As falhas por desgaste distribuem-se normalmente ou log-normalmente, com um crescimento súbito da taxa de falha nesse período.

2.4.3 - Cálculo de confiabilidade

Verificou-se que um número relativamente pequeno de funções satisfaz à maioria das necessidades na determinação da confiabilidade. As distribuições normal (taxa de falha crescente) e exponencial (taxa de falha constante) são as de mais ampla aplicabilidade. Em nosso caso trataremos da distribuição exponencial, por ser ela aplicável a sistemas e equipamentos complexos, e a sistemas onde há reposição dos componentes que falharam. Entretanto, lembramos ao leitor que, apesar das distribuições mencionadas terem aplicabilidade universal, não devem ser aplicadas em todos os casos. Quando em dúvida, devem-se empregar os processos padrões da estatística para determinar a distribuição.

Na distribuição exponencial, onde temos o conceito de taxa de falha constante, durante a vida útil de um grande número de componentes similares, aproximadamente o mesmo número de falhas continuará a ocorrer, em iguais intervalos de tempo, se as peças que falham são repostas continuamente. A expressão matemática indicando a probabilidade (ou confiabilidade) com que os mesmos operarão, num sistema de taxa de falha constante, até a data t , sem falhas, é a Lei Exponencial de Confiabilidade, regida pela expressão:

$$C = e^{-\lambda.t_o} = e^{-\frac{t_o}{TMEF}} \quad (2.13)$$

Onde:

$$e = 2,718$$

$$\lambda = \text{taxa de falha}$$

$$t_o = \text{tempo de operação}$$

$$TMEF = \text{tempo médio entre falhas}$$

Exemplo:

Em uma instalação com tubulação industrial foi constatado que o tempo médio entre falhas (TMEF) é de $2,0 \cdot 10^4$ horas. Para esta instalação, considerando uma distribuição exponencial determine:

- A) A taxa de falha instalação com tubulação industrial
- B) A confiabilidade da instalação para um tempo de operação (t) de 800 h.
- C) A probabilidade de falha equivalente

Solução:

$$A) \lambda = \frac{1}{T} = \frac{1}{TMEF} = \frac{1}{2,0 \cdot 10^4} = 0,5 \cdot 10^{-4} = 5 \cdot 10^{-5} \text{ falhas / hora}$$

$$B) C = e^{-\lambda t} = 2,718^{-5 \cdot 10^{-5} \cdot 800} = 0,96079 \text{ ou } 96,079 \%$$

$$C) C = 1 - F \quad \therefore \quad F = 1 - C = 1 - 0,96979 = 0,03021 \text{ ou } 3,021 \%$$

2.4.3.1 - Confiabilidade de sistemas

2.4.3.1.1 - Sistemas de componentes em série

Um sistema ou equipamento composto de n componentes em série, ou seja, a falha de qualquer um dos componentes significa a quebra do equipamento ou sistema. Sendo que a falha de um componente é independente da falha de qualquer outro e C_i ($i = 1, 2, 3, \dots, n$), e sendo C a função de confiabilidade do equipamento, teremos:

$$C = C_1 \cdot C_2 \cdot C_3 \cdot \dots \cdot C_n \tag{2.14}$$

A expressão acima também é conhecida como Lei do produto de Confiabilidade. Segundo De Cicco & Fantazzini (1981) a confiabilidade de um sistema depende das confiabilidades individuais de seus componentes. Se a operação de um sistema requer que todos os componentes funcionem satisfatoriamente ao mesmo tempo, temos um sistema em série. Nesse total é igual ao produto das confiabilidades individuais dos componentes. Sistemas eletrônicos complexos são constituídos de milhares de componentes. Para manter a confiabilidade tão alta quanto possível, e para minimizar o efeito da lei do produto, são empregados recursos, tais como: o uso de entes com confiabilidades extremamente altas e sistemas de redundância paralela, entre outros.

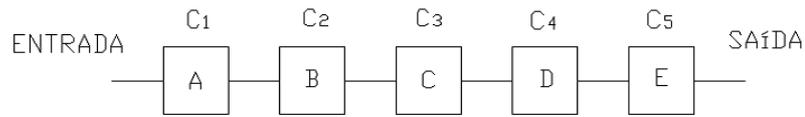


Figura 2.5 - Sistema de componentes em série

Quando se procura aumentar, ainda que em pequenas proporções, as confiabilidades de cada componente, em sistemas onde há numerosos componentes, pode-se aumentar consideravelmente a confiabilidade total do sistema.

Exemplo:

Suponhamos que em um sistema de tubulações industriais interligando duas plantas de processamento, tenhamos um conjunto de tubulações industriais que possua 3 trechos soldados e 2 trechos flangeados em série com respectivos níveis de confiabilidades estimados em 0,99, 0,98, 0,99, 0,98 e 0,99. Sabendo dos riscos envolvidos no processo por se tratar de operação com amônia, você como engenheiro mecânico responsável pelo processo determinaria a revisão das instalações na próxima parada de manutenção prevista ? Determine a confiabilidade total do sistema de tubulações industriais.

Solução:

Por se tratar de um sistema em série, podemos aplicar a lei do produto da confiabilidade.

$$C = 0,99^3 \cdot 0,98^2$$

$$C = 0,9703 \cdot 0,9412$$

$$C = 0,9132 \text{ ou } 91,32 \%$$

Tendo em vista um nível de confiabilidade de 91,32 % e por se tratar de um produto tóxico, corrosivo e nocivo ao ser humano e meio ambiente, seria ideal que houvesse manutenção na parada subsequente.

2.4.3.1.2 - Sistemas de redundância em paralelo

Na situação anterior, ou seja, quando temos componentes em séries para determinação da confiabilidade do sistema aplicamos a Lei do Produto de Confiabilidade. Já no caso de sistemas de redundância em paralelo, para determinação da confiabilidade do sistema, primeiro calculamos o produto da probabilidade de falhas para depois obtermos a confiabilidade do sistema de redundância.

$$F = F_1.F_2.F_3 . \dots .F_n \quad (2.15)$$

Segundo De Cicco & Fantazzini (1981) redundância é a existência de mais de um meio de execução de uma determinada tarefa. De um modo geral, todos os meios precisam falhar, antes da quebra do sistema.

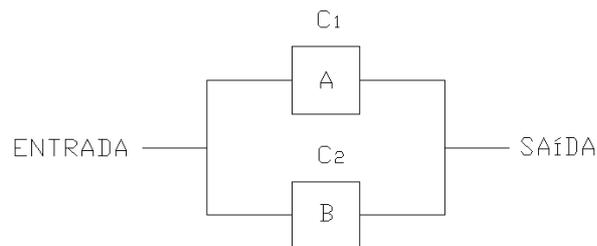


Figura 2.6 - Sistemas de redundância em paralelo

Exemplo:

Em um sistema de tubulações industriais interligando duas plantas de processamento, existe um conjunto de tubulações industriais que possui 1 trecho soldado e 1 trecho flangeado em paralelo com respectivos níveis de confiabilidades estimados em 0,98 e 0,97. Sabendo dos riscos envolvidos no processo por se tratar de operação com amônia, você como engenheiro mecânico responsável pelo processo determinaria a revisão das instalações na próxima parada de manutenção prevista ? Determine a confiabilidade total do sistema de tubulações industriais.

Solução:

Por se tratar de um sistema em paralelo, determinaremos primeiro a probabilidade de falha:

$$C_1 = 0,98 \quad \therefore F_1 = 1 - 0,98 = 0,02$$

$$C_2 = 0,97 \quad \therefore F_2 = 1 - 0,97 = 0,03$$

$$F = F_1 \cdot F_2$$

$$F = 0,02 \cdot 0,03$$

$$F = 0,0006 \text{ ou } 0,06 \%$$

$$C = 1 - F$$

$$C = 1 - 0,0006$$

$$C = 0,9994 = 99,94 \%$$

Tendo em vista um nível de confiabilidade alto, ou seja, de 99,94 %, não seria necessário manutenção imediata na parada subsequente.

3 - REFERENCIAIS TEÓRICOS

3.1 - SELEÇÃO DE MATERIAL EM INSTALAÇÕES COM TUBULAÇÕES

A utilização de quantidades crescentes de energia, força-motriz da economia, tem requerido a construção de numerosas instalações de obtenção, transporte e geração de energia, como por exemplo, plataformas de prospecção e extração de petróleo/gás, tubulações de transporte, refinarias, usinas term nucleares, termoelétricas etc. Essas construções têm exigido um maior grau de confiabilidade no projeto, na fabricação e na operação destes sistemas que envolvem alto risco a fim de evitar/eliminar falha nos mesmos. O aumento desta confiabilidade está relacionado com um maior conhecimento dos estados de tensão atuantes nos componentes, dos processos de fabricação, dos materiais empregados, das técnicas de montagem, dos efeitos do meio ambiente e quaisquer outros fatores que venham a aumentar a fragilidade dos componentes em serviço. Conseqüentemente, é necessário que o engenheiro saiba que a quebra de um componente está inerentemente ligada à distribuição das tensões em serviço, assim como o projetista precisa entender que diferentes materiais têm diferentes propriedades, sendo que, pelo menos até o presente momento, nem todas podem estar nitidamente representadas nas metodologias de cálculo.

3.1.1 - Normas de Fabricação de tubulações

Existe um número muito grande de normas de fabricação de tubos de aço com costura. Não há uma imposição de seguir uma ou outra norma, entretanto há de se levar em consideração fatores como exigências do cliente e outros que por ventura possam influenciar na escolha da norma a ser adotada. Podem-se classificar os tubos de aço carbono com solda longitudinal em industriais, pela precisão, pelo tipo de condução, tubos petrolíferos e eletrodutos. A seguir, visando dar um enfoque geral, será feita uma breve síntese envolvendo cada aplicação.

3.1.1.1 - Tubulações Industriais

São produzidos para as mais diversas aplicações, desde tubos sem requisitos até tubos para troca térmicas e estruturais.

NBR 6591

Tubos para aplicações diversas sem exigência de acabamento e propriedades mecânicas, com composições químicas definidas.

DIN 1615

Tubos não sujeitos a requisitos especiais de aço de baixo carbono.

ASTM A-513

Tubos para uso mecânico com propriedades mecânicas e composição química definidas.

A-500

Tubos para uso estrutural em vários graus de matéria prima, com propriedades mecânicas definidas.

BS 4474

Tubos estruturais fabricados a partir da matéria prima laminada a quente.

ASTM A-214

Tubos com composição química definida para trocadores de calor e condensadores.

ASTM A-178

Tubos para caldeiras, superaquecedores e vasos de pressão, em vários graus de matéria prima. Os requisitos de propriedades mecânicas não se aplicam a tubos de diâmetro interno menor que 3,2 mm e espessura de parede menor que 0,4 mm.

DIN 1626

Tubos sujeitos a requisitos especiais, para pressões máximas definidas e temperaturas de trabalho de até 300 °C, com composições químicas definidas.

DIN 1628

Tubos de alta performance, normalmente sem limite de pressão de trabalho, porém, deve ser usada a temperatura de no máximo 300 °C, com composições químicas definidas.

NFA 49-643

Tubos comerciais decapados ou não com composições químicas definidas e seções (para classes) redonda, quadrada e retangular.

3.1.1.2 - Tubulações de Precisão

São utilizados onde é necessária precisão dimensional e/ou boa qualidade superficial.

DIN 2393

Tubos de precisão interna e externa, com composições químicas e propriedades mecânicas

definidas, nos graus de qualidade A, B ou C. Podem ser fornecidos sem tratamento térmico após a última de formação a frio, com pequeno passe de trefila após o último tratamento térmico, recozido em atmosfera controlada ou normalizado em atmosfera controlada.

DIN 2394

Tubos de precisão externa, com composições químicas e propriedades mecânicas definidas e nos graus de qualidade A, B ou C. Podem ainda ser fornecidos sem tratamento térmico após a calibração, recozidos em atmosfera controlada ou normalizados em atmosfera controlada.

DIN 2395

Tubos de precisão para uso geral, nas seções quadradas e retangulares, com composições químicas definidas e nos graus de qualidade A ou B.

NBR 5599

Tubos de precisão interna e externa, com composições químicas e propriedades mecânicas definidas, e em vários graus de matéria prima. Podem ainda ser fornecidos nos estados TD (Trefilado Duro), TM (Trefilado Macio), RB (Recozido Branco), RD (Recozido Decapado), NB (Normalizado Branco) e ND (Normalizado Decapado).

3.1.1.3 - Tubulações de Condução

São utilizados para condução de gases e líquidos não corrosivos e sólidos em suspensão.

ASTM A-135

Tubos de condução nos graus A e B, com composição química e propriedades mecânicas definidas. Sendo o de grau A apto a ser dobrado ou flangeado. São normalmente fornecidos no SCH 10, com diâmetro nominal variando de 3/4 a 5 polegadas. Geralmente fabricados com extremidades lisas, chanfradas ou com rosca (com ou sem luva).

ASTM A-53

Tubos de condução nos graus A e B, com composição química e propriedades mecânicas definidas. Sendo o de grau A apto a ser dobrado, flangeado e serpentinado; e o grau B podendo sofrer dobramento e flangeamento limitados. São fornecidos normalmente nos SCH 40 e SCH 80. Geralmente fabricados com extremidades lisas, chanfradas ou com rosca (com ou sem luva). Esta norma é praticamente igual a norma brasileira NBR 5590.

ASTM A-120

Tubos de condução normalmente nos SCH 40 e SCH 80. Geralmente fabricados com extremidades lisas, chanfradas ou com rosca (com ou sem luva).

DIN 2440

Tubos de condução para pressões de no máximo 25 Kgf/cm² para líquidos e 10 Kgf/cm² para ar e gases não perigosos. Podem ser fornecidos com extremidades lisas, chanfradas ou com rosca (com ou sem luva). Esta norma é praticamente igual a norma brasileira NBR 5580 classe M.

DIN 2441

Tubos de condução para pressões de no máximo 25 Kgf/cm² para líquidos e 10 Kgf/cm² para ar e gases não perigosos. Podem ser fornecidos com extremidades lisas, chanfradas ou com rosca (com ou sem luva). Esta norma é praticamente igual a norma brasileira NBR 5580 classe P.

BS 1387

Tubos de condução com composição química e propriedades mecânicas definidas nas classes leves, média e pesadas. Podem ser fornecidos com extremidades lisas, chanfradas ou com rosca (com ou sem luva). Esta norma é praticamente igual à norma brasileira NBR 5580.

NBR 5580

Tipo de tubo de condução. Pode ser fornecido com extremidades lisas, chanfradas ou com rosca (com ou sem luva).

NBR 5590

Tubos de condução nos graus A e B, com composição química e propriedades mecânicas definidas. Sendo o de grau A apto a ser dobrado, flangeado e serpentinado; e o grau B podendo sofrer dobramento e flangeamento limitados. São fornecidos normalmente nas Série 40 e Série 80. Possuem extremidades lisas, chanfradas ou com rosca (com ou sem luva).

NF A 49-141

Tubos de condução, com composição química definida, com pressão máxima admissível de uso de 36 bar à temperatura ambiente. Possuem as extremidades lisas.

NF A 49-145

Tubos de condução, com propriedades mecânicas definidas nas séries leve, média e pesadas. Podem ser fornecidos com extremidades lisas, chanfradas ou com rosca (com ou sem luva).

JIS G 3456

Tubos de condução, com propriedades mecânicas definidas. Podem ser fornecidos com extremidades lisas, chanfradas ou com rosca (com ou sem luva).

3.1.1.4 - Tubulações Petrolíferas

Usados para exploração, produção e condução de petróleo, seus derivados, subprodutos e equivalentes.

API 5 CT

Tubos destinados a revestimento de poços (CASING) e a produção (TUBING). Podem ser fornecidos em vários graus de matéria prima.

API 5L

Tubo para condução de fluidos em refinaria de petróleo, transporte de água, gás natural ou outros gases. Podem ser fornecidos em vários graus de aço.

3.1.1.5 - Eletrodutos

São utilizados para a proteção de condutores elétricos (cabos e fios).

ANSI C 80.1

Tubos galvanizados para proteção de condutores elétricos. Não possuem matéria prima definida, porem são aptos de serem curvados. Podem ser fornecidos com pontas lisas ou com rosca (com ou sem luva).

NBR 5597

Tubos galvanizados nas séries extra e pesada, para proteção de condutores elétricos. O aço utilizado é de baixo teor de carbono e eles são aptos a serem curvados. Podem ser fornecidos com pontas lisas ou com rosca (com ou sem luva).

NBR 5598

Tubos galvanizados para proteção de condutores elétricos. O aço utilizado é de baixo teor de carbono e eles são aptos a serem curvados. Podem ser fornecidos com pontas lisas ou com rosca (com ou sem luva).

3.1.2 - Definição de Schedule

Segundo o Engenheiro Ciro de Tolledo Piza Tebecherani (2007), em artigo publicado na pipesystem, schedule é a denominação dada ao resultado arredondado a dezena calculado pela fórmula:

$$SCH = \frac{P}{S} \quad (3.1)$$

Onde P é a pressão de trabalho do tubo e S é a tensão correspondente a 60% do limite de escoamento do material a 20 °C.

Ou seja, para um mesmo diâmetro externo de um tubo de condução, quanto maior o SCH maior a espessura de parede em relação ao seu diâmetro. O Schedule define, portanto, a espessura de parede do tubo de condução, sendo que os valores estabelecidos para cada Schedule (espessura) nos vários diâmetros são tabulados e convencionados nas normas correspondentes. Por exemplo, os tubos das normas americanas (carbono - ASTM), seguem o padrão definido na norma ANSI B 36.10 (a norma brasileira NBR 5590 também segue este padrão).

Nas normas européias (DIN, BS e outras), bem como nas normas brasileiras (ABNT) não é comum a designação das espessuras em Schedule e sim conforme recomendação da ISO (International Standardization Organization) que estabelece classes de espessuras, que são definidas conforme tabela de cada norma. Por exemplo, na NBR 5580 temos classes leve, média e pesada.

3.2 - A TUBULAÇÃO INDUSTRIAL DO PONTO DE VISTA ESTRUTURAL

Estruturalmente, tubulação é considerada como sendo um vaso de pressão, isto é, urna estrutura curva, fechada e que contem líquido e/ou gás sob pressão. As paredes curvas do vaso de pressão são freqüentemente muito finas em relação ao raio e ao comprimento e, nestas condições, estão na classe das formas estruturais conhecidas como casca. O termo "parede fina" não é preciso, mas uma regra aceita é a de que a razão entre o diâmetro (D) e a espessura da parede (t) deve ser maior do que 20 ($D/t > 20$). Esta condição, $D/t > 20$, garante com razoável precisão que a pressão atuante no vaso resultará em tensões constantes ao longo da espessura da parede do mesmo, permitindo que simples análises estáticas possam ser realizadas para cálculo do estado biaxial de tensões que se desenvolvem nas tubulações. A condição de "parede fina" impõe que a pressão interna seja maior do que a externa, caso contrário, a casca pode falhar por colapso devido à flambagem da parede.

3.3 - INSTITUTO AMERICANO DO PETRÓLEO (API)

A American Petroleum Institute (API) foi fundada em 1919 pela necessidade de se normalizar as especificações de engenharia referentes à perfuração e equipamentos de produção.

No decorrer dos anos, a API se tornou a maior associação de negócios de petróleo nos EUA, representando todos os segmentos da indústria petrolífera, tais como: exploração, produção, transporte, refino, comercialização e marketing.

De maneira geral, as normas da API são revisadas, reafirmadas, ou retiradas (suprimidas) a cada cinco anos, pelo menos. Algumas vezes, um único período de extensão de até dois anos é adicionado ao ciclo de revisão. Desta forma, as publicações API não tem nenhum efeito após cinco anos da data de sua publicação, salvo quando tiver sido concedida extensão, tomando-se necessário a aquisição de normas atualizadas.

3.3.1 - Especificação API 5L

A especificação API para tubulação é a API *Specification 5L (Specification for Line Pipe)*, ou API 5L. Esta especificação cobre tubulação de aço sem costura (*seamless*) e com costura (*welded*). As especificações 5LS e 5LX foram incorporadas à especificação 5L na edição de abril de 1995, portanto, não são mais válidas.

O propósito desta especificação é fornecer padrões para tubos apropriados ao transporte de gás, água e óleo, tanto na indústria do petróleo como na de gás natural. As condições de fornecimento dos tubos são estabelecidas pela norma API 5L, porém estas também podem ser diretamente acordadas entre o comprador e o fabricante. Na verdade, as especificações de compra tem sido mais severas do que a própria API 5L.

Para que um tubo seja classificado como API ele deve atender aos requisitos de propriedades mecânicas, composição química, dimensional, peso etc. O limite de escoamento em Ksi (1000 psi ou 1000 lbf/in²) é a propriedade que determina o grau do tubo, podendo o mesmo ser classificado como grau A25, A, B e X. Os graus A25 e X são seguidos por dois dígitos que determinam o valor mínimo do limite de escoamento especificado (SMYS = Specified Minimum Yield Strength), enquanto os graus A e B possuem limites de escoamento de 30 e 35 ksi, respectivamente. Os graus X cobertos pela API 5L são X42, X46, X52, X56, X60,

X65, X70, X80 e graus intermediários. Graus superiores ao X80 estão em desenvolvimento e deverão ser incorporados à API futuramente. Os tubos de grau A25 podem ser feito de aço resulturizados e, neste caso, enquadram-se na classe II, caso contrário na classe I.

O quadro 3.1 mostra os requisitos das propriedades de resistência à tração a fim de que um tubo atenda a um dado grau API.

Quadro 3.1 - Especificação dos Graus dos Tubos API 5L

Grau	SMYS		UTS Mínimo		UTS Máximo	
	KSI	MPa	kSI	MPa	kSI	MPa
A25	25	172	45	310	—	—
A	30	207	48	331	—	—
B	35	241	60	413	—	—
X42	42	289	60	413	—	—
X46	46	317	63	434	—	—
X52	52	358	66	455	—	—
X56	56	386	71	489	—	—
X60	60	413	75	517	—	—
X65	65	448	77	530	—	—
X70	70	482	82	565	—	—
X80	80	551	90	620	120	827

Fonte: Petrobrás S.A

3.3.2 - Processos de fabricação de tubos API 5L

Os tubos fornecidos conforme a especificação API podem ser fabricados sem costura (seamless) ou com costura (welded), e limitados aos graus, tipos e limitações de diâmetro especificados.

Quadro 3.2 - Processos de Fabricação dos Tubos API 5L

Tipo do Tubo	Graus	
	14-25	A, B, X42 a X80
Sem Costura	X	X
Soldado Continuamente	X	
Soldado Eletricamente (ERW)	X	
Costura Longitudinal Soldada por Arco-Submerso (SAW)		X
Soldado à Arco por Gás (MAG/MIG)		X
Combinação MAG e SAW		X
Costura Dupla Soldada por SAW (*)		X
Costura Dupla Soldada por MAG/MIG (*)		X
Costura Dupla Soldada com a Combinação MAG e SAW (*)		X
Costura Helicoidal Soldada por SAW (**)		X

(*) Tubo com costura dupla é limitado à diâmetro igual ou superior a 36”.

(**) Tubo com costura helicoidal é limitado à diâmetro igual ou superior a 4,5”.

Fonte: Petrobrás S.A

O quadro 3.2 demonstra a vasta gama de tipos de tubos que atendem a especificação API. Observa-se que esta mesma tabela poderia ser construída levando-se em consideração somente os processos de união, o que acarretaria em três processos básicos de fabricação de tubos, quais sejam: tubos sem costura, com costura sem metal de adição e com costura com metal de adição.

Tubo sem costura é aquele fabricado pela extrusão à quente do aço através de urna "matriz". Os processos de fabricação de tubo com costura sem metal de adição baseiam-se no aquecimento do aço e prensagem mecânica das suas bordas na forma tubular, sendo que o processo comercialmente mais utilizado é o de soldagem por resistência elétrica (Electric Resistance Welding = ERW). Já os tubos com costura com metal de adição são fabricados pelo processo UOE ou espiral, sendo que o processo UOE é o mais empregado para os graus X. O resumo dos tipos de tubo a serem discutidos estão apresentados no quadro 3.3, o qual é baseado nos processos de fabricação mais utilizados.

Quadro 3.3 - Tubos comercialmente fabricados segundo a API 5L

Tipo do Tubo	Graus	
	A25	A,B, X42 a X80
Sem Costura	X	X
Com Costura e Sem Metal de Adição (ERW)	X	X
Com Costura e Com Metal de Adição (UOE)		X

Fonte: Petrobrás S.A

A escolha de um dos processos de fabricação acima é função dos seguintes fatores:

- Garantia das propriedades mecânicas no tubo;
- Condições técnicas e de equipamentos para fabricar o tubo;
- Disponibilidade de material no mercado;
- Segurança operacional da tubulação;
- Razões Econômicas.

Cabe aqui informar que a API 5L atesta claramente que a solda de campo não é de responsabilidade do fabricante do tubo; contudo, esta é uma preocupação que não pode ser deixada de lado.

A fabricação de tubos pode ser feita por vários processos, conforme visto acima. A seguir, será dada uma visão geral dos processos mais utilizados, com ênfase naqueles destinados à fabricação de tubos para transporte de longa distância de petróleo, gás e derivados: tubos sem costura feitos pelo processo de laminação e tubos com costura feitos pelos processos ERW e UOE/SAW. É importante salientar que cada fabricante pode alterar, introduzir ou suprimir etapas intermediárias nos processos descritos abaixo, sendo, portanto, necessário familiarizar-se com o processo de fabricação do fornecedor.

3.3.3 - Fabricação de tubos sem costura

Existem quatro processos básicos de fabricação de tubos sem costura, quais sejam:

- Laminação (rolling);
- Extrusão (extrusion);
- Trefilação (cold-drawing);
- Fundição (casting, melhor seria moldagem).

O processo mais empregado na fabricação de tubos API 5L sem costura é o processo de laminação do tipo “Mannesman”.

O emprego dos tubos fabricados pelo processo de trefilação na indústria de transporte dutoviário é restrito.

Os tubos fabricados pelo processo de fundição não são adequados para uso em tubulações de transporte de gás e/ou óleo.

O processo de fabricação (conformação e expansão) e a realização de ensaios mecânicos atuam nas propriedades do tubo. Em alguns casos ele abaixa a resistência do tubo comparado com a da chapa e em outros aumenta, mas em quase todos os casos ele reduz a tenacidade.

3.3.4 - Relação entre propriedades e microestruturas

A especificação API 5L classifica os tubos em função do limite de escoamento que os mesmos apresentam após a fabricação. Entretanto, o limite de escoamento não é o único fator a determinar a microestrutura do material, pois a exigência de tenacidade e soldabilidade na tubulação torna a microestrutura o resultado de uma interdependência entre esses três requisitos.

A matriz ferrítica-perlítica tem sido usada para limites de escoamento de até 482 MPa (X70), devido a sua boa tenacidade.

3.3.5 - Soldabilidade da tubulação

O já citado aumento na demanda de energia trouxe a necessidade de tubulações que pudessem operar em condições muito severas, tal como: altas tensões, baixas temperaturas e meios agressivos. Dito de outra forma, tem sido necessário o constante desenvolvimento de aços que supram as crescentes exigências das condições de operação das tubulações. Conseqüentemente, existe também a necessidade de que a junta soldada (metal de solda e a zona termicamente afetada pelo calor) tenha propriedades mecânicas compatíveis com a do metal de base; sendo a tenacidade a fratura a principal delas. Essa necessidade de tenacidade na tubulação pode ser entendida como a tentativa de assegurar, na junta soldada, a continuidade das propriedades mecânicas do metal de base nas condições de operação. O primeiro item a garantir a continuidade de propriedades entre o metal de base e a junta soldada pode ser caracterizado como soldabilidade.

Soldabilidade tem sido definida de um sem números de maneiras. No presente caso pode-se definir soldabilidade "como uma medida da habilidade inerente do tubo (aço) para aceitar um passe de raiz sob dadas condições de aporte de calor sem que ocorra trinca ou que produza uma estrutura susceptível à trinca sob condições de tensões resultantes da manipulação da tubulação. É notório o conhecimento de que o processo de soldagem introduz algum tipo de defeito nas estruturas soldadas, mesmo que muitos pequenos e não detectáveis pelos métodos disponíveis de ensaios não-destrutivos. Então, para fim de tenacidade à fratura, talvez seja apropriado caracterizar soldabilidade como a capacidade que a junta soldada possui de não permitir a iniciação de uma fratura a partir de um defeito pré-existente sob as condições de operação.

Qualquer que seja a definição usada, os microconstituintes da junta soldada é que influenciarão as propriedades da mesma. As proporções dos microconstituintes na junta soldada são ditadas pela composição química e pelo ciclo térmico de soldagem (aporte de calor, temperatura de pré-aquecimento, processo de soldagem e espessura/geometria da junta), sendo que a taxa de resfriamento é o fator principal, dentre os parâmetros do ciclo térmico.

Adicionalmente, o ciclo térmico de soldagem e a composição química também influem na microestrutura, como o tamanho de grão e precipitação, fatores esses que têm influência marcante na tenacidade à fratura.

3.3.6 - A influência do tipo de solo

Uma dutovia passa ao longo de seu trajeto por uma quantidade diversificada de solos proporcional a sua extensão, ou seja, quanto maior o percurso maior será a variedade e diversificação de tipos de solos. Em consequência disso deve-se levar em consideração no projeto de qualquer sistema que envolva tubulações ou dutos a instabilidade e heterogeneidade ao longo do trajeto a ser construído.

A heterogeneidade do solo tem como fatores ou consequências diretas:

- Valores não estáveis de resistividade de solo, o que obriga muitas vezes a utilização da sobresspesura de corrosão no projeto.
- Instabilidade de compactação, resistência e permeabilidade do solo.

3.4 - ATRITO EM TUBULAÇÕES ENTERRADAS

3.4.1 - Determinação da força de atrito com o solo (f_a)

Em situações em que parte do duto está enterrada, há um contato entre a parede externa do mesmo com o solo. Sendo gerado um atrito entre a camada externa do duto e o solo, podemos dizer que não é tão trivial o cálculo do fator ou coeficiente de atrito uma vez que o mesmo pode variar em função do tipo de solo, da umidade, da sedimentação existente, dentre outros.

A força de atrito com o solo é estimada de acordo com a equação¹:

$$f_a = 0,0873.D^3 \quad (3.2)$$

Onde:

D = diâmetro externo em metros

¹ Wilbur, W.E., *Pipeline Industry*, February, 1963.

f_a = força de atrito em KN/m

Entretanto, no estudo foi utilizado um valor bastante usual na prática de Engenharia para este tipo de situação, onde o valor adotado para f_a foi de 10 N/mm.

3.5 - MINIMIZAÇÃO DOS RISCOS DE IMPACTO AO MEIO AMBIENTE

Segundo Andreoli (2002) o processo de globalização das relações econômicas impulsionou o comprometimento das empresas com a questão ambiental, atingindo principalmente aquelas inseridas no mercado internacional: empresas transnacionais e empresas exportadoras. As empresas transnacionais, por determinação de seus acionistas, vêm adotando os padrões ambientais definidos em seus países de origem, onde os padrões e normas legais são mais rigorosos. As empresas exportadoras enfrentam um novo protecionismo: a discriminação de produtos e serviços que não comprovem a estrita observância das normas ambientais.

Essas empresas estão influenciando o entorno de fornecedores e começam a explorar o diferencial ambiental também no mercado interno, o que está impulsionando a adoção de metodologias para um sistema de gestão ambiental. Este sistema vem ao encontro da necessidade das empresas em adotarem práticas gerenciais adequadas às exigências do mercado, universalizando os princípios e procedimentos que permitirão uma expressão consistente de qualidade ambiental. Dadas as similaridades dos sistemas de gestão da qualidade e ambiental, muitas empresas que implementaram programas de qualidade também estão na vanguarda da certificação ambiental. (ANDREOLI, 2002)

3.6 - INTRODUÇÃO À MECÂNICA DOS SOLOS

Serviços que envolvam “obras de terra” dependem, entre outros fatores, das características geotécnicas e da disponibilidade dos materiais naturais nas proximidades do empreendimento

O estudo destes materiais e sua utilização em obras de engenharia, remete à Mecânica dos Solos. Assim, ensaios de laboratório e de campo são realizados para diversos fins, tais como:

- Caracterização e compactação dos materiais

- Parâmetros de resistência, deformabilidade e/ou permeabilidade do solo
- Investigação e controle de áreas de empréstimo

Abaixo temos alguns aspectos que consideramos importantes do ponto de vista de projeto em geral, alguns destes utilizados também para aplicações e projetos de dutos:

3.6.1 - Tipos de solo

Ao longo dos ciclos terrestres, os solos podem envelhecer por excesso de mineralização e recuperar seu estado original de rocha. Esse processo é especialmente grave quando acelerado pelo desmatamento e por práticas agrícolas inadequadas, que destroem a fertilidade do solo. Por isso, o estudo dos solos ganha cada vez mais importância.

Em sentido amplo, solo é o material superficial da crosta terrestre sobre o qual ocorrem alterações devidas tanto aos fenômenos atmosféricos como àqueles gerados pela biosfera, na qual se incluem certas espécies animais, vegetais e de microrganismos. Esse material não consolidado recobre as rochas e se confunde com o que os geólogos chamam de manto de intemperismo. Em sentido estrito, o solo corresponde à parte delgada do manto que oferece as condições de sustentação e subsistência necessárias à vida vegetal. Geralmente, os solos contêm matéria orgânica carbonosa, escura, chamada húmus. A parte subjacente ao solo se denomina subsolo.

Na formação do solo as rochas que afloram sobre a superfície terrestre, submetidas à ação modificadora de diversos agentes, dão origem aos solos. Um solo pode originar-se de qualquer tipo de rocha: sedimentar, magmática ou metamórfica. Os principais fatores que influem na formação do solo são:

- material da rocha matriz;
- ação dos organismos vivos;
- tempo;
- clima;
- relevo.

As características de um solo dependem em grande parte da rocha matriz, mas há outros fatores que contribuem decisivamente em sua formação. O tempo, por exemplo, é um fator importante, pois cada tipo de material tem sua velocidade de decomposição: um folhelho se decompõe mais rapidamente que uma rocha magmática. O clima tem grande influência sobre o intemperismo e, por isso, é outro fator de grande importância. A influência do relevo se percebe na diferença existente entre os solos das regiões fortemente inclinadas e os das regiões planas, devido às condições de drenagem, entre outros fatores.

Chamam-se solos residuais os que repousam sobre a própria rocha matriz de que derivaram. Nesse caso, observa-se em seu perfil uma transição gradual do solo para o subsolo, e deste para a rocha matriz. Os solos formados de material trazido de pontos afastados pela ação de agentes geológicos chamam-se solos transportados.

O perfil do solo é dito maduro quando, depois de sujeito por longo período a diferentes condições climáticas, adquire características peculiares. A seção de um solo maduro mostra um perfil constituído de três horizontes principais, designados A, B e C, que diferem em cor, textura, estrutura e composição, e variam em espessura. O horizonte A é fofo, rico em matéria orgânica, útil para as culturas; o horizonte B, rico em argilas ou em minerais de ferro e pobre em húmus, é inútil para culturas de ciclo curto; o horizonte C corresponde principalmente à rocha decomposta.

Na classificação dos solos, estes se reúnem em classes determinadas primeiramente pelo tipo de clima em que se originaram. Chamam-se lateritos os solos desenvolvidos por processos de intemperismo próprios de climas quentes e úmidos. Ricos em óxidos de ferro e alumínio com lixiviação de sílica, os lateritos apresentam cor vermelha ou amarela. Tchernoziom (em russo, "terra negra") é o nome dado aos solos negros de clima temperado, subúmido. O solo podzólico, de cor cinza, é típico de clima frio, úmido.

No Brasil, há designações populares para distinguir tipos de solos. No estado de São Paulo, dá-se o nome de terra roxa aos solos originários da decomposição de diabásicos ou basaltos. São solos lateríticos riquíssimos em óxidos hidratados de ferro (e de matéria orgânica, quando virgens), de cor marrom-avermelhada. Podem atingir vinte metros de profundidade. A designação massapê é usada no Norte do Brasil para solos pretos argilosos, calcíferos. Em São Paulo, o mesmo nome se aplica aos solos argilosos, provenientes da decomposição de

xistos metamórficos. O salmourão é um solo areno-argiloso, proveniente da decomposição de granitos e gnaisses.

3.7 - TUBO PAREDE FINA

Neste tipo de tubulação admite-se que a tensão circunferencial é constante ao longo da espessura o que para tubos com relação $\frac{D}{t} > 20$ pode ser aceito como premissa razoável, como será visto posteriormente.

3.7.1 - Tensões na parede de uma tubulação

No caso de um duto submetido a uma pressão interna e fechado nas extremidades, em cada elemento da parede do tubo existem três tensões normais. No sistema de coordenadas cilíndrico, as tensões normais são a tensão longitudinal σ_L , a tensão circunferencial σ_c e a tensão radial σ_r , como mostra a Figura 3.1.

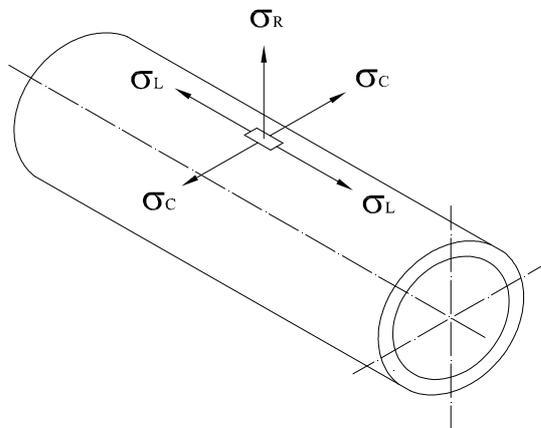


Figura 3.1 - Tensões na parede de um duto

A tensão longitudinal σ_L tende a romper o duto ao longo de uma circunferência. Ao contrário da tensão longitudinal, a tensão circunferencial σ_c tende a romper o duto ao longo de uma geratriz.

Para o caso de dutos cuja espessura de parede seja pequena em relação ao diâmetro (cilindros de paredes finas), o valor da tensão radial (σ_r) é geralmente baixo, e por isso costuma ser desprezado nos cálculos.

3.7.2 - Cálculo da pressão interna em função das tensões

Em Resistência dos Materiais, diversas teorias foram desenvolvidas para relacionar o escoamento de um material com a ação combinada de várias tensões simultâneas. Para os materiais dúcteis, com o que é o caso da maioria dos aços, a teoria que melhor se ajusta aos dados experimentais, é a denominada “Critério de Von Mises”.

Critério de Von Mises:

$$\sigma_{eq} = \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \quad (3.3)$$

Onde:

$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ = tensões principais e $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$

σ_{eq} = tensão equivalente

Considerando-se um cilindro de paredes finas (cilindros cuja espessura de parede seja pequena em relação ao diâmetro) sujeito a uma pressão interna, obtém-se as seguintes expressões para as tensões desenvolvidas nas paredes.

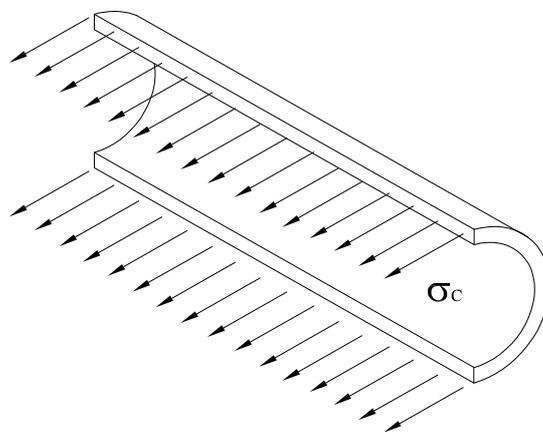


Figura 3.2 - Seção longitudinal de um duto

$$p = \frac{F}{A} \quad \therefore \quad F = p.A$$

$$F = p.L.2.r$$

$$\sigma_c = \frac{F}{A_1} = \frac{p.L.2.r}{2.t.L} = \frac{p.r}{t}$$

$$\sigma_c = \frac{p.r}{t} = \frac{p.D}{2t} \tag{3.4}$$

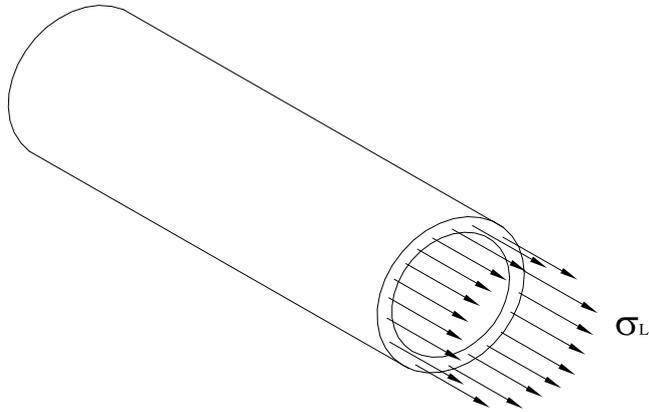


Figura 3.3 - Seção radial de um duto

$$p = \frac{F}{A} \quad \therefore \quad F = P.A$$

$$F = p.L.\pi.r^2$$

$$\sigma_L = \frac{F}{A_2} = \frac{p.L.\pi.r^2}{2.\pi.r.t} = \frac{p.r}{2.t}$$

$$\sigma_c = \frac{p.r}{2t} = \frac{p.D}{4t} \tag{3.5}$$

σ_c = tensão circunferencial de tração (tendendo a romper o duto segundo uma geratriz).

σ_L = tensão longitudinal de tração (tendendo a romper o duto segundo uma circunferência).

Observa-se pelas equações anteriores que $\sigma_c = 2.\sigma_L$, isto é, para igualdade de condições, a tensão circunferencial é o dobro da tensão longitudinal.

3.7.2.1 - Tensão equivalente pelo critério de Von Mises

Pela equação tem-se:

$$\sigma_{eq} = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \quad (3.6)$$

Como $\sigma_3 = 0$:

$$\sigma_{eq} = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{\sigma_1^2 - 2\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2 + \sigma_2^2 + \sigma_1^2} = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{2\sigma_1^2 - 2\sigma_1\sigma_2 + 2\sigma_2^2}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2} \quad (3.7)$$

Como $\sigma_1 = \sigma_c$ e $\sigma_2 = \sigma_L$ e da equação 2.5 note-se que $\sigma_c = 2.\sigma_L$, ou ainda $\sigma_1 = 2.\sigma_2$.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1 \frac{\sigma_1}{2} + \left(\frac{\sigma_1}{2}\right)^2} = \sqrt{\frac{3}{4}\sigma_1^2} = \frac{\sqrt{3}}{2}\sigma_1$$

$$\sigma_{eq} = \frac{\sqrt{3}}{2}\sigma_c \quad (3.8)$$

Como $\sigma_c = \frac{p.D}{2t}$

Logo:

$$\sigma_{eq} = \frac{\sqrt{3}pD}{4t} \quad (3.9)$$

3.8 - INTRODUÇÃO À TEORIA DA ELASTICIDADE

A elasticidade é uma propriedade encontrada na maioria dos materiais utilizados na engenharia. Partindo para uma conceituação inicial se forças externas produzirem deformações que não ultrapassem um dado limite (será visto mais adiante que este limite está relacionado ao escoamento) a deformação cessará e o corpo que foi sujeito ao esforço retornará ao seu estado inicial. (Pode-se extrair desta informação que a forma geométrica do corpo ao fim do carregamento será a mesma que antes do carregamento).

Outro ponto importante é que na elasticidade a estrutura atômica não é considerada e que o corpo sujeito a um dado esforço sempre será homogêneo e continuamente distribuído ao longo de seu volume de tal forma que um elemento infinitesimal possuirá as mesmas propriedades físicas que o corpo como um todo.

Não se deve esquecer que os materiais estruturais utilizados não são exatamente uniformes e homogêneos, para citarmos o aço, por exemplo, que tem sua base constituinte formada por cristais que se dispõem em diversas orientações e em diversos planos, o que gera uma estrutura não perfeitamente homogênea e uniforme. A aplicação da teoria da elasticidade considerando homogeneidade e isotropia para materiais estruturais gera resultados satisfatórios e bem próximos à realidade.

3.8.1 - Forças e tensões

Seja um corpo em equilíbrio sob ações de forças externas (P), este terá em função das forças externas atuantes a geração de forças internas que atuam em um plano que satisfaz a condição de equilíbrio.

Se considerada uma das partes do corpo e mantida a condição de equilíbrio, no plano formado têm-se dois tipos de tensão atuantes. Uma delas atua perpendicular ao plano e é denominada tensão normal e a outra atua na área do plano e é denominada tensão cisalhante.

Há dois tipos de forças externas que podem agir sobre os corpos. O primeiro tipo são as forças superficiais. Podem ser citadas como exemplo para este tipo de força as distribuídas na superfície do corpo oriundas da pressão que um corpo exerce sobre o outro, as forças oriundas de pressão hidrostática etc. O segundo exemplo é o de forças distribuídas sobre o volume de um corpo. Podem ser citadas como exemplo de forças para o segundo exemplo as forças gravitacionais, as forças magnéticas etc.

A vantagem da utilização das tensões é que se têm uma relação de força por unidade de área que nos proporciona componentes paralelas ao plano cartesiano x , y e z .

Para a denotação das tensões utiliza-se a seguinte convenção:

- σ para tensões normais;
- τ para tensões cisalhantes

Considerando um elemento cúbico, com faces paralelas aos eixos cartesianos x , y e z , têm-se as possíveis tensões atuantes:

- Tensões normais: σ_x , σ_y e σ_z .
- Tensões cisalhantes: τ_{xy} , τ_{yx} , τ_{xz} , τ_{zx} , τ_{zy} e τ_{yz} .

É importante observar que as tensões normais são perpendiculares ao plano onde são formadas as tensões cisalhantes.

Conforme observado as tensões podem ser divididas em tensões normais e tensões cisalhantes. Se considerado um elemento cúbico com centro num ponto C e fazendo o somatório dos momentos das forças são obtidos os seguintes resultados:

$$\tau_{zy} \cdot dx \cdot dy \cdot dz = \tau_{yz} \cdot dx \cdot dy \cdot dz$$

As outras duas equações são obtidas do mesmo jeito e nos conduzem às seguintes igualdades:

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} \quad ; \quad \tau_{xz} = \tau_{zx} \quad ; \quad \tau_{zy} = \tau_{yz}$$

3.8.2 - Deformações e Lei de Hooke

As deformações pequenas de um corpo são divididas em componentes em u , v e w paralelas às coordenadas axiais x , y e z .

Seja um corpo sujeito a uma deformação e sejam u , v e w as componentes do deslocamento do ponto P, o deslocamento na direção x é dado por:

$$u + \frac{\partial u}{\partial x} dx \quad (3.10)$$

As deformações normais são denotadas pela letra ε e as deformações cisalhantes pela letra γ .

Considerando um elemento cúbico, com faces paralelas aos eixos cartesianos x , y e z , têm-se as possíveis deformações atuantes:

- Deformações normais: ε_x , ε_y e ε_z .
- Deformações cisalhantes: γ_{xy} , γ_{yx} , γ_{xz} , γ_{zx} , γ_{zy} e γ_{yz} .

A lei de Hooke é a relação linear que existe entre as componentes de tensão e as componentes de deformação. Imaginando um elemento cúbico com os lados paralelos às coordenadas axiais e submetidos à ação de uma tensão normal σ_x uniformemente distribuída, a deformação do elemento em x será dada por:

$$\varepsilon_x = \frac{\sigma_x}{E} \quad (3.11)$$

Onde E é o módulo de Elasticidade. A deformação normal em x é acompanhada de deformações laterais em y e em z que são determinadas por:

$$\varepsilon_y = -\nu \frac{\sigma_x}{E} \quad (3.12)$$

$$\varepsilon_z = -\nu \frac{\sigma_x}{E} \quad (3.13)$$

Onde ν é o coeficiente de Poisson. Para muitos materiais o Coeficiente de Poisson pode ser considerado $\nu = 0,25$. Para o aço estrutural o Coeficiente de Poisson será igual a $\nu = 0,30$. Vale ressaltar que a lei de Hooke é válida tanto para tração quanto para compressão.

Se o elemento considerado inicialmente for submetido simultaneamente aos esforços de três tensões σ_x , σ_y e σ_z e superposto ao efeito das deformações resultantes dos esforços de tensões, chegam-se às seguintes equações para a determinação das deformações em x , y e z :

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E} [\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)] \quad (3.14)$$

$$\varepsilon_y = \frac{1}{E} [\sigma_y - \nu(\sigma_x + \sigma_z)] \quad (3.15)$$

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E} [\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y)] \quad (3.16)$$

Fazendo uma relação da lei de Hooke para o efeito do esforço cisalhante, chega-se à seguinte relação:

$$\gamma = \frac{\tau}{G} \quad (3.17)$$

Onde G é o módulo de Cisalhamento que é dado pela equação abaixo:

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (3.18)$$

Como a tensão cisalhante atua no plano, têm-se deformações cisalhantes representando o ângulo de distorção:

$$\gamma_{xy} = \frac{1}{G} \tau_{xy} \quad (3.19)$$

$$\gamma_{yz} = \frac{1}{G} \tau_{yz} \quad (3.20)$$

$$\gamma_{zx} = \frac{1}{G} \tau_{zx} \quad (3.21)$$

As deformações normais e cisalhantes são independentes umas das outras, entretanto se superpostos todos os efeitos das duas deformações, chega-se às seguintes equações para o cálculo das tensões:

$$\sigma_x = \lambda e + 2G\varepsilon_x \quad (3.22)$$

$$\sigma_y = \lambda e + 2G\varepsilon_y \quad (3.23)$$

$$\sigma_z = \lambda e + 2G\varepsilon_z \quad (3.24)$$

Onde λ é a constante de Lamé e onde e representa a deformação volumétrica:

$$\lambda = \frac{\nu E}{(1 + \nu)(1 - 2\nu)} \quad (3.25)$$

$$e = \varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z \quad (3.26)$$

Também pode-se obter o valor de e da seguinte forma:

$$e = \frac{1 - 2\nu}{E} \theta \quad (3.27)$$

Onde θ representa a soma das tensões normais σ_x , σ_y e σ_z .

Efeito térmico

Se considerado o efeito térmico os deslocamentos finais serão acrescidos de $\alpha(T - T_0)$, onde α é o coeficiente de dilatação térmica e $(T - T_0)$ é a variação entre as temperaturas final e inicial.

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E} [\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)] + \alpha(T - T_0) \quad (3.28)$$

$$\varepsilon_y = \frac{1}{E} [\sigma_y - \nu(\sigma_x + \sigma_z)] + \alpha(T - T_0) \quad (3.29)$$

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E} [\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y)] + \alpha(T - T_0) \quad (3.30)$$

3.8.3 - Tensões planas

Seja uma placa carregada por forças aplicadas paralelas ao plano da placa e que são distribuídas uniformemente pela espessura, as componentes de tensão σ_z , τ_{xz} e τ_{yz} são equivalentes à zero. Dessa forma, o estado de tensões é especificado por σ_x , σ_y e τ_{xy} somente, o que é chamado de estado plano de tensões. Conclui-se que o estado plano de tensões está somente em função de x e y .

Como a componente da tensão normal na direção z é zero ($\sigma_z = 0$), as equações para o cálculo das deformações se resumem a:

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E} [\sigma_x - \nu\sigma_y] \quad (3.31)$$

$$\varepsilon_y = \frac{1}{E} [\sigma_y - \nu\sigma_x] \quad (3.32)$$

$$\varepsilon_z = 0 \quad (3.33)$$

Uma vez dado os valores das deformações, determinam-se os valores das tensões com as equações que ficam resumidas à:

$$\sigma_x = \frac{E}{1-\nu^2} (\varepsilon_x + \nu\varepsilon_y) \quad (3.34)$$

$$\sigma_y = \frac{E}{1-\nu^2} (\varepsilon_y + \nu\varepsilon_x) \quad (3.35)$$

$$\sigma_z = 0 \quad (3.36)$$

Efeito térmico

Se considerado o efeito térmico, os deslocamentos finais serão acrescidos de $\alpha(T - T_0)$, onde α é o coeficiente de dilatação térmica e $(T - T_0)$ é a variação entre as temperaturas final e inicial.

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E} [\sigma_x - \nu\sigma_y] + \alpha(T - T_0) \quad (3.37)$$

$$\varepsilon_y = \frac{1}{E} [\sigma_y - \nu\sigma_x] + \alpha(T - T_0) \quad (3.38)$$

$$\varepsilon_z = 0 \quad (3.39)$$

3.8.4 - Deformações planas

Para este tipo de deformações, tem-se que a deformação em w é zero ($w = 0$), o que nos conduz às seguintes conclusões:

$$\gamma_{yz} = \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} = 0 \quad (3.40)$$

$$\gamma_{xz} = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} = 0 \quad (3.41)$$

$$\varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.42)$$

Temos as seguintes deformações:

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} \quad (3.43)$$

$$\varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y} \quad (3.44)$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \quad (3.45)$$

A tensão normal longitudinal σ_z pode ser obtida em função das tensões σ_x e σ_y .

$$\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y) = 0 \quad \therefore \quad \sigma_z = \nu(\sigma_x + \sigma_y) \quad (3.46)$$

Como as componentes de tensão τ_{xz} e τ_{yz} são equivalentes a zero e σ_z pode ser determinada em função de σ_x e σ_y então o problema no estado plano de deformação se dá da mesma forma que o problema no estado plano de tensões onde o cálculo é reduzido para a determinação de σ_x , σ_y e τ_{xy} estando em função de x e y somente.

3.8.5 - Círculo de Mohr

O Círculo de Mohr pode ser utilizado para determinar as tensões principais a partir das componentes de tensão σ_x , σ_y e τ_{xy} . Na construção do Círculo de Mohr, as tensões principais σ_1 e σ_2 são obtidas a partir da interseção do círculo com a abscissa. Podem-se descrever geometricamente as tensões principais:

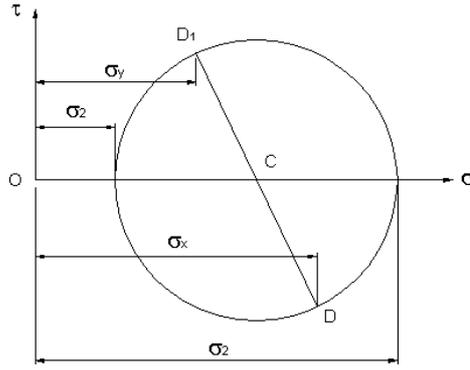


Figura 3.4 - Círculo de Mohr

$$\sigma_1 = OC + CD = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (3.47)$$

$$\sigma_2 = OC - CD = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (3.48)$$

A tensão máxima de cisalhamento é dada pelo Raio do círculo e é determinada:

$$\tau_{\max} = \frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_2) = \sqrt{\left(\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2\right)} \quad (3.49)$$

As tensões principais também podem ser obtidas em função do ângulo formado entre a normal e a abscissa:

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos 2\alpha + \tau_{xy} \sin 2\alpha \quad (3.50)$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos 2\alpha - \tau_{xy} \sin 2\alpha \quad (3.51)$$

A tensão máxima de cisalhamento é dada pelo Raio do círculo e também pode ser determinada em função de α :

$$\tau_{\max} = \tau_{xy} \cos 2\alpha - \frac{(\sigma_x - \sigma_y)}{2} \sin 2\alpha \quad (3.52)$$

3.8.6 - Equações diferenciais de equilíbrio

No plano de coordenadas cartesianas, fazendo o somatório das forças em X e Y:

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + X = 0 \quad (3.53)$$

$$\frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + Y = 0 \quad (3.54)$$

As equações anteriores passam a ser simplificadas quando se tem as componentes X e Y descartadas em comparação com as forças aplicadas. O que resulta nas seguintes equações:

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} = 0 \quad (3.55)$$

$$\frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} = 0 \quad (3.56)$$

No plano de coordenadas polares, fazendo o somatório das forças em R e θ :

$$\frac{\partial \sigma_r}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \tau_{r\theta}}{\partial \theta} + \frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{r} + R = 0 \quad (3.57)$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial \sigma_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial \tau_{r\theta}}{\partial r} + 2 \frac{\tau_{r\theta}}{r} + \Theta = 0 \quad (3.58)$$

3.8.7 - Equações de compatibilidade

Já foi visto anteriormente que no campo bidimensional de deformações têm-se as seguintes relações:

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} \quad (3.59)$$

$$\varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y} \quad (3.60)$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \quad (3.61)$$

Tendo em vista que as três deformações são expressas em termos de u e v , existe uma relação entre elas que pode ser obtida pela diferenciação de ε_x duas vezes em relação a y , ε_y duas vezes em relação a x , e γ_{xy} duas vezes em relação a x e y . Desta forma:

$$\frac{\partial^2 \varepsilon_x}{\partial y^2} = \frac{\partial^3 u}{\partial x \partial y^2} \quad (3.62)$$

$$\frac{\partial^2 \varepsilon_y}{\partial x^2} = \frac{\partial^3 v}{\partial y \partial x^2} \quad (3.63)$$

$$\frac{\partial^2 \gamma_{xy}}{\partial x \partial y} = \frac{\partial^2}{\partial x \partial y} \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \quad (3.64)$$

Juntando as equações acima se tem a seguinte relação:

$$\frac{\partial^2 \varepsilon_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \varepsilon_y}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 \gamma_{xy}}{\partial x \partial y} \quad (3.65)$$

Também já foi visto que para o estado plano de tensão:

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E} [\sigma_x - \nu \sigma_y] \quad (3.66)$$

$$\varepsilon_y = \frac{1}{E} [\sigma_y - \nu \sigma_x] \quad (3.67)$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\tau_{xy}}{G} = \frac{2\tau_{xy}(1+\nu)}{E} \quad (3.68)$$

$$\varepsilon_z = 0 \quad (3.69)$$

Substituindo ε_x , ε_y e γ_{xy} para o estado plano de tensão, na relação demonstrada, tem-se:

$$\frac{1}{E} \frac{\partial^2 \sigma_x}{\partial y^2} - \frac{\nu}{E} \frac{\partial^2 \sigma_y}{\partial y^2} + \frac{1}{E} \frac{\partial^2 \sigma_y}{\partial x^2} - \frac{\nu}{E} \frac{\partial^2 \sigma_x}{\partial x^2} = \frac{2(1+\nu)}{E} \frac{\partial^2 \tau_{xy}}{\partial x \partial y} \quad (3.70)$$

Já foi visto anteriormente que no campo bidimensional de tensões temos as seguintes relações:

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} = 0 \quad \text{e} \quad \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} = 0$$

Se diferenciarmos em relação à x em $\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} = 0$ e em relação a y em $\frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} = 0$,

substituindo na equação 3.70, tem-se:

$$\frac{\partial^2 \sigma_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \sigma_y}{\partial y^2} = -2 \frac{\partial^2 \tau_{xy}}{\partial x \partial y} \quad (3.71)$$

Se juntada as duas equações 3.70 e 3.71 visando eliminar τ_{xy} , tem-se:

$$\frac{1}{E} \frac{\partial^2 \sigma_x}{\partial y^2} - \frac{\nu}{E} \frac{\partial^2 \sigma_y}{\partial y^2} + \frac{1}{E} \frac{\partial^2 \sigma_y}{\partial x^2} - \frac{\nu}{E} \frac{\partial^2 \sigma_x}{\partial x^2} = -\frac{(1+\nu)}{E} \left(\frac{\partial^2 \sigma_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \sigma_y}{\partial y^2} \right) \quad (3.72)$$

Ou simplificando:

$$\frac{\partial^2 \sigma_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \sigma_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \sigma_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \sigma_y}{\partial y^2} = 0 \quad (3.73)$$

O que é o mesmo que:

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} \right) (\sigma_x + \sigma_y) = 0 \quad (3.74)$$

3.8.8 - Teoria de vigas e balanço de forças e momentos

A Figura 3.5 descreve o sistema de referência adotado no estudo do estado plano de tensões.

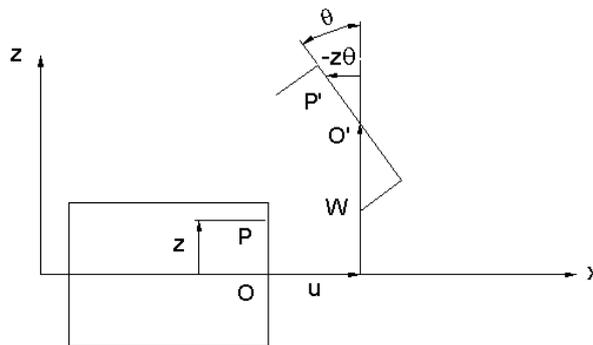


Figura 3.5 - Sistema de Referência adotado no Estado Plano de Tensões

Deslocamento do ponto O: $U_x(x,0) = U(x)$ e $U_z(x,0) = W(x)$

Deslocamento do ponto P: $U_x(x,z) = U(x)$ e $U_z(x,z) = U(x) - z\theta(x)$

Teoria de Vigas de Bernoulli-Euler:

$$\theta(x) = \frac{dw}{dx} \quad (3.75)$$

$$U_x(x,z) = U(x) - z \frac{dw}{dx}(x) \quad (3.76)$$

$$U_z(x,z) = W(x) \quad (3.77)$$

Definição dos esforços generalizados:

(1) Esforço Normal:

A Figura 3.6 descreve um carregamento normal no estado plano de tensões.

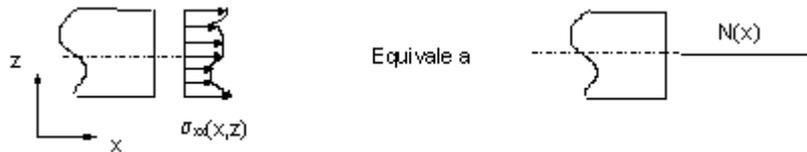


Figura 3.6 - Carregamento Norma no estado plano de tensões

Onde a distribuição de σ_{xx} traduz o esforço normal sobre a viga. Tem-se então:

$$N(x) = \int_S \sigma_{xx}(x, z) dA \quad (3.78)$$

Onde S é área da seção transversal da viga

(2) Momento Fletor:

A Figura 3.7 descreve um carregamento de flexão no estado plano de tensões.

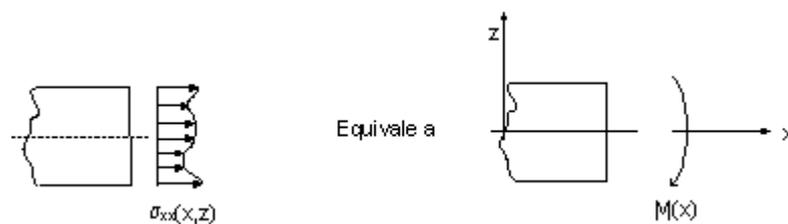


Figura 3.7 - Carregamento de Flexão no estado plano de tensões

Onde a distribuição de σ_{xx} equivalente pode ser representada por:

$$M(x) = \int_S z \sigma_{xx}(x, z) dA \quad (3.79)$$

(3) Esforço Cortante:

A Figura 3.8 descreve um carregamento cortante no estado plano de tensões.

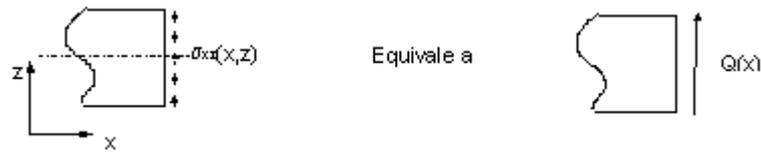


Figura 3.8 - Carregamento Cortante no estado plano de tensões

Onde a distribuição do esforço cortante fica representada por:

$$Q(x) = \int_S \sigma_{xz}(x, z) dA \quad (3.80)$$

Tem-se como exemplo, na figura 3.9, um tubo de paredes finas.

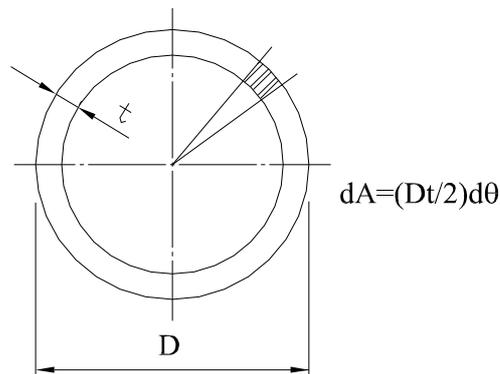


Figura 3.9 - Tubo de paredes finas

Onde:

dA – Elemento Infinitesimal de área

D – Diâmetro Externo

$d\theta$ – Elemento Infinitesimal de ângulo

t – Espessura de Parede do Tubo

Equações de Equilíbrio em termos dos esforços generalizados:

(1) Balanço de forças na direção x:

$$\int_S \left(\frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{xz}}{\partial z} \right) dA = 0$$

$$\int_S \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} dA + \int_S \frac{\partial \sigma_{xz}}{\partial z} dA = 0$$

$$\frac{d}{dx} \int \sigma_{xx} dA + \sigma_{xz} \Big|_{\pm h/2} b = 0$$

Tem-se que $\int \sigma_{xx} dA = N(x)$ e $\sigma_{xz} \Big|_{\pm h/2} b =$ força axial distribuída

Onde se tem como equação resultante:

$$\frac{dN}{dx} + f = 0 \tag{3.81}$$

(2) Balço de Momentos:

$$\int_S z \left(\frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{xz}}{\partial z} \right) dA = 0$$

$$\int_S z \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} dA + \int_S z \frac{\partial \sigma_{xz}}{\partial z} dA = 0$$

$$\frac{d}{dx} \int_S z \sigma_{xx} dA + z \sigma_{xz} \Big|_{\pm h/2} b - \int_S \sigma_{xz} dA = 0$$

Temos que $\int_S z \sigma_{xx} dA = M(x)$, $z \sigma_{xz} \Big|_{\pm h/2} b = 0$ e $\int_S \sigma_{xz} dA = P(x)$

Onde se tem como equação resultante:

$$\frac{dM(x)}{dx} - Q(x) = 0 \quad (3.82)$$

(3) Balanço de forças:

$$\int_S \left(\frac{\partial \sigma_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} \right) dA = 0$$

$$\int_S \frac{\partial \sigma_{xz}}{\partial x} dA + \int_S \frac{\partial \sigma_{xz}}{\partial z} dA = 0$$

$$\frac{d}{dx} \int_S \sigma_{xz} dA + \sigma_{xz} \Big|_{\pm h/2} b = 0$$

Temos que $\int_S \sigma_{xz} dA = Q(x)$ e $\sigma_{xz} \Big|_{\pm h/2} b = q(x) \rightarrow$ força transversal distribuída (carregamento transversal)

Onde se tem como equação resultante:

$$\frac{dQ}{dx} + q(x) = 0 \quad (3.83)$$

Deformações:

$$\varepsilon_{xx}(x, z) = \frac{\partial Ux}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} \left(U(x) - z \frac{dW}{dx} \right)$$

Onde tem-se como equação resultante:

$$\varepsilon_{xx} = \frac{dU}{dx} - z \frac{d^2W}{dx^2} \quad (3.84)$$

Estado Uniaxial de Tensões:

$$\sigma_{xx} = E \cdot \varepsilon_{xx} \quad (3.85)$$

- Esforço Normal:

$$\int_S \sigma_{xx} dA = E \int_S \varepsilon_{xx} dA$$

$$\text{Onde } \int_S \sigma_{xx} dA = N$$

$$N(x) = EA \frac{dU}{dx} - E \left(\int_S z dA \right) \frac{d^2 w}{dx^2}$$

$$N(x) = E \int_S \left(\frac{dU}{dx} - z \frac{d^2 w}{dx^2} \right) dA$$

$$\text{Onde } E \left(\int_S z dA \right) \cong 0$$

Onde o eixo x corresponde ao centróide da viga (eixo-neutro) e a equação resultante fica:

$$N(x) = EA \frac{dU}{dx} \quad (3.86)$$

- Momento Fletor:

$$M = \int_S z \sigma_{xx} dA = \int_S z E \varepsilon_{xx} dA$$

$$\int_S z E \varepsilon_{xx} dA = E \left(\int_S z dA \right) \frac{dU}{dx} - E \left(\int_S z^2 dA \right) \frac{d^2 w}{dx^2} = -E \left(\int_S z^2 dA \right) \frac{d^2 w}{dx^2}$$

$$\text{Onde } -E \left(\int_S z^2 dA \right) = I, \text{ que é o Momento de Inércia.}$$

Onde se tem como equação resultante:

$$M(x) = -EI \frac{d^2 w}{dx^2} \quad (3.87)$$

Teoria das Vigas (Bernoulli-Euler):

Resumo com as equações básicas:

Extensão (esforços axiais):

A Figura 3.10 mostra uma viga sujeita a esforços axiais:

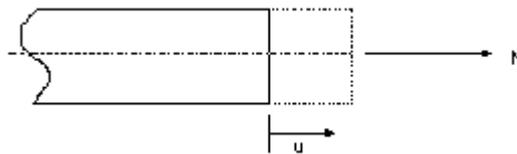


Figura 3.10 - Viga sujeita a esforços axiais e seu deslocamento u

$$\frac{dN}{dx} + f = 0 \quad (\text{equação 3.81 demonstrada anteriormente})$$

Onde se tem como equação resultante:

$$N = EA \frac{dU}{dx} \quad (\text{equação 3.86 demonstrada anteriormente})$$

Flexão (esforços de flexão):

A Figura 3.11 mostra uma barra sujeita a esforços de flexão.

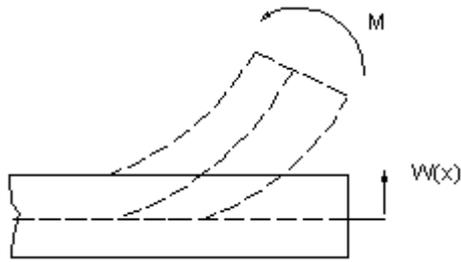


Figura 3.11 - Barra sujeita à esforços de flexão

$$\frac{dM}{dx} - Q = 0 \quad (\text{equação 3.82 demonstrada anteriormente})$$

$$\frac{dQ}{dx} + q = 0 \quad (\text{equação 3.83 demonstrada anteriormente})$$

Onde se tem como equação resultante:

$$M = -EI \frac{d^2 w}{dx^2} \quad (\text{equação 3.87 demonstrada anteriormente})$$

3.9 - DIMENSIONAMENTO DE TUBULAÇÕES INDUSTRIAIS

3.9.1 - Natureza das tensões

Os carregamentos mais importantes em dutos são os que produzem tensões elevadas ou que ocorrem repetidamente durante a vida útil da instalação. Precedendo a apresentação desses carregamentos será feita uma distinção, relativa às tensões por eles provocadas.

As tensões podem ser: Tensões Primárias ou Tensões Secundárias. A Figura 3.12 mostra exemplos de tensões atuantes em dutos.

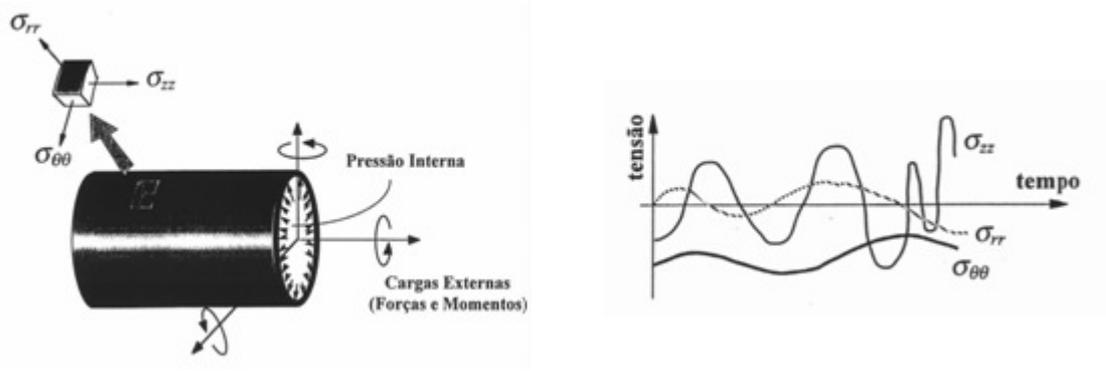


Figura 3.12 - Natureza das Tensões

3.9.1.1 - Tensões primárias (ASME - BVP VIII, DIV.2)

Segundo a ASME - BVP VIII, DIV. 2 são tensões que não diminuem de intensidade com o tempo e são provocadas por carregamentos que se mantêm sempre com a mesma magnitude com que iniciaram a atuação; são tensões geradas pela pressão interna, pelo peso e pela reação de atrito.

A pressão interna produz as tensões longitudinais e circunferenciais, o peso próprio produz tensões de flexão e de torção e a reação de atrito produz tanto tensão de flexão e torção (dutos aéreos) quanto tensão direta de compressão.

Em geral o nível das tensões primárias mede diretamente a capacidade do duto de suportar seguramente as cargas impostas.

Portanto, as tensões primárias não são aliviadas a medida que a estrutura se deforma. A figura 3.13 mostra carregamentos que causam tensões primárias:

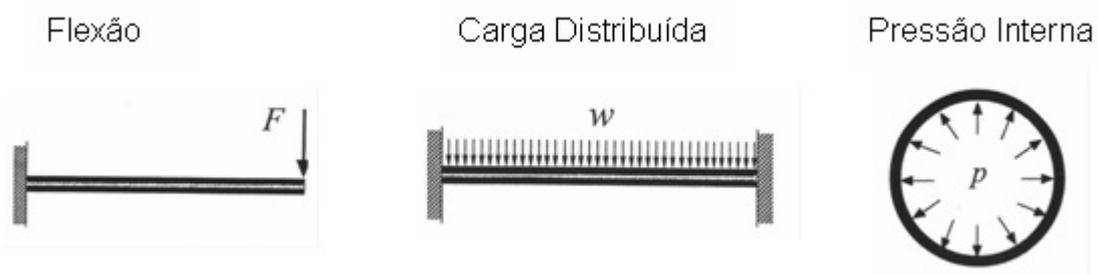


Figura 3.13 - Cargas que resultam em tensões primárias

3.9.1.2 - Tensões secundárias (ASME-BVP VIII, DIV. 2)

São tensões que diminuem gradativamente a cada ciclo de aplicação do carregamento por efeito de deformações permanentes localizadas; esta redução é denominada relaxamento espontâneo de tensões e só ocorre em materiais dúcteis.

Portanto, as tensões secundárias são aliviadas a medida que a estrutura se deforma.

A figura 3.14 mostra a atuação das tensões secundárias até o ponto da sua estabilização.

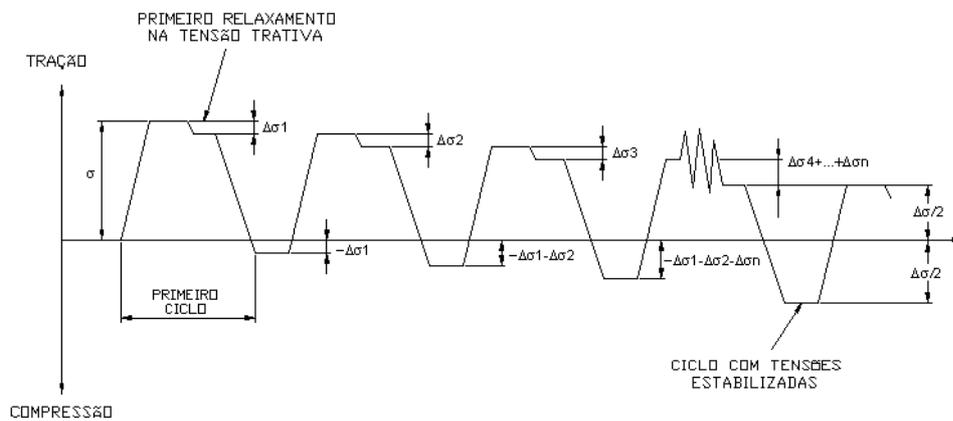


Figura 3.14 - Gráfico de tensões secundárias

Temos pela Figura 3.14 que:

$$\Delta\sigma_1 + \Delta\sigma_2 + \Delta\sigma_3 + \dots + \Delta\sigma_n = \frac{\Delta\sigma}{2}$$

$$\text{Logo: } \Delta\sigma_1 > \Delta\sigma_2 > \Delta\sigma_3 > \dots > \Delta\sigma_n \cong 0$$

Após muitos ciclos o relaxamento cessa, porém a soma dos valores absolutos das tensões permanece igual à tensão inicial.

$$\frac{\Delta\sigma}{2} + \left| -\frac{\Delta\sigma}{2} \right| = \Delta\sigma \quad (3.88)$$

As tensões secundárias são geradas por deformações provenientes de variação de temperatura ou provenientes de deslocamentos impostos pela movimentação de outros ramos da configuração e não são causa direta de falha nos materiais dúteis durante um único ciclo. Quando essas mesmas tensões ultrapassam o limite de escoamento elas simplesmente provocam uma deformação local que resulta na redistribuição dos esforços e a conseqüente redução no nível operacional das tensões.

Com o passar do tempo e a ocorrência de vários ciclos de tensão estabelece-se uma deformação, localizada nos pontos mais tencionados, (“local strain range”) que corresponde à sua magnitude original total e constitui uma fonte potencial de falha por fadiga. A figura 3.15 mostra carregamentos que causam tensões secundárias.



Figura 3.15 - Carregamentos que causam tensões secundárias

3.9.1.3 - Tensões localizadas (peak stress)

São tensões que se caracterizam por seu rápido declínio, em todas as direções, a partir do seu ponto de máximo valor. É uma tensão que está no mesmo nível de importância da tensão secundária.

A tensão de flexão longitudinal na união tubo-flange e a tensão de flexão transversal no ponto de contato do duto como o apoio vertical são exemplos de tensões localizadas.

A ocorrência de grandes deformações localizadas traz o risco da propagação de falhas no material, particularmente em soldas, e o perigo de iniciação de trincas em locais que perderam ductilidade como, por exemplo, nas zonas termicamente afetadas adjacentes à solda.

São também causadas por geometrias causadoras de concentração de tensões. A figura 3.16 mostra um exemplo desta geometria.

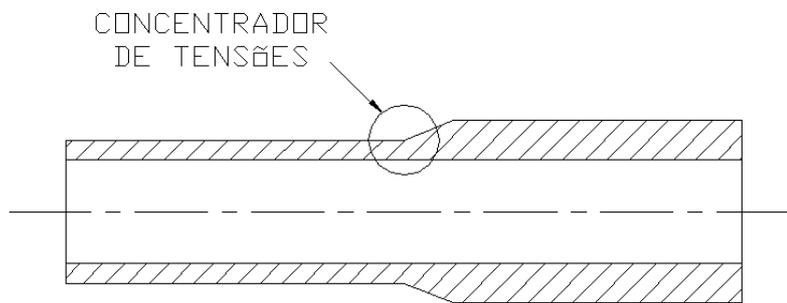


Figura 3.16 - Geometria causadora de concentração de tensões

As tensões primárias em dutos de transporte normalmente não têm caráter cíclico, porém, mesmo que eventualmente apresentassem tal comportamento, elas não diminuiriam com o tempo, ou seja, não sofreriam nenhum relaxamento de tensões.

As tensões secundárias diminuem com o tempo, mas por outro lado podem causar fadiga, razão pela qual recebem nas normas um tratamento diferenciado quanto às tensões admissíveis.

O estudo pioneiro do comportamento das tubulações submetidas a carregamentos geradores de tensões secundárias levou ao estabelecimento do conceito de “allowable stress range” (1942) como base de cálculo para projetos de flexibilidade de tubulações.

Para dutos de transporte enterrados não se aplica o conceito de “stress range” porque elas não trabalham em regime cíclico de temperatura e mesmo a influência do ciclo diário de insolação é desprezível na profundidade em que o duto se encontra instalado.

3.9.1.4 - Tensão longitudinal gerada pela temperatura e pressão

Para dutos enterrados o diferencial de temperatura para dimensionamento mecânico é definido como:

$$\Delta t = t_{m\acute{a}x} - t_r \quad \text{ou} \quad \Delta t = t_{m\grave{i}n} - t_r \quad (3.89)$$

Onde:

Δt = diferencial de temperatura

$t_{m\acute{a}x}$ = temperatura maxima de operação do duto

$t_{m\acute{i}n}$ = temperatura minima de operação do duto

t_r = temperatura de referência

A temperatura de referência  a temperatura do duto quando ocorreu a primeira restrição  deformação longitudinal, situação esta que acontece durante a fase de construção em que a terra que foi retirada na escavação  controladamente empurrada para dentro da vala cobrindo completamente o duto.

A tensão longitudinal gerada pela variação de temperatura e pressão em dutos completamente restringidos é avaliada por:

$$\sigma_L = \nu \cdot \sigma_C - E \cdot \alpha \cdot \Delta t \quad (3.90)$$

Onde:

σ_L = tensão longitudinal de temperatura e pressão

ν = relação de Poisson

σ_C = tensão circunferencial de pressão interna

E = módulo de elasticidade

α = coeficiente de expansão térmica linear

$\Delta t = t_{m\acute{a}x} - t_r$ ou $\Delta t = t_{m\acute{i}n} - t_r$

A tensão σ_L torna-se compressiva, isto é, assume o sinal negativo, para valores moderados de $t_{m\acute{a}x} - t_r$.

A Figura 3.17 mostra a tensão máxima de cisalhamento quando a resultante das tensões longitudinais  compressiva (dutos “quentes”)

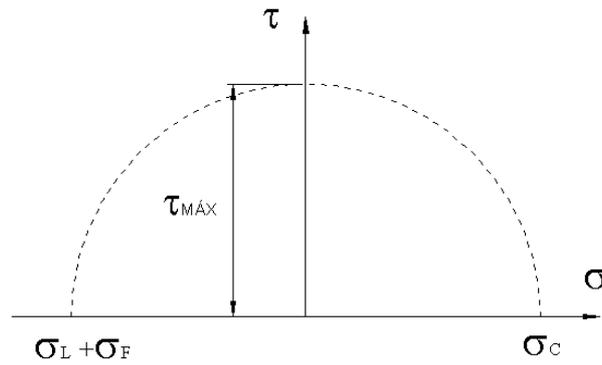


Figura 3.17 - Tensão máxima de cisalhamento

3.9.1.5 - Tensão longitudinal de flexão

A Figura 3.18 mostra um tubo sujeito a tensões de flexão. Na fórmula “i” é um Fator de Intensificação de Tensões.

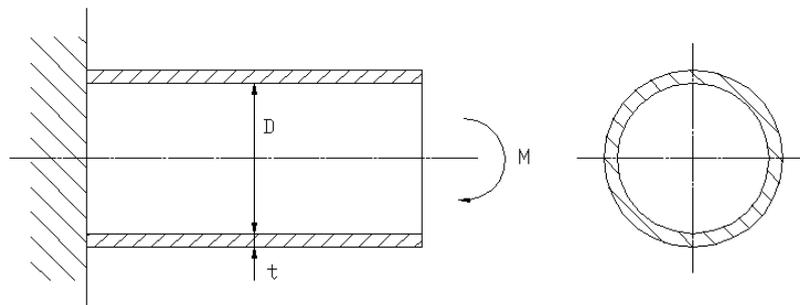


Figura 3.18 - Tubo sujeito a tensões de flexão

Tal que:

$$\sigma_{zz} = i \cdot \frac{M}{Z} \quad (3.91)$$

$$Z = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot t}{4} \quad (3.92)$$

3.9.1.6 - Tensão circunferencial (devido à pressão interna)

A figura 3.19 mostra um tubo em corte, onde observamos a atuação da pressão interna.

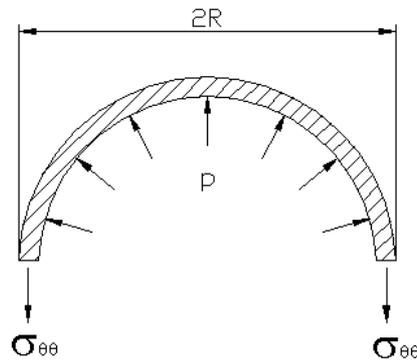


Figura 3.19 - Tubo em corte

Segundo a Fórmula de Barlow (ASME B31.8) que veremos mais adiante, $\sigma_{\theta\theta}$ é dado por:

$$\sigma_{\theta\theta} = \frac{p.R}{t} = \frac{p.D}{2t} \quad (3.93)$$

3.9.1.7 - Dimensionamento da espessura de parede

3.9.1.7.1 - Introdução

A determinação da espessura de parede é feita em função da pressão. Na grande maioria dos casos é a pressão interna o carregamento dimensionante; para dutos terrestres raras vezes há necessidade de se aumentar a espessura em função da pressão externa, razão pela qual o dimensionamento para a pressão externa é classificado como cálculo de verificação.

Existem dois tipos de solução para a determinação da espessura, a saber:

- a) Solução para tubos de parede fina;
- b) Solução de Lamé para tubos de parede grossa.

A primeira admite que a tensão circunferencial é constante ao longo da espessura o que para tubos com relação $D/t > 20$ pode ser aceito como premissa razoável.

A segunda considera a variação dessa tensão em função do raio e , obviamente, fornece uma resposta mais precisa que a solução anterior na medida em que a espessura aumenta.

3.9.1.7.2 - Fórmula de Lamé

A fórmula de Lamé é inteiramente geral e além da pressão interna considera ainda a existência do carregamento de pressão externa; no caso em questão vamos nos fixar apenas na pressão interna; a solução de Lamé para a pressão externa não tem utilidade no dimensionamento de dutos.

A dedução de Lamé foi feita para cilindro oco de extremidades abertas, de forma que as deformações longitudinais das fibras são iguais, ou seja, que é válida a já conhecida hipótese da teoria das vigas, qual seja, a de que as seções transversais do cilindro, inicialmente planas, permanecem planas e paralelas após a aplicação da pressão; disto resultou a obtenção de apenas duas tensões principais, a saber:

- Tensão circunferencial:

$$\sigma_c = p \cdot \frac{r_i^2}{r_0^2 - r_i^2} \left[\frac{r_0^2}{p^2} + 1 \right] \quad (3.94)$$

- Tensão radial:

$$\sigma_r = p \cdot \frac{r_i^2}{r_0^2 - r_i^2} \left[\frac{r_0^2}{p^2} - 1 \right] \quad (3.95)$$

Agora, se o cilindro possui extremidades fechadas a tensão longitudinal pode ser considerada uniformemente distribuída nas seções um pouco afastadas dessas extremidades; aplicando as condições da equilíbrio de forças no cilindro, obtém-se diretamente a terceira tensão principal que estava faltando:

- Tensão longitudinal:

$$\sigma_L = p \cdot \frac{A_f}{A_m} = p \cdot \frac{r_i^2}{r_0^2 - r_i^2} \quad (3.96)$$

onde:

$$A_f = \text{área de fluxo} = \pi r^2$$

$$A_m = \text{área de metal} = \pi [r_0 - r_i] \cdot [r_0 + r_i]$$

As tensões máximas nas direções circunferencial e radial são obtidas para $R = r_i$ (superfície interna do cilindro).

Onde:

R = Raio considerado

r_i = Raio interno

- Tensão circunferencial:

$$\sigma_c = p \cdot \left[\frac{r_0^2 + r_i^2}{r_0^2 - r_i^2} \right] \quad (3.97)$$

- Tensão radial:

$$\sigma_r = p \quad (3.98)$$

Na dedução de Lamé ambas as tensões σ_c e σ_r foram consideradas positivas e, portanto, quando resultarem valores positivos de σ_c esta tensão é trativa e quando resultarem valores positivos de σ_r esta tensão é compressiva, portanto:

$$\sigma_r = -p \quad (3.99)$$

A fórmula de Lamé para a tensão circunferencial máxima pode ser reescrita para o diâmetro externo D e a espessura t através da relação:

$$\frac{r_0^2 + r_1^2}{r_0^2 - r_i^2} = \frac{D^2 + (D - 2t)^2}{D^2 - (D - 2t)^2} \quad (3.100)$$

Que desenvolvida e simplificada pela divisão do numerador e denominador por $4t^2$, fornece:

$$\sigma_c = \frac{p \left(0,5 \left(\frac{D}{t} \right)^2 - \frac{D}{t} + 1 \right)}{\frac{D}{t} - 1} \quad (3.101)$$

3.9.1.7.3 - Fórmula de membrana

σ_c pode também ser obtida a partir da equação geral das membranas utilizadas no estudo de vasos de parede fina tendo a forma de uma superfície de revolução e onde inexistem tensões de flexão.

$$\frac{S_1}{r_1} + \frac{S_2}{r_2} = \frac{p}{t} \quad (3.102)$$

Para um tubo tem-se a seguinte condição:

r_1 = raio no meridiano

r_2 = raio no paralelo

S_1 = tensão no meridiano (longitudinal)

S_2 = tensão no paralelo (circunferencial)

Onde os valores assumidos, são:

$$r_1 = \infty$$

$$r_2 = r_m \text{ (raio médio do tubo = } (D - t) / 2 \text{)}$$

Portanto, teremos:

$$\sigma_c = p \frac{r_m}{t} \quad (3.103)$$

Expressando em função do diâmetro externo D, vem:

$$\sigma_c = p \left(\frac{D}{2t} - 0,5 \right) \quad (3.104)$$

3.9.1.7.4 - Fórmula de Barlow

Esta fórmula fornece a tensão circunferencial máxima e baseia-se na hipótese de que a área da seção transversal do tubo permanece constante durante a deformação. Embora esta hipótese seja incorreta e as tensões de Barlow sejam maiores que as de Lamé para a mesma pressão, a fórmula de Barlow foi a primeira a ganhar larga aceitação no projeto de tubulações e é a fórmula da norma ASME B31.4 e B31.8.

Atualmente, quase todas as normas a adotam para dimensionamento dada a facilidade de aplicação e o conservadorismo (moderado) de seu resultado quando aplicada para tubos de parede fina; e sua expressão é:

$$\sigma_c = p \cdot \frac{D}{2t} \quad (3.105)$$

3.9.1.7.5 - Fórmula da ASME B 31.3

A norma ASME B 31.3 estabelece para o cálculo de espessura de parede:

$$t = \frac{p \cdot D}{2(S.E. + p.Y)} \quad (3.106)$$

Onde:

$$t_m = t + c$$

t_m = espessura mínima de parede

t = espessura calculada

c = tolerância para: corrosão + erosão + profundidade do filete de rosca

Y = coeficiente (= 0,4 para aço-carbono)

$S.E$ = tensão admissível do material, sendo:

S = tensão admissível básica à temperatura de metal (tabela da norma)

E = fator de qualidade da junta longitudinal soldada (tabela da norma)

D = diâmetro externo do duto

p = pressão interna

Se fizermos $S.E = \sigma_c$ a fórmula fica:

$$\sigma_c = p \left[\frac{D}{2t} - 0,4 \right] \quad (3.107)$$

A norma requer ainda que t_m inclua a tolerância inferior de fabricação na espessura do tubo, portanto: $e - p.e = t_m$.

Onde:

e = espessura final para encomenda do tubo

p = percentual de tolerância inferior de fabricação para a espessura do tubo.

$$e = \frac{t_m}{1-p} = \frac{t+c}{1-p} \quad (3.108)$$

3.9.1.7.6 - Fórmula da ISO

Esta relação é válida para relações $\frac{D}{t} > 6$

Na forma original é:

$$\sigma_c = p_i \frac{D - t_m}{2t_m} \quad (3.109)$$

Onde t_m = espessura mínima da chapa resultante do seu processo de fabricação.

Para uma tolerância inferior de fabricação de 10% (que é uma média entre as tolerâncias dos tubos API de - 8% e - 12,5%) tem-se: $t_m = t - 0,1t = 0,9t$.

$$\sigma_c = p \cdot \left(1,1 \frac{D}{2t} - 0,5 \right) \quad (3.110)$$

Se o processo fabril garantir na chapa uma tolerância inferior de fabricação de - 0%, em relação à espessura nominal, a fórmula da ISO se transforma na própria fórmula de membrana.

De fato, se $t_m = t$:

$$\sigma_c = p \cdot \left(\frac{D}{2t} - 0,5 \right) \quad (3.111)$$

Atualmente a vantagem do emprego da fórmula da ISO para a economia de material ocorre quando, em função de uma grande encomenda de tubos, o fabricante puder garantir uma espessura mínima igual à nominal.

3.9.1.7.7 - Norma ASME B 31.4

A norma ASME B 31.4 estabelece para o cálculo de espessura de parede:

$$t_n = e + A \quad (3.112)$$

$$e = \frac{p \cdot D}{2S} \quad (3.113)$$

Onde:

t_n = espessura mínima de parede

e = espessura calculada (“pressure design wall thickness”)

A = tolerância para: corrosão + profundidade do filete de rosca + sobreespessura a critério do

projetista para garantir proteção mecânica.

p_i = pressão interna de projeto (“internal design pressure”)

D = diâmetro externo do duto

S = tensão admissível do material

$S = 0,72 E \cdot SMYS$, sendo E = fator de eficiência de junta e $SMYS$ = tensão mínima de escoamento especificada do material.

3.9.1.7.8 - Norma ASME B 31.8

A norma B 31.8 estabelece para o cálculo de espessura de parede:

$$t = \frac{p_i \cdot D}{2 \cdot S \cdot F \cdot E \cdot T} + X \quad (3.114)$$

Onde:

t = espessura mínima de parede (“nominal wall thickness”)

P_i = pressão de projeto (“design pressure”)

S = tensão mínima de escoamento especificada (SMYS)

D = diâmetro externo do tubo

F = fator de projeto (já inclui tolerância de fabricação na espessura)

E = fator de junta

T = fator de temperatura

X = sobreespessura necessária de acordo com o item 841.113 (“*additional requirements for nominal wall thickness*”)

3.9.1.7.9 - Comparação entre os resultados das diferentes fórmulas

Ao se admitir que a fórmula de Lamé fornece resultados precisos pode-se comparar as diferentes fórmulas com a de Lamé e estabelecer uma escala de divergência entre elas e o resultado preciso, em função da relação D/t .

No quadro 3.4 obtém-se a razão entre a tensão de Lamé e todas as demais vistas anteriormente, onde todas as tensões circunferências dadas pelas diferentes fórmulas ficam em função apenas da relação D/t, a qual denomina-se X.

Quadro 3.4 - Razão de comparação para tensão de Lamé

RAZÃO	Fórmula resultante
Lamé/clássica	$\frac{0,5X^2 - X + 1}{0,5X^2 - 1,5X + 1}$
Lamé/membrana	$\frac{0,5X^2 - X + 1}{0,5X^2 - X + 1}$
Lamé/Barlow	$\frac{0,5X^2 - X + 1}{0,5X^2 - 0,5X}$
Lamé/B31.3	$\frac{0,5X^2 - X + 1}{0,5X^2 - 0,9X + 0,4}$
Lamé/ISO	$\frac{0,5X^2 - X + 1}{0,56X^2 - 1,056X + 0,5}$

Pode-se traçar um gráfico com essas curvas onde na abscissa marca-se a relação D/t (X dos trinômios) e na ordenada a razão entre a tensão circunferencial máxima considerada precisa (Lamé) e a tensão circunferencial por cada uma das demais fórmulas.

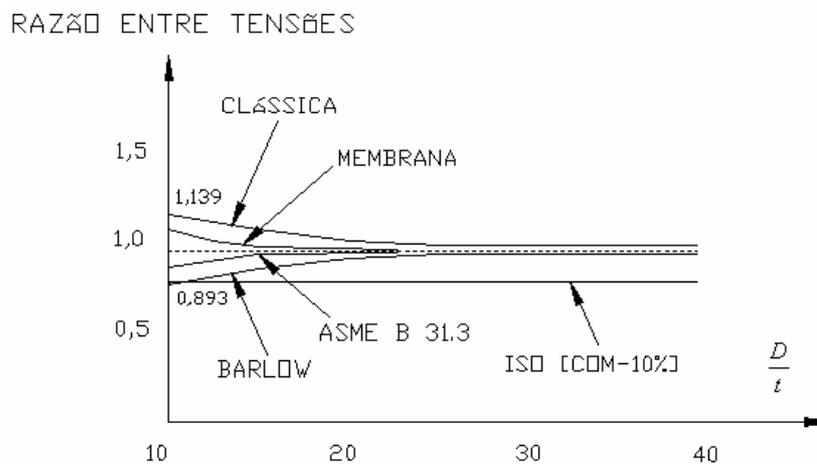


Figura 3.20 - Razão entre Tensões em função da razão diâmetro-espessura

Pode-se obter, conforme expresso no quadro 3.5, os valores das relações entre tensões.

Quadro 3.5 - Relação de Tensões

$\frac{D}{t}$	RELAÇÃO DE TENSÕES					APLICAÇÃO DA INSTALAÇÃO
	$\frac{LAMÉ}{CLÁSSICA}$	$\frac{LAMÉ}{MEMBRANA}$	$\frac{LAMÉ}{BARLOW}$	$\frac{LAMÉ}{B31.3}$	$\frac{LAMÉ}{ISO}$	
10	1,139	1,012	0,911	0,990	0,893	Tubulações industriais
20	1,058	1,003	0,953	0,992	0,890	
30	1,037	1,001	0,968	0,994	0,890	
40	1,027	1,001	0,976	0,996	0,891	Dutos de Transporte
50	1,021	1,000	0,980	0,996	0,891	
100	1,010	1,000	0,990	0,998	0,892	
200	1,005	1,000	0,995	0,999	0,892	Adução de água

Analisando-se os resultados pode-se tirar algumas conclusões:

- a) As fórmulas de Membrana e do ASME B 31.3 são as que mais se aproximam de Lamé.
- b) A partir de $D/t > 20$ Barlow e B 31.3 são competitivas entre si; mas a norma B.31.3 permite que a espessura de parede seja opcionalmente calculada pela fórmula de Barlow para qualquer relação D/t acima de 6.

4 - PROGRAMA DE GESTÃO DOS RISCOS PARA TUBULAÇÕES INDUSTRIAIS

A elaboração de um Programa de Gestão dos Riscos para Tubulações Industriais (PGRTI) tem por finalidade disponibilizar os princípios de Gerenciamento de Riscos envolvendo métodos de análise para as possíveis falhas em instalações com tubulações industriais de modo que tenhamos o mínimo de perdas.

O PGRTI abordará uma metodologia a ser disponibilizada, que orientará o usuário sobre a análise das etapas de antecipação, identificação ou reconhecimento, avaliação e controle dos riscos, objetivando uma observação conclusiva focada no processo de melhoria contínua ao longo do processo. Em consequência pretende-se uma redução progressiva dos riscos e em uma melhoria nas condições no ambiente de trabalho.

Este Programa de Gerenciamento de Risco proporciona uma sistemática voltada para o estabelecimento de orientações gerais de gestão, com vistas à prevenção de acidentes.

Sugere-se que o escopo do PGRTI contemple:

- Sistema gerencial de informações, principalmente relacionados a aspectos técnicos e preventivos;
- Acompanhamento dos riscos de processo;
- Gerenciamento de eventuais alterações;
- Programa de manutenção e garantia da integridade de sistemas que possam representar riscos nos níveis III e IV, ou seja, categorias críticas e catastróficas;
- Normas internas e procedimentos técnicos e operacionais;
- Procedimento de investigação de incidentes;
- Procedimento de investigação de possíveis desvios;
- Abrangência e limitações do programa;
- Auditorias periódicas regulamentadas a serem realizadas em prazos estipulados pelo SESMT (Serviço Especializado em Segurança e Medicina do Trabalho) em prazo não superior a 1 ano para auditoria interna e 1 ano e 6 meses para auditoria externa.

Relembrando o aspecto teórico já abordado, quando dizemos categorias de risco III e IV nos referimos às categorias envolvidas na Análise Preliminar de Risco que, segundo De Cicco e Fantazzini (1981), referem-se respectivamente, a categoria crítica onde a falha irá prejudicar o sistema envolvendo perdas materiais ou lesivas, não sendo aceitável e com necessidade de medidas de controle imediatas, e catastrófica onde a falha irá prejudicar o sistema envolvendo perdas materiais ou lesivas consideráveis, resultando em perda total.

- Deverá ser feita a identificação dos trechos do duto de maior susceptibilidade à ocorrência de corrosão sob tensão, se for o caso.

Para dutos instalados em regiões sujeitas à movimentação do solo, que possam submeter o duto a esforços de compressão e tração, observar os critérios a seguir:

- Fazer um levantamento geotécnico na região da faixa de servidão, segundo as Inspeções Sistemáticas e Sazonais, para observar qualquer ocorrência que possa colocar em risco a integridade do duto, visando cadastrar e classificar os pontos em níveis de risco;
- Realizar inspeções específicas nos pontos classificados como sensíveis, determinando o posicionamento “in situ” do traçado do duto, incluindo levantamento plani-altimétrico e nível de enterramento. Estas inspeções devem identificar nos dutos alças de deformação e trechos submetidos a esforços de tração e compressão;
- Nos pontos classificados como sensíveis, inspecionar o revestimento do duto para identificar pontos de falha.
- Para dutos com revestimento de fita de polietileno; selecionar para investigar a ocorrência de CST (corrosão sob tensão) todos os trechos em que ocorreu descolamento no revestimento e deformação plástica no duto.
- Remover o revestimento com jato de água e jato abrasivo em todo o local que houve descolamento do revestimento fazer inspeção não destrutiva por partículas magnéticas;
- Quando detectada a existência de trincas, considerar a substituição do trecho sob tensão.
- Realizar análises de interação solo-duto para avaliar as condições de segurança estrutural do duto.

Todas as informações relativas a inspeções, mudança de traçado do duto, obras de estabilização, monitoramento e manutenção deverão ser arquivadas, mantendo-se um registro histórico dos eventos.

Não deverá ser gerenciada a integridade de uma tubulação industrial ou duto baseando-se apenas nos resultados de inspeções originárias de um PIG² instrumentado. Embora viável economicamente, esta ferramenta faz apenas uma avaliação instantânea e possui limitações quanto a precisão.

² Equipamento de inspeção e sondagem de dutos

4.1 - RECOMENDAÇÕES PARA DUTOS COM DESCONTINUIDADES DE FABRICAÇÃO

4.1.1 - Critérios para a avaliação de descontinuidades planares

As descontinuidades que apresentam característica planar, quando se exija um rigor maior na avaliação do duto, devem seguir os critérios definidos neste item. Consideram-se como descontinuidades oriundas da fabricação com característica planar, as seguintes:

- Trincas;
- Falta de penetração;
- Falta de fusão;
- Sobreposição;
- Mordeduras;
- Concavidades;
- Inclusões de escória.

Em alguns casos, descontinuidades classificadas como mordeduras podem ser avaliadas como defeitos não planares.

Descontinuidades classificadas como planares devem ser verificadas através da localização do ponto de trabalho no diagrama FAD (“Failure Analysis Diagram”). Para tanto devem ser considerados como modos possíveis de falha a fratura frágil e o colapso plástico.

4.1.1.1 - Tenacidade do Material

A tenacidade do material deverá ser estimada a partir de resultados de ensaios de impacto Charpy-V, que podem ser obtidos dos ensaios de qualificação de soldagem do duto. Esta informação normalmente faz parte do livro de dados conhecido como “data-book” de fabricação do duto.

O valor médio da energia Charpy-V para as 3(três) regiões distintas da junta soldada devem ser avaliadas, a saber: *Metal de Base, Cordão de Solda e Zona Termicamente Afetada.*

A qualificação de soldagem do duto contempla resultados tanto para as soldas longitudinais quanto para as circunferenciais de fábrica ou de campo. Os valores a serem utilizados na avaliação da descontinuidade dependem de sua localização.

As relações a seguir devem ser utilizadas para a determinação da tenacidade equivalente do duto.

$$K_{mat} = \frac{820 \cdot \sqrt{C_V} - 1420}{B^{1/4}} + 630 \quad (4.1)$$

$$K_{mat} = 17 \cdot C_V + 1740 \quad (C_V > 60 \text{ Joules}) \quad (4.2)$$

Onde K_{mat} é a estimativa da tenacidade a fratura do material [$\text{N/mm}^{3/2}$], C_V é a energia Charpy-V, obtida na temperatura de operação [J] e B é a espessura nominal do tubo [mm];

4.1.1.2 - Geometria das Descontinuidades

A figura abaixo mostra as dimensões a serem consideradas para cada tipo de defeito.

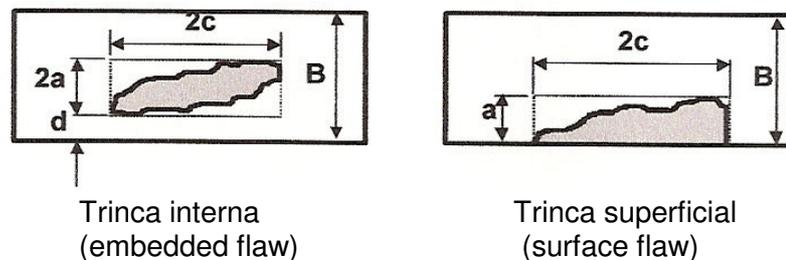


Figura 4.1 - Dimensões das trincas internas e superficiais

4.1.1.3 - Estimativa para relação de Colapso Plástico

A relação de colapso σ_R associada à avaliação da descontinuidade deverá ser determinada em função da geometria da descontinuidade e sua orientação no duto. As fórmulas a seguir devem ser utilizadas, conforme o caso.

a) Descontinuidades *superficiais* orientadas na *direção longitudinal* do duto.

A tensão de referência σ_n [MPa] é dada por:

$$\sigma_n = 1,2.M.P_m + \frac{2.P_b'}{3.(1-\alpha'')^2} \quad (4.3)$$

Onde M é o fator de folias, P_m é a tensão de membrana primária [MPa], P_b' é a tensão de flexão equivalente, somado o efeito de desalinhamento de solda [MPa] e α'' é o fator geométrico da descontinuidade;

O fator de folias M é determinado pela equação descrita abaixo:

$$M = \frac{1 - \left[\frac{a}{B.M_T} \right]}{1 - a/B} \quad (4.4)$$

Onde a é a altura da descontinuidade superficial [mm] e B é largura da descontinuidade superficial [mm].

O fator M_T necessário à determinação do fator de folias é determinado pela equação abaixo:

$$M_T = \sqrt{1 + 3,2 \cdot \left(\frac{c^2}{2.r.B} \right)} \quad (4.5)$$

Onde c é o semi-comprimento da descontinuidade [mm] e r é o raio médio do tubo [mm];

O fator geométrico da descontinuidade α'' é determinado aplicando a equação 5.28:

$$\alpha'' = \frac{a/B}{[1 + (B/c)]} \quad (4.6)$$

A tensão de membrana primária P_m [MPa] é determinada pela equação descrita abaixo:

$$P_m = \frac{p.R_i}{B} + p \quad (4.7)$$

Onde p é a pressão interna atuante [MPa], R_i é o raio interno do tubo [mm].

A tensão de flexão equivalente P_b' [MPa] é determinada abaixo:

$$P_b' = P_b + (k_m - 1).P_m \quad (4.8)$$

A tensão de flexão primária P_b necessária ao cálculo da tensão de flexão equivalente é dada abaixo:

$$P_b = \frac{p.R_o^2}{(R_o^2 - R_i^2)} \left[\frac{B}{R_i} - \frac{3}{2} \left(\frac{B}{R_i} \right)^2 + \frac{9}{5} \left(\frac{B}{R_i} \right)^3 \right] \quad (4.9)$$

Onde R_o é o raio externo do tubo [mm] e R_i é o raio interno do tubo [mm].

O fator de intensificação devido ao desalinhamento de solda k_m necessário ao cálculo da tensão de flexão equivalente é dado pela equação abaixo:

$$k_m = 1 + \frac{3.e}{B} \quad (4.10)$$

Temos que e é o desalinhamento da solda [mm].

b) Descontinuidades *superficiais* orientadas na *direção circunferencial* do duto.

A tensão de referência σ_n [MPa] é dada por:

$$\sigma_n = \frac{P_m \left\{ \pi \left(1 - \frac{a}{B} \right) + 2 \left(\frac{a}{B} \right) \text{sen} \left(\frac{c}{r} \right) \right\}}{\left(1 - \frac{a}{B} \right) \left\{ \pi - \left(\frac{c}{r} \right) \left(\frac{a}{B} \right) \right\}} + \frac{2.P_b'}{3.(1-\alpha)^2} \quad (4.11)$$

O fator geométrico da descontinuidade α'' é determinado aplicando a equação 6.34:

$$\alpha'' = \frac{a/B}{[1 + (B/c)]} \quad (4.12)$$

A tensão de membrana primária P_m [MPa] é determinada pela equação descrita abaixo:

$$P_m = \frac{p.R_i}{2B} \quad (4.13)$$

A tensão de flexão equivalente P_b' [MPa] é determinada abaixo:

$$P_b' = (k_m - 1).P_m \quad (4.14)$$

O fator de intensificação devido ao desalinhamento de solda k_m necessário ao cálculo da tensão de flexão equivalente é dado pela equação abaixo:

$$k_m = 1 + \frac{3.e}{B} \quad (4.15)$$

c) Descontinuidades *internas* orientadas na *direção longitudinal* do duto.

A tensão de referência σ_n [MPa] é dada por:

$$\sigma_n = \frac{P_b' + 3.P_m.\alpha'' + \sqrt{[P_b' + 3.P_m.\alpha'']^2 + 9.P_m^2(1 - \alpha'')^2 + 4.\left(\frac{d.\alpha''}{B}\right)}}{3\left\{(1 - \alpha'')^2 + 4.\left(\frac{d.\alpha''}{B}\right)\right\}} \quad (4.16)$$

O fator geométrico da descontinuidade α'' é determinado aplicando a equação 12.39:

$$\alpha'' = \frac{2a/B}{[1 + (B/c)]} \quad (4.17)$$

A tensão de membrana primária P_m [MPa] é determinada pela equação descrita abaixo:

$$P_m = \frac{p \cdot R_i}{B} + p \quad (4.18)$$

A tensão de flexão primária P_b necessária ao cálculo da tensão de flexão equivalente é dada abaixo:

$$P_b = \frac{p \cdot R_0^2}{(R_0^2 - R_i^2)} \left[\frac{B}{R_i} - \frac{3}{2} \left(\frac{B}{R_i} \right)^2 + \frac{9}{5} \left(\frac{B}{R_i} \right)^3 \right] \quad (4.19)$$

A tensão de flexão equivalente P_b' [MPa] é determinada abaixo:

$$P_b' = P_b + (k_m - 1) \cdot P_m \quad (4.20)$$

O fator de intensificação devido ao desalinhamento de solda k_m necessário ao cálculo da tensão de flexão equivalente é dado pela equação abaixo:

$$k_m = 1 + \frac{3 \cdot e}{B} \quad (4.21)$$

d) Descontinuidades *internas* orientadas na *direção circunferencial* do duto.

A tensão de referência σ_n [MPa] é dada por:

$$\sigma_n = \frac{P_b' + 3 \cdot P_m \cdot \alpha'' + \sqrt{\left[P_b' + 3 \cdot P_m \cdot \alpha'' \right]^2 + 9 \cdot P_m^2 (1 - \alpha'')^2 + 4 \cdot \left(\frac{d \cdot \alpha''}{B} \right)}}{3 \left\{ (1 - \alpha'')^2 + 4 \cdot \left(\frac{d \cdot \alpha''}{B} \right) \right\}} \quad (4.22)$$

O fator geométrico da descontinuidade α'' é determinado aplicando a equação 5.23:

$$\alpha'' = \frac{2a/B}{[1 + (B/c)]} \quad (4.23)$$

A tensão de membrana primária P_m [MPa] é determinada pela equação descrita abaixo:

$$P_m = \frac{p \cdot R_i}{B} + p \quad (4.24)$$

A tensão de flexão equivalente P_b' [MPa] é determinada abaixo:

$$P_b' = (k_m - 1) \cdot P_m \quad (4.25)$$

O fator de intensificação devido ao desalinhamento de solda k_m necessário ao cálculo da tensão de flexão equivalente é dado pela equação abaixo:

$$k_m = 1 + \frac{3 \cdot e}{B} \quad (4.26)$$

A equação para cálculo da razão de colapso é dada pela relação:

$$\sigma_R = \frac{\sigma_n}{\sigma_f} \quad (4.27)$$

Onde a tensão σ_f (sigma flow) [Mpa] pode ser definida como o valor médio entre a tensão de escoamento e o limite de resistência do material, até o máximo de $1,2 \cdot \sigma_y$. Para valores maiores que $1,2 \cdot \sigma_y$, utilizar este valor máximo.

4.1.1.4 - Estimativa das Tensões Residuais no Duto com descontinuidades

Os valores a serem considerados para a tensão residual Q [MPa] na região de localização da descontinuidade no duto são os seguintes:

a) Descontinuidade localizada no metal de base:

$$Q = 30\% \cdot \sigma_Y \quad (4.28)$$

b) Descontinuidade localizada na junta soldada (longitudinal ou circumferencial):

$$Q: \text{menor valor entre } 100\% \cdot \sigma_Y \text{ e } (1,4 - \sigma_R) \cdot \sigma_Y \quad (4.29)$$

4.1.1.5 - Determinação da Relação de Tenacidade

Para a determinação da relação de tenacidade K_R da descontinuidade, os itens a seguir devem ser calculados.

a) Tensão máxima atuante

A tensão máxima atuante $\sigma_{m\acute{a}x}$ [MPa] deverá ser obtida conforme a equação abaixo:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = k_m \cdot P_m + P_b + Q \quad (4.30)$$

b) Fatores de correção de geometria

b.1) Fator de bulging (M) – correção da curvatura do tubo

O fator de correção da curvatura do tubo M deve ser calculado através da formulação abaixo:

$$M = \frac{1 - [a/B \cdot M_T]}{1 - a/B} \rightarrow \text{para trincas superficiais orientadas na direção longitudinal} \quad (4.31)$$

$M = 1,0$ para trincas superficiais orientadas na direção circumferencial ou trincas internas (embedded) orientadas na direção longitudinal ou circumferencial.

b.2) Fator de dimensão finita (f_w) – correção em função das dimensões da descontinuidade em relação às dimensões do tubo. Será considerado, para qualquer avaliação, um valor para o fator $f_w = 1,0$.

b.3) Fator de intensificação de intensidade de tensões (M_m) – correção da geometria da descontinuidade em relação à espessura e a localização na parede do tubo. O valor de M_m deve ser obtido através da figura M.4a do documento BS-7910 para descontinuidades superficiais e figura M.8 do documento BS-7910 para descontinuidades internas (embedded flaws). Para a utilização da figura M.4a, reproduzida pela figura abaixo, temos:

a / B – relação entre a altura da descontinuidade e a espessura do tubo;

$a / 2c$ – relação entre a altura da descontinuidade e o seu comprimento total.

Para a utilização da figura M.8, temos:

$2a / (2a + 2p)$ – relação entre a altura da descontinuidade e a soma entre a altura e 2 vezes a profundidade mínima até a superfície do tubo;

$2a / 2c$ – relação entre a altura da descontinuidade e o seu comprimento total.

c) Fator de intensificação de tensões K_I [$N / mm^{3/2}$]. O Fator de intensificação de tensões é determinado pela equação 5.32:

$$K_I = (Y \cdot \sigma) \cdot \sqrt{\pi \cdot a} \quad (4.32)$$

Calculamos $(Y \cdot \sigma)$ a partir da equação 5.33:

$$(Y \cdot \sigma) = M \cdot f_w \cdot M_m \cdot \sigma_{m\acute{a}x} \quad (4.33)$$

Onde M é o fator de bulging, f_w é o fator de dimensão finita, M_m é o fator de intensificação de intensidade de tensões e $\sigma_{m\acute{a}x}$ é a tensão máxima atuante, todos já vistos anteriormente.

d) Determinação da relação K_R : a relação entre a tenacidade aplicada na ponta da descontinuidade e a tenacidade estimada do material é determinada pela equação abaixo.

$$K_R = \frac{K_I}{K_{mat}} \quad (4.34)$$

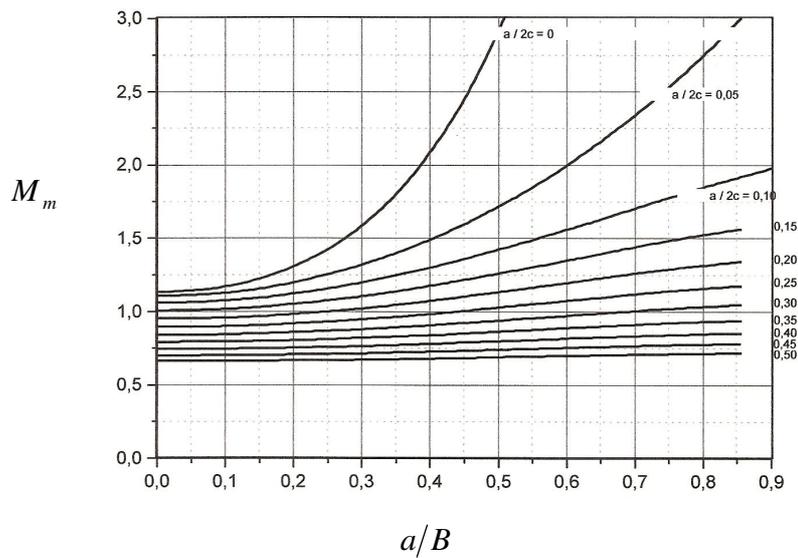


Figura 4.2 - Fator de Intensificação de Tensões para Descontinuidades Superficiais submetidas a tração. Fonte: BS-7910 - Figura M.4a

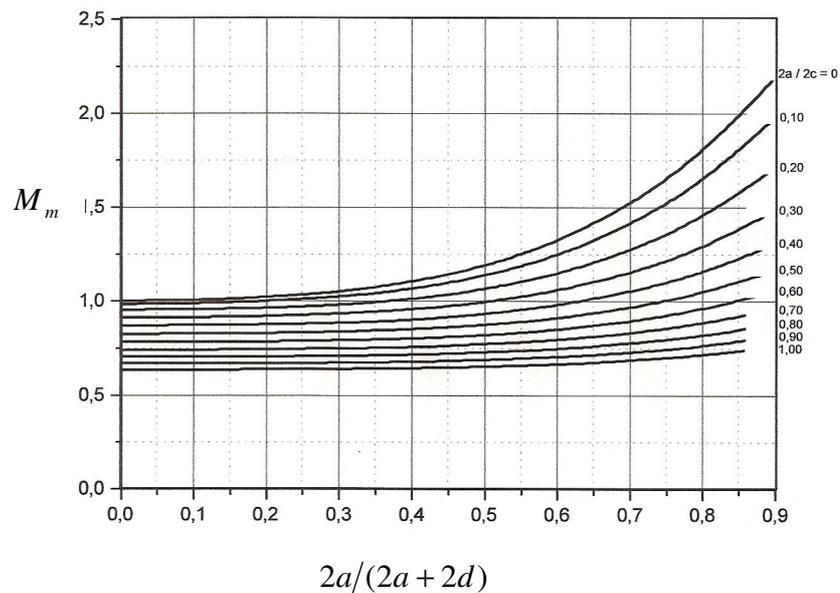


Figura 4.3 - Fator de Intensificação de Tensões para descontinuidades Internas submetidas a tração. Fonte: BS-7910 - Figura M.8

Diagrama FAD (“Failure Analysis Diagram”) - NÍVEL 1

O diagrama FAD - Nível 1 possui limites máximos para os valores de σ_R e K_R . Para este nível de avaliação, não são necessários fatores de segurança adicionais.

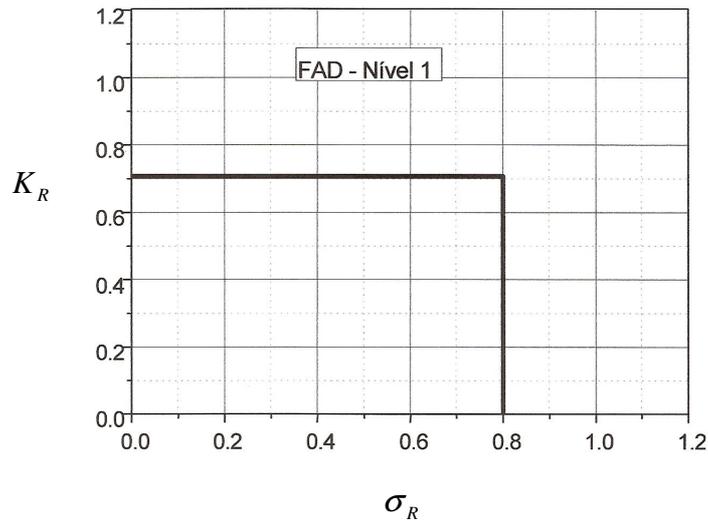


Figura 4.4 - Diagrama FAD - Nível 1

Critério de Aceitação

O ponto de trabalho da descontinuidade é obtido localizando no diagrama FAD o ponto correspondente aos valores de σ_R e K_R determinados pelo método de cálculo apresentado. Se o ponto de trabalho estiver localizado no interior do diagrama FAD, a descontinuidade é considerada aceitável. Se o ponto de trabalho estiver localizado fora do diagrama FAD, a descontinuidade deverá ser reparada ou a continuidade operacional do duto deverá ser avaliada por especialista em Mecânica da Fratura com experiência comprovada.

4.2 - RECOMENDAÇÕES PARA DUTOS COM MOSSAS

Critérios de avaliação

Mossas com as seguintes características devem ser removidas ou reparadas:

- Mossas que afetem os cordões de solda (longitudinal, circunferencial ou em espiral);
- Mossas contendo ranhuras, sulcos ou cavas;
- Para oleodutos - mossas com profundidade > 6 mm em dutos com diâmetro nominal ϕ 4 polegadas ou com profundidade > 6% do diâmetro nominal do duto para diâmetro nominal > 4 polegadas;
- Para gasodutos - mossas com profundidade > 6% do diâmetro nominal do duto;
- Mossas contendo dobras.

Observações:

- Entende-se como remoção a substituição de trecho cilíndrico de tubo danificado por trecho cilíndrico de tubo íntegro com pressão de projeto igual ou superior à do duto em consideração.
- A profundidade de uma mossa deve ser medida como sendo a distância entre o ponto mais baixo da mossa e o prolongamento do contorno do tubo.
- Dutos sujeitos a um grande número de ciclos de carregamento podem vir a falhar em mossas com profundidade > 2% (mesmo sem estarem associadas a outros defeitos). Nestes casos deve ser conduzido um cálculo da vida residual à fadiga do duto por especialista no assunto.
- Dutos submarinos não são incluídos neste critério.

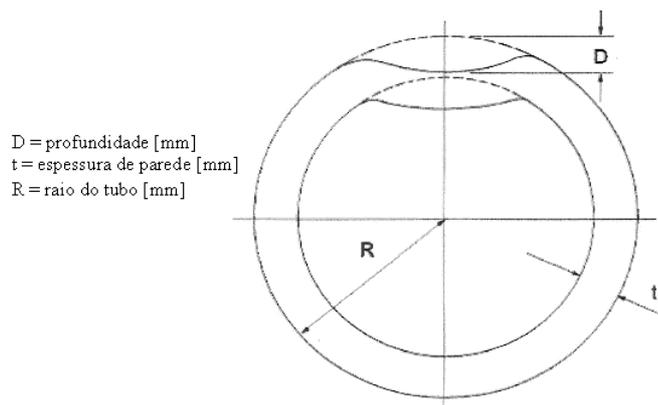


Figura 4.5 - Mossa sem outros defeitos associados

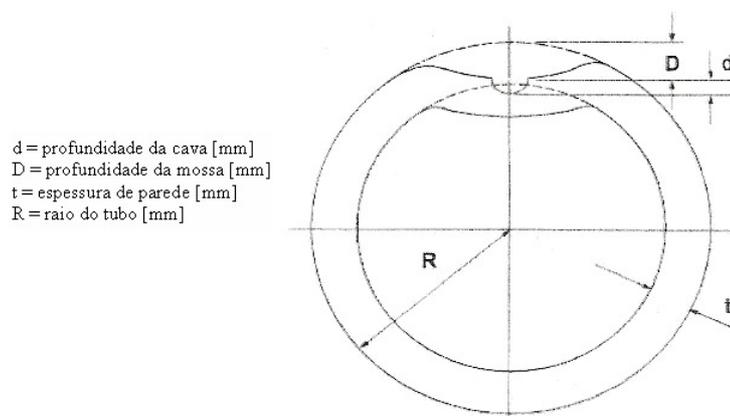


Figura 4.6 - Mossa com cava

4.3 - RECOMENDAÇÕES PARA DUTOS SUJEITOS AO COLAPSO PELA PRESSÃO EXTERNA

Para uma avaliação do risco de colapso de um duto com moosa, deve-se comparar a pressão necessária para o colapso local, calculada de acordo com a formulação analítica da norma DNV-2000 e a pressão externa máxima possível de ocorrer.

Uma maneira alternativa de abordar o problema é considerar a geometria da seção transversal mais deformada do duto e quantificá-la em termos de ovalização.

A pressão característica de resistência deverá ser calculada através de a equação a seguir:

$$p_e = (p_c - p_{el}) \left(p_c^2 - p_p^2 \right) = \frac{p_c \cdot p_{el} \cdot p_{pl} \cdot f_o \cdot D}{t} \quad (4.35)$$

Onde a pressão de colapso elástica p_{el} [MPa] é determinada a partir da equação 5.36:

$$p_{el} = \frac{2.E.(t/D)^3}{(1-\nu^2)} \quad (4.36)$$

A pressão de colapso plástico p_{pl} [MPa] é determinada a partir da equação 5.37:

$$p_{pl} = 2.\sigma_y.\alpha_{fab} \cdot t/D \quad (4.37)$$

Onde σ_y é a tensão de escoamento nominal do material do tubo [MPa], α_{fab} é o fator de fabricação (1,0 para tubo sem costura e 0,85 para tubo com costura), D é o diâmetro nominal do duto [mm], t é a espessura do duto na região da imperfeição geométrica [mm], ν é o coeficiente de Poisson e E é o módulo de elasticidade do material [MPa].

A ovalização equivalente é calculada pela equação 4.38:

$$f_o = \frac{(D_{m\acute{a}x} - D_{m\acute{i}n})}{D} \quad (4.38)$$

$D_{m\acute{a}x}$ é o diâmetro máximo medido em uma seção transversal do duto [mm] e $D_{m\acute{i}n}$ é o diâmetro mínimo medido em uma seção transversal do duto [mm].

A pressão externa resultante no ponto considerado p_e [MPa] deverá atender o seguinte critério de aceitação:

$$p_e \leq \frac{p_c}{1,65} \quad (4.39)$$

Onde p_c é a pressão crítica externa para colapso local do duto com ovalização [MPa].

4.4 - RECOMENDAÇÕES PARA DUTOS SUJEITOS A FALHAS PELA AÇÃO DO SOLO

Recomenda-se que dutos instalados em regiões com risco geológico e geotécnico sejam inspecionados com os seguintes objetivos:

- Regiões que contenham feições geológicas e geotécnicas de risco considerado relevante deverão ser mapeadas e inspecionadas de forma rotineira. Dependendo das recomendações deverão ser implementadas medidas mitigadoras que reduzam a movimentação do maciço com conseqüente minimização dos riscos sobre os dutos e a instalação e acompanhamento de instrumentação do terreno e do duto;
- Determinar o traçado atual do duto comparando, quando possível, com o traçado inicial por ocasião da instalação;
- Desvios de traçados devem ser registrados e avaliados em função de mudança nas condições geológicas e geotécnicas;
- Se os resultados da inspeção e definição do traçado atual do duto apresentar regiões críticas devem-se avaliar a possibilidade de aplicação de ações mitigadoras evitando o agravamento do problema;
- Regiões consideradas como críticas devem ser monitoradas considerando-se o acompanhamento de deslocamentos, tensões atuantes, pressões e regime de chuvas;
- Os dados referentes à instrumentação de áreas de risco deverão ser registrados;
- A ocorrência de “mossas” deve ser objeto de avaliação específica.

4.5 - RECOMENDAÇÕES PARA DUTOS COM SUSCETIBILIDADE À CORROSÃO

4.5.1 - Recomendações para redução do risco associado à falha de dutos com corrosão

A avaliação de defeitos longitudinais em dutos submetidos apenas a carregamento de pressão devem ser avaliados pelo método da norma ASME B31G. Vale a pena ressaltar que este método não pode ser aplicado quando se trata de defeitos de corrosão em soldas ou na zona termicamente afetada.

Nesta etapa faremos um detalhamento do procedimento para aplicação do método de avaliação proposto na norma ASME B31G. Podemos dizer que o objetivo final deste procedimento consiste em saber se o duto corroído tem condições de suportar a pressão de operação p_{oper} .

L é o comprimento do defeito. Serão aceitos independentemente do valor de L , defeitos que satisfaçam a seguinte relação:

$$\frac{d}{t_n} \leq 0,10 \quad (4.40)$$

Onde d [mm] é a profundidade máxima do defeito de corrosão e t_n [mm] é a espessura nominal de parede do duto.

Serão reprovados, independentemente do valor de L , defeitos que satisfaça a seguinte relação:

$$\frac{d}{t_n} \geq 0,80 \quad (4.41)$$

Para os defeitos que se enquadrem dentro da relação $0,10 < \frac{d}{t_n} \leq 0,80$ deverá ser feita a seguinte verificação:

O comprimento admissível L_a deverá ser calculado utilizando a seguinte expressão:

$$L_a = 1,12 \cdot B \cdot \sqrt{D_e t_n} \quad (4.42)$$

Onde o parâmetro B é determinado da seguinte forma:

$$B = 4 \text{ para } 0,10 < \frac{d}{t_n} < 0,175 \quad (4.43)$$

$$B = \left[\left[\frac{d/t_n}{1,1(d/t_n) - 0,15} \right] - 1 \right]^{1/2} \text{ para } 0,175 \leq \frac{d}{t_n} \leq 0,800 \quad (4.44)$$

Desta forma, são aceitos defeitos com comprimento L que satisfaça a seguinte inequação:

$$L \leq L_a \quad (4.45)$$

É necessário fazer a verificação da pressão interna para defeitos que tenham comprimento L que sejam maiores que L_a . Em outras palavras para $L > L_a$. Nesta situação podemos utilizar o parâmetro Λ que é utilizado na classificação dos defeitos quanto ao seu comprimento e é dado a seguir:

$$\Lambda = 0,893 \cdot \left(\frac{L}{\sqrt{D_e t_n}} \right) \quad (4.46)$$

Onde D_e é o diâmetro externo do duto [mm] e t_n é a espessura nominal de parede do duto [mm].

O defeito é classificado da seguinte forma:

$$\Lambda \leq 4 \rightarrow \text{Defeito curto}$$

$$\Lambda > 4 \rightarrow \text{Defeito longo}$$

Para a determinação da pressão interna de projeto p_d [MPa] utilizamos a seguinte equação:

$$p_d = \gamma_d \cdot \gamma_T \cdot \sigma_Y \frac{2t_n}{D_e} \quad (4.47)$$

Onde γ_d é o fator de segurança de projeto, γ_T é o fator de redução devido à temperatura (de acordo com a norma de projeto), caso não seja fornecido assumir $\gamma_T = 1$, σ_Y [MPa] é a tensão de escoamento mínima especificada do material (SMYS), D_e [mm] é o diâmetro externo do duto e t_n [mm] é a espessura nominal de parede do duto.

A pressão interna admissível p_a [MPa] de um *duto corroído com defeito curto* ($\Lambda \leq 4$) é determinada através da equação dada abaixo:

$$p_a = 1,1 \cdot p_d \left[\frac{1 - (2/3)(d/t_n)}{1 - (2/3)(d/t_n)[1 + \Lambda^2]^{-1/2}} \right] \quad (4.48)$$

A pressão interna admissível p_a de um *duto corroído com defeito longo* ($\Lambda > 4$) é determinada através da equação dada abaixo:

$$p_a = 1,1 \cdot p_d \left[1 - \frac{d}{t_n} \right] \quad (4.49)$$

Nas duas situações as condições impostas são as seguintes, para que haja aceitação dos defeitos:

$$p_a \leq p_d \text{ (pressão interna admissível } \leq \text{ pressão interna de projeto)} \quad (4.50)$$

$$p_{oper} \leq p_d \text{ (pressão de operação } \leq \text{ pressão interna de projeto)} \quad (4.51)$$

Os defeitos para os quais a última condição não foi satisfeita sugerem que a condição máxima de operação se dará quando tivermos a pressão de operação reduzida para a pressão admissível, ou seja, $p_{oper} = p_a$.

Além destas recomendações a norma ASME B31G admite também que se realize uma análise rigorosa com especialistas em mecânica da fratura.

Tanto o valor da pressão admissível quanto o da pressão de operação são determinados em MPa na aplicação das equações demonstradas.

4.5.2 - Recomendações para corrosão em soldas circunferenciais

Primeiro é calculada a tensão axial admissível do duto com defeito circunferencial $(\sigma_a)_x$ [MPa]:

$$(\sigma_a)_x = \gamma_c \cdot \sigma_y \cdot \frac{\left(1 - \frac{d}{t_n}\right) \left(\pi - \beta \frac{d}{t_n}\right)}{\pi \left(1 - \frac{d}{t_n}\right) + 2 \frac{d}{t_n} \text{sen} \beta} \quad (4.52)$$

Onde o parâmetro β é dado por: $\beta = \frac{(l/2)}{R_m} = \frac{l}{2R_m}$ (4.53)

l [mm] é a largura (dimensão circunferencial) do defeito de corrosão, R_m [mm] é o raio médio da seção transversal do duto e γ_c é o fator de segurança para a corrosão em soldas circunferenciais ($\gamma_c = 0,45$).

O raio médio do duto R_m é dado por: $R_m = \frac{D_e - t_n}{2}$ (4.54)

Compara-se a tensão axial σ_x no duto com a tensão axial admissível no duto $(\sigma_a)_x$.

Critério de aceitação: $\sigma_x \leq (\sigma_a)_x$ (4.55)

4.5.3 - Recomendações para redução do risco associado à falha de dutos com corrosão sob tensão

As recomendações a seguir devem ser implementadas como parte do sistema de gerenciamento da corrosão sob tensão no duto avaliado.

- Identificar os dutos ou seções de dutos que são revestidos com fita de polietileno, já que este é o revestimento que corresponde ao maior número de falhas associadas à corrosão sob tensão;
- Identificar as áreas críticas para a ocorrência de corrosão sob tensão, realizando escavações e inspeções detalhadas da superfície do tubo;
- Realizar medições de tensões totais (atuantes e residuais) nos tubos expostos pelas escavações realizadas;
- Realizar medições para classificação da agressividade do solo ao longo da extensão do duto;
- Substituir, para os trechos escavados, o revestimento existente pelo mais adequado, em função das características do duto e do solo no local;
- Estabelecer um programa de inspeção adequado ao duto e sua suscetibilidade ao mecanismo de dano;
- Não utilizar a redução de pressão de operação como a solução do problema. Esta providência apenas retarda a ocorrência da falha, sendo fundamentais ações mitigadoras e estudos mais específicos;
- Se realizado um teste hidrostático no duto, como providência para prolongar a vida útil da estrutura, as condições de teste devem ser avaliadas em função das características do duto, principalmente nas regiões críticas e mais suscetíveis ao mecanismo de dano.

5 - ANÁLISE QUALITATIVA E QUANTITATIVA DOS RISCOS EM UMA SITUAÇÃO DE DUTO ANCORADO

5.1 - MODELAGEM ANALÍTICA PARA O CÁLCULO DO COMPRIMENTO DE ANCORAGEM E DESLOCAMENTO NO PONTO DE AFLORAMENTO EM UMA SITUAÇÃO PROBLEMA

A Figura 5.1 ilustra o problema a ser modelado analiticamente:

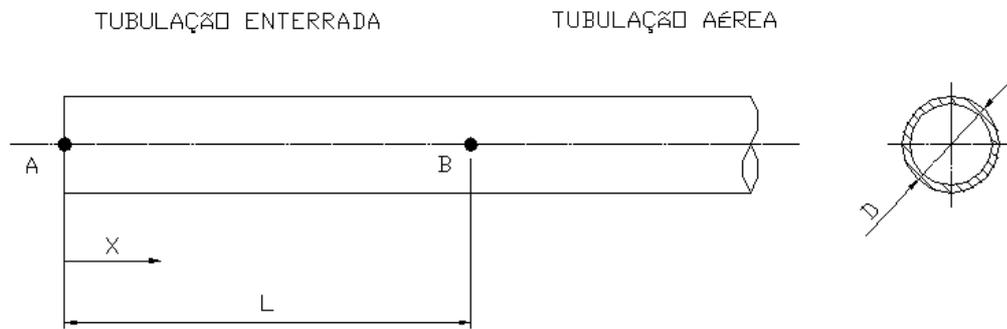


Figura 5.1 - Desenho esquemático do problema

São adotadas as seguintes Hipóteses:

- À esquerda do ponto A o duto é impedido de se deslocar axialmente;
- Entre o ponto A e o ponto B, o duto se desloca sujeito a uma força de atrito contra o solo (escorregamento);
- À direita do ponto B, o duto não está mais sujeito à força de atrito axial (duto aéreo);
- O duto não possui descontinuidades de fabricação;
- O duto não possui mossas;
- O duto não possui trincas, deformidades planares, ou volumétricas;
- Não existem falhas pela ação do solo (solo geologicamente estável);
- O duto não é susceptível a corrosão sob tensão - CST;
- O duto não está sujeito a esforços cíclicos de fadiga.

(a) Tensões Longitudinais em dutos enterrados supondo-se que o deslocamento (e deformação) axial é impedido.

$$\varepsilon_{xx} = \frac{\sigma_L}{E} - \nu \frac{\sigma_c}{E} + \alpha \Delta T \quad (5.1)$$

$$\sigma_c = \frac{PD}{2t} \rightarrow \text{(tensão circunferencial devido à pressão interna)}$$

$\varepsilon_{xx} = 0 \rightarrow$ deformação axial é nula, logo:

$$\sigma_L = \nu\sigma_c - E\alpha\Delta T \quad (5.2)$$

(b) Tensões longitudinais em dutos aéreos:

Como já visto anteriormente sabe-se que a tensão longitudinal é dada pela expressão abaixo:

$$\sigma_L = \frac{PD}{4t} \quad (5.3)$$

(c) Força de atrito com solo:

A força de atrito com o solo é estimada de acordo com a equação abaixo

$$f_a = 0,0873.D^3 \quad (5.4)$$

Onde:

D = diâmetro externo em metros

f_a = força de atrito em KN/m

A Figura 5.2 mostra a distribuição das forças de atrito como o solo.

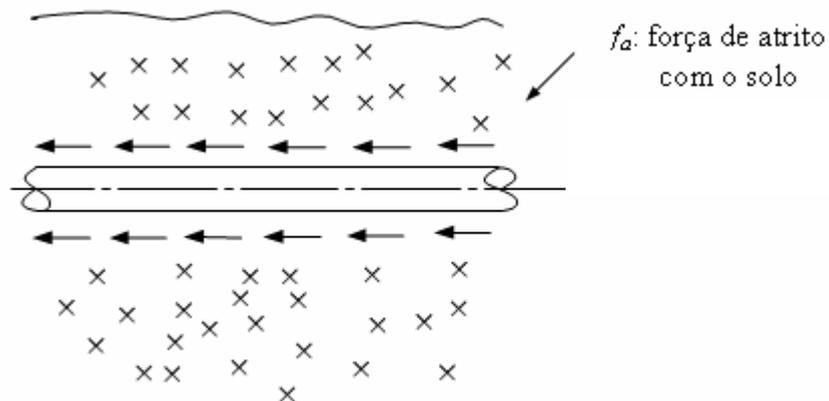


Figura 5.2 - Distribuição das forças de atrito com o solo

(d) Equacionamento:

$\sigma_L(X)$: Tensão Longitudinal

$U(X)$: deslocamento longitudinal

$f = -f_a$: força de atrito com o solo

ΔT : variação de temperatura

$A = \pi.D.t$: área da seção transversal do duto

Para $0 < x < L$:

$$\frac{d\sigma_L}{dx} - \frac{f_a}{A} = 0 \quad (5.5)$$

$$\sigma_L = E \frac{dU}{dx} - E.\alpha.\Delta T \quad (5.6)$$

(e) Condições de contorno:

$U(0) = 0 \rightarrow$ Duto ancorado à esquerda do ponto A.

$\sigma_1(L) = \frac{pD}{4t} = \frac{\sigma_c}{2} \rightarrow$ Tensão longitudinal à direita do ponto B, onde o duto passa a ser aéreo.

(f) Solução:

$$\frac{d\sigma_L}{dx} - \frac{f_a}{A} = 0$$

$$\frac{d\sigma_L}{dx} = E \frac{d^2U}{dx^2} \quad (5.7)$$

$$\frac{d^2U}{dx^2} = \frac{f_a}{EA} \quad (5.8)$$

Integrando duas vezes:

$$U(x) = \frac{f_a x^2}{2EA} + c_1 x + c_2$$

Para a condição de contorno $U(0) = 0 \Rightarrow c_2 = 0$

$$\left. \frac{dU}{dx} \right|_{x=L} = \frac{\sigma_c}{2E} + \alpha \Delta T \quad (5.9)$$

Como $U(0) = 0$

$$\left. \frac{dU}{dx} \right|_{x=L} = \frac{\sigma_c}{2E} + \alpha \Delta T \Rightarrow \frac{f_a L}{EA} + c_1 x = \frac{\sigma_c}{2E} + \alpha \Delta T$$

Logo:

$$c_1 = \frac{-f_a L}{EA} + \frac{\sigma_c}{2E} + \alpha \Delta T \quad (5.10)$$

Portanto:

$$U(x) = \frac{f_a x(2L-x)}{2EA} + \frac{\sigma_c x}{2E} + \alpha \Delta T x \quad (5.11)$$

$$\sigma_L(x) = \frac{f_a(x-L)}{A} + \frac{\sigma_c}{2} \quad (5.12)$$

Falta ainda determinar o valor de L, o comprimento de ancoragem.

Sabendo-se que à esquerda de A, o duto está totalmente ancorado, logo:

$$\sigma_L(x) = \nu \sigma_c - E \alpha \Delta T \rightarrow \text{Para } \underline{x \leq 0} \text{ (à esquerda de A)}$$

Assim,

$$\sigma_L(0) = -\frac{f_a L}{A} + \frac{\sigma_c}{2} = \nu\sigma_c - E\alpha\Delta T$$

Portanto:

$$L = \frac{(0,5 - \nu)\sigma_c + E\alpha\Delta T}{(f_a/A)} \quad (5.13)$$

Uma vez obtido o valor de L , pode-se calcular o deslocamento do duto no ponto onde ele sai do solo (ponto B, $x = L$), ou seja, onde é o ponto de afloramento.

$$U(L) = \frac{f_a L^2}{2EA} + \frac{\sigma_c L}{2E} + \alpha\Delta TL \quad (5.14)$$

5.2 - IMPLEMENTAÇÃO DO MODELO ANALÍTICO PARA DETERMINAÇÃO DO COMPRIMENTO DE ANCORAGEM DE PROJETO

Nesta parte do trabalho é feita a implementação do modelo analítico aos parâmetros de projeto:

Quadro 5.1 - Parâmetros de projeto

Variável	Dimensão	Unidade
Diâmetro Externo do duto (D)	762 (30")	mm
Espessura (t)	12,7 (0,5")	mm
Temperatura de montagem (T_o)	26	°C
Limite de Escoamento (σ_y)	482,63 (70 Kpsi)	MPa
Módulo de Elasticidade (E)	200	GPa
Coeficiente de Poisson (ν)	0,3	adimensional
Coeficiente de Dilatação Térmica (α)	$12 \cdot 10^{-6}$	°C ⁻¹
Força de Atrito com o solo (f_a)	10	N/mm
Pressão Interna (P)	4,90 (50 Kgf/cm ²)	MPa
Temperatura do Fluido (T_f)	80	°C

Fonte: Petrobras S.A

Substituindo os valores utilizados no quadro 5.1 na equação (5.13), obtemos o valor do comprimento de ancoragem de projeto no valor de 483,40 m e na equação (5.14), obtem-se para o deslocamento do duto o valor de 683 mm. Substituindo os valores utilizados no quadro 5.1 na equação para o cálculo da tensão equivalente, equação (3.9), obtem-se como tensão equivalente o valor de 127 MPa.

Com os parâmetros de projeto aplicados a equação 5.13, equação para a determinação do comprimento da tubulação, e fazendo a temperatura final variar até 200 °C pode-se fazer uma análise gráfica para os comprimentos da tubulação como pode ser visto na figura 5.4:

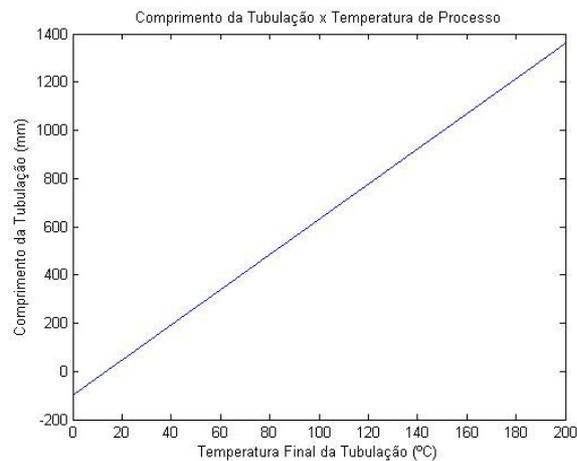


Figura 5.3 - Comprimento da tubulação em função da temperatura final de processo

Fazendo uma análise parecida com a anterior e utilizando os parâmetros de projeto aplicados a determinação da tensão equivalente pelo critério de Von Mises, pode-se fazer uma análise gráfica para a tensão equivalente em relação ao aumento da pressão interna. Como já visto anteriormente:

$$\sigma_{eq} = \frac{\sqrt{3}}{2} \sigma_c = \frac{\sqrt{3}PD}{4t}.$$

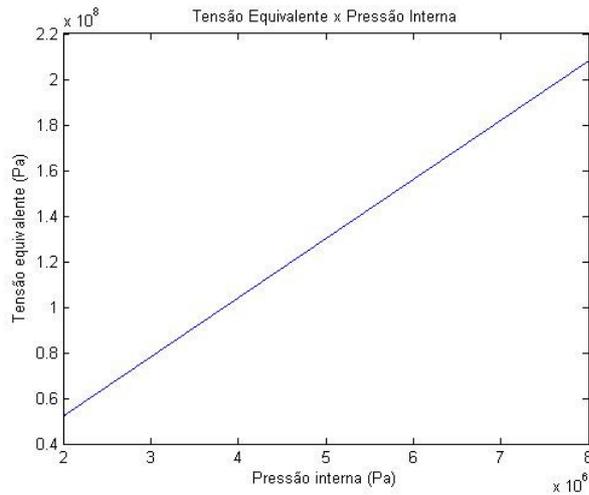


Figura 5.4 - Tensão equivalente x Pressão interna

5.3 - APLICAÇÃO DO MÉTODO DE MONTE CARLO

Nesta parte da análise do problema aplicaremos o método de Monte Carlo, que foi visto no capítulo 2 da dissertação.

Foi visto que a equação que determina o comprimento de ancoragem de projeto é dada pela expressão abaixo, denotada pela equação 5.13 analisada anteriormente:

$$L = \frac{(0,5 - \nu)\sigma_c + E\alpha\Delta T}{(f_a/A)} \quad (\text{Equação 5.13 já demonstrada no item 5.1})$$

Reorganizando a equação anterior, tem-se que:

$$L = \frac{A}{f_a} \left(\frac{(0,5 - \nu)PD}{2t} + E\alpha\Delta T \right)$$

Agora se pode estabelecer um critério de aceitação a partir da variação do comprimento de ancoragem ΔL .

Desta forma:

$$\Delta L = L_p - \frac{A}{f_a} \left(\frac{(0,5 - \nu)PD}{2t} + E\alpha\Delta T \right) \quad (5.15)$$

O comprimento de ancoragem de projeto foi obtido em 6.2 e vale $L_p = 483,40$. Logo:

$$\Delta L = 483,40 - \frac{A}{f_a} \left(\frac{(0,5 - \nu)PD}{2t} + E\alpha\Delta T \right)$$

Tem-se então que:

$$\begin{cases} \text{Se } \Delta L \geq 0 & \text{não haverá problema} \\ \text{Se } \Delta L < 0 & \text{fora das condições de projeto} \end{cases}$$

Abaixo, na figura 5.5, tem-se distribuição do problema para ΔL e para L .

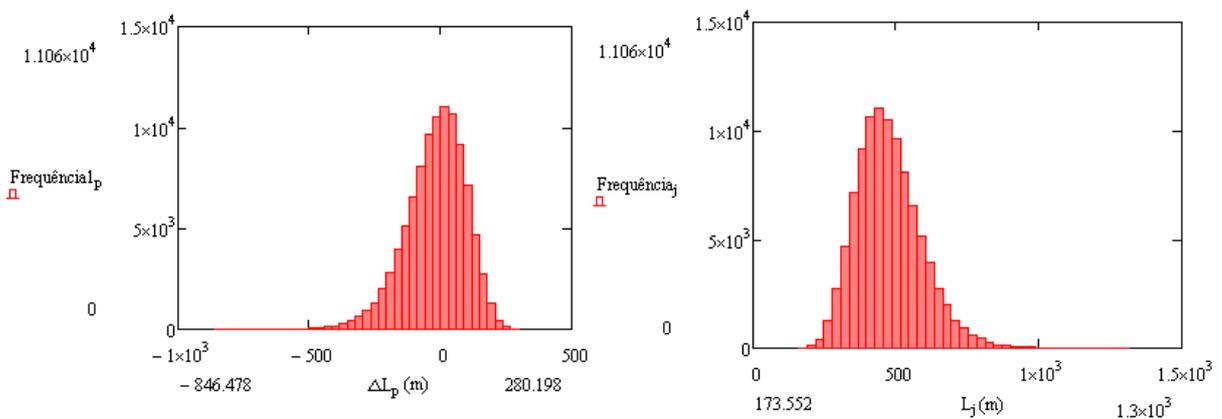


Figura 5.5 - Distribuição do problema para ΔL e para L

As variáveis para o problema estudado são analisadas independentemente. Esta análise é fundamental para saber quais são as variáveis que terão maior influência e que deverão ser controladas mais criteriosamente. A probabilidade de falha para $\Delta L < 0$ calculada é de $2,39 \cdot 10^{-3}$ uma vez que consideramos uma distribuição normal.

Abaixo se tem a correlação de dependência calculada entre cada variável do problema e a variação do comprimento de ancoragem ΔL , denotada pela equação 5.15.

Quadro 5.2 - Resumo das variáveis analisadas

Variável	Distribuição	n	\bar{X}	σ	Correlação de dependência (%)
ν	Normal	10^5	3,0	0,3	11,7
P (MPa)	Normal	10^5	4,9	0,49	-8,3
E (GPa)	Normal	10^5	200	20	-34,8
α (°C-1)	Normal	10^5	$12 \cdot 10^{-6}$	$12 \cdot 10^{-7}$	-35,1
ΔT (°C)	Normal	10^5	54,0	5,4	-35,4
f_a (N/mm)	Normal	10^5	10	1	44,4
t(m)	Normal	10^5	0,0127	0,00127	-35,2
D(m)	Normal	10^5	0,762	0,0762	-51,2

N indica uma distribuição normal, n é o número da amostra, \bar{X} representa a média e σ é o desvio padrão.

O gráfico que relaciona os diferentes níveis de correlação de dependência entre cada variável do problema e a variação do comprimento de ancoragem é demonstrado abaixo na figura 5.6.

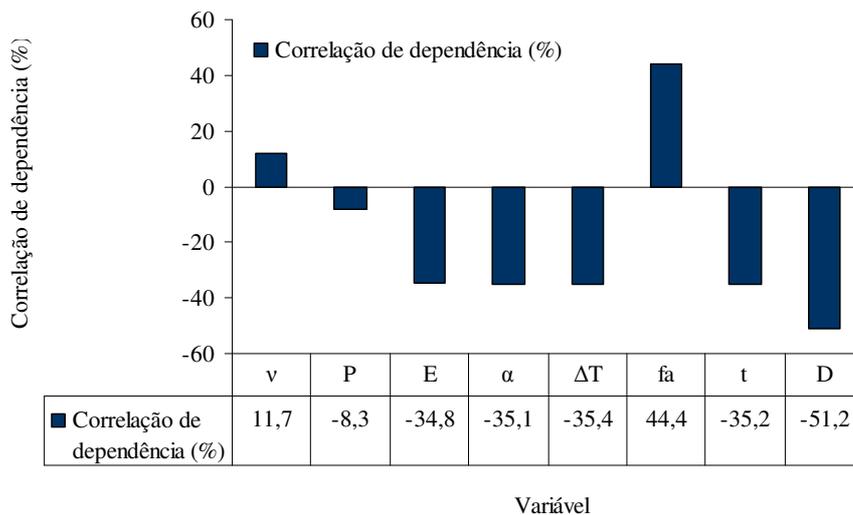
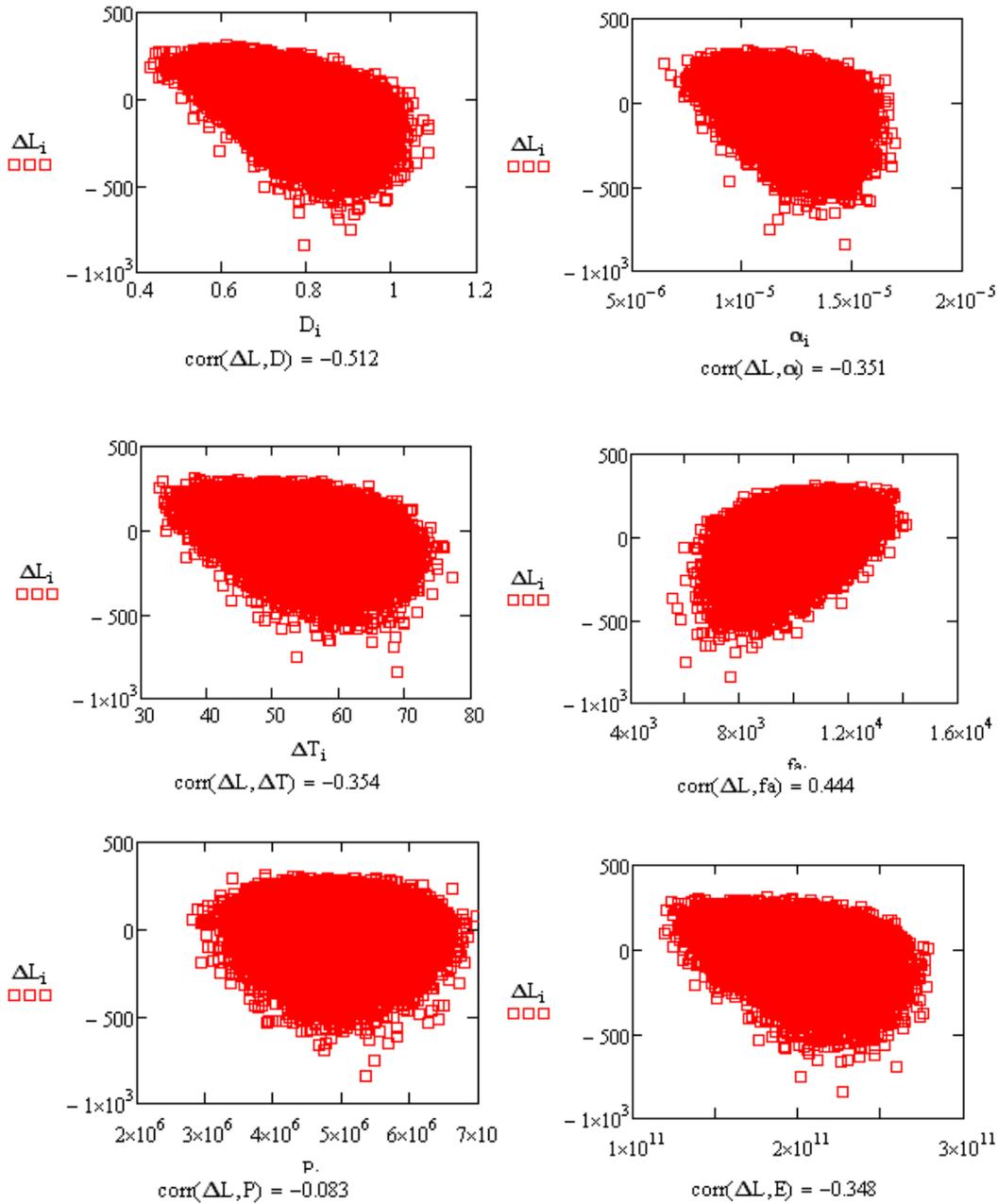


Figura 5.6 - Níveis de correlação de dependência

O quanto que cada variável pode influenciar na variação do comprimento de ancoragem, denotada pelos respectivos valores obtidos pela correlação de dependência, está relacionado à

sua relevância ou não para o problema. Abaixo estão plotados os gráficos com a influência de cada variável em relação à variação do comprimento de ancoragem. Vale a pena destacar que quanto mais “elíptico” o gráfico, maior é a dispersão e a correlação de dependência da variável estudada em relação à variação do comprimento de ancoragem.



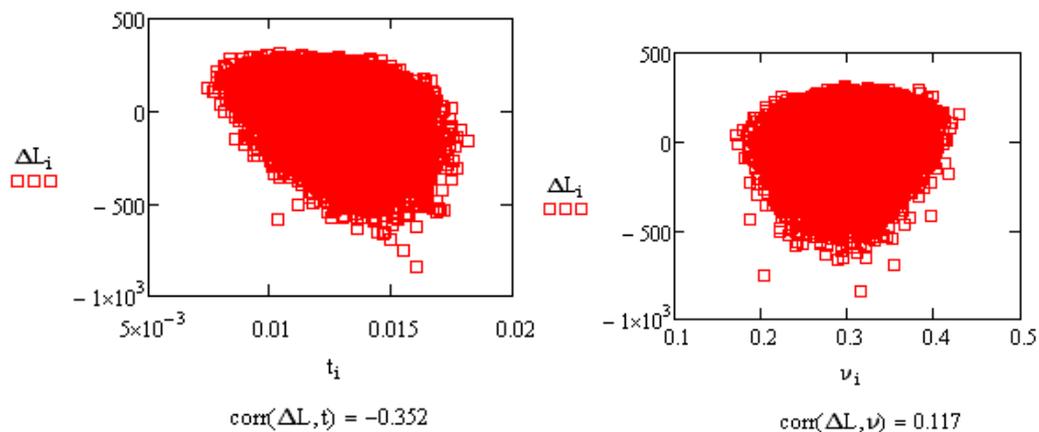


Figura 5.7 - Correlação de dependência de cada variável em relação a ΔL

5.4 - ANÁLISE PRELIMINAR DE RISCOS

Nesta etapa do trabalho é feita a Análise Preliminar de Riscos para as variáveis do problema com base nos dados obtidos da correlação de dependência de cada variável com a variação do comprimento de ancoragem ΔL .

Vale ressaltar que a Análise Preliminar de Riscos também é analisada levando-se em consideração o ponto de vista da dificuldade do controle da variável, o que pode influenciar o responsável a classificar a mesma como mais crítica, ainda que com uma correlação de dependência inferior. Enquadram-se nesta situação as variáveis espessura (t) e módulo de elasticidade (E) que possuem limitações no controle relacionadas principalmente ao alto custo de aparato tecnológico e de inspeção (equipamentos de sondagem, ensaios, por exemplo).

Quadro 5.3 - Análise Preliminar de Riscos

ANÁLISE PRELIMINAR DE RISCOS				
IDENTIFICAÇÃO DO SISTEMA: duto enterrado (confinamento lateral) com ponto de afloramento				
IDENTIFICAÇÃO DO SUBSISTEMA: Dutoviário RESPONSÁVEL: Flavio Maldonado Bentes				
RISCO	CAUSA	RISCO	CORRELAÇÃO (%)	MEDIDAS PREVENTIVAS
Aumento Diâmetro	Material fora da especificação	IV	-51,2	Inspeções do controle de qualidade no recebimento
Diminuição no atrito com o solo	Modificação da variável solo	IV	44,4	Inspeções periódicas no terreno
Variação de	Falha no controle da	III	-35,4	Controle redundante da

temperatura	variável temperatura			variação de temperatura
Variação na espessura	Material fora da especificação	IV	-35,2	Inspeções do controle de qualidade no recebimento
Coefficiente de Expansão Térmica	Material fora da especificação	III	-35,1	Inspeções do controle de qualidade no recebimento
Variação no E	Material fora da especificação	IV	-34,8	Inspeções do controle de qualidade no recebimento
Variação no v	Material fora da especificação	II	11,7	Inspeções do controle de qualidade no recebimento
Aumento na Pressão interna	Falha no controle da variável pressão	II	-8,3	Controle redundante da variável pressão

Abaixo é relembrada a classificação das categorias de risco:

- Desprezível (I): a falha não irá resultar numa degradação maior do sistema.
- Marginal (II): indica que a falha irá prejudicar o sistema em uma certa medida.
- Crítica (III): A falha irá prejudicar o sistema envolvendo perdas materiais ou lesivas.
- Catastrófica (IV): A falha irá prejudicar o sistema envolvendo perdas materiais ou lesivas com perda total.

5.5 - ESTUDO DE PERIGO E OPERABILIDADE

Nesta etapa do trabalho é feito o Estudo de Perigos e Operabilidade para as variáveis do problema com base nos dados obtidos da correlação de dependência de cada variável com a variação do comprimento de ancoragem ΔL .

Embora a técnica HAZOP não tenha como finalidade classificar os riscos em uma determinada categoria como é feito na APR, anteriormente analisada, e sim mostrar como que em uma “fotografia” o que se deve realizar para controlar e minimizar o desvio, vale a pena ressaltar que o estudo de perigos e operabilidade também pode levar em consideração o ponto de vista da dificuldade do controle da variável como, por exemplo, a escolha de uma variável a ser tratada prioritariamente.

Quadro 5.4 - Estudo de Perigos e Operabilidade

HAZOP - Estudo de Perigos e Operabilidade				
Objeto de análise: duto enterrado (condição de confinamento lateral) com ponto de afloramento			Órgão: Setor de Análise de Riscos	Folha: 1/1
Executado por: Flavio Maldonado Bentes		Nº: 01/07	Data: 13/11/2007	
VARIÁVEL GUIA	DESVIO	CAUSAS	CORRELAÇÃO (%)	CONTROLE
<i>D</i> MAIOR	Diâmetro Maior	Material fora da especificação	-51,2	Inspeções do controle de qualidade no recebimento
<i>f_a</i> MENOR	Atrito Menor	Modificação da variável solo	44,4	Inspeções periódicas no terreno
ΔT MAIOR	Var. Temp. Maior	Falha no controle da variável temperatura	-35,4	Controle redundante da variação de temperatura
<i>t</i> MENOR	Espessura Menor	Material fora da especificação	-35,2	Inspeções do controle de qualidade no recebimento
α MAIOR	Coef. Exp. Maior	Material fora da especificação	-35,1	Inspeções do controle de qualidade no recebimento
<i>E</i> MAIOR	Mód. Elast. Maior	Material fora da especificação	-34,8	Inspeções do controle de qualidade no recebimento
<i>v</i> MAIOR	Coef. Poisson Maior	Material fora da especificação	11,7	Inspeções do controle de qualidade no recebimento
<i>P</i> MAIOR	Pressão Maior	Falha no controle da variável pressão	-8,3	Controle redundante da variável pressão

5.6 - ANÁLISE DO MODO E EFEITO DE FALHA - FMEA

A seguir é feita a Análise do Modo e Efeito de Falha para as variáveis do problema levando em consideração o Índice de Risco, que é calculado como resultante do produto dos índices de severidade (S), ocorrência (O) e Detecção (D).

Para a determinação dos índices de severidades utilizou-se o estabelecimento do critério da proporcionalidade da correlação da variável com a respectiva severidade. Quanto aos níveis de ocorrência adotou-se o princípio conservativo (ocorrência moderada) para todos os casos. Já para os níveis de detecção foi considerado que existe um sistema de detecção onde a falha provavelmente será detectada (6) para quase todas as variáveis, à exceção das variáveis força

de atrito (f_a), espessura (t) e módulo de elasticidade (E), que foram classificadas com índice de detecção 8, tendo em vista a dificuldade do controle do parâmetro. Vale ressaltar que o índice 8 indica que a falha provavelmente não será detectada.

No quadro abaixo é dada a análise utilizando o FMEA:

Quadro 5.5 - Análise utilizando FMEA

Variável	S	O	D	I_R	I_{RR}	I_{RR} (%)
D	10	5	6	300	0,30	30
f_a	9	5	8	360	0,36	36
ΔT	8	5	6	240	0,24	24
t	8	5	8	320	0,32	32
α	8	5	6	240	0,24	24
E	8	5	8	320	0,32	32
ν	5	5	6	150	0,15	15
P	5	5	6	150	0,15	15

Abaixo é feita uma análise comparativa dos índices de risco relativos para cada variável do problema:

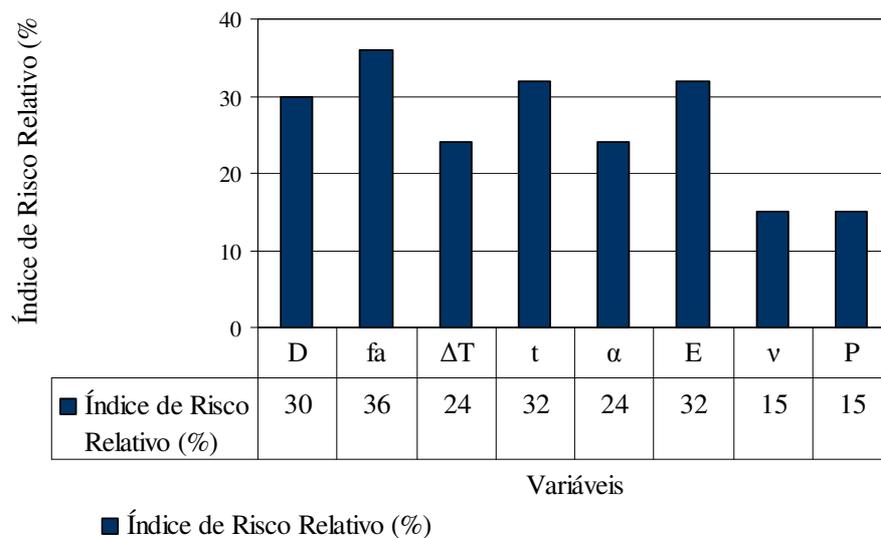


Figura 5.8 - Análise comparativa dos Índices de Risco Relativos

6 - CONCLUSÕES

Conforme observado, a utilização de métodos de gerenciamento de riscos vem a proporcionar uma série de vantagens dentre as quais tem-se que além de proporcionar um melhor conhecimento dos possíveis riscos envolvidos na instalação, existe a possibilidade de gerenciá-los sistematicamente de maneira a evitar que acidentes em proporções danosas venham a acontecer

Na realização do trabalho também foi observado que não é uma tarefa fácil fazer a antecipação e implementar medidas adequadas visando atender todos os requisitos e inviabilizando possíveis perdas, no entanto, quando se passa a fazer uso de ferramentas que proporcionam níveis ótimos de gerenciamento, passa-se a ter um sistema em que as perdas são minimizadas, podendo-se dizer que são até mesmo levadas à níveis próximos de zero.

Como foi observado, a metodologia de um programa de gestão de riscos deve ter uma visão preventcionista, o que significa que o gerenciador deve-se colocar numa postura de antecipar tudo o que venha a de alguma forma a ser contrário ao que de fato é esperado em uma situação normal de projeto e ao contrário do que os leigos julgam ser ideal pela frase muito bem conhecida: “é errando que se aprende”, prefere-se adotar outra mais técnica: “é aprendendo que não se erra”.

Além do fato que, como bem percebido ao longo do trabalho, o gerenciamento de risco proporciona um leque e cabedal de informações que enriquecem o projeto de tal forma que a partir de sua implementação pode-se evitar que falhas ocorram e venham ocasionar perdas substanciais.

Viu-se que é de extrema relevância o papel da Gestão de Riscos aplicada em projetos, em nosso caso retratado na formulação de um Programa de Gestão de Riscos para Tubulações Industriais, e como este auxilia no planejamento e gerenciamento das ações de resposta aos mais diversos riscos identificados em seus variados níveis de prioridade. Dentre os benefícios da Gestão de Riscos tem-se como base a minimização da probabilidade de eventos adversos aos objetivos dos projetos que conseqüentemente vem a ampliar as chances de sucesso destes.

É importante destacar que as ferramentas como a Análise de Modo e Efeito de Falha, Análise de Risco e Operabilidade, Análise Preliminar de Riscos dentre outras, colaboram de modo considerável na antecipação e reconhecimento, avaliação e implementação de medidas de controle e proporcionam condições ótimas de modo a se ter melhores condições de monitoramento e gerenciamento dos riscos e operabilidade em tubulações industriais e, ao passo que se tem um gerenciamento contínuo juntamente com um processo de sistematização, o processo fatalmente convergirá numa tendência de melhoria contínua, o que como muito bem destacado, é o alicerce do PDCA.

Foi observado que a utilização de redundâncias no sistema permite proporcionar ao projeto maiores níveis de confiabilidade, por permitir que ainda que ocorra uma falha em um dado ponto, esta não venha a proporcionar a parada das atividades, o que por sua vez seria comparado a situação mais crítica em que existem as maiores perdas.

Pode-se afirmar a importância do engenheiro mecânico, que é peça chave e que deve auxiliar com seu embasamento técnico a não permitir que um risco aparentemente pequeno venha a se propagar e atingir proporções maiores, estando ciente do constante monitoramento e propondo medidas controle eficazes quando da presença de eventuais desvios.

Cabe salientar que o problema estudado no final do trabalho levou-se em consideração que os modelos utilizados foram conservativos. A análise dos deslocamentos neste tipo de problema de Engenharia é de vital importância para a integridade estrutural da tubulação industrial uma vez que durante o processo de montagem e seu procedimento ao ser enterrado deve haver uma preocupação com as possíveis restrições, devendo-se observar o comprimento de ancoragem calculado ou de projeto. Também é importante destacar que caso haja esta restrição, pode-se gerar tensão não prevista no projeto.

Vale ressaltar a importância do trabalho em equipe e a visão gerencial de melhoria contínua, conforme sugerido ao longo do trabalho, pois o gerenciamento dos riscos está intrinsecamente relacionado ao fato de minimização dos riscos, o que de certa forma é um processo dinâmico que envolve o fechamento de uma cadeia e o início de outra objetivando sempre a correção da falha e conseqüente redução do risco.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANDREOLI, C. V. - **Coleção Gestão Empresarial: Gestão Ambiental**. V. 2. Cap. 5. p. 61-70. 2002.

ARENDRT, J. Steven *et al* - **Managing safety: do's and dont's to 'OSHA - proof' your process hazard analyses**. p. 90-100. 1993.

BEER, F. Pierre e JOHNSTON, E. Russel - **Resistência dos Materiais** - McGraw-Hill. 1989.

Bernstein, P. - **Desafio aos deuses: A fascinante história do risco**. Rio de Janeiro: Campus. 1997.

BRAGA, Arthur - **Mecânica dos Sólidos** (Disciplina do Curso de Projeto Mecânico dos Dutos - PUC/RJ).

BRAGA, Arthur - **Projeto Mecânico dos Dutos** (Disciplina do Curso de Projeto Mecânico dos Dutos - PUC/RJ).

BS-7910 - **“Guidance on Methods for Assessing the Acceptability of Flaws in Fusion Welded Structures: 1999”** - British Standards.

CARDELLA, Benedito - **Segurança de processo em novas unidades industriais**. São Paulo. 1989.

CORTEZ DÍAZ, José Maria - **Técnicas de prevención de riesgos laborales: seguridad e higiene del trabaho**. 2. ed. Madri: Tébar Flores. 1997.

CLAUSING, D. - **Better decisions. In: Total quality development: a step-by-step guide to worldclass concurrent engineering**. 2. ed., Nova Iorque, The American Society of Mechanical Engineers. Cap. 3. p. 60-73. 1994.

CLAUSING, D. - **The design. In: Total quality development: a setp-by-step guide to worldclass concurrent engineering**. 2. ed. Nova Iorque, The American Society of Mechanical Engineers. Cap. 5. p. 175-273. 1994.

DE CICCO, Francesco M.G.A.F. & FANTAZZINI, Mario Luiz - **Introdução à Engenharia de Segurança de Sistemas**. São Paulo. Fundacentro. 1981.

DEMING, W. E. - **Qualidade: A Revolução da Administração**. Rio de Janeiro: Marques Saraiva. 1990.

FARBER, José Henrique - **Técnicas de análise de riscos e os acidentes maiores. Gerência de Riscos**. São Paulo. 1991.

FARBER, José Henrique - **Análise de riscos - dicas de como organizar um trabalho preventivo na empresa**. Proteção, São Paulo, v. 4. Abril-maio, 1992.

FILHO, A. B. N. - **Segurança do Trabalho & gestão ambiental**. São Paulo: Atlas. 2001.

HAMMER, Willie - **Handbook of system and product safety**. Englewood Cliffs, Prentice-Hall. New Jersey. USA. 1993.

HAMMER, Willie. **Occupational safety management and engineering**. Prentice-Hall. New Jersey. USA. 1993.

KLETZ, Trevor A. - **Eliminação dos riscos oriundos dos processos**. Tradução e adaptação de André Leite Alckmin. São Paulo: APCI, RODHIA S.A. 1984.

LEE, W.S.; GROSH,D.L.; TILLMAN, F.A. e LIE, C.H. Fault tree analysis, methods, and applications - a review. **AIEE Transactions on Reliability**, R34, n.3, p.194-203. August 1985.

Manuais da QS 9000 - **Análise de Modo e Efeitos de Falha Potencial (FMEA)**: Manual de Referência. 1997.

Manual da PETROBRÁS - **Padrão para Gerenciamento da Integridade Estrutural dos dutos da Petrobras S.A.** 2001.

M. Lemaire, A. Chateauf, J. C. Mitteau - **Fiabilité des structures: couplage mécanofabrilite statique (Coll. Génie civil)**. Hermes. 2005.

OLIVEIRA, Maria Cecília, MAKARON, Ofélia M. Simões de M. **Análise de Árvore de Falhas**. Coordenação: AWAZU, Luís Antônio Mello. São Paulo: CETESB. 1987.

OLIVEIRA, C. B. M.; ROZENFELD, H. - **Desenvolvimento de um módulo de FMEA num Sistema comercial de CAPP**. (CD ROM). In: Encontro Nacional de Engenharia de Produção, 17. Gramado, 1997. Anais. Porto Alegre. UFRGS.

PROJECT MANAGEMENT INSTITUTE (PMI). **A Guide to the Project Management Body of Knowledge**. Newtown Square: Project Management Institute. 3 ed. 2004.

PULIDO, J. E., JACOBS, T. L., PRATES DE LIMA, E. C. **Structural reliability using Monte carlo simulation with variance reduction techniques on elastic-plastic structures**. **Computer and Structures**, p. 419-430. 1992.

SHIGLEY, J.E. and MISCHE, C.R. - **Mechanical Engineering Design**. New York: McGraw-Hill Int, Editions. Fifth Edition. 1989.

SILVA, João Melo da - **Apostila de Gerenciamento de riscos do curso de Engenharia de Segurança do Trabalho**. Brasília: UnB. 2005.

TEBECHERANI, C. T. P. **Noções básicas sobre tubos de aço carbono com costura**. Artigo técnico publicado por pipesystem. 2007

TELLES, Pedro C. da Silva. - **Tubulações Industriais**. Livros Técnicos e Científicos. 1997.

WILBUR, W. E. - **Pipe Anchor Force Analysis**. Pipeline Industry. February. 1963.

APÊNDICES

APÊNDICE A - DIÂMETRO EXTERNO (mm) PARA TUBOS DE CONDUÇÃO

DIÂMETRO NOMINAL	TAMANHO NOMINAL	ASTM A120/A135	BS 1387	DIN 2440	NBR 5580	NBR 5590
1/8"	6	-	-	10,20	10,20	10,29
1/4"	8	-	13,50	13,50	13,50	13,72
3/8"	10	-	17,20	17,20	17,20	17,25
1/2"	15	21,30	21,30	21,30	21,30	21,34
3/4"	20	26,70	26,90	26,90	26,90	26,67
1"	25	33,40	33,70	33,70	33,70	33,40
1 1/4"	32	42,20	42,40	42,40	42,40	42,16
1 1/2"	40	48,30	48,30	48,30	48,30	48,26
2"	50	60,30	60,30	60,30	60,30	60,32
2 1/2"	65	73,00	76,10	76,10	76,10	73,03
3"	80	88,90	88,90	88,90	88,90	88,90
3 1/2"	90	101,60	101,60	101,60	101,60	101,60
4"	100	114,30	114,30	114,30	114,30	114,30
5"	125	141,30	139,70	139,70	139,70	141,30
6"	150	168,30	165,10	165,10	165,10	168,28

Fonte: Pipesystem

APÊNDICE B - DIÂMETRO EXTERNO (mm) PARA ELETRODUTOS DE AÇO

DIAMETRO NOMINAL	TAMANHO NOMINAL	NBR 5597	NBR 5598	ANSI C 80
1/8"	6	-	-	-
1/4"	8	-	-	-
3/8"	10	17,1	17,2	17,1
1/2"	15	21,3	21,3	21,3
3/4"	20	26,7	26,9	26,7
1"	25	33,4	33,7	33,4
1 1/4"	32	42,2	42,4	42,2
1 1/2"	40	48,3	48,3	48,3
2"	50	60,3	60,3	60,3
2 1/2"	65	73,0	76,1	73,0
3"	80	88,9	88,9	88,9
3 1/2"	90	101,6	101,6	101,6
4"	100	114,3	114,3	114,3
5"	125	141,3	139,7	141,3
6"	150	168,3	165,1	168,3

Fonte: Pipesystem

APÊNDICE C - ESPESSURA DE PAREDE DOS TUBOS EM FUNÇÃO DO DIÂMETRO NOMINAL (POLEGADAS)

DIAMETRO NOMINAL	SCH 40	SCH 80
1/8"	1,73	2,41
1/4"	2,24	3,02
3/8"	2,31	3,20
1/2"	2,77	3,73
3/4"	2,87	3,91
1"	3,38	4,55
1 1/4"	3,56	4,85
1 1/2"	3,68	5,08
2"	3,91	5,54
2 1/2"	5,16	7,01
3"	5,49	7,62
3 1/2"	5,74	8,08
4"	6,02	8,56
5"	6,55	-
6"	7,11	-

Fonte: Pipesystem