

Flavio Torres Lopes da Cruz

ANÁLISE ESTRUTURAL DE LINHAS FLEXÍVEIS  
PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

Dissertação apresentada à Escola Politécnica da  
Universidade de São Paulo, para obtenção do  
Título de Mestre em Engenharia.

SÃO PAULO  
1996

CONSULTA  
FD-1943

Flavio Torres Lopes da Cruz

ANÁLISE ESTRUTURAL DE LINHAS FLEXÍVEIS  
PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

Dissertação apresentada à Escola Politécnica da  
Universidade de São Paulo, para obtenção do  
Título de Mestre em Engenharia.

SÃO PAULO  
1996

A quem me acompanhou nos bons e maus momentos desta jornada .

A todos aqueles que lutam por uma  
Universidade Pública e Democrática e por uma  
Sociedade mais justa .

## Agradecimentos

Gostaria de agradecer a todos aqueles que, de alguma forma, contribuíram para a realização deste trabalho.

Em especial, agradeço à PETROBRAS e a seu Centro de Pesquisas e Desenvolvimento (CENPES), nas pessoas dos Engenheiros José Antônio de Figueiredo, Chefe da Divisão de Projetos de Exploração, e Pedro José Barusco Filho, ex-chefe do Setor de Projetos Navais e Oceanografia, pela confiança nos frutos deste trabalho, apoio e incentivo para realizá-lo.

Gostaria também de agradecer aos Engenheiros Marco Antônio Petkovic e José Renato Ferreira de Almeida, e aos colegas do Grupo de Linhas Rígidas e Flexíveis, pela sua paciência e suas contribuições, bem como ao futuro Engenheiro José Renato Mendes de Souza, pela dedicada ajuda na execução das análises, e a Ana Maria Florêncio, pelo auxílio na digitação.

A Andréa Rausch de Amorim pela carinhosa revisão e ajuda na reta final deste trabalho.

Ao Dr. Professor Edison Gonçalves, pelo apoio desde o início de minha jornada em São Paulo, meu muitíssimo obrigado, bem como a todo o pessoal do CENO/EPUSP.

Um agradecimento especial ao Dr. Professor Carlos Alberto Nunes Dias, cuja orientação em muito ultrapassou a preciosa contribuição técnica, para se transformar em uma relação de amizade e confiança que espero levar por toda a vida.

## Resumo

Os dutos flexíveis se compõe de diversas camadas estruturais que, em trabalho solidário, propiciam resistência e vedação, sem comprometer a flexibilidade para a condução de diversos fluidos na indústria de petróleo, principalmente na produção de petróleo "offshore". O material composto, assim formado em camadas, deve ser capaz de resistir a severas cargas de tração, pressão interna e externa, torção e flexão, quando da sua utilização em condições normais de operação, conectado a uma plataforma de produção de petróleo no mar e, particularmente no caso brasileiro, para águas profundas.

A avaliação da resistência de uma linha flexível, ainda na fase de projeto do sistema de produção, recai, em última instância, na análise da interação entre suas diversas camadas, de sorte a estabelecer meios para seu correto dimensionamento, em termos de seleção dos tipos de camadas e das espessuras destas, consideradas as cargas atuantes e, em especial, aquelas decorrentes da operação de instalação.

A solicitação mecânica das linhas na situação de lançamento introduz dificuldades adicionais, seja para o funcionamento da própria estrutura de camadas da linha, seja para a avaliação teórica das suas consequências. As forças de aperto das sapatas do mecanismo de instalação provocam carregamento não axi-simétrico de grande intensidade, que pode vir a comprometer seriamente a capacidade de resistência da linha instalada, de modo que, via de regra para águas profundas, este pode ser o valor limitante para o dimensionamento.

Os métodos tradicionais de análise da estrutura de camadas de um tubo flexível, que tomam o modelo bidimensional no plano de sua seção transversal, considerando apenas a ação de cargas axi-simétricas de tração e pressão, não podem contabilizar adequadamente o campo tridimensional de deformações provocadas pelas sapatas durante o lançamento. Assim, como proposta para este trabalho, conceberam-se princípios de modelagem tridimensional para uma pequena porção longitudinal do tubo, englobando todas as suas camadas numa circunferência completa.

Cada camada é modelada por elementos que mais adequadamente representam seu comportamento estrutural, respeitando as limitações do Método dos Elementos Finitos. A interação entre as camadas de aço é simulada ou por elementos sólidos, no caso da presença de camadas plásticas entre elas, ou por elementos de contato, caso estejam diretamente superpostas.

As armaduras de tração são representadas por molas helicoidais compostas por elementos de viga, enquanto as camadas de pressão têm seu comportamento simulado

No texto desta dissertação é apresentada uma descrição genérica dos tubos flexíveis, incluindo sua utilização e histórico, os tipos de estrutura, materiais, etc. São apresentados ainda, de maneira geral, os modos de falha, e é feita uma descrição do problema relativo à sua instalação. Posteriormente, são apresentados todos os princípios da modelagem proposta, assim como um resumo consubstanciado dos diversos resultados obtidos para alguns tipos específicos de tubos flexíveis de uso estático ( "flowlines" ) e de uso dinâmico ( "risers" ), dando-se destaque não somente ao caso de carga de sapatas, mas também ao caso de cargas axi-simétricas, para efeito de comparação com resultados disponíveis na literatura, comentando-se os resultados e avaliando desenvolvimentos futuros.

No particular contexto da elaboração dos modelos de análise, visando a automatização da tarefa de preparação dos dados, desenvolveu-se um programa de computador em linguagem FORTRAN que, através da parametrização dos dados de entrada, torna possível a execução expedita de vários e distintos casos. Com isso foi possível formular, com razoável facilidade, testes de confiabilidade para a modelagem por elementos finitos, comprovando-se sua eficácia como instrumento para o correto dimensionamento, ou seleção, de tubos flexíveis.

por casca fina cilíndrica, composta por elementos de placa ortotrópica. Neste último objeto da modelagem, que pode ser denominado simplesmente **casca ortotrópica**, reside a maior contribuição acadêmica deste trabalho por, através de artifício técnico, possibilitar a representação implícita da forma helicoidal das camadas em simples casca cilíndrica, viabilizando, por conseguinte, o emprego de modelos com dimensões compatíveis com as disponibilidades de "hardware".

## Abstract

Flexible pipes are composite products made up of several steel and plastic structural layers which, working together, give strength and leakproofness, maintaining the necessary flexibility to conduct the several fluids of the oil industry, mainly in the offshore production. This composite material is a concentric layered structure that shall be able to resist to severe loads, such as tension, internal and external pressure, torsion and bending, and work, in the usual operating conditions, connected to a offshore production platform and, in the particular case of Brazil, in very deep waters.

The evaluation of the strength of a flexible pipe in the early phase of the production system design is the analysis of the interaction of the several layers, to determine the correct dimensions and types of the layers, taking into consideration the applied loads, in particular those related to the installation phase.

The mechanical loads acting on the pipe during the installation bring additional difficulties for both the interaction of the layers and the theoretical evaluation of its consequences. The non-axisymmetric loads due to the installation apparatus may seriously reduce the strength of the pipe and are, in most cases, the dimensioning load condition for the flexible pipe.

The traditional analysis methods for flexible pipe structures, that consider a bidimensional transverse section and axisymmetric loads ( tension and pressure ) cannot take into consideration the three-dimensional strain that arise from the linear tensioners during the laying operations. So, as the proposal for this work, the principles of a three-dimensional modelling of a small pipe length are determined, considering all layers in a complete circumference.

Each layer is modelled using the elements which most adequately represent its structural behaviour, within the limitations of the Finite Elements Method. The interaction of two steel layers are modelled by solid elements, when there is a plastic layer between them, or by contact elements in the case of direct contact.

The tension layers are represented by helycoidal springs made of beam elements, and the pressure layers are represented by cylindrical thin shells, consisting of ortotropic plates. This case, which we call ortotropic shell, are the main contribution of this work because, due to theoretical manipulation, it is possible to represent the helycoidal shaped layers as a trivial cylindrical shell, making it feasible to model complex pipe structures with reasonable hardware resources.



In order to develop analysis models and to generate data automatically , a FORTRAN language program was developed . That made it simple to quickly generate several analysis cases in a relatively easy way , in order to run reliability tests for the finite elements model , qualifying the proposed methodology as a tool for flexible pipes structural analysis .

In the body of this work , a generic description of traditional flexible pipes is presented , including structure types and materials , etc. Failure modes are presented as well as a generic description of the installation operation . Afterwards , all modelling principles are presented , and the results for a typical flowline and riser analysis also , with comments and a proposal of necessary further work .

# Índice

Agradecimentos.....	III
Resumo.....	IV
Abstract.....	VI
Índice.....	VIII
Simbologia e nomenclatura.....	XI
Lista de figuras.....	XIII
Lista de tabelas.....	XVII
1. Introdução.....	1.1
2. Glossário.....	2.1
3. Descrição do problema.....	3.1
3.1. Descrição de um tubo flexível.....	3.3
3.2. Modos de falha.....	3.8
3.3. Lançamento de tubos flexíveis.....	3.10
4. Solução do problema pelo Método dos Elementos Finitos (MEF).....	4.1
4.1. Comportamento do tubo.....	4.3
4.2. Modelação e hipóteses adoptadas.....	4.7
4.2.1. Descrição genérica do modelo.....	4.7
4.2.2. Elementos utilizados.....	4.9
4.3. O pré-processador GERFLEX : avaliação do modelo.....	4.13
4.3.1. Aspectos gerais.....	4.13

4.3.2. Testes de confiabilidade da metodologia.....	4.13
4.3.2.1. Testes de convergência.....	4.14
4.3.2.2. Avaliação preliminar das tensões.....	4.20
4.4. Fundamentos teóricos da casca ortotrópica.....	4.28
4.4.1. Matriz de elasticidade.....	4.28
4.4.2. Determinação das rigezas , esforços e tensões.....	4.32
4.4.3. Analogia de grelha.....	4.35
4.4.4. Correção para as tensões.....	4.38
4.5. Revisão das hipóteses simplificadoras.....	4.41
5. Resultados pelo Método dos Elementos Finitos (MEF).....	5.1
5.1. Casos de estudo.....	5.1
5.1.1. Características dos tubos.....	5.1
5.1.2. Características dos modelos.....	5.7
5.1.3. Condições de carregamento.....	5.7
5.2. Resumo dos resultados obtidos.....	5.10
6. Análise dos resultados.....	6.1
6.1. Correção das tensões.....	6.1
6.2. Generalização dos resultados.....	6.3
6.3. Análise dos resultados propriamente dita.....	6.6
7. Conclusões e trabalhos futuros.....	7.1
Bibliografia.....	i
Apêndices	
Apêndice 1 Rotação da matriz de elasticidade.....	iv
Apêndice 2 Determinação das propriedades dos elementos das armaduras de tração a partir das características dos arames.....	viii

**Anexos**

<b>Anexo 1</b>	<b>Exemplo de entrada de dados do programa pré-processador GERFLFX.....</b>	<b>ix</b>
<b>Anexo 2</b>	<b>Dados do "riser" de 11 polegadas utilizado nos testes de confiabilidade.....</b>	<b>xviii</b>

## Simbologia e nomenclatura

a	largura da seção transversal dos arames da armadura de tração
A, A <sub>s</sub>	área da seção transversal dos arames da armadura de tração
b	espessura da seção transversal dos arames da armadura de tração
C	matriz de elasticidade orientada sobre os eixos x e y
$\bar{C}$	matriz de elasticidade orientada sobre os eixos $\bar{x}$ e $\bar{y}$ ; matriz de elasticidade na direção do helicóide
d	distância vertical entre a superfície do mar e o ponto de sustentação do tubo
E <sub>x</sub> , E <sub>y</sub>	módulos de elasticidade do material, nas direções x e y
F	força de aperto ( carga de compressão ) mecânico(a) aplicada por uma lagarta do tracionador linear
FAD	fator de amplificação dinâmica
FC	fator de catenária
G	módulo de rigidez, ou módulo de elasticidade ao cisalhamento
h	espessura do helicóide
HDPE	“ high density polyethylene ”
I <sub>xx</sub>	inércia à flexão do arame
J <sub>t</sub>	constante de torção do arame
L	comprimento das lagartas
LDA	profundidade ( lâmina d'água )
MBR	“ minimum bending radius ”
M <sub>x</sub> , M <sub>y</sub> , M <sub>xy</sub>	momento fletor por unidade de comprimento
n	número de lagartas ; número de arames do helicóide

N	numero de tracionadores lineares ; numero de armas do modelo ; numero de partes iguais em que a circunferência é dividida no modelo ( ver também NDIV )
NDIV	numero de partes iguais em que a circunferência é dividida no modelo ( ver também N )
$N_x, N_y, N_{xy}$	força normal por unidade de comprimento
p	peso linear do tubo , na condição de lançamento ; distância entre arames ; passo linear do helicóide
P	peso suspenso pelos tracionadores durante o lançamento
RCV	“ remote control vehicle ”
ROV	“ remote operation vehicle ”
t	espessura das placas
x	direção geral de orientação tangencial dos eixos locais dos elementos de placa
$\underline{x}$	direção do helicóide das camadas de pressão ( e/ou da camada intertravada ) , e que corresponde ao ângulo de enrolamento da espiral
X, Y, Z	eixo do sistema de coordenadas globais para os elementos utilizados
$e_x, e_y, e_z$	deformações nas direções x , y , z
$\gamma_{xy}, \gamma_\theta$	deformações por cisalhamento nas direções xy e $\theta$
$\mu$	coeficiente de atrito
$v_x, v_y$	coeficientes de Poisson , nas direções x e y
$v_x, v_y$	coeficiente de Poisson do material base , fornecido ao GERFLEX
$\theta$	ângulo do helicóide
$\sigma$	tensão corrigida nas camadas helicoidais de pressão
$\sigma^f$	tensão de flexão
$\sigma^m$	tensão de membrana

## Lista de figuras

	Capítulo 1	
1.2	Figura 1.1	Arranjo Simplificado do Sistema de Produção Antecipada do Campo de Enchova
1.2	Figura 1.2	Tubo flexível
1.3	Figura 1.3	Configurações de "risers" dinâmicos
1.3	Figura 1.4	Exemplos de Sistemas Flutuantes de Produção
1.8	Figura 1.5	Modelo de tubo flexível
1.8	Figura 1.6	Modelo de tubo flexível incluindo restrições de graus de liberdade
1.9	Figura 1.7	Detalhe de modelo de tubo flexível
1.9	Figura 1.8	Vista transversal de modelo de tubo flexível
	Capítulo 3	
3.3	Figura 3.1	Estrutura típica de um tubo flexível
3.4	Figura 3.2	Geometria básica de uma carga intertravada
3.6	Figura 3.3	Perfis típicos de camadas de pressão
3.11	Figura 3.4	Navio de lançamento de linhas flexíveis
3.11	Figura 3.5	Tractionador linear típico
3.13	Figura 3.6	Esquema de instalação de um tubo flexível
	Capítulo 4	
4.5	Figura 4.1	Carga de tração axial <i>versus</i> compressão radial uniforme

- 4.5 Transmissão dos esforços do tracionador para as camadas resistentes
- 4.6 Tubo flexível e navio durante a instalação, com detalhe de tracionador linear
- 4.7 Vista geral de um modelo de elementos finitos para linha flexível
- 4.8 Sólido isoparamétrico de oito nós ( interpolação linear de deslocamentos ) com 3 graus de liberdade por nó ( translação nas direções X, Y, Z )
- 4.9 Viga tridimensional com 6 graus de liberdade por nó ( translação nas direções X, Y, Z, e rotação em torno dos eixos X, Y, Z ) e efeito " pantográfico "
- 4.10 Placa ortotrópica com 6 graus de liberdade por nó ( translação nas direções X, Y, Z, e rotação em torno dos eixos X, Y, Z )
- 4.11 Dados de utilização do " hardware " ( processador Pentium - 90 Mhz ) para " riser " de 9 1/2 polegadas
- 4.12 Dados de utilização do " hardware " ( processador Pentium - 90 MHz ) para " riser " de 11 polegadas
- 4.13 Testes de convergência para " riser " de 9 1/2 polegadas
- 4.14 Testes de convergência para " riser " de 11 polegadas
- 4.15 Tensões na camada de pressão para " riser " de 11 polegadas com resultados do ALGOR e os de programa " in house " comparando os resultados do ALGOR com os de programa " in house " de fabricante
- 4.16 Tensões na camada de pressão para " riser " de 11 polegadas sob carga de lançamento com três sapatas
- 4.17 Tensões na camada de pressão para " riser " de 11 polegadas sob cargas axi-simétricas ( pressão interna e tração )
- 4.18 Tensões na camada de pressão para " riser " de 11 polegadas sob carga de lançamento com quatro sapatas
- 4.19 Tensões na armadura externa de " riser " de 11 polegadas com cargas de tração comparando os resultados do ALGOR com os de programa " in house " de fabricante
- 4.20 Tensões na camada de pressão para " riser " de 11 polegadas sob carga de lançamento com três sapatas
- 4.21 Tensões na camada de pressão para " riser " de 11 polegadas sob carga de lançamento com três sapatas
- 4.22 Tensões na camada de pressão para " riser " de 11 polegadas sob cargas axi-simétricas ( pressão interna e tração )
- 4.23 Tensões na camada de pressão para " riser " de 11 polegadas sob carga de lançamento com quatro sapatas
- 4.24 Tensões na armadura externa de " riser " de 11 polegadas com cargas de tração comparando os resultados do ALGOR com os de programa " in house " de fabricante
- 4.25 Tensões na camada de pressão para " riser " de 11 polegadas sob carga de lançamento com três sapatas
- 4.26 Tensões na camada de pressão para " riser " de 11 polegadas sob cargas axi-simétricas ( pressão interna e tração )
- 4.27 Tensões na camada de pressão para " riser " de 11 polegadas sob cargas axi-simétricas ( pressão interna e tração )



4.30	Figura 4.18	Orientação dos eixos de referência sobre o helicóide
4.34	Figura 4.19	Tensões de membrana
4.34	Figura 4.20	Tensões de flexão
4.39	Figura 4.21	Visão esquemática da relação entre espessuras ( $t < h$ )
4.43	Figura 4.22	Fórmulas para determinação da espessura equivalente da camada intertravada
4.44	Figura 4.23	Fórmulas para determinação da espessura equivalente das camadas de pressão
Capítulo 5		
5.12	Figura 5.1	Tensões de VonMises na camada plástica externa do "flowline" de 2 1/2 polegadas
5.13	Figura 5.2	Tensões máximas na armadura externa de tração do "flowline" de 2 1/2 polegadas
5.14	Figura 5.3	Tensões axiais nos elementos de contato entre as armaduras de tração do "flowline" de 2 1/2 polegadas
5.15	Figura 5.4	Tensões máximas na armadura interna de tração do "flowline" de 2 1/2 polegadas
5.16	Figura 5.5	Tensões de VonMises na carga intertravada do "flowline" de 2 1/2 polegadas ( vista geral )
5.17	Figura 5.6	Tensões de VonMises na carga intertravada do "flowline" de 2 1/2 polegadas ( detalhe )
5.18	Figura 5.7	Cargas aplicadas no " riser " de 4 polegadas ( vista geral )
5.19	Figura 5.8	Cargas aplicadas no " riser " de 4 polegadas ( detalhe )
5.20	Figura 5.9	Condições de contorno na extremidade fixa do " riser " de 4 polegadas
5.21	Figura 5.10	Tensões de VonMises na camada plástica externa do " riser " de 4 polegadas
5.22	Figura 5.11	Tensões máximas na armadura externa de tração do " riser " de 4 polegadas

- 5.23 Tensões máximas na armadura interna de tração do “ riser ” de 4 polegadas
- 5.24 Tensões de VonMises na camada de pressão do “ riser ” de 4 polegadas ( vista geral )
- 5.25 Tensões de VonMises na camada de pressão do “ riser ” de 4 polegadas ( detalhe )
- 5.26 Tensões de VonMises na carga intertravada do “ riser ” de 4 polegadas ( vista geral )
- 5.27 Tensões de VonMises na carga intertravada do “ riser ” de 4 polegadas ( detalhe )

## Lista de tabelas

	Capítulo 1	
1.4	Tabela 1.1	Informações gerais sobre tubos flexíveis
1.5	Tabela 1.2	Tipo de construção de tubos flexíveis
1.6	Tabela 1.3	Características de materiais de tubos flexíveis
	Capítulo 4	
4.42	Tabela 4.1	Análise da variação da rigidez em função da variação do atrito (devida à variação dos coeficientes de rigidez da viga de contato), para "riser" de 9 1/2 polegadas
	Capítulo 5	
5.3	Tabela 5.1	Dados das camadas do "flowline" de 2 1/2 polegadas
5.4	Tabela 5.2	Características do "flowline" de 2 1/2 polegadas
5.5	Tabela 5.3	Dados das camadas do "riser" de 4 polegadas
5.6	Tabela 5.4	Características do "riser" de 4 polegadas
5.7	Tabela 5.5	Características dos modelos
5.8	Tabela 5.6	Cargas máximas teóricas dos tubos considerados
5.9	Tabela 5.7	Condições de carregamento para o "flowline" de 2 1/2 polegadas
5.9	Tabela 5.8	Condições de carregamento para o "riser" de 4 polegadas
5.10	Tabela 5.9	Tensões máximas (em N / mm <sup>2</sup> ) nas camadas do "flowline" de 2 1/2 polegadas, sem correção

5.11	Tabela 5.10	Tensões máximas ( em $N / mm^2$ ) nas camadas do " riser " de 4 polegadas , sem correção
	Capítulo 6	
6.2	Tabela 6.1	Tensões máximas corrigidas para as camadas modeladas por casca ortotrópica para o " flowline " de 2 ½ polegadas e para o " riser " de 4 polegadas
6.4	Tabela 6.2	Determinação dos coeficientes de generalização de tensões para o " flowline " de 2 ½ polegadas
6.5	Tabela 6.3	Determinação dos coeficientes de generalização de tensões para o " riser " de 4 polegadas
6.7	Tabela 6.4	Tensões máximas e coeficientes de segurança para o " flowline " de 2 ½ polegadas
6.7	Tabela 6.5	Tensões máximas e coeficientes de segurança para o " riser " de 4 polegadas
	Anexo 2	
xix	Tabela A2.1	Dados das camadas do " riser " de 11 polegadas
xx	Tabela A2.2	Características do " riser " de 11 polegadas

## 1. Introdução

Os tubos flexíveis foram usados para produção de petróleo " offshore " pela primeira vez no final dos anos 70. Após a descoberta de petróleo na Bacia de Campos, na costa do Rio de Janeiro, e com a elevação dos seus preços internacionais desde 1973, um grupo de engenheiros da PETROBRAS desenvolveu uma concepção que viria a ser um grande sucesso nos anos seguintes e seria também a base de importantes tendências dos sistemas de produção de petróleo no mar até os dias de hoje.

Esta concepção, chamada Sistema de Produção Antecipada (SPA), consiste na adaptação de uma plataforma ( usualmente de perfuração ) para receber a produção de poços de uma determinada área, antes do prazo normal de instalação de uma jaqueta de aço, que tradicionalmente abriga os equipamentos de processo ( separação do óleo, gás e água ) e exportação ( bombeamento para terra ou para outra unidade ) do óleo e do gás produzidos e processados. Tal antecipação permitia a geração de fluxo de caixa para o desenvolvimento completo do campo, bem como a aquisição de informações importantes sobre o campo e o óleo a ser produzido, tudo isto a custos baixos pois combinava equipamentos disponíveis e uma planta de processo simplificada.

Um dos primeiros SPA a usar esta concepção foi o do Campo de Enchova, na Bacia de Campos, em 1979, em uma profundidade ( lâmina d'água ) de cerca de 100 metros. Na figura 1.1 podemos observar um arranjo simplificado do Sistema de Produção Antecipada do Campo de Enchova.

No caso de poços submarinos, a produção é usualmente controlada por operação remota de equipamentos submersos situados na cabeça do poço ( um conjunto de válvulas chamado árvore-de-natal, que por ser submarina é também chamada de árvore-de-natal molhada ou " wet-christmas-tree " ). Para escoamento desta produção, decidiu-se pela utilização de tubos flexíveis, devido à facilidade de instalação, às possibilidades de remanejamento para a futura plataforma fixa de produção ( que produziria o campo de modo definitivo ), e porque os tubos flexíveis poderiam absorver os movimentos de plataformas flutuantes às quais eles estariam conectados.

A concepção estrutural dos tubos flexíveis será detalhada ao longo deste trabalho mas, basicamente, podemos adiantar que sua estrutura se compõe de uma superposição de camadas plásticas que fornecem estanquidade interna e externa, e de camadas metálicas espiraladas de caráter estrutural, conforme pode ser observado na figura 1.2.

O uso de linhas flexíveis foi se ampliando com a utilização de linhas estáticas assentadas no fundo do mar para escoamento de óleo ou injeção de água, linhas estas chamadas de " flowlines ", conectando-se a linhas dinâmicas ligando o fundo do mar aos mais diversos tipos de sistemas flutuantes, conhecidas por " risers " dinâmicos. Para efeito ilustrativo, podemos observar algumas das diversas configurações de " risers " dinâmicos ( figura 1.3 ) e de Sistemas Flutuantes de Produção ( figura 1.4 ).

Figura 1.2 - Tubo flexível

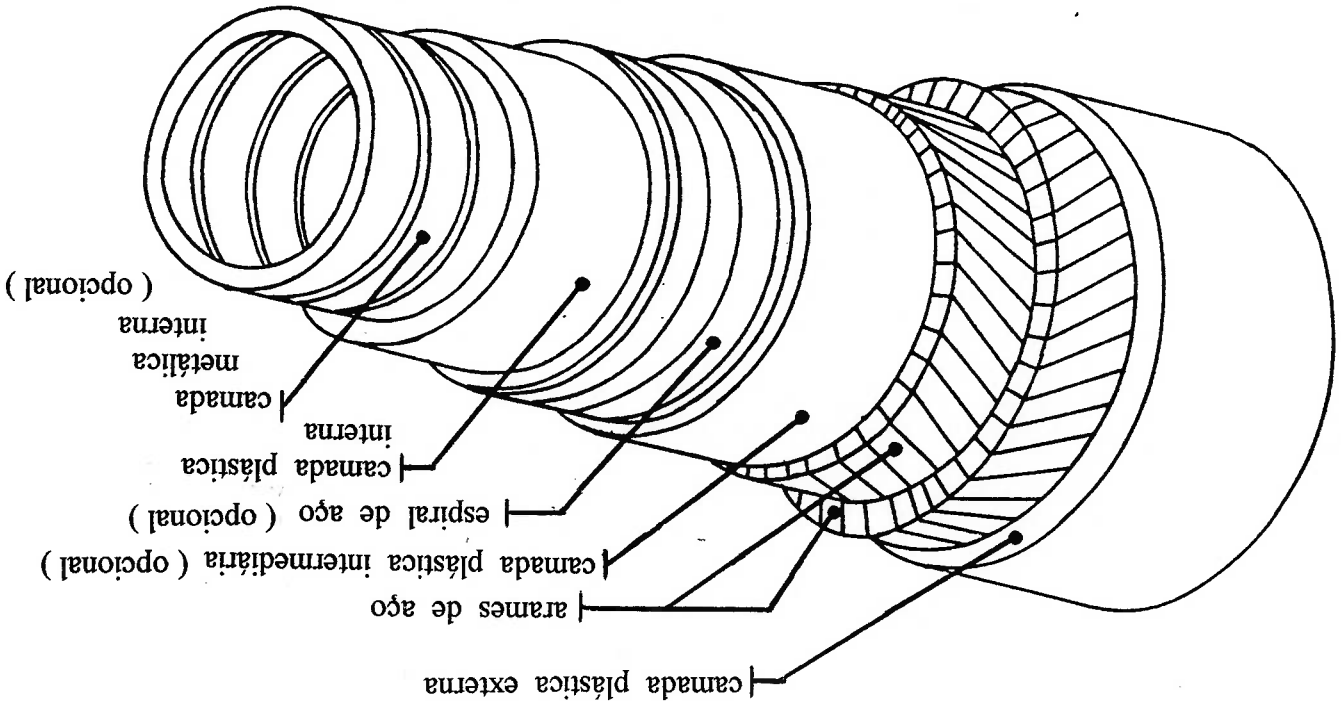


Figura 1.1 - Arranjo simplificado do Sistema de Produção Antecipada do Campo de Enchova

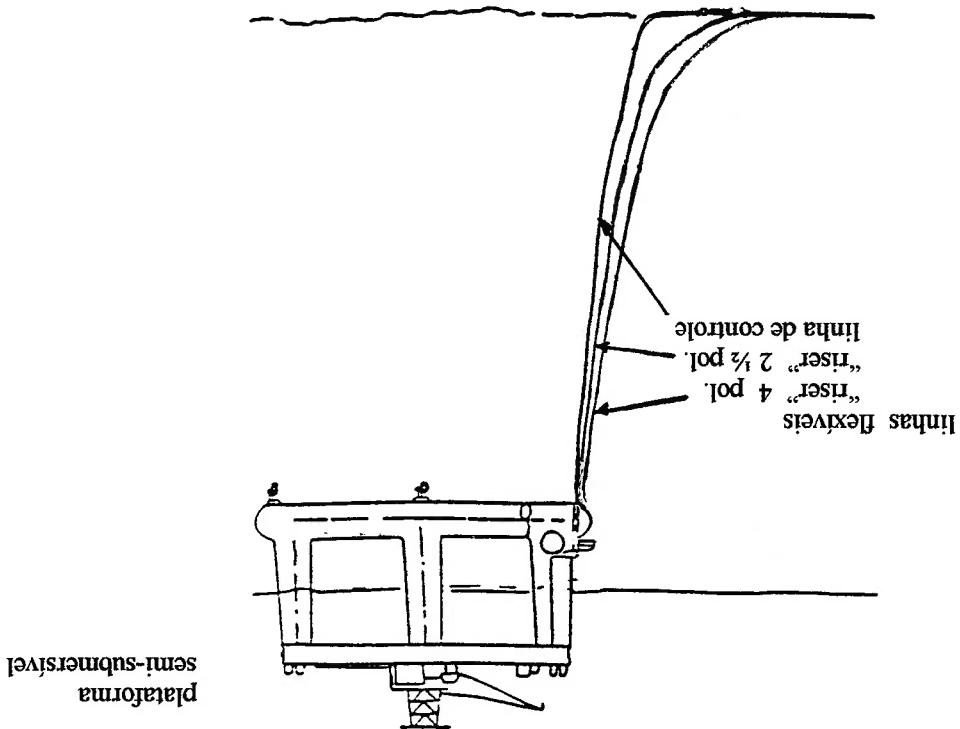


Figura 1.4 - Exemplos de Sistemas Flutuantes de Produção

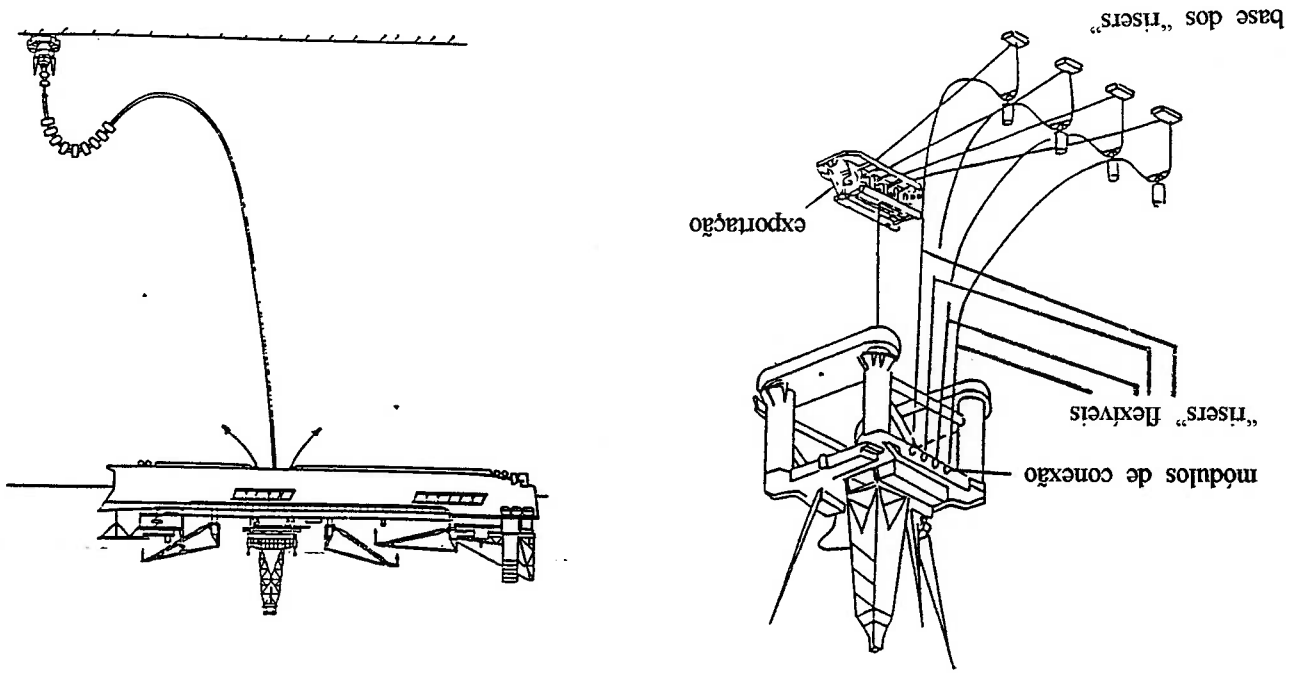
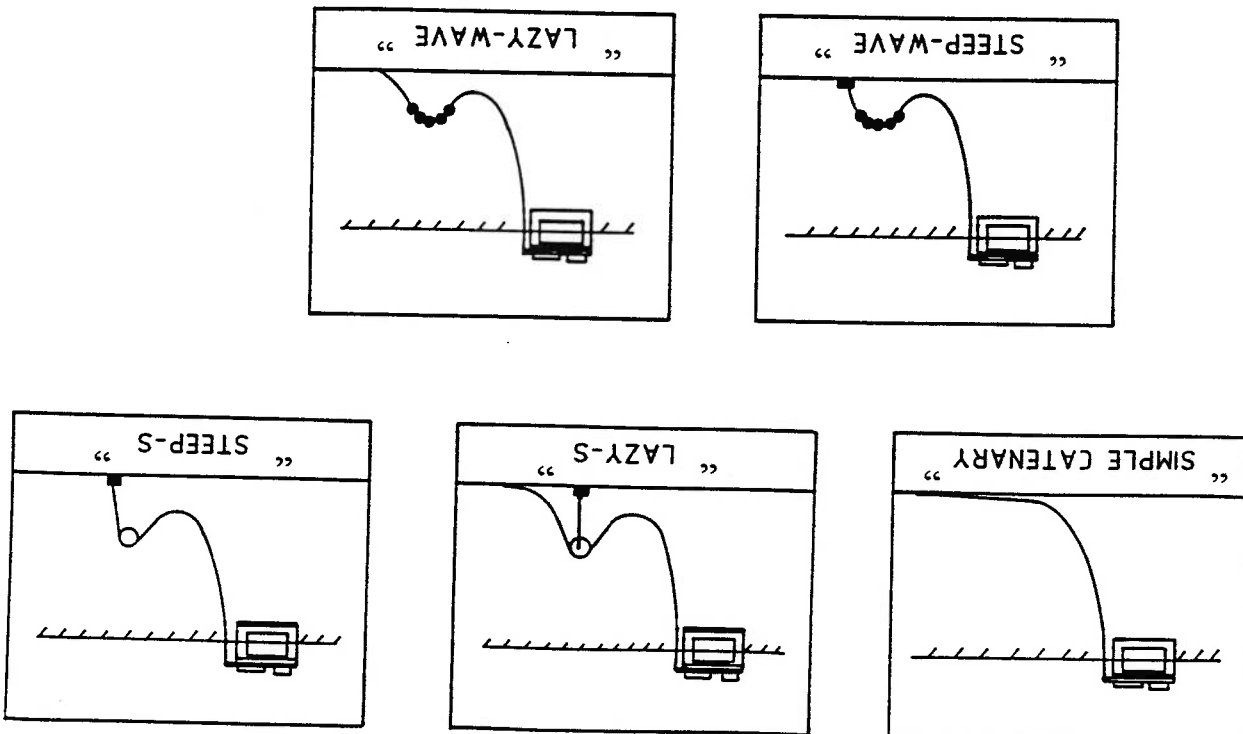


Figura 1.3 - Configurações de "risers" dinâmicos



Atualmente, as linhas flexíveis são produzidas principalmente pela Corlixip ( França ) e sua subsidiária Flexibras ( Brasil ), pela Wellstream ( Estados Unidos ) e pela Furukawa ( Japão ), com faixas de aplicação que podem ser observadas nas tabelas 1.1 a 1.3 a seguir, resumidas de Patel et al /1/.

Dímetro nominal (polegadas)	Pressão máxima (bar)	Peso vazio (Kg/m)	Dímetro externo (mm)
2	345 - 690	31 - 45	108
4	345 - 690	77 - 135	178
6	345 - 517	109 - 225	229
8	207 - 345	149 - 225	353
10	310	208	388
12	172	158	505
16	52		

Obs.: os valores apresentados são típicos, não excluindo a possibilidade de haver tubos fora das faixas apresentadas. Além disso, deve ser observado que diferenças significativas de valores podem ocorrer devidas às diferentes aplicações do tubo ( p. ex., profundidade de utilização, uso dinâmico ou estático, tubos ligados a um reservatório ou para bombeamento de óleo já tratado, etc. ), que podem levar a significativas diferenças de dimensões de cada camada ou mesmo a diferentes combinações de camadas.

Tabela 1.1 - Informações gerais sobre tubos flexíveis



Tabela 1.2 - Tipo de construção de tubos flexíveis

Material	Camada
nylon (rilsan) ou polietileno extrudado	plástica interna
aco inoxidável, interrompida a partir de fita	metálica interna
nylon (rilsan) extrudado	plástica intermediária
arame de seção retangular ou circular, enrolado em espiral com ângulos de 30 a 60 graus com o eixo	armaduras
nylon (rilsan) ou polietileno extrudado	plástica externa

Tabela 1.3 - Características de materiais de tubos flexíveis

## Aços baixo carbono

Especificação	Grau	Acabamento	Tensão de ruptura (MPa)
AFNOR	FM15	treliado a frio	784
AFNOR	FM35	treliado a frio	850
AFNOR	FM72	treliado a frio	1500

## Aços inoxidáveis

Aço	Tensão de escoamento (MPa)	Tensão de ruptura (MPa)	Deformação na ruptura	Propriedades
AISI 409 / 430	241 / 345	448 / 517	0.25	ferrítico
AISI 316 / 316L	290 / 290	579 / 558	0.50	resistente a ácidos
AISI 304 / 304L	290 / 269	579 / 558	0.55	austenítico

## Polímeros (20 °C)

Polímero	Densidade (g / cm <sup>3</sup> )	Resistência (MPa)	Deformação	Módulo de Elasticidade (MPa)
Polietileno de alta densidade HDPE	0.95	16	0.14	585
Poliamida PA11 (Rilsan Besno P40 TL)	1.06	28	0.6	380

Enquanto a preparação "manual" de um modelo pode consumir até alguns dias, com grandes possibilidades de erro, o programa pré-processador gera os dados em poucos segundos, a partir da definição das propriedades geométricas, dos materiais e das cargas, num modelo cujo refinamento é determinado pelo usuário.

As figuras de 1.5 a 1.10 mostram concepções artísticas de alguns modelos de elementos finitos utilizados neste trabalho, tendo sido desenvolvido para tanto um programa específico de pré-processamento de dados, que agilizou bastante a difícil tarefa de preparação dos diversos modelos de análise, para as várias estruturas estudadas no âmbito desta dissertação.

Tomando por base o Método dos Elementos Finitos, esta Dissertação de Mestrado propõe uma ferramenta para análise de tensões nas camadas de um tubo flexível, apresentando o problema da instalação, dados básicos sobre o produto, testando o procedimento proposto e comparando os resultados obtidos com resultados disponíveis na literatura, sejam numéricos ou analíticos.

Muitas vezes os fabricantes informam que a limitação de profundidade de utilização de um determinado tubo se deve a limitações de instalação. Neste contexto, sabemos que, por determinação do fabricante, para alguns tubos são incluídas camadas adicionais ou que outras camadas são reforçadas para suportar as cargas surgidas durante a instalação. Se levarmos em conta que, por mais que seja remanejado, recolhido, re-instalado, um tubo passa a maior parte de sua vida útil em operação e, portanto, muitas vezes uma parte significativa da sua estrutura fica sub-utilizada, verificamos que a determinação dos esforços aos quais as camadas de um tubo flexível estão realmente submetidas durante a operação de instalação é de grande importância para uma correta avaliação da viabilidade técnico-econômica do produto.

Os procedimentos de instalação pertencem a uma área de conhecimento onde a tecnologia dos tubos flexíveis é menos difundida, sendo esta baseada, principalmente, na experiência dos fornecedores, pois depende muito do meio utilizado (tipo de navio, equipamentos de movimentação e de tracionamento, etc.). Além disso, a natureza dos carregamentos mecânicos que são aplicados ao tubo quando ele é instalado torna inviável a determinação analítica precisa das tensões que ocorrem nas suas diversas camadas durante esta operação.

Com a utilização cada vez mais intensa de linhas flexíveis, associada a seu altíssimo custo (que pode chegar a US \$ 1,000.00 por metro), foram iniciadas tentativas de melhor conhecer o comportamento mecânico dos tubos flexíveis. Além disso, a tendência de produzir petróleo em águas cada vez mais profundas começou a levar o produto a seus limites tecnológicos e de viabilidade econômica. No caso da PETROBRAS, isto se faz ainda mais importante devido ao seu pioneirismo e liderança na área de produção em águas ultra-profundas (acima de 1.000 m de profundidade).

Figura 1.6 - Modelo de tubo flexível incluindo restrições de graus de liberdade

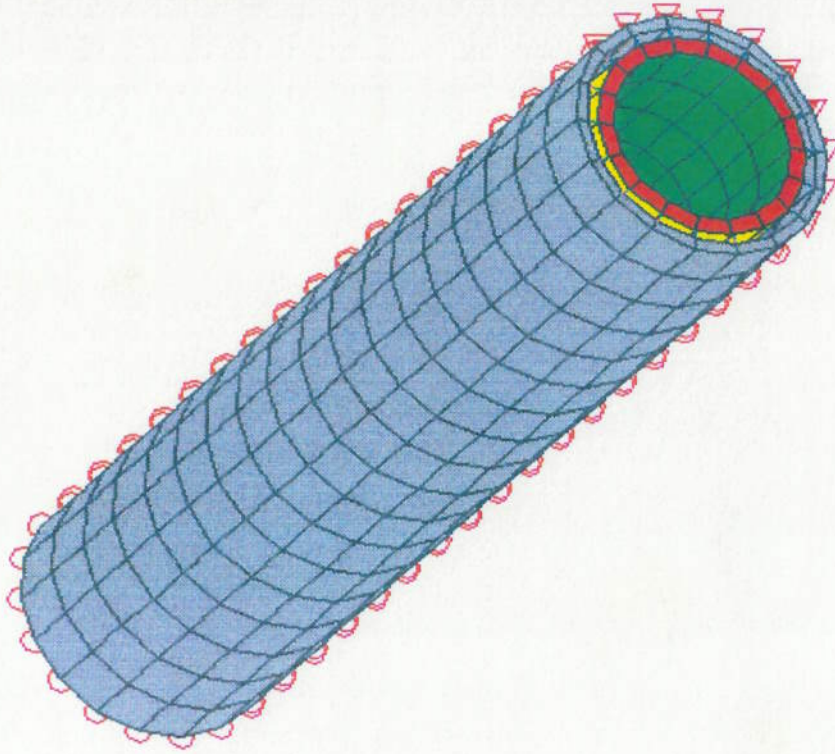


Figura 1.5 - Modelo de tubo flexível

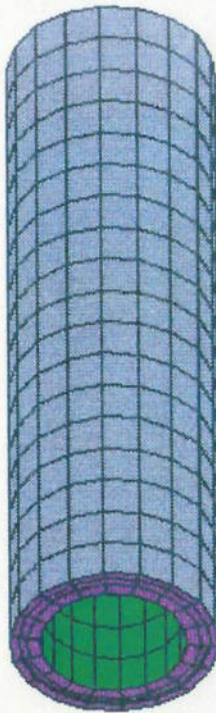


Figura 1.8 - Vista transversal de um modelo de tubo flexível

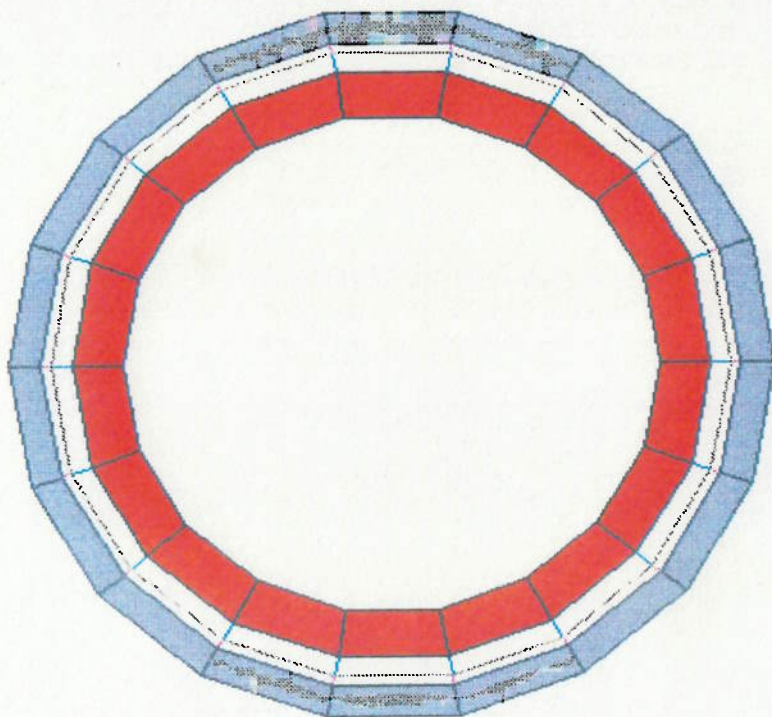
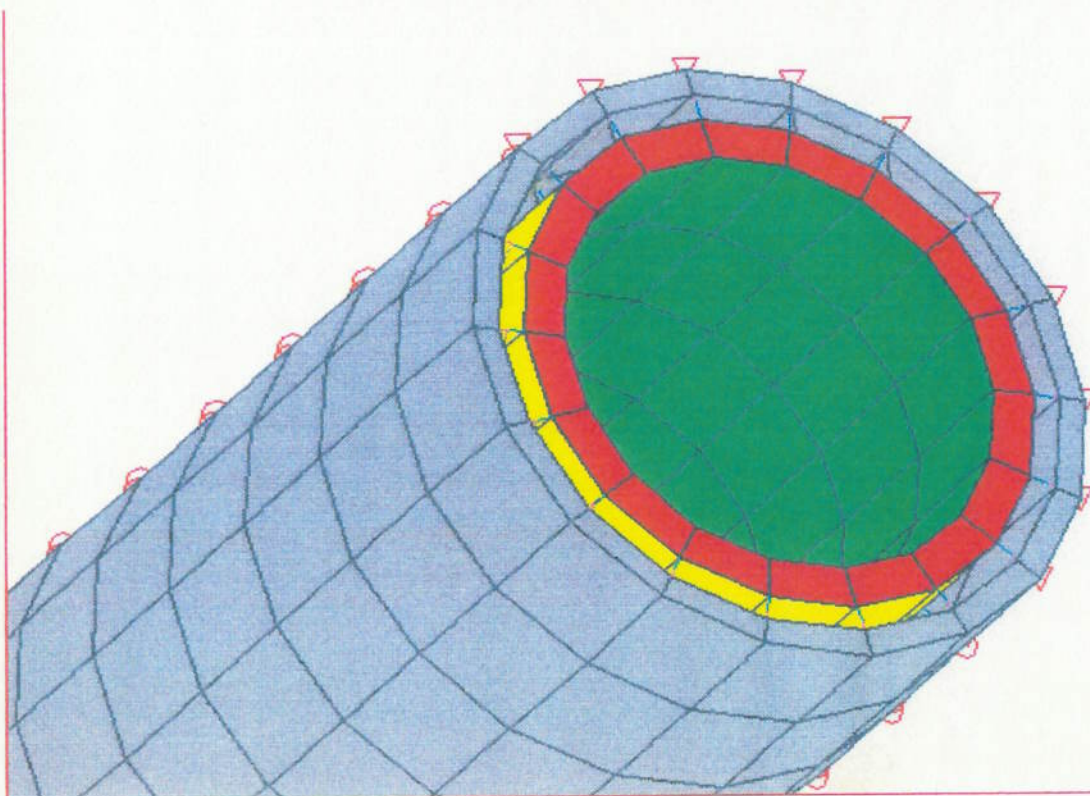


Figura 1.7 - Detalhe de um modelo de tubo flexível



Neste capítulo apresentaremos algumas definições de termos técnicos específicos da indústria do petróleo ou do jargão técnico da área de tubos flexíveis, a fim de facilitar o entendimento do texto desta Dissertação por pesquisadores que não atuam diretamente nesta área. Não temos, no entanto, a pretensão de esgotar o vocabulário técnico aqui apresentado. Para definições mais detalhadas, ver Sabbagh /2/.

### Ângulo de assentamento ( ou de enrolamento )

Ângulo, em relação ao eixo longitudinal do tubo flexível, segundo o qual os arames de uma camada espiralada são assentados ( ou enrolados ) durante a fabricação do tubo.

### Armadura de tração

Armadura composta por um número par ( normalmente dois ) de camadas de arames enrolados helicoidalmente, em sentidos opostos e grandes ângulos de assentamento. Estas armaduras ( doravante chamadas armaduras interna de tração e armadura externa de tração ) servem para resistir às cargas axiais e à pressão interna ( ver item 3.1 ).

### Árvore-de-natal ( ou " christmas-tree " )

Conjunto de válvulas, normalmente instalado na cabeça de um poço de petróleo, pelo qual se controlam os fluxos de entrada e saída de fluidos do poço. Pode possuir, ainda, equipamentos para monitoramento de pressão, temperatura, etc. Quando instalada na cabeça de um poço submarino, no fundo do mar, é também chamada árvore-de-natal molhada ( " wet-christmas-tree " ).

### Camada plástica externa

Camada normalmente extrudada sobre a armadura de tração externa, que ajuda a manter os arames das armaduras na posição correta, protege contra danos e abrasão e, principalmente, contra a corrosão ( ver item 3.1 ).

### Camada plástica interna

Camada plástica usualmente extrudada sobre a carga intravada ( ver neste glossário ), e que serve para manter a estanqueidade do tubo ( ver item 3.1 ).

## Camada de pressão

Camada opcional de reforço à pressão, constituída de um ( ou dois ) arames(s) de aço enrolado(s) em espiral de pequeno passo . Sua principal função é auxiliar na resistência aos efeitos radiais da pressão interna e das pressões hidrostática e mecânica externas ( ver item 3.1 ) .

## Cargaça intertravada

Camada opcional de resistência à pressão externa , constituída através do intertravamento de uma ( ou duas ) fita(s) de aço , sendo a camada mais interna do tubo , podendo ser denominada também de camada intertravada ( ver item 3.1 ) .

## “ Caterpillar ”

Termo utilizado como sinônimo de tracionador linear ( ver neste glossário ) , sendo também o nome do fabricante que usualmente fornece tais equipamentos .

## “ End-fitting ”

Peça de terminação de um tubo flexível , na qual cada camada é fixada individualmente a fim de garantir a integridade estrutural e funcional do tubo e possibilitar sua conexão ( via flange , por exemplo ) a outros equipamentos ou trechos de tubos .

## “ Flowline ”

Linha flexível para uso estático , usualmente depositada no fundo do mar , podendo se estender por vários quilômetros . Une equipamentos submarinos a tubos flexíveis de uso dinâmico ( por exemplo , o “ riser ” de uma plataforma de produção ) ou entre si ( por exemplo , uma árvore-de-natal e um “ manifold ” de produção ) .

## Lagartas

Parte do tracionador linear que consiste em um conjunto de sapatas linearmente dispostas , que apertam o tubo flexível e o mantêm na posição desejada . Seu deslocamento possibilita o lançamento do tubo flexível . Um tracionador linear pode ter duas , três ou quatro lagartas dispostas simetricamente em relação à circunferência ( ângulos de 180 , 120 e 90 graus , respectivamente ) .

Equipamento instalado a bordo de navios de lançamento de dutos flexíveis que, por meio de uma força radial de compressão mecânica, sustenta as cargas axiais a que um tubo flexível está submetido durante a sua instalação. A carga radial é aplicada por lagartas, compostas de sapatas que podem se deslocar na direção axial do tubo, dando a ele um movimento linear, recolhendo ou lançando o tubo. Normalmente operam em conjunto de dois ou mais tracionadores, linearmente dispostos no convés do navio de lançamento ( ver também "Caterpillar" ).

### Tracionador linear

Elementos que, colocados sequencialmente, compõem as lagartas dos tracionadores lineares. As sapatas se deslocam e são os elementos de contato propriamente dito entre o tubo e os tracionadores, transmitindo a carga radial de aperto sobre o tubo e recebendo, via contato com a camada externa do tubo, a tração axial a que o tubo está submetido.

### Sapatas

Linha flexível para condução de fluidos entre o fundo do mar e a superfície, usualmente ligando a extremidade de um "flowline" a equipamentos de superfície ( por exemplo, uma plataforma de produção ou uma bôia de escoamento ). Os "risers" podem ser estáticos, quando o equipamento de superfície é fixo também ( por exemplo, uma jaqueta ), ou dinâmicos, quando o equipamento de superfície é flutuante ( por exemplo, uma plataforma tipo semi-submersível ). Deve-se observar que a classificação dos "risers" em estáticos ou dinâmicos, no jargão operacional, não é rigorosa, pois não leva em consideração a natureza dinâmica dos carregamentos e das respostas da estrutura, e sim se o "riser" possui ou não movimentos cíclicos.

### "Riser"

Equipamento composto de uma série de vértebras interligadas que fisicamente limitam a curvatura de um tubo flexível em um determinado valor. É colocado externamente ao tubo, não alterando sua resistência, e é usualmente instalado junto à árvore-de-natal para evitar curvatura excessiva durante as operações de instalação.

### Restritor de curvatura ( ou "bending restrictor" )

É o raio calculado para uma deformação máxima da camada plástica mais externa ( de, por exemplo, 7,5% ), para a condição do tubo estocado ( isto é, enrolado em tambores ). Os raios mínimos de curvatura para as condições de operação estática e dinâmica derivam deste MBR, sendo acrescido um fator de segurança.

### Raio mínimo de curvatura ( ou "minimum bending radius" - MBR )



## Tubo flexível

Produto composto de diversas camadas concêntricas de aço e termoplásticos . As estanquidades interna e externa são fornecidas pelas camadas plásticas e a resistência estrutural é dada pelas camadas metálicas que , no entanto , não prejudicam excessivamente a flexibilidade intrínseca das camadas plásticas , devido à sua construção em espiral . Usada basicamente devido à sua possibilidade de absorver movimentos , pela facilidade de reutilização e pelas suas características referentes à instalação .

### 3. Descrição do problema

A premissa básica que caracteriza um tubo flexível é, obviamente, sua flexibilidade. Isto significa que, assim como um tubo de aço, ele deve ser capaz de atender a requisitos básicos (por exemplo, suportar pressão interna, tração axial, pressão externa, etc.), porém com o compromisso adicional, em relação a tubos convencionais de aço, de ter baixa rigidez à flexão. O tipo de estrutura que iremos abordar se caracteriza por uma construção em camadas, formando uma espécie de composto que visa atender a tais requisitos de projeto. Como cada camada é projetada com função(ões) específica(s), requer dimensões, geometrias e materiais próprios.

Iremos apresentar aqui uma descrição dos diversos elementos componentes de um tubo flexível e, posteriormente, uma descrição do problema do lançamento, procurando associar o comportamento das diversas camadas do tubo com os esforços provenientes dos equipamentos e dos procedimentos de instalação.

É necessário ainda enfatizar o motivo pelo qual iremos considerar a instalação como objeto deste estudo, uma vez que a fase de instalação (operação na qual os tubos são depositados no fundo do mar, e que é também chamada de lançamento) pode ser, em muitos casos, o fator determinante no dimensionamento de algumas das camadas do tubo. No caso específico de águas muito profundas (mas não exclusivamente nesses casos), a carga intertravada e as camadas auxiliares de pressão sofrem uma grande pressão de contato devida à tendência de fechamento diâmetro das armaduras de tração quando são submetidas à tração, decorrente do próprio tracionamento do tubo, para cujo equilíbrio é necessário que os equipamentos de lançamento exerçam uma carga mecânica radial, que se soma, no caso da carga e da camada de pressão, àquela pressão de contato.

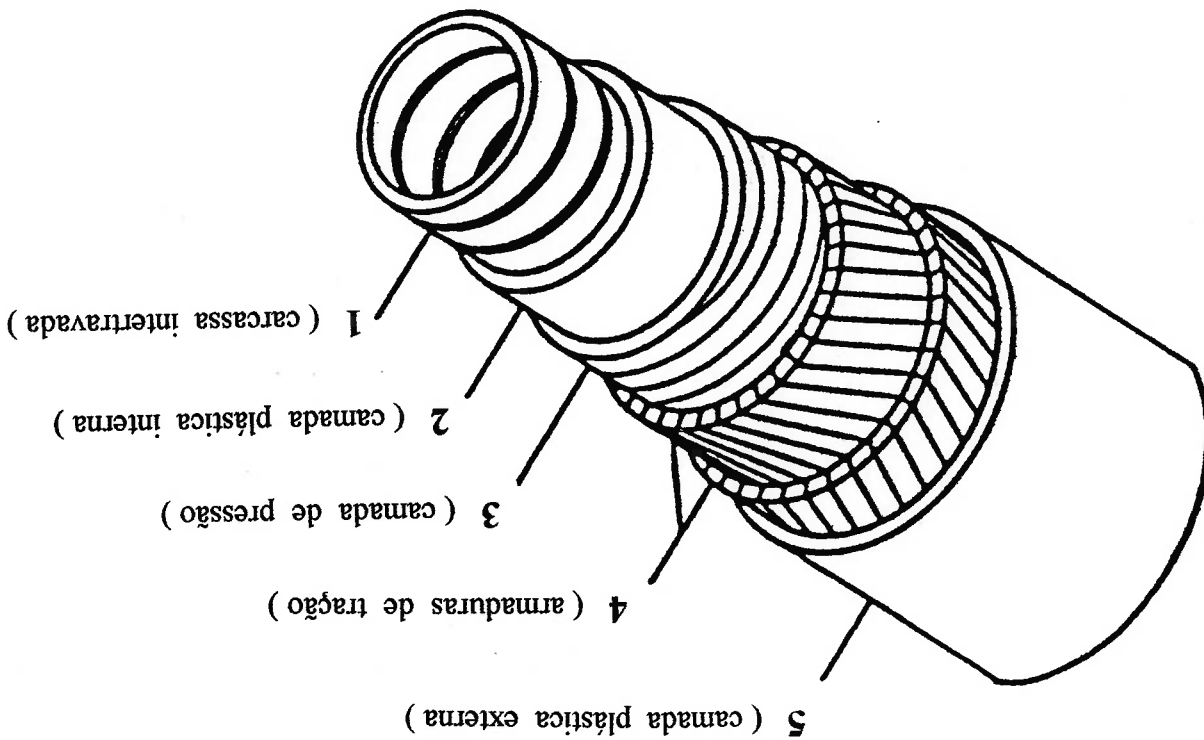
Tal combinação de carregamentos é dimensionante para as camadas citadas e, em casos de tubos já existentes, pode representar limitação às condições de uso de uma linha flexível, restringindo a profundidade máxima onde ela pode ser instalada. Por outro lado, tal carregamento pode ainda levar a exigência de grandes espessuras para as camadas, que podem ficar acima da capacidade das máquinas de dobramento da fita de aço utilizada na fabricação da carga intertravada, constituindo limitações de ordem fabril. Para grandes espessuras, o processo de fabricação atualmente disponível pode levar ainda à introdução de trincas na fita de aço durante o dobramento. E, portanto, muito importante que se tente reduzir as espessuras das camadas de pressão, não só por óbvias questões de custos, mas para superar limitações da atual tecnologia no uso de tubos flexíveis em maiores profundidades, já que esta tecnologia já é muito bem sucedida em menores lâminas d'água.

Para melhor compreensão do problema da instalação de um tubo flexível, é necessário conhecer a operação de instalação. Para tal, será feita uma descrição desta

operação, que equipamentos são usados, etc. . No entanto, isto será feito de modo sumário, apenas para que se possa entender o problema, sem a proposição de alterar os métodos hoje utilizados na indústria do petróleo, nem de desenvolver equipamentos novos. Deve-se ressaltar ainda que, devido à diversidade de métodos e equipamentos, as particularidades dos fabricantes e aos seus segredos industriais, a descrição será genérica.

A estrutura dos tubos flexíveis varia de fabricante para fabricante, de acordo com suas concepções particulares, nível tecnológico, etc. Além disso, e pelo fato de serem construídos de maneira a atender os requisitos específicos do comprador (isto é, são feitos sob medida, ou "taylor-made"), é muito difícil generalizar sua construção. No entanto, podemos dizer que um tubo flexível típico, para uso na indústria de

Figura 3.1 - Estrutura típica de um tubo flexível



Pode-se dizer que os tubos flexíveis caracterizam-se basicamente por sua construção em camadas (de diferentes materiais, geométricas e dimensões, de acordo com as solicitações de projeto), camadas estas superpostas, como um "sanduíche composto", a fim de atingir determinados requisitos (como a resistência às pressões interna e externa, à tração axial, etc.). A figura 3.1 mostra um exemplo de tubo flexível.

### 3.1. Descrição de um tubo flexível

petróleo, é composto pelas camadas descritas a seguir ( da mais interna para a mais externa ).

( 1 ) Carcaça intertravada

Camada opcional, é construída de aço, através do entrelaçamento de uma ( ou duas ) fita(s) de aço que possibilita(m) alta flexibilidade. Tal flexibilidade é devida à sua forma construtiva, na qual as fitas são intertravadas com pequeno passo ( grande ângulo de enrolamento ) e com folgas no entrelaçamento. Esta geometria confere, ainda, grande resistência à pressão externa. Esta é usualmente a camada mais interna do tubo, dando suporte a uma camada plástica estanque que lhe é superposta para evitar o colapso desta última, quando, devido a alguma queda da pressão interna do tubo, o gás difundido através da camada plástica, e alojado nos interstícios das camadas, provoca um diferencial de pressão. Esta camada intertravada - doravante chamada carcaça intertravada - também fornece resistência à abração causada por partículas existentes nos fluidos conduzidos ou pela passagem de ferramentas por dentro do tubo ( por exemplo, equipamentos de limpeza ou robôs de inspeção ). Por ser construída sobre um mandril, a carcaça intertravada garante precisão em relação ao diâmetro interno e à ovalização do tubo. O material utilizado na sua fabricação deve possuir boas características de resistência à corrosão por hidrocarbonetos e pela água, variando de acordo com a composição química do fluido conduzido, podendo ser aço galvanizado, aços AISI 304 / 304L / 316 / 316L, Duplex, etc. Sua geometria varia em função do fabricante, mas seu formato básico pode ser observado na figura 3.2.

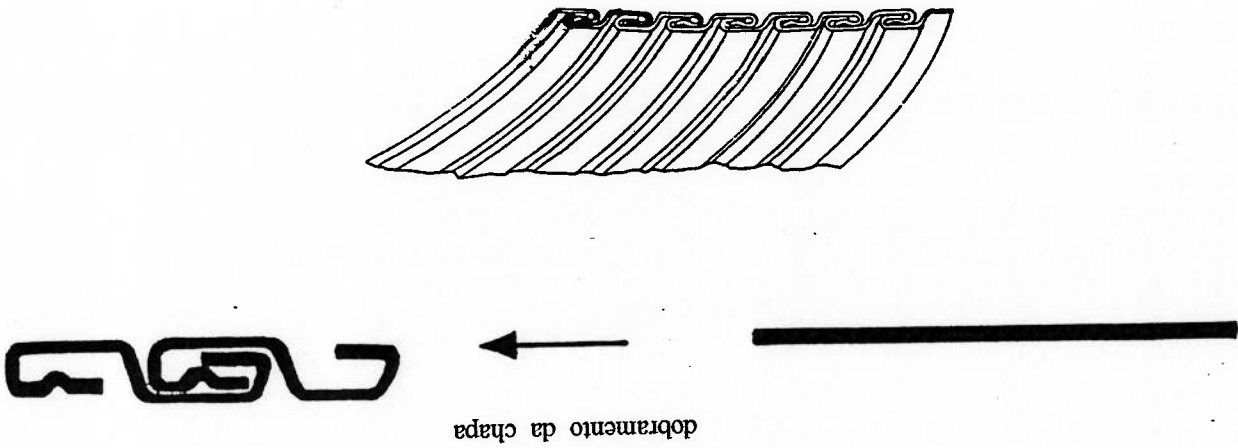


Figura 3.2 - Geometria básica de uma carcaça intertravada

\*\* Os carregamentos radiais mecânicos aqui referidos serão detalhados mais adiante .

\* Algumas características gerais das camadas plásticas podem ser enumeradas aqui . Dependendo da sua localização , seu material deve ter boas características no que se refere à resistência ao ataque químico por ácidos , água salgada ( do mar ou produzida com o óleo ) e hidrocarbonetos , boas características em relação ao envelhecimento , alta resistência ao desgaste , abrasão e corrosão , ao “ stress cracking ” e ao impacto , devendo possuir ainda grande alongação no ponto de ruptura , além de boas características de flexibilidade e fluência . Sua espessura deve ser tal que seja capaz de transmitir os esforços entre as camadas metálicas adjacentes e/ou os ambientes interno e externo , servindo como uma ponte que ajuda a distribuir os esforços e auxilia o tubo a se comportar como uma estrutura integrada .

Optional ( dependendo do grau de solicitação do tubo ) , é uma camada de reforço à pressão , constituída de um ( ou dois ) arame(s) de aço enrolado(s) em espiral de pequeno passo . Sua principal função é auxiliar na resistência aos efeitos radiais da pressão interna e das pressões hidrostática e mecânica externas\*\* . Esta camada , dependendo do fabricante , pode ter diversas geometrias , conforme os exemplos apresentados na figura 3.3 , e é usualmente fabricada por trellagem de aço de baixo ou médio teor de carbono .

### ( 3 ) Camada de pressão

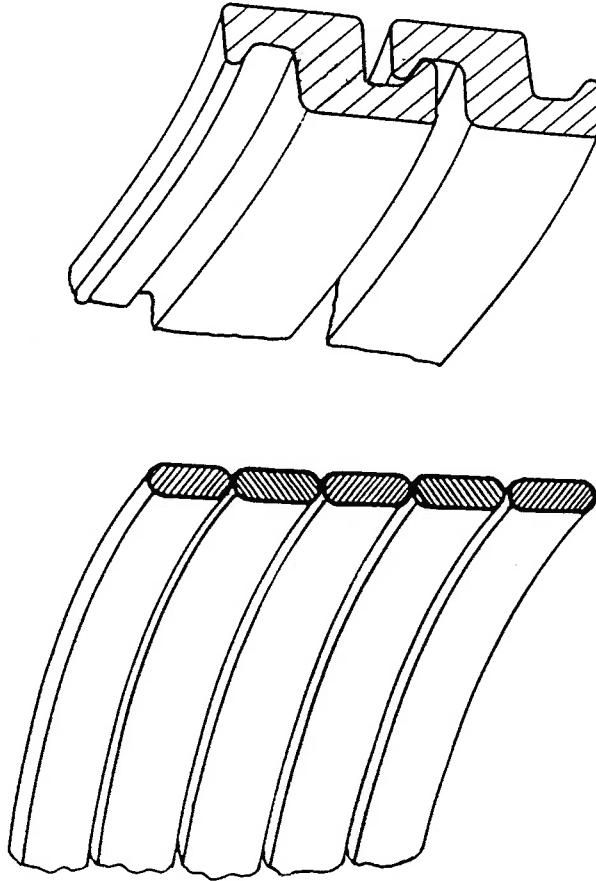
Uma camada plástica usualmente extrudada sobre a carga interrompida , que serve para manter a estanqueidade do tubo e deve resistir à abrasão , corrosão e ataque químico dos líquidos conduzidos . Deve ainda ser capaz de transmitir os esforços - usualmente pressões de contato - entre as camadas metálicas adjacentes e o ambiente interno . Esta camada normalmente é produzida com uma poliamida ( usualmente a poliamida 11 conhecida como “ nylon ” 11 ) que , além de outras características , deve ser extrudável , flexível e estabilizada no que se refere ao calor . Para utilizações em tubos cujas solicitações são menos severas , pode ser feita ainda de polietileno de alta densidade ( “ high density polyethylene ” , também conhecido como HDPE ) \* .

### ( 2 ) Camada plástica interna

Uma armadura composta por um número par ( normalmente dois ) de camadas de arames . Estes arames , que são mais usualmente de seção retangular , são enrolados helicoidalmente , em sentidos opostos . Estas armaduras ( doravante chamadas armadura interna de tração e armadura externa de tração ) servem para resistir às cargas axiais e à pressão interna , e também dão ao tubo rigidez à torção . O ângulo de assentamento determina o balanço entre rigidez axial e radial do tubo . Para tubos com níveis de solicitação relativamente pouco severas , este ângulo de assentamento está em torno de 55 graus , que seria o ângulo da resultante das forças axiais e radiais a que um tubo está submetido quando pressurizado . Este ângulo , que é chamado ângulo neutro ou de equilíbrio , no casos de tubos de alta pressão pode variar entre 15 e 35 graus . O ângulo de assentamento pode ainda sofrer variações devidas à natureza estática ou dinâmica do serviço , à presença de camadas de reforço à pressão , etc. Por ter um ângulo de assentamento relativamente alto , este tipo de construção não compromete a alta flexibilidade que caracteriza o tubo , pois os arames podem se deslocar quando o tubo é flexionado . As armaduras são usualmente fabricadas com aço , seja de baixo , médio ou alto teor de carbono , treliçados a frio ( por exemplo , SAE 1070 e 1080 ) .

#### ( 4 ) Armaduras de tração

Figura 3.3 - Perfis típicos de camadas de pressão



( 5 ) Camada plástica externa

Camada normalmente extrudada sobre a armadura de tração externa, que ajuda a manter os arames das armaduras na posição correta, protege contra danos e abrasão e, principalmente, contra a corrosão. Esta camada é usualmente feita de poliamida 11, poliamida 12 ou polietileno de alta densidade.

( 6 ) Camadas opcionais

A configuração básica previamente descrita pode definir um tubo flexível, mas muitas outras configurações podem ser utilizadas, de acordo com a solicitação do tubo, incluindo-se adicionalmente:

- ( i ) camadas plásticas intermediárias, para evitar desgaste entre camadas metálicas de tubos com natureza ou utilização dinâmica;
- ( ii ) camadas de arames espiralados para reforço à pressão;
- ( iii ) camadas de material de isolamento térmico;
- ( iv ) carga intertravada externa para proteção à abrasão;
- ( v ) fitas de tecido e/ou de adesivo para reforço e/ou manuseio durante a fabricação.



### 3.2. Modos de falha

A fim de compreendermos o comportamento das linhas flexíveis no contexto dos limites de sua utilização, é necessária uma visão geral dos modos de falha que podem ocorrer durante a sua vida útil. Estes modos de falha podem ser considerados conforme a seguir:

- ( i ) ruptura dos arames das armaduras de tração por carga axial ;
- ( ii ) fiambragem ou perda do entrelaçamento da carga intertravada, devidas à flexão excessiva da linha que pode levar, ainda ( normalmente, antes do dano à carga ), a uma deformação excessiva da camada plástica externa. Para evitar tais danos, os tubos possuem normalmente um limite máximo para sua flexão, limite este definido por um raio de curvatura mínimo ( “ minimum bending radius ” - MBR ), sendo instalados restritores de curvatura ( “ bending restrictors ” ) em regiões do tubo onde possa ocorrer uma curvatura excessiva durante sua vida útil ( como, por exemplo, na conexão do tubo com a árvore-de-natal ), a fim de evitar que tal limite seja ultrapassado ;
- ( iii ) ruptura das armaduras de tração, e/ou das camadas de pressão, devida à pressão interna ;
- ( iv ) colapso da carga intertravada e, se houver, das camadas de reforço à pressão devida à pressão hidrostática externa ;
- ( v ) ruptura de uma camada da armadura de tração, ou seu desenrolamento, devida à torção da linha ;
- ( vi ) dobramento do tubo ( também chamado de “ kink ” ), devida à formação de nós durante operações de lançamento ou manuseio ;
- ( vii ) falha das camadas plásticas devida à permeação de gás, a reações químicas, aos meios externo e interno, a altas temperaturas, à abrasão, etc. ;
- ( viii ) fadiga das armaduras de tração e envelhecimento dos materiais poliméricos devidos ao uso a longo prazo e/ou a efeitos dinâmicos ;

( ix ) colapso ou deformação excessiva da carga intertravada, e/ou das camadas de pressão, pela deformação da seção transversal sobre uma superfície resistente ;

( x ) colapso ou deformação excessiva da carga intertravada, e/ou das camadas de pressão, devidos a uma compressão mecânica, usualmente distribuída em duas, três ou quatro posições simétricas ao longo da circunferência do tubo . Tal condição de carregamento ocorre, principalmente, durante a operação de lançamento e é usualmente denominada " crush " ;

( xi ) colapso ou deformação excessiva da carga intertravada devidos ao seu esmagamento pelas armaduras de tração que, ao serem traçadas, usualmente provocam uma pressão de contato sobre as camadas mais internas . Tal fenômeno é usualmente denominado " squeeze " .

Os dois últimos modos de falha ( " crush " e " squeeze " , itens ( x ) e ( xi ) ) atuam de forma combinada e são críticos durante o lançamento de tubos flexíveis e , por isso , serão objeto de investigação ao longo deste trabalho .

### 3.3. Lançamento de tubos flexíveis

Para o lançamento de tubos flexíveis são utilizados navios específicos, construídos especialmente ou adaptados para esta tarefa. Um exemplo deste tipo de navio pode ser observado na figura 3.4.

Estes navios podem ter as mais diversas configurações mas, em qualquer caso, devem possuir basicamente os seguintes equipamentos :

( i ) equipamento de lançamento, usualmente tracionadores lineares ( muito conhecidos por " caterpillars " , como referência a um fabricante ) . Tais tracionadores variam em número, comprimento e número de pontos de aplicação de carga, e se caracterizam por possuírem lagartas compostas por sapatas que, sincronizadas, vão lançando o tubo à medida que o navio se desloca, como no exemplo apresentado na figura 3.5 . Alguns navios utilizam um sistema de tambores movidos por guincho, mas não serão objeto deste estudo ;

( ii ) espaço para armazenamento de tubos, que podem ser grandes cestas rotativas de eixo vertical e/ou tambores de eixo horizontal . As cestas possuem maior capacidade e são instaladas em porões de navios específicos de lançamento de linhas flexíveis, enquanto os tambores são usualmente instalados, junto com guinchos, no convés de um navio adaptado ;

( iii ) equipamentos diversos de manuseio de tubos, como tracionadores lineares para manobra, roldanas e roletes para passagem do tubo, guinchos auxiliares, guindastes, etc. ;

( iv ) sistema de posicionamento dinâmico, para manutenção de posição sobre a trilha de lançamento, e veículo remotamente controlado e/ou operado (ROV, " remote operation vehicle " ou RCV, " remote control vehicle " ) , para inspeção do tubo no fundo do mar ou acompanhamento de operações submarinas .

Figura 3.5 - Tractionador linear típico

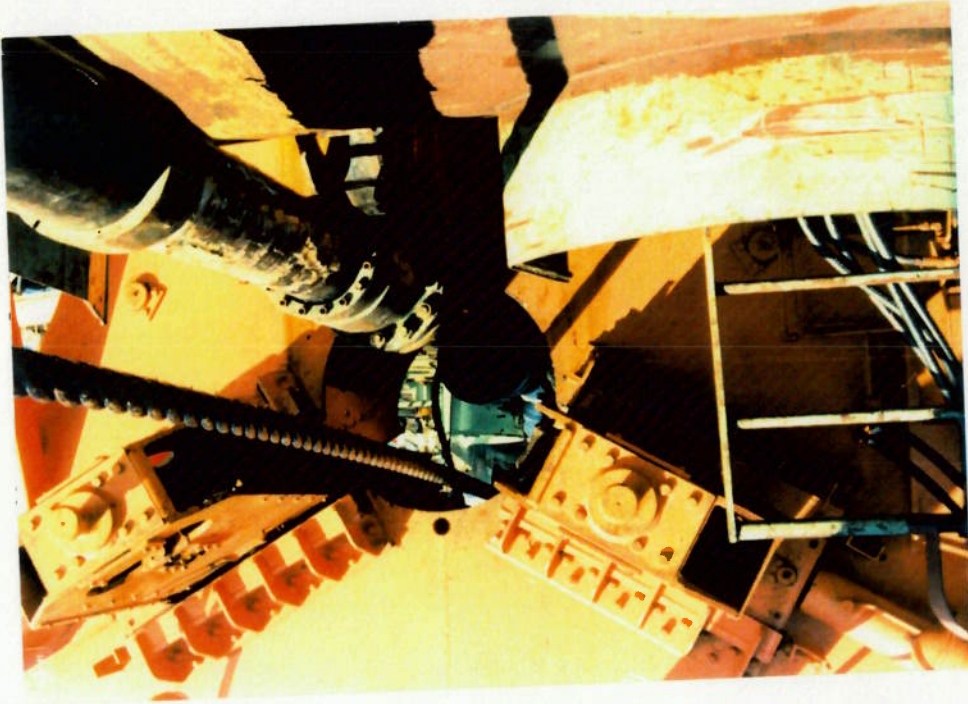
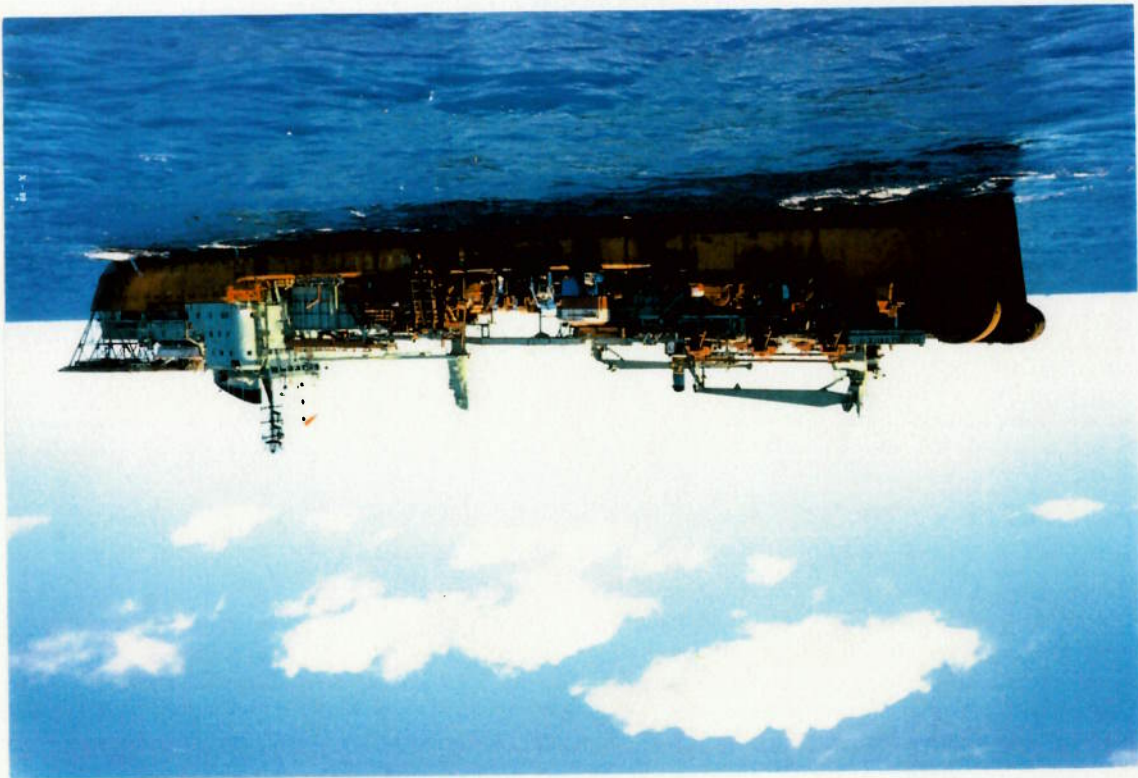


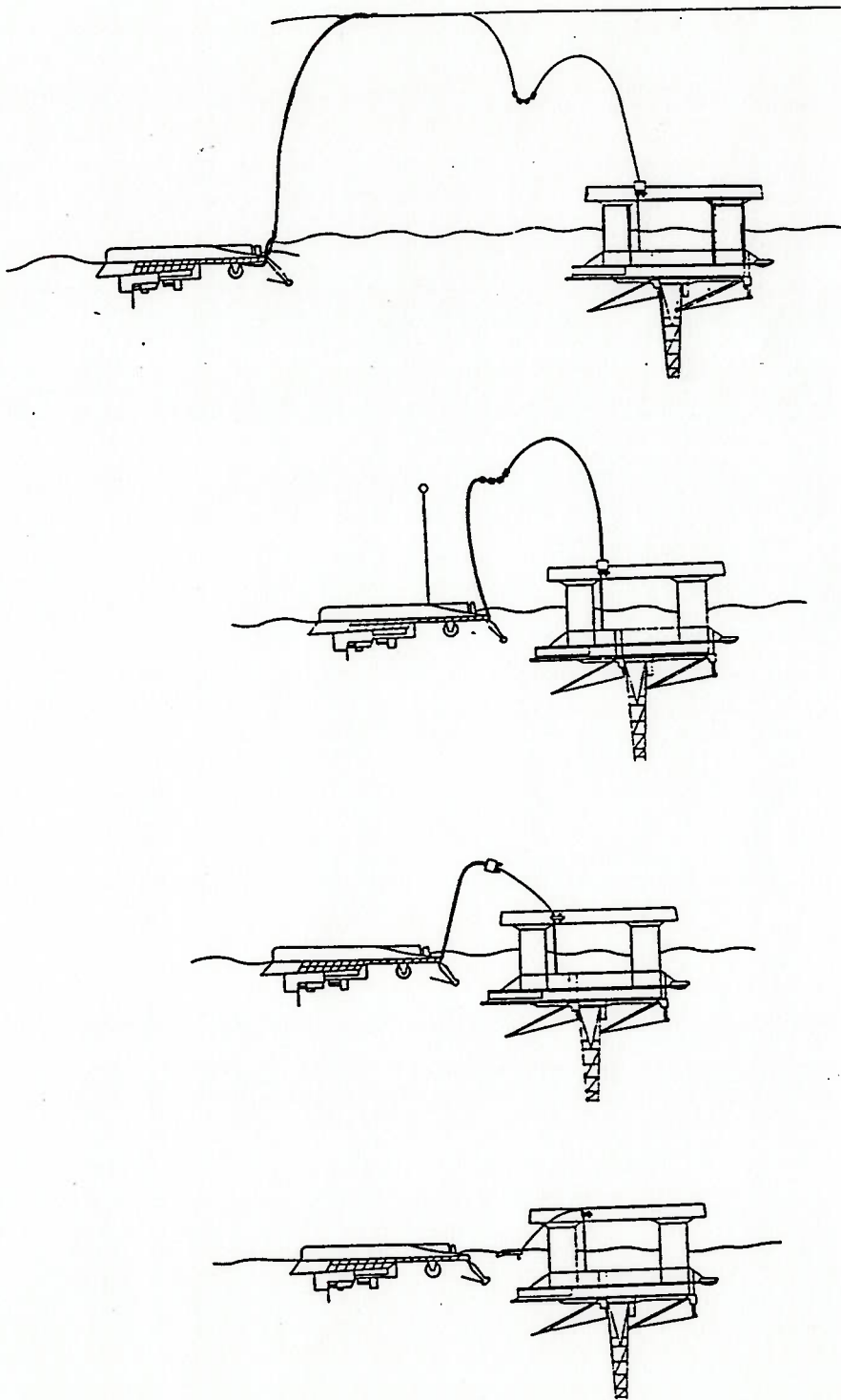
Figura 3.4 - Navio de lançamento de linhas flexíveis



Durante o lançamento, o navio vai se deslocando pela trilha pré-traçada para colocação do tubo e, com o tubo configurando uma catenária entre o ponto de apoio/suportação no navio e o fundo do mar, vai liberando (no jargão técnico, diz-se pagando) o tubo pelo deslocamento das lagartas na mesma velocidade de avanço do navio. O ponto de suportação pode ser a saída do último tracionador, caso o tubo seja lançado verticalmente, ou uma roldana ou rolete na extremidade (proa ou popa) do navio, no caso de tracionadores em linha no convés\*, como se vê esquematicamente na figura 3.6.

\* A combinação da tração axial com a curvatura do tubo sobre a superfície da roldana (ou rolete) localizada na extremidade do navio também pode ser uma condição de carregamento crítica durante o lançamento. No entanto, tal condição não será objeto deste estudo.

Figura 3.6 - Esquema de instalação de um tubo flexível



#### 4. Aplicação do Método dos Elementos Finitos (MEF)

As modelações analíticas disponíveis para cálculo de tensões, conforme já foi dito, não são adequadas para a solução do problema de lançamento de tubos flexíveis, pelas características do carregamento mecânico não axi-simétrico aplicado pelos tracionadores lineares. As soluções apresentadas para análise geral, baseadas em testes ou na experiência, consolidadas em formulações empíricas ou semi-empíricas, cujo acesso é exclusivo dos fabricantes, que pouco ou nada apresentam na bibliografia disponível, mesmo quando se utilizam de técnicas mais refinadas, como Wacławek e Diaz /3/.

Modelos bidimensionais de elementos finitos (e outros modelos bidimensionais, conforme proposto por Chen e Nielsen /4/) foram tentados por fabricantes, devido às dificuldades de modelação tridimensional (complexidade e tamanho do modelo, etc.), implicando a adoção de hipóteses simplificadoras. Tal procedimento, bastante comum em engenharia em casos cujas dificuldades são desta natureza, vem a trazer, no nosso caso, algumas limitações importantes. Tais limitações podem ser resumidas em:

(i) em primeiro lugar, um modelo bidimensional no plano da seção transversal não é capaz de detectar variações das tensões no sentido longitudinal do tubo (direção axial), variações estas que podem aparecer nas regiões de entrada ou saída dos tracionadores, quando o tubo entra ou sai do contato com as sapatas. Por outro lado, um modelo bidimensional no plano longitudinal não é capaz de detectar variações das tensões no sentido transversal do tubo, como aquelas que aparecem devidas ao carregamento mecânico das lagartas do tracionador;

(ii) a modelação bidimensional da seção transversal, conforme proposto por fabricantes, implica a determinação analítica das pressões induzidas pelas armaduras de tração sobre as camadas resistentes sub-adjacentes, pressões estas surgidas quando o tubo é submetido à tração axial. Tais pressões, embora possam ser calculadas e posteriormente aplicadas sobre um modelo bidimensional de elementos finitos, conduzem a incertezas que consideramos indesejáveis;

(iii) as armaduras de tração, enroladas helicoidalmente, a exemplo de uma mola helicoidal, têm uma natureza nitidamente tridimensional e como tal deve ser modelada para a correta determinação de suas tensões.

Assim, para que possamos obter o campo de tensões nas direções axial e longitudinal do tubo, para evitarmos a adoção de aproximações limitantes de origem analítica e para estabelecermos as bases de um modelo que possa, no futuro, solucionar todos os tipos de carregamentos a que um tubo flexível pode estar sujeito (flexão e

torgão , por exemplo ) , acreditamos que é necessário dar um passo à frente , optando por um modelo tridimensional baseado em métodos numéricos . Contudo , neste mister , é necessário enfatizar as dificuldades inerentes à elaboração de um modelo tridimensional de elementos finitos , conquanto não se trata de panacéia isenta de limitações .

Os principais problemas e dificuldades , relativos à nova abordagem proposta , podem ser relacionados a dois aspectos básicos :

- ( i ) dimensões e complexidade do modelo : devido à complexidade da geometria do tubo , as diferenças entre os materiais , ao número de camadas , à geometria das camadas e dos arames que as compõe , além das interações entre as camadas , é necessária uma grande quantidade de nós e elementos , gerando um modelo grande e complexo ;

- ( ii ) características não lineares do problema : efeitos não lineares existem tanto em relação às propriedades dos materiais quanto aos fenômenos de atrito , contato e descolamento entre as camadas , além daqueles decorrentes de grandes deslocamentos e deformações .

A fim de vencermos as dificuldades relativas ao item ( i ) acima , resolvemos desenvolver um pré-processador que automaticamente gerasse a malha de elementos finitos , minimizando as dificuldades inerentes à geração manual , que no nosso caso é bastante trabalhosa e sujeita a erros e que , na prática , inviabiliza tal tipo de modelação como rotina de engenharia . Os problemas relativos ao item ( ii ) nos levaram a pensar em simplificações , considerando os objetivos do modelo . Precisamos , portanto , determinar os tipos de situação que o nosso modelo deve ser capaz de simular e resolver , que tipos de carregamento e propriedades do tubo devem ser considerados , etc. Tal discussão , que se deu no início do Capítulo 3 , se faz agora necessária para o caso específico da análise do comportamento estrutural do tubo durante a situação de sua passagem por um tracionador linear , a fim de respaldar a adoção de hipóteses simplificadoras para o modelo .



## 4.1. Comportamento do tubo

Itens analisados agora como se comporta o tubo quando submetido, na condição de lançamento, a cargas simultâneas de tração axial e compressão mecânica radial.

Conforme já demonstrado por MacNamara e Harte /5/ e Goto et al /6/, quando o tubo flexível é traçado, as armaduras de tração tentam esmagar as camadas interiores a elas, por meio de uma pressão de contato de fora para dentro (fenômeno que aqui será denominado "squeeze"). Por via das camadas plásticas, essa compressão se distribui às camadas inferiores (carga intertravada e camada de pressão) que resistem à pressão de contato, evitando redução do diâmetro do tubo e conferindo a ele resistência à tração. Assim, as armaduras de tração estão submetidas a uma carga de tração e as camadas de pressão estão basicamente submetidas a uma carga de compressão radial uniforme, comportamento que pode ser visto esquematicamente na figura 4.1.

No que se refere ao carregamento de compressão mecânica radial, a(s) camada(s) plástica(s) serve(m) como uma espécie de ponte ou cama elástica que transmite a compressão mecânica exercida pelas sapatas dos tracionadores (carregamento aqui denominado "crush") às camadas resistentes (carga intertravada e camada de pressão). As armaduras de tração também servem para transmissão destes esforços, mas pouco (ou nada, em termos práticos) contribuem para a resistência mecânica do tubo no que se refere a este tipo de carregamento, comportamento que pode ser visto esquematicamente na figura 4.2.

Por ocasião do lançamento, conforme figura 4.3, o tubo é submetido concomitantemente a estes dois tipos de esforços.

Para sustentação do carregamento do peso do tubo em balanço, trecho que vai do navio de lançamento até o fundo do mar, uma compressão mecânica é aplicada. O cálculo desta compressão se dá a partir de um atrito cujo coeficiente é usualmente arbitrado com base na experiência prática dos fabricantes e instaladores, pois é muito difícil a determinação teórica do valor global correto deste atrito entre as sapatas e o tubo. Assim o tubo está submetido simultaneamente a uma carga axial devida a seu peso próprio, incluindo a amplificação dinâmica\* que porventura esteja presente, e a um carregamento mecânico radial.

\* Para detalhes sobre dinâmica de linhas flexíveis, ver Narzul e Marlon /7/.

Estes dois carregamentos estão relacionados por fórmulas simples que se utilizam do modelo de atrito de Coulomb, do tipo :

$$C = P / ( \mu \cdot n \cdot L \cdot N )$$

onde :  
 C = carga de compressão mecânica radial ( por unidade de comprimento )  
 P = peso suspenso  
 $\mu$  = coeficiente de atrito  
 n = número de lagartas  
 L = comprimento das lagartas  
 N = número de tracionadores lineares

com :  
 $P = FC + FAD ( LDA + d ) \cdot p$

onde :

FC = fator de catenária  
 FAD = fator de amplificação dinâmica  
 LDA = profundidade ( lâmina d'água )  
 d = distância vertical entre a superfície do mar e o ponto de  
 sustentação do tubo  
 p = peso linear do tubo , na condição de lançamento

Obs. : tais equações são específicas para o método de lançamento proposto , e devem ser adaptadas para cada tipo de navio , não sendo , portanto , de caráter universal . Como exemplo , deve-se observar que o valor da distância vertical entre a superfície do mar e o ponto de sustentação do tubo ( d ) considerada no nosso caso é igual a 10 metros , e corresponde a considerar tal distância para uma embarcação específica .

Figura 4.2 - Transmissão dos esforços do tracionador para as camadas resistentes

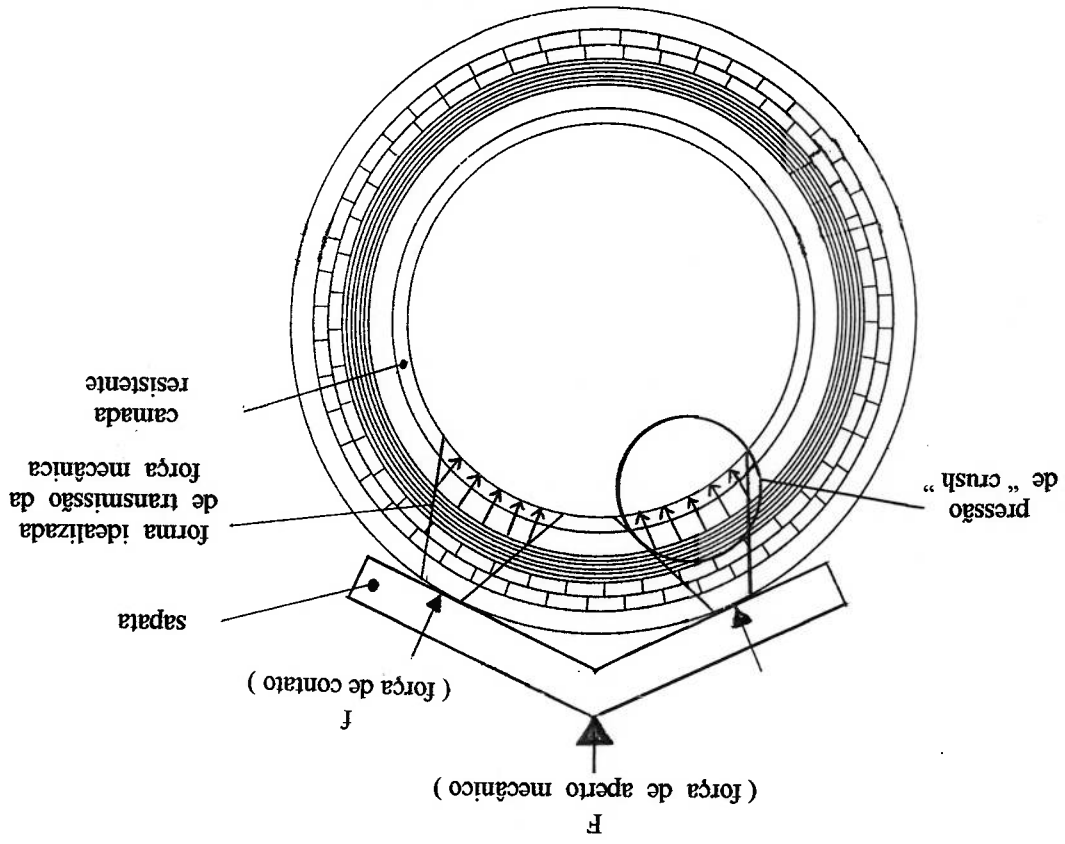
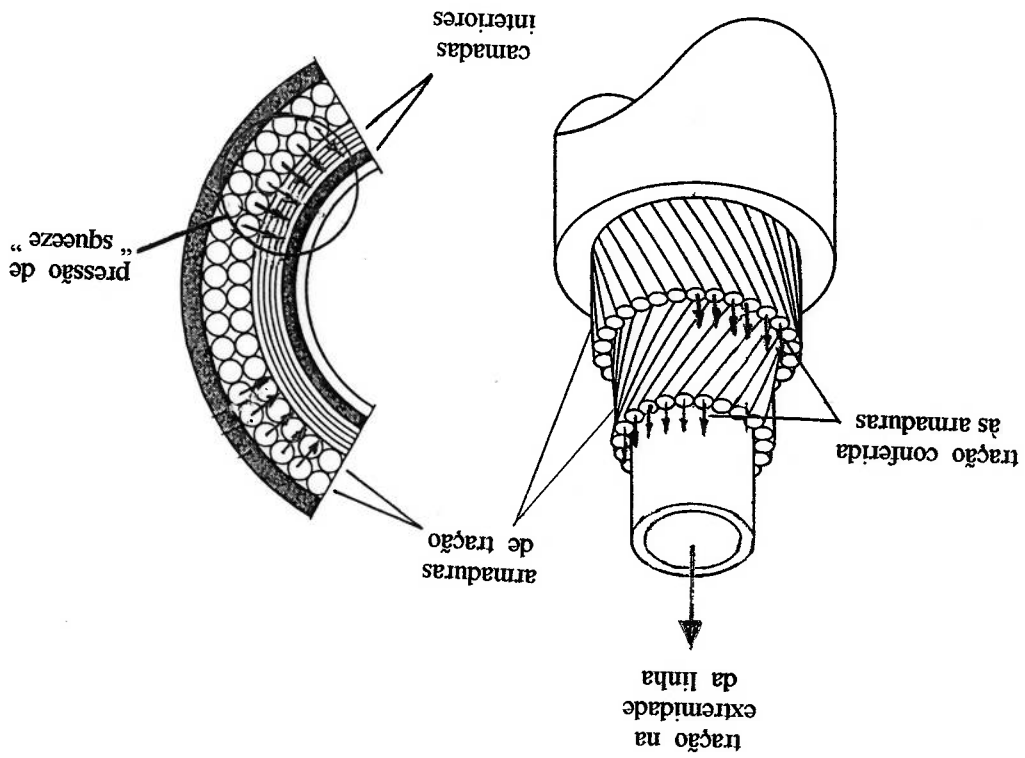


Figura 4.1 - Carga de tração axial *versus* compressão radial uniforme



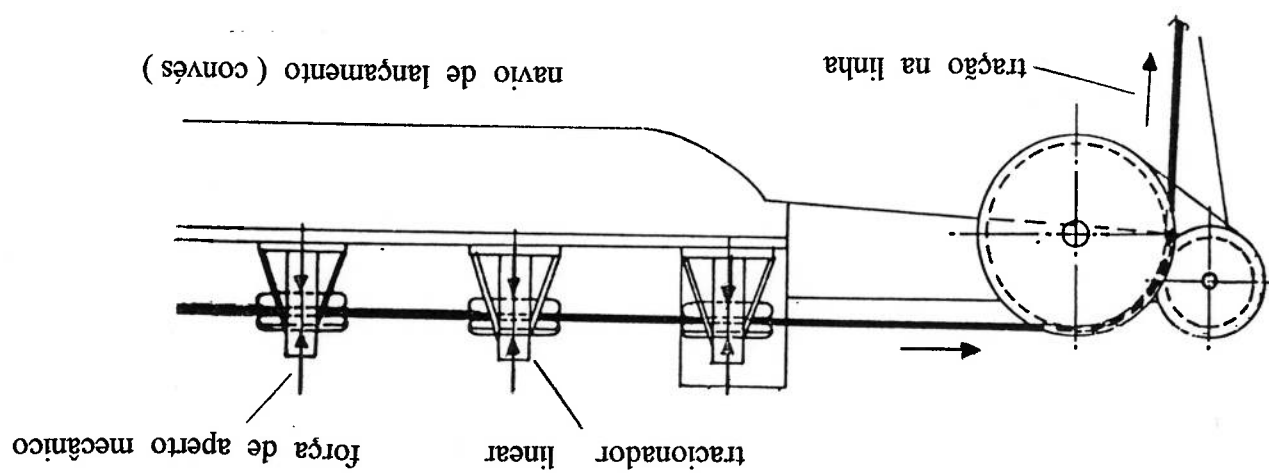


Figura 4.3 - Esforços atuantes em um tubo flexível durante o lançamento

## 4.2. Modelação e hipóteses adotadas

Não iremos aqui entrar no esclarecimento de questões básicas triviais do Método dos Elementos Finitos (MEF), tomado como básico esteio da presente dissertação e cujos fundamentos teóricos podem ser obtidos em Bathe e Wilson /8/. Iremos apenas correlacionar o fenómeno em pauta no presente estudo e aquilo que consideramos sua modelação mais adequada pelo MEF.

Devemos esclarecer, ainda, que não se trata de construir um modelo que seja voltado ao desenvolvimento de novos produtos e que, por isso mesmo, pudesse reproduzir o comportamento do tubo, sob quaisquer tipos de carregamento, até seu limite de resistência. Trata-se, isto sim, de prover um modelo que possa avaliar a capacidade de um tubo suportar uma determinada condição de carregamento, que se dá por ocasião do seu lançamento, até o limite do seu comportamento linear.

### 4.2.1. Descrição genérica do modelo

O modelo utilizado possui algumas características que iremos descrever adiante e que podem ser vistas, de um modo genérico e superficial, na figura 4.4.

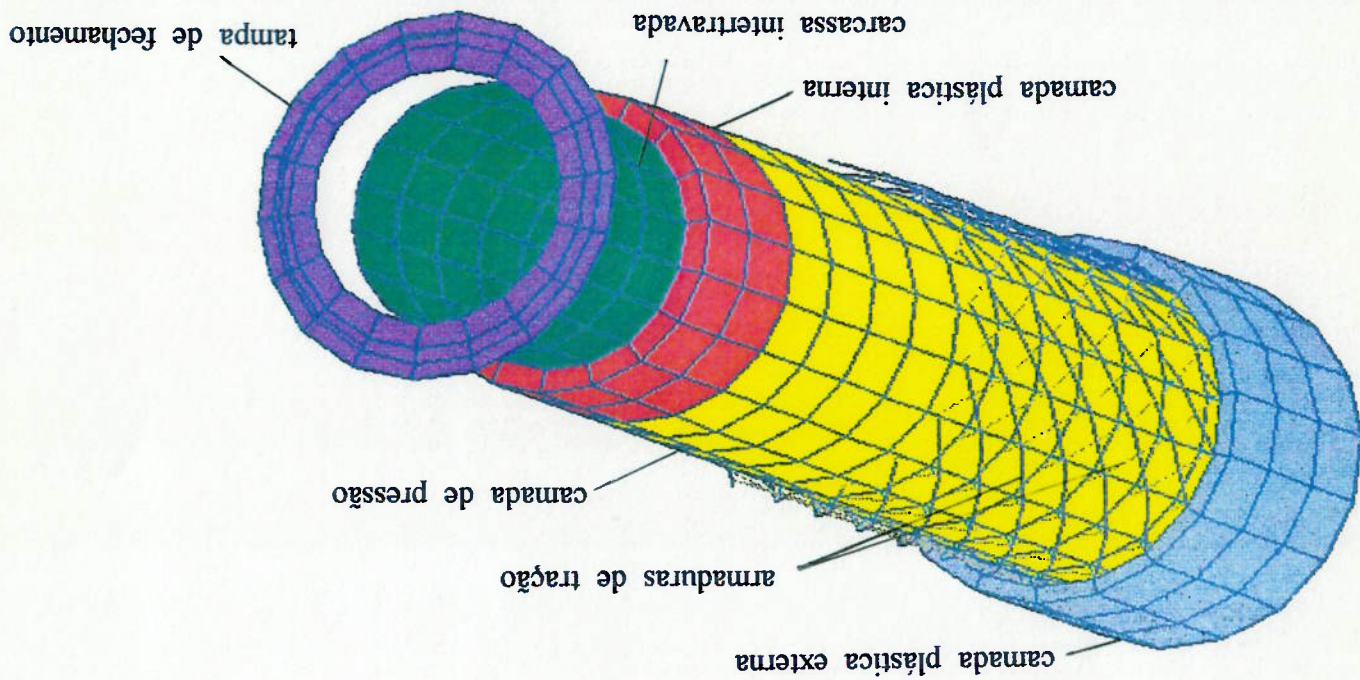


Figura 4.4 - Vista geral de um modelo de elementos finitos para linha flexível

As condições de contorno do modelo, em ambas as suas extremidades, foram determinadas de forma a possibilitar a aplicação das cargas de tração, torção e flexão numa extremidade mantida livre e assegurada, de maneira simples, a não hipostacidade

Podemos perceber, portanto, que há um compromisso entre o número de divisões circunferenciais, o número de passos e os objetivos do modelo e a capacidade de processamento do “software” e do “hardware”.

O número de passos, que determina a extensão longitudinal do modelo, deve ser tal que possibilite a aplicação de um comprimento razoável de carga por traçador linear, evitando efeitos de extremidade em posições onde o modelo está sob condições que não correspondem necessariamente àquelas da extremidade do tubo.

(iii) as cargas localizadas, produzidas pela ação mecânica das sapatas, exigem um grau de refinamento da malha capaz de assegurar o correto amortecimento de seus efeitos pela estrutura. Uma divisão insuficiente pode comprometer seriamente o efeito de casca responsável pelo citado efeito de amortecimento.

(ii) quanto mais próximo o polígono de contorno da seção transversal estiver de uma circunferência, melhor cada camada desempenha seu papel. Isto se dá especialmente para as armaduras de tração, cujos arames são modelados por trechos retos de elementos de viga, onde efeitos fictícios de flexão podem apresentar relevância indesejável se o número de divisões for insuficiente;

(i) restrições de “hardware” e de “software” que, na prática, limitam a quantidade de nós e graus de liberdade que se pode empregar;

O número de divisões circunferenciais  $N$ , cuja relação com o número verdadeiro de arames da estrutura do tubo flexível será vista adiante, deve ser avaliado a partir dos seguintes aspectos:

“ tempo de processamento  $X$  memória disponível  $X$  precisão dos resultados ”.

O tubo flexível é dividido circunferencialmente em  $N$  partes iguais. Longitudinalmente, cada tração de comprimento correspondente a um passo da helicóide descrita pelas armaduras de tração também é dividida em  $N$ , garantindo assim a geração de nós e de elementos numa malha regular, de forma a se fazer toda a interligação necessária entre as camadas. O número de divisões circunferenciais (cuja relação com o número de arames da estrutura será visto mais adiante) e o número de passos (que determina o comprimento do modelo) devem ser escolhidos dentro de um compromisso onde o principal fator é o tamanho do modelo e, consequentemente, o número de graus de liberdade, respeitando a tricotomia.

\* As figuras dos elementos aqui apresentadas mostram os existentes em um programa específico. Não devemos, portanto, nos prender a seus detalhes, pois tais figuras servem tão somente para melhor ilustrar a descrição do tipo de elemento selecionado.

Foram utilizados elementos de viga comuns do MEF ( figura 4.6(a) ) que , unidos continuamente em vários helicóides , representam grupos de arames vizinhos . O número de arames cujas propriedades são simuladas por cada helicóide decorre da relação entre o número de divisões da circunferência ( no modelo ) e o número real de arames de cada armadura de tração ( no tubo ) .

#### ( ii ) Armaduras de tração

Foram utilizados elementos sólidos isotrópicos , conforme a figura 4.5\* , de uso corriqueiro nas modelagens sólidas usuais no MEF .

#### ( i ) Camadas plásticas

Para a modelação do fenômeno pelo MEF , foram considerados os tipos de elemento por tipo de camada da estrutura real relacionados a seguir .

### 4.2.2. Elementos utilizados

O contato entre as camadas , respeitando as características da estrutura real , recebeu dois tratamentos diferentes . Nos casos onde há uma camada plástica entre duas camadas metálicas , foram considerados nós comuns, isto é , o nó da face de contato do elemento sólido , que representa a camada plástica , e o mesmo da placa ou da viga que representa a camada metálica . Tal representação só é possível pela grande diferença entre as rigezas dos dois materiais e aos esperados pequenos deslocamentos relativos entre as camadas . Nos casos onde ocorre o contato direto entre duas camadas metálicas foram considerados elementos de viga , conforme será descrito mais adiante .

do modelo , através do engastamento da outra extremidade . Assim , o modelo tem uma extremidade com todos os nós engastados , simulando uma fixação rígida , e a outra extremidade livre , opcionalmente fechada por uma placa de grande rigidez , simulando um " end-fitting " , elemento mecânico de terminação do tubo .

Foram considerados elementos de viga, para simular o caso de contato entre a armadura interna de tração e a camada de pressão, e também para o caso de contato direto entre as armaduras interna e externa de tração. Neste contexto, a primeira ideia que ocorre, quando pensamos em simular tais contatos, é a utilização de elementos de contato. No entanto, devido à não linearidade do elemento, esta escolha tornaria a execução do modelo quase impossível, devido às necessidades de grande espaço de memória e de tempo de CPU. Foi preciso, então, adotar um elemento que pudesse transmitir as pressões de contato, e também simular os deslocamentos relativos entre as armaduras de tração. Para tal, recorremos ao uso de um elemento de viga onde a rigidez à flexão simularia as restrições ao deslocamento, e a rigidez à torção simularia as restrições à mudança de ângulo entre as armaduras, imitando um efeito "pantográfico" (ver figura 4.6(b)). Os valores das rigezas em questão podem ser calibrados através da determinação da rigidez axial do tubo como um todo, e sua comparação com valores experimentais e/ou analíticos. Podemos ainda considerar que o surgimento de tração nestes elementos indica a tendência à perda de contato, de tal modo que, nesse caso, será necessária uma nova análise com a eliminação dos elementos tracionados, e na qual deve ser verificado o surgimento ou não de novos elementos tracionados, procedimento este que deve ser repetido enquanto for necessário (tal procedimento não é tão simples como pode parecer, e será discutido mais detalhadamente mais adiante).

(iv) Elementos de contato entre a armadura interna de tração e a camada de pressão, e entre as armaduras de tração interna e externa

O comportamento destas camadas como tubo de parede fina já foi descrito por McNamara e Harte /5/ e /9/, que consideraram as possibilidades de sua simulação por meio de tubos isotrópicos ou ortotrópicos, sem no entanto apresentar em que condições cada camada deveria ser considerada de uma ou outra maneira. A experiência prática mostra que, pela concepção de projeto e pelas folgas constitutivas dela derivadas, as camadas de pressão não são próprias para resistir a esforços no sentido longitudinal (axial) do tubo. Realmente, estas camadas possuem rigidez baixíssima na direção axial. Isto pode ser facilmente constatado quando as manuseamos isoladamente, verificando que podemos alongá-las facilmente até um limite bastante grande. Ao contrário, tais camadas são muito resistentes a esforços na direção radial. Desta forma, e pelas próprias características de concepção e construção, o maior desafio se dá na determinação das diferentes propriedades destas camadas nas diferentes direções, caracterizando elementos ortotrópicos que, pela pequena espessura e por resistirem a esforços de flexão, podem ser modelados como casca ortotrópica. As características básicas deste tipo de elemento podem ser observadas na figura 4.7, sendo a teoria de placa ortotrópica disponível em Timoshenko e Woinowsky-Krieger /10/.

Foram utilizados elementos de placa ortotrópica cujas propriedades foram determinadas segundo os critérios formulados a seguir e cuja dedução se encontra no item 4.3.2.2.

(iii) Camadas de pressão e carga interna



Para os casos em que os referidos contatos são feitos de forma indireta, como por exemplo onde existe uma camada plástica anti-arrasto, os elementos de contato são substituídos por elementos sólidos, a exemplo do mencionado anteriormente no item 4.2.1.

(v) Tampa de fechamento

Foram considerados elementos de placa com alta rigidez, unindo os nós da extremidade livre do tubo, de modo a se formar um corpo rígido, com deslocamento possível, mas sem deformação.

A consideração de uma tampa de fechamento é opcional e serve para simular a existência de um "end-fitting", garantindo uma compatibilidade de deslocamento entre os diversos nós da última seção do tubo. A tampa serve, ainda, para aplicação do carregamento extra de tração axial decorrente da ação da pressão interna sobre sua extensão correspondente ao diâmetro interno do tubo.

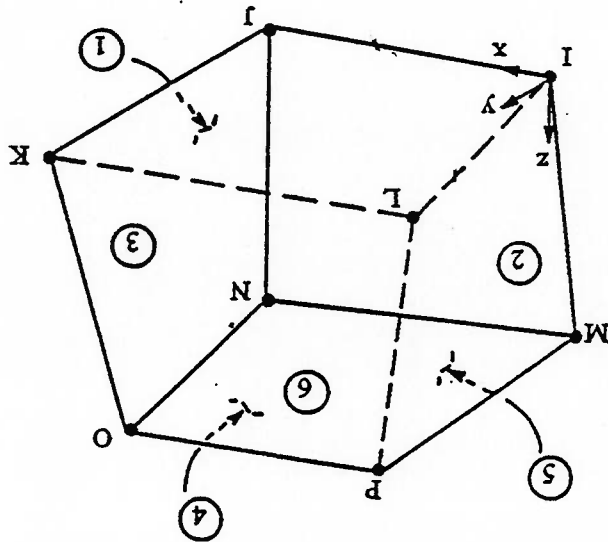


Figura 4.5 - Sólido isoparamétrico de oito nós ( interpolação linear de deslocamentos ) com 3 graus de liberdade por nó ( translação nas direções X, Y, Z )

Figura 4.7 - Placa ortotrópica com 6 graus de liberdade por nó ( translação nas direções X, Y, Z, e rotação em torno dos eixos X, Y, Z )

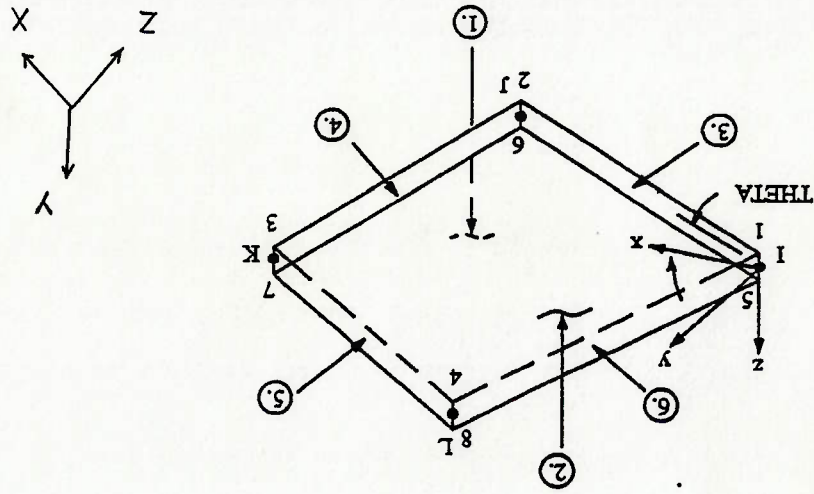
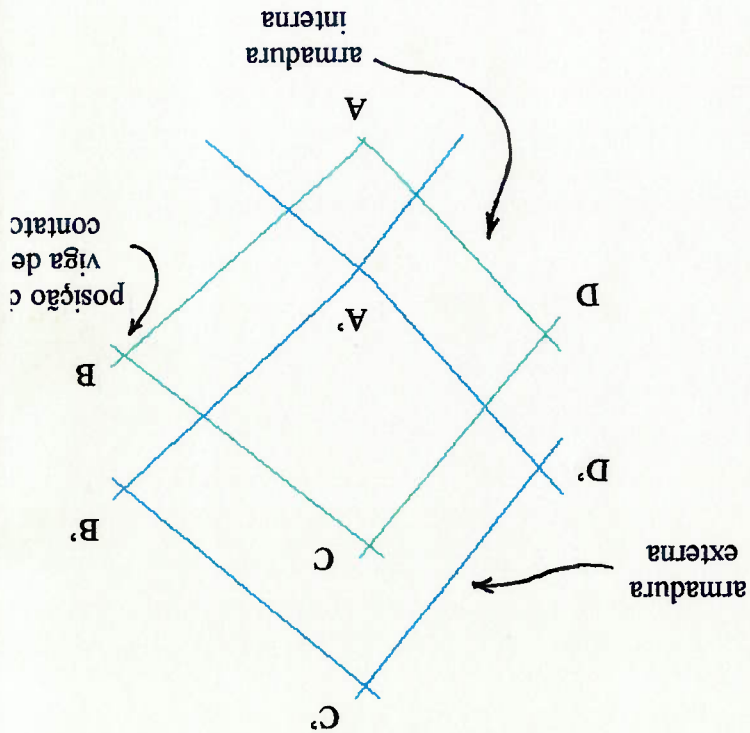
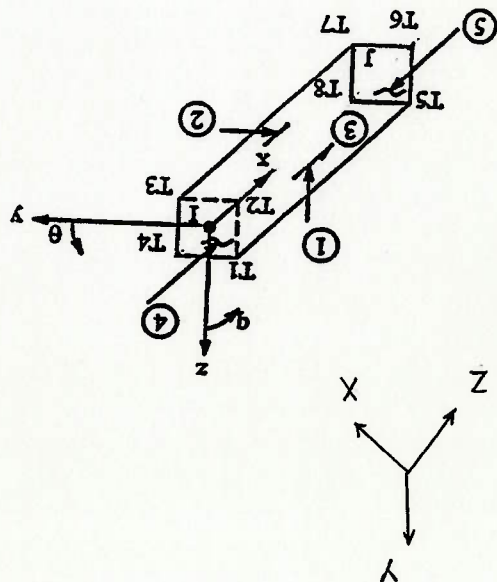
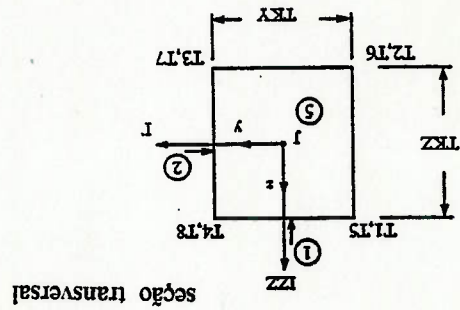


Figura 4.6 - Viga tridimensional com 6 graus de liberdade por nó ( translação nas direções X, Y, Z, e rotação em torno dos eixos X, Y, Z ) e efeito " pantográfico "

( b ) efeito " pantográfico "

( a ) viga tridimensional

Notação :  
 A' = posição deslocada do nó A  
 verde armaduras não deslocadas  
 azul armaduras deslocadas  
 $A' C' > A C$   
 $B' D' > B D$



## 4.3. O pré-processador GERFLEX

### 4.3.1. Aspectos gerais

Mesmo para um engenheiro acostumado a lidar com linhas flexíveis, treinado na análise de problemas estruturais utilizando o MEF e utilizando algum programa de computador que possua bons recursos de pré-processamento, a geração de modelos tridimensionais de um tubo de múltiplas camadas, com materiais diferentes, geometria complexa, camadas espiraladas de diferentes passos, simulando condições de contato e atrito, etc., é uma tarefa que demanda muito tempo, não estando totalmente livre de erros de modelação. Assim, e para facilitar a tarefa de técnicos com menor experiência, decidimos pelo desenvolvimento de um pré-processador que, a partir das propriedades gerais do tubo e de suas camadas, gerasse o modelo com os nós, elementos, condições de contorno, etc., bem como os carregamentos específicos para a situação de lançamento. Tal pré-processador deveria ainda ser capaz de gerar a entrada de dados para os dois programas disponíveis: ANSYS/11/ e ALGOR/12/.

Decorrente disso, foi criado o programa GERFLEX/13/, pré-processador especificamente voltado para a finalidade única de gerar malha de elementos finitos e seu carregamento, como interface entre o usuário e o programa de análise pelo MEF, auxiliando o analista na preparação de modelos 3-D para pequenos trechos de tubos flexíveis, submetidos, a princípio, aos carregamentos de:

pressão interna e externa ;  
tração axial ;  
flexão ;  
torção ;  
cargas mecânicas localizadas, devidas aos equipamentos de lançamento .

O pré-processador GERFLEX gera nós e elementos no formato escolhido e de acordo com a biblioteca de elementos do programa selecionado .

### 4.3.2. Testes de confiabilidade da metodologia

Os testes de confiabilidade da metodologia proposta foram divididos em duas partes . A primeira parte foi destinada à avaliação da convergência do modelo , pela comparação de suas características de rigidez à tração , flexão e torção com os dados disponíveis em folhas de dados destes tubos , fornecidas pelos fabricantes . A segunda parte visou a avaliação da resistência pela comparação de tensões calculadas com valores conhecidos disponíveis por outros meios .

- (i) a flexão do tubo não é um fenômeno de interesse no caso de carregamento de estudo e sua rigidez à flexão é praticamente residual, de modo que não é relevante se o modelo é capaz de quantificá-la com precisão, sendo suficiente que ela seja relativamente pequena;
- (ii) os valores teóricos obtidos dos fabricantes resultam, aparentemente, de cálculos analíticos simples, onde somente as rigezas das camadas plásticas são computadas. Estes valores carecem de verificação prática e tal esforço seria muito grande para um fenômeno que não é o objeto deste estudo;

Observamos que há convergência satisfatória, sendo que na rigidez à tração, que é o caso que nos interessa em particular, a concordância com os resultados disponíveis é bastante boa. No que se refere à rigidez à flexão, desvios maiores foram observados. No entanto, optamos por desconsiderar tais efeitos porque:

Na ausência de compatibilidade, como é o caso dos modelos que utilizamos, onde elementos sólidos estão ligados a elementos de casca, não se pode garantir monotonicidade, embora se espere convergência, uma vez que todos os elementos utilizados são completos (têm modos de corpo rígido e de deformação constante).

Sabemos que um modelo de elementos finitos, completos e compatíveis, apresenta convergência monotônica decrescente, isto é, à medida que se aumenta o grau de refinamento da malha, a rigidez do modelo decresce assintoticamente até um patamar que se acredita "exato" /8/. Para o caso do pré-processador GERFLEX, foram elaborados testes de convergência que podem ser observados nas figuras 4.10 e 4.11. Algumas informações adicionais sobre a relação entre o tamanho do modelo e dados gerais de utilização de "hardware" podem ser observadas nas figuras 4.8 e 4.9.

#### 4.3.2.1. Testes de convergência

Por questões operacionais, os testes de confiabilidade foram realizados num micro-computador com processador Pentium e o programa de análise ALGOR. Procurou-se resolver a natural dicotomia "precisão dos resultados X recursos de hardware" e neste processo ficou claro a necessidade de simplificação da modelagem, pois tanto o tempo de processamento quanto o espaço em disco crescem exponencialmente com o aumento da malha (ver figuras 4.8 e 4.9). Este fato é ainda mais problemático se considerarmos a possibilidade futura de introduzir o cálculo no regime não-linear, a fim de analisarmos as cargas de colapso, levando em conta os efeitos de não linearidades físicas e geométricas, não considerados no presente estudo.

( iii ) a flexibilidade do tubo se dá pelo deslocamento das armaduras de tração . Assim um modelo de elementos finitos somente apresentaria bons resultados no que se refere à flexão se fossem computados efeitos de grandes deslocamentos ;

( iv ) caso considerássemos grandes deslocamentos , passaria a ter relevância o modo pelo qual as camadas deslizam umas sobre as outras ; na nossa concepção , somente a possibilidade de deslizamento entre as armaduras de tração ( interna e externa ) é considerada importante e , por isso mesmo , é modelada .

Figura 4.8 - Dados de utilização do "hardware" (processador Pentium - 90 Mhz) para "riser" de 9 1/2 polegadas

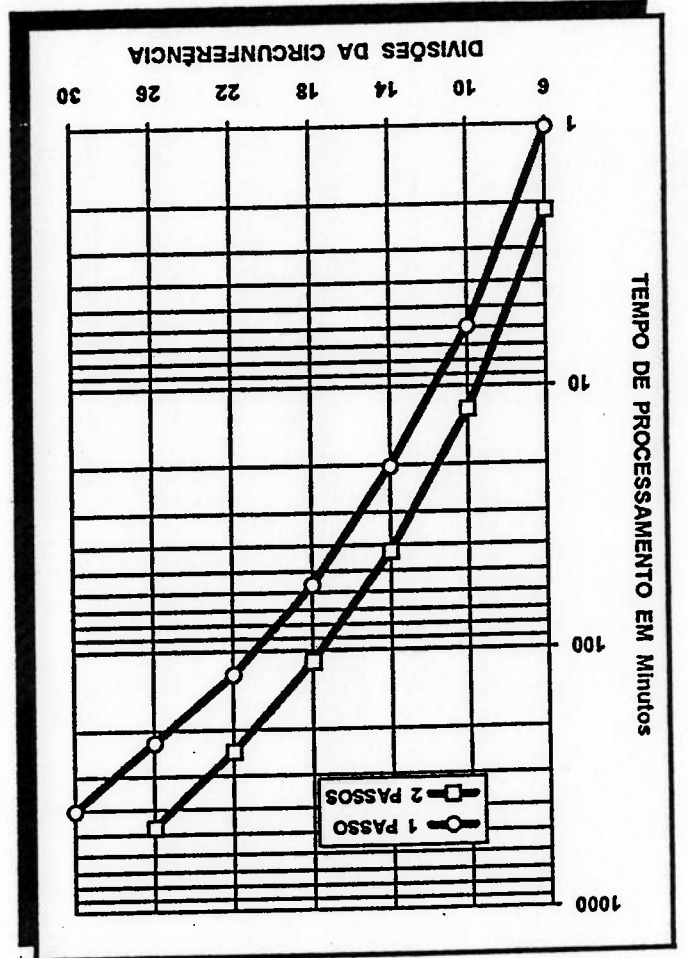
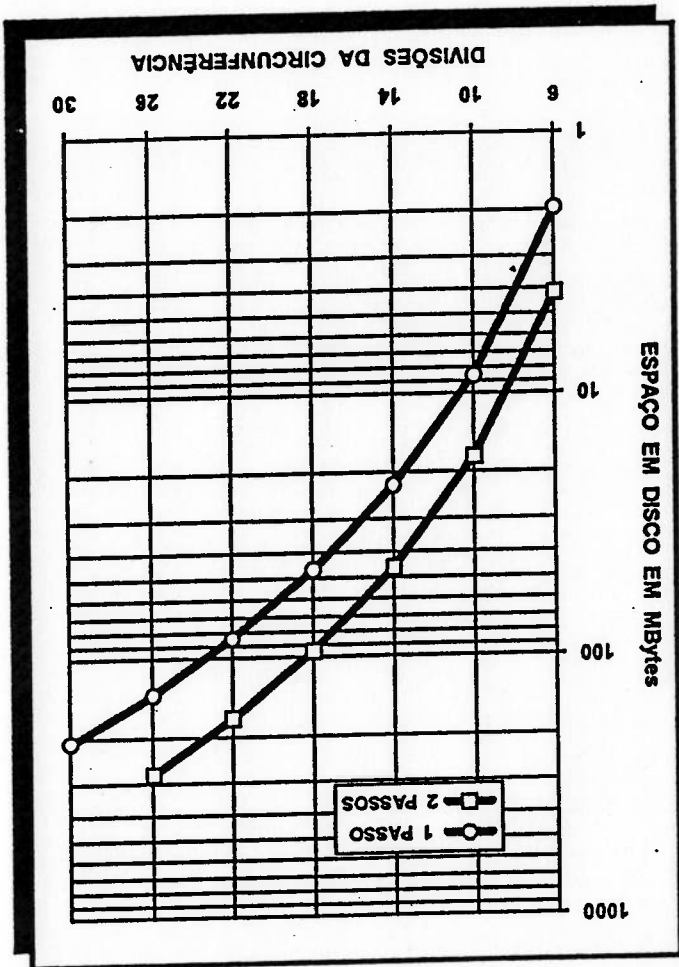


Figura 4.9 - Dados de utilização do "hardware" (processador Pentium - 90 MHz) para "riser" de 11 polegadas

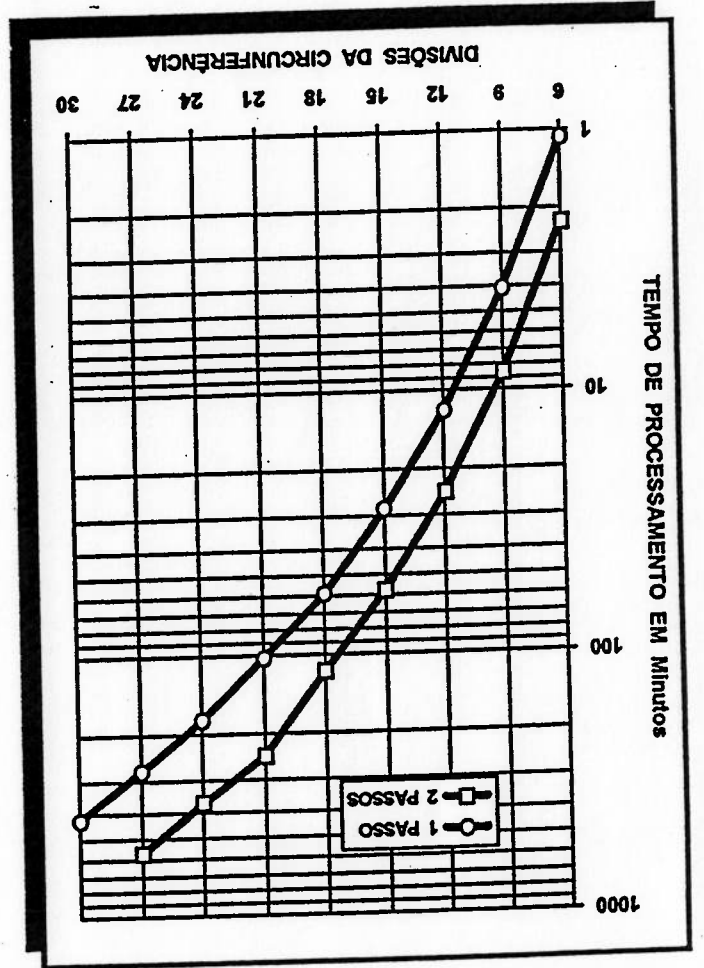
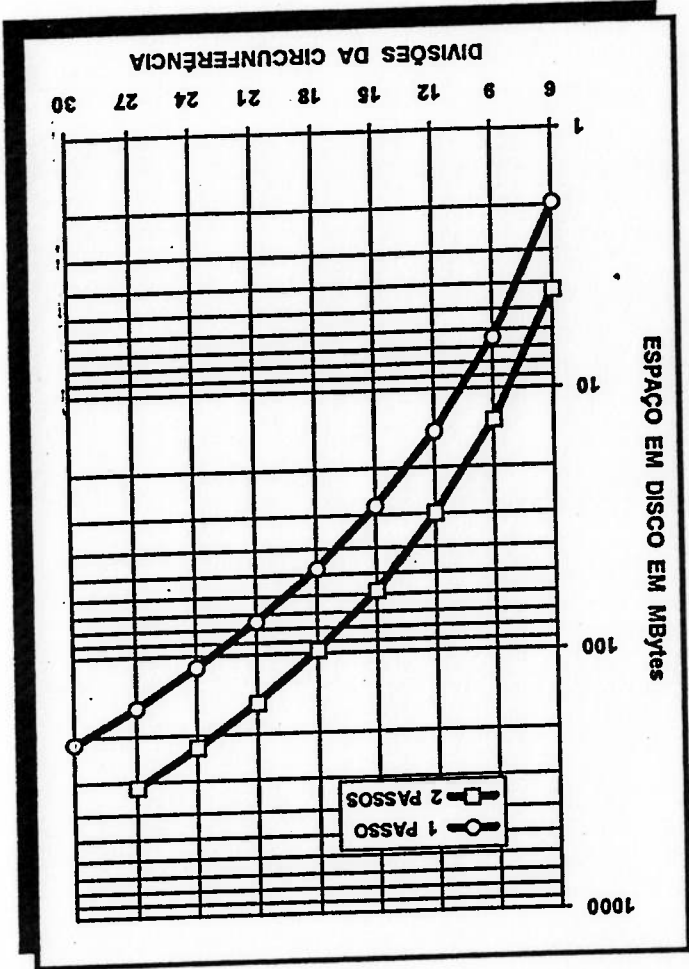


Figura 4.10 - Testes de convergência para "riser" de 9 1/2 polegadas

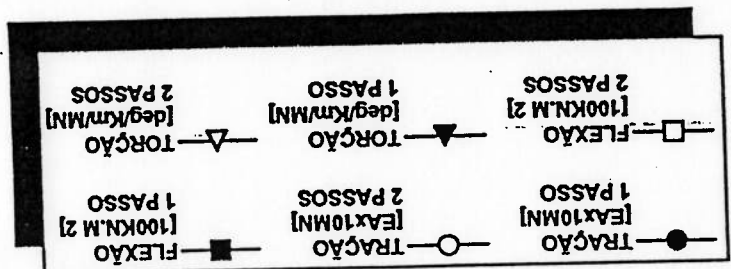
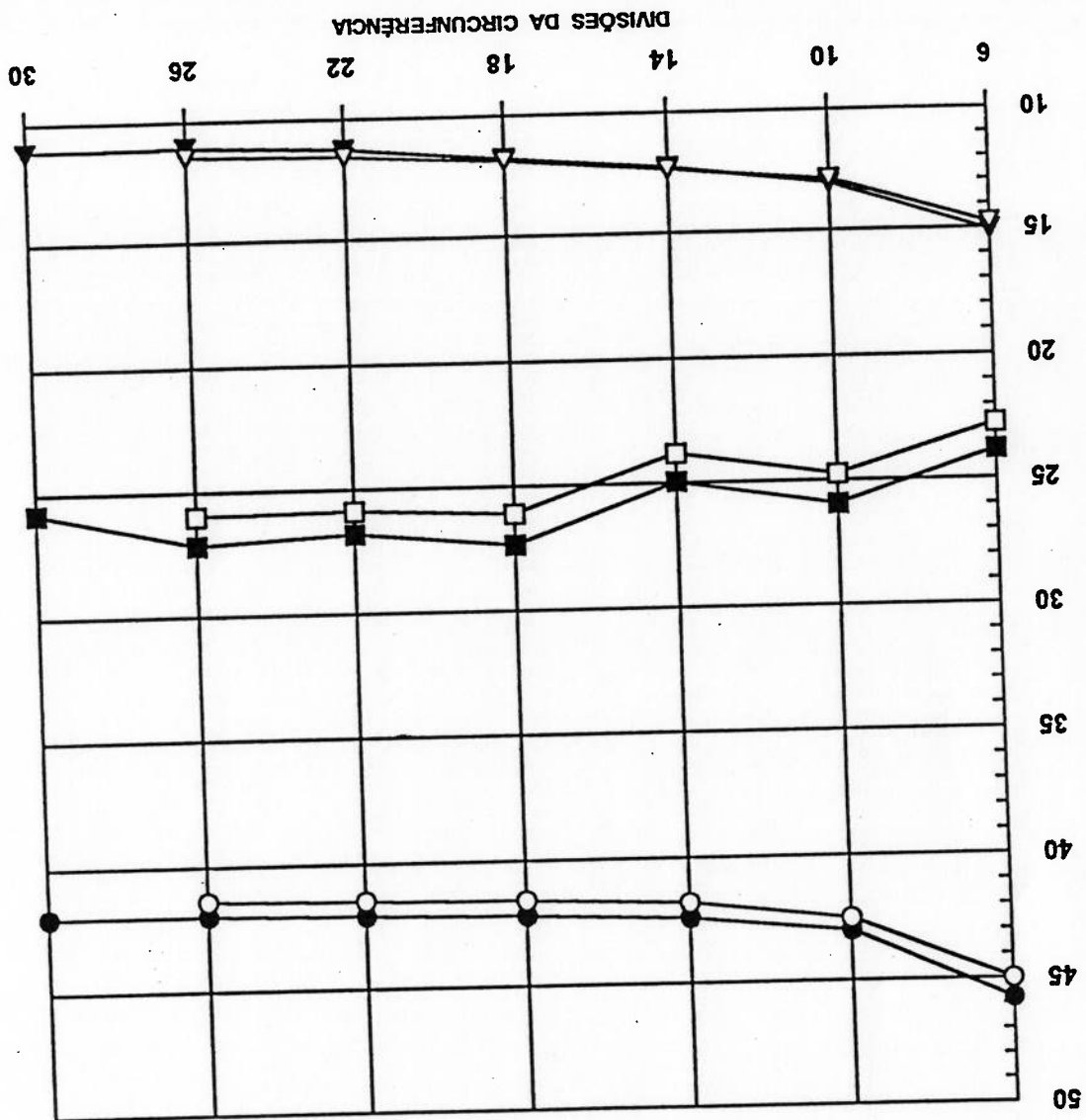
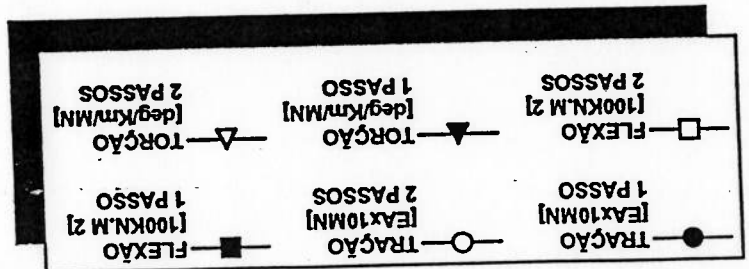
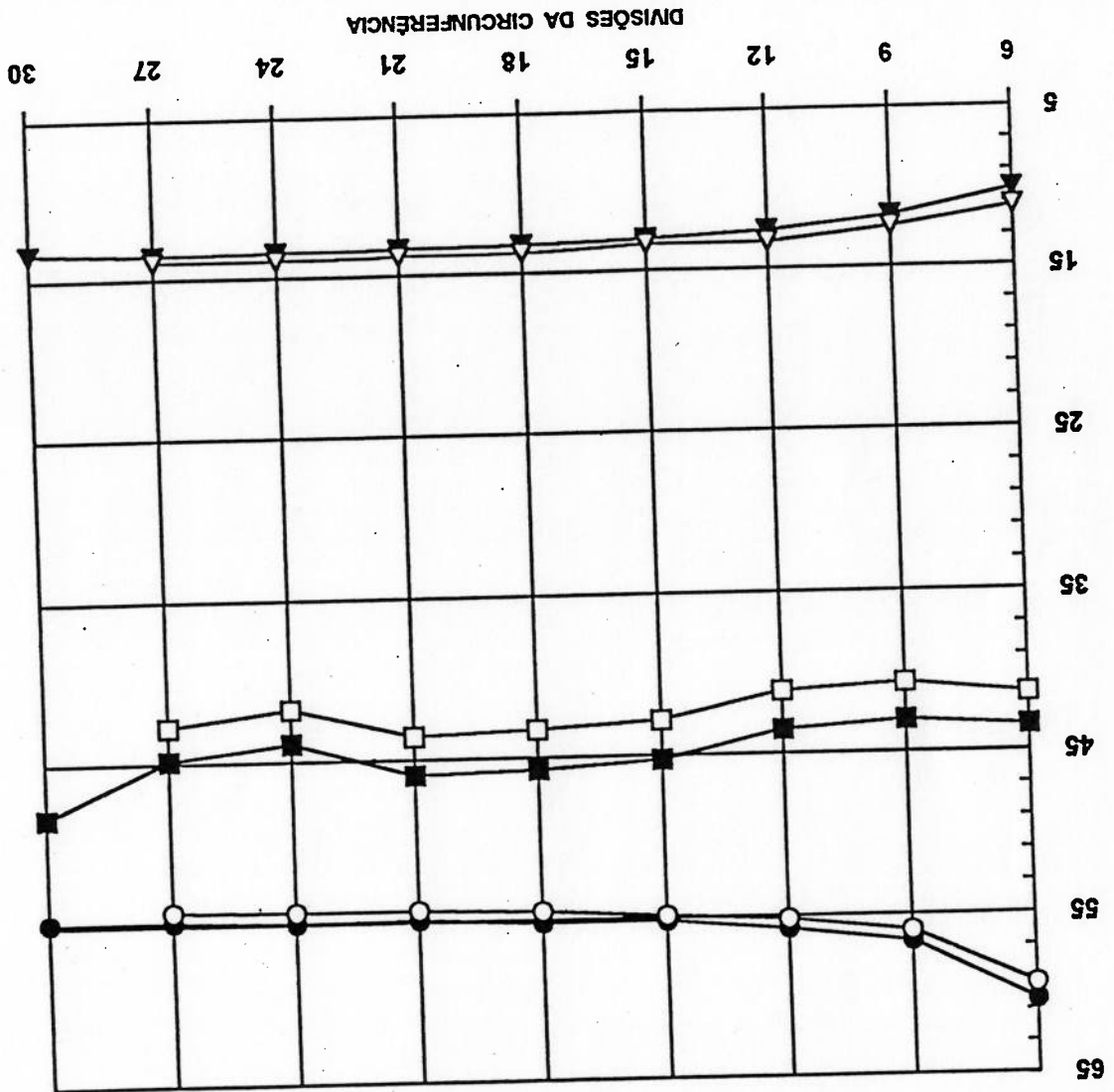




Figura 4.11 - Testes de convergência para "riser" de 11 polegadas



#### 4.3.2.2. Avaliação preliminar das tensões

O aspecto mais importante, relacionado à relevância do modelo tridimensional para análise estrutural de um "riser" flexível, reside na sua maior capacidade potencial em computar os efeitos de cargas localizadas, não axi-simétricas, decorrentes dos carregamentos aplicados durante a operação de lançamento.

Por consequência, torna-se relevante promover uma comparação preliminar das tensões obtidas por modelos gerados pelo GERFLEX com outras obtidas por métodos tradicionais dos fabricantes, que se utilizam de modelos analíticos para cargas axi-simétricas e modelos de elementos finitos bidimensionais para o caso de compressão mecânica radial. Para tanto, nos utilizaremos dos resultados para o "riser" de 11 polegadas já referenciado extraídos de relatórios confiáveis, e para cuja obtenção foram utilizados programas desenvolvidos "in house" pelo fabricante de tubos flexíveis e o programa ABAQUS /14/ de elementos finitos. Cabe ainda ressaltar que os dados disponíveis não trazem informações sobre as hipóteses do modelo de cálculo, fato que nos leva muitas vezes, para comparação de resultados, a fazer avaliações de natureza subjetiva.

Nossa análise foi feita a partir de um modelo com 24 divisões circunferenciais e comprimento correspondente a dois passos da armadura de tração. Isto se justifica pelos limites de "hardware" e pelo fato de que a divisão da circunferência adotada possibilita uma boa distribuição das cargas nodais para os casos de três ou quatro sapatas, conforme estabelecido em particular para o programa GERFLEX.

#### (i) Camada de pressão

Nas figuras 4.12 a 4.14, pode-se observar uma boa concordância entre resultados de tensões equivalentes de VonMises para a camada de pressão, em particular para cargas axi-simétricas (figura 4.12).

No caso do carregamento com três sapatas (figura 4.13), mesmo considerando que o programa utilizado pelo fabricante deve ter utilizado elementos não lineares, podemos considerar a concordância satisfatória, ressaltando-se o caráter mais conservador dos resultados GERFLEX/ALGOR, até o limite de comportamento elástico linear da estrutura. Este fato nos dá certa tranquilidade para uso desta ferramenta no dimensionamento (ou seleção) de tubos flexíveis.

No caso de utilização de quatro sapatas (figura 4.14), podemos observar maiores discrepâncias de resultados, sendo aqueles do GERFLEX/ALGOR mais conservadores. Tal diferença se justifica, possivelmente, pelos seguintes motivos:

As figuras 4.16 e 4.17 mostram que não houve boa concordância entre os resultados obtidos por nós e aqueles usados para comparação. Particularmente para cargas axi-simétricas, isto nos remete a uma maior preocupação em relação às dimensões e propriedades atribuídas por nós à carga. De qualquer forma, contudo, o baixo nível das tensões produzidas justifica, em parte, os grandes desvios observados, uma vez que, nesse caso, são maiores as influências dos erros inerentes aos métodos de cálculo.

### ( iii ) Carga intertravada

Uma análise da figura 4.15 mostra que a concordância dos resultados entre o GERFLEX/ALGOR é boa em relação ao método analítico de comparação.

### ( ii ) Armaduras de tração

( i.ii ) devido à variação acentuada das tensões na direção circumferencial, seria recomendável uma maior subdivisão da malha nesta direção. Isto não foi possível nesta fase pelas razões já expostas, mas acreditamos que tais resultados sejam satisfatórios para os propósitos ora estabelecidos.

( i.i ) a queda da tensão acusada pelo modelo de comparação, quando passamos de três para quatro sapatas, com um mesmo valor de carga por sapata, não parece correta, pois, apesar da melhor distribuição da carga de aperto radial, o aumento da carga total de aperto ( cerca de 33 % ) não deixaria a tensão ter uma queda tão acentuada; nosso modelo acusa uma redução das tensões da ordem de 30 %, enquanto o modelo do ABAQUS, de modo menos conservativo, aponta uma queda de 50 %;

Figura 4.12 - Tensões na camada de pressão para "riser" de 11 polegadas com cargas axi-simétricas ( pressão interna e tração ) comparando os resultados do ALGOR e os de programa " in house " de fabricante

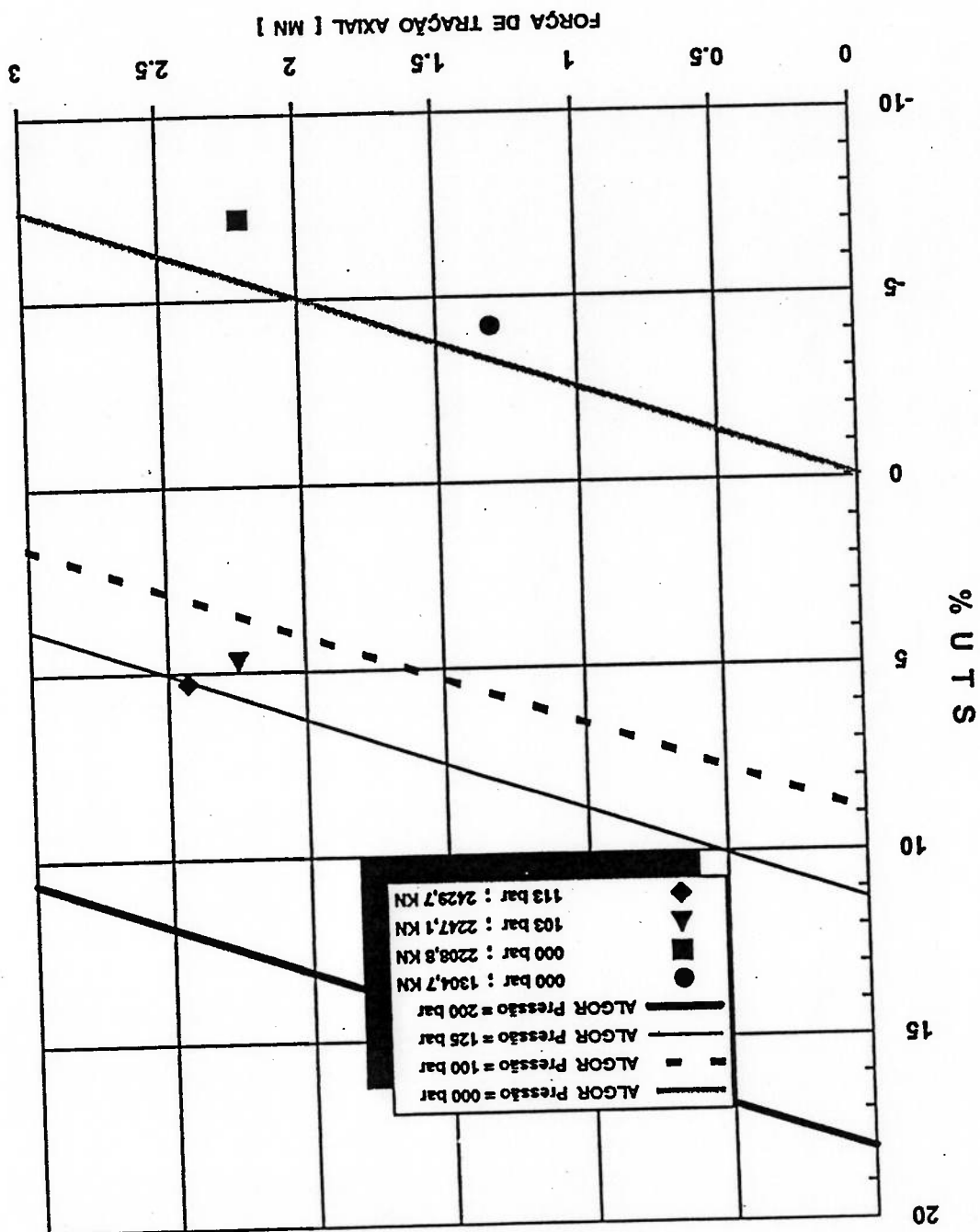


Figura 4.13 - Tensões na camada de pressão para " riser " de 11 polegadas sob carga de lançamento com três sapatas

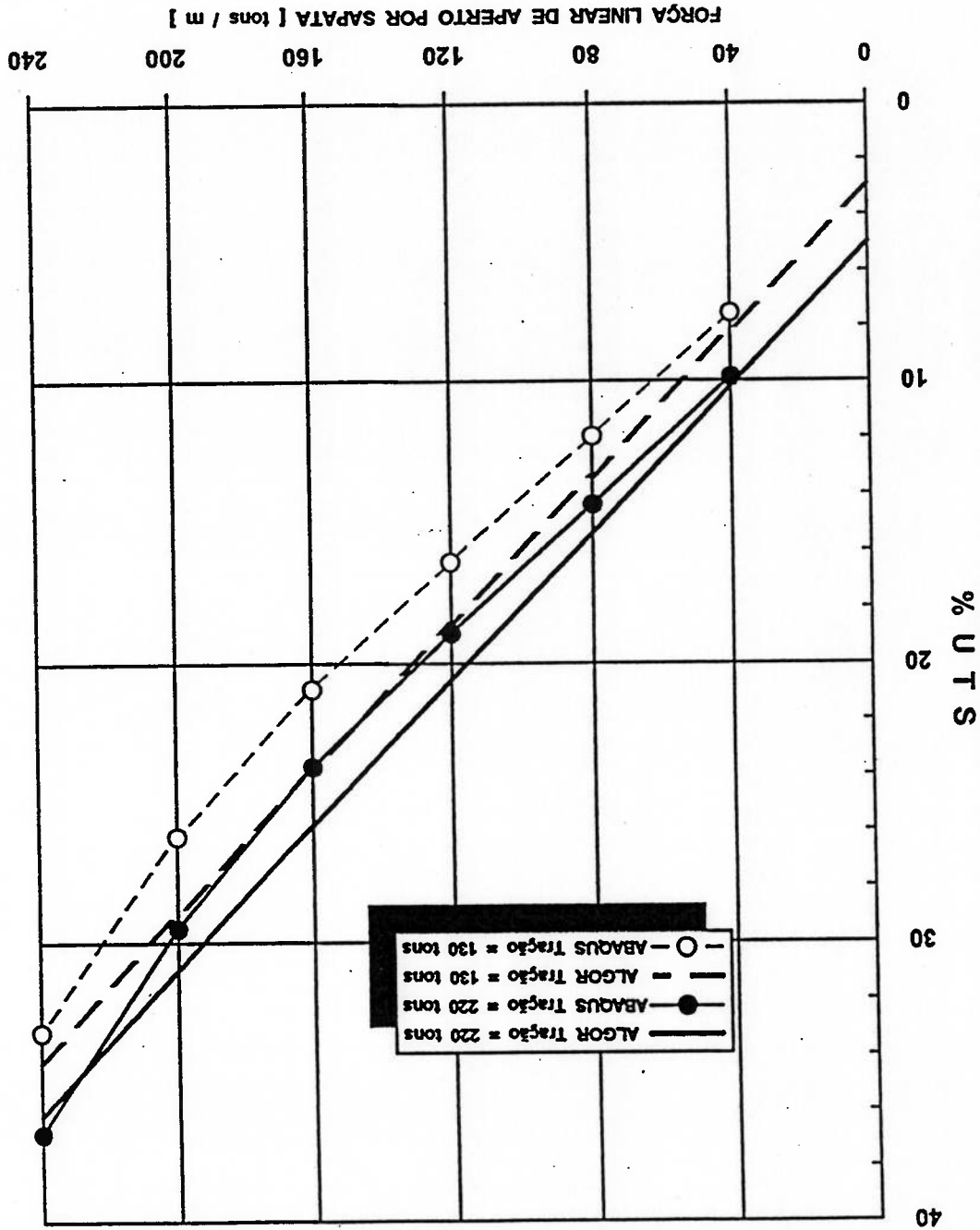


Figura 4.14 - Tensões na camada de pressão para "riser" de 11 polegadas sob carga de lançamento com quatro sapatas

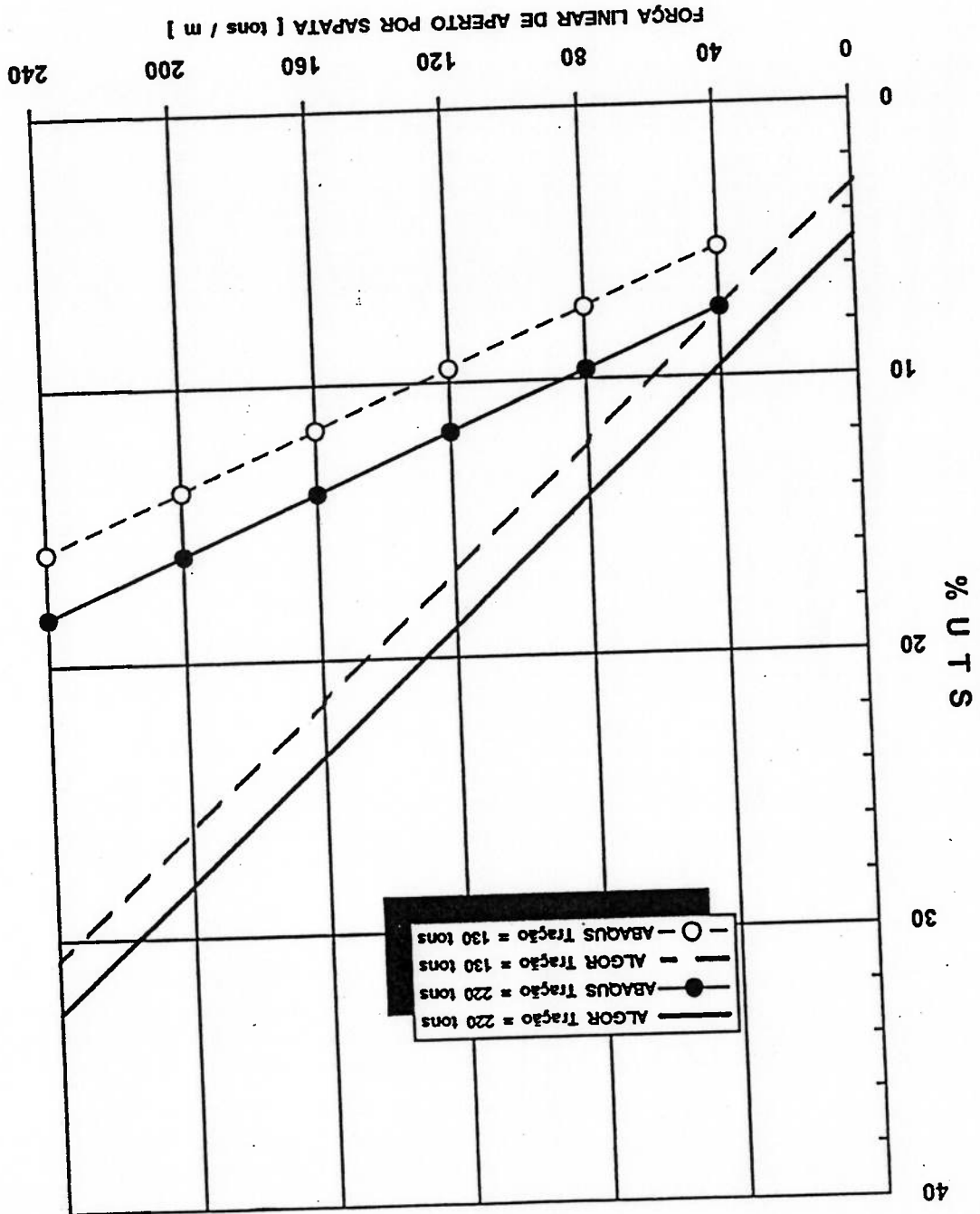


Figura 4.15 - Tensões na armadura externa de "riser" de 11 polegadas com cargas de tração comparando os resultados do ALGOR com os de programa "in house" de fabricante

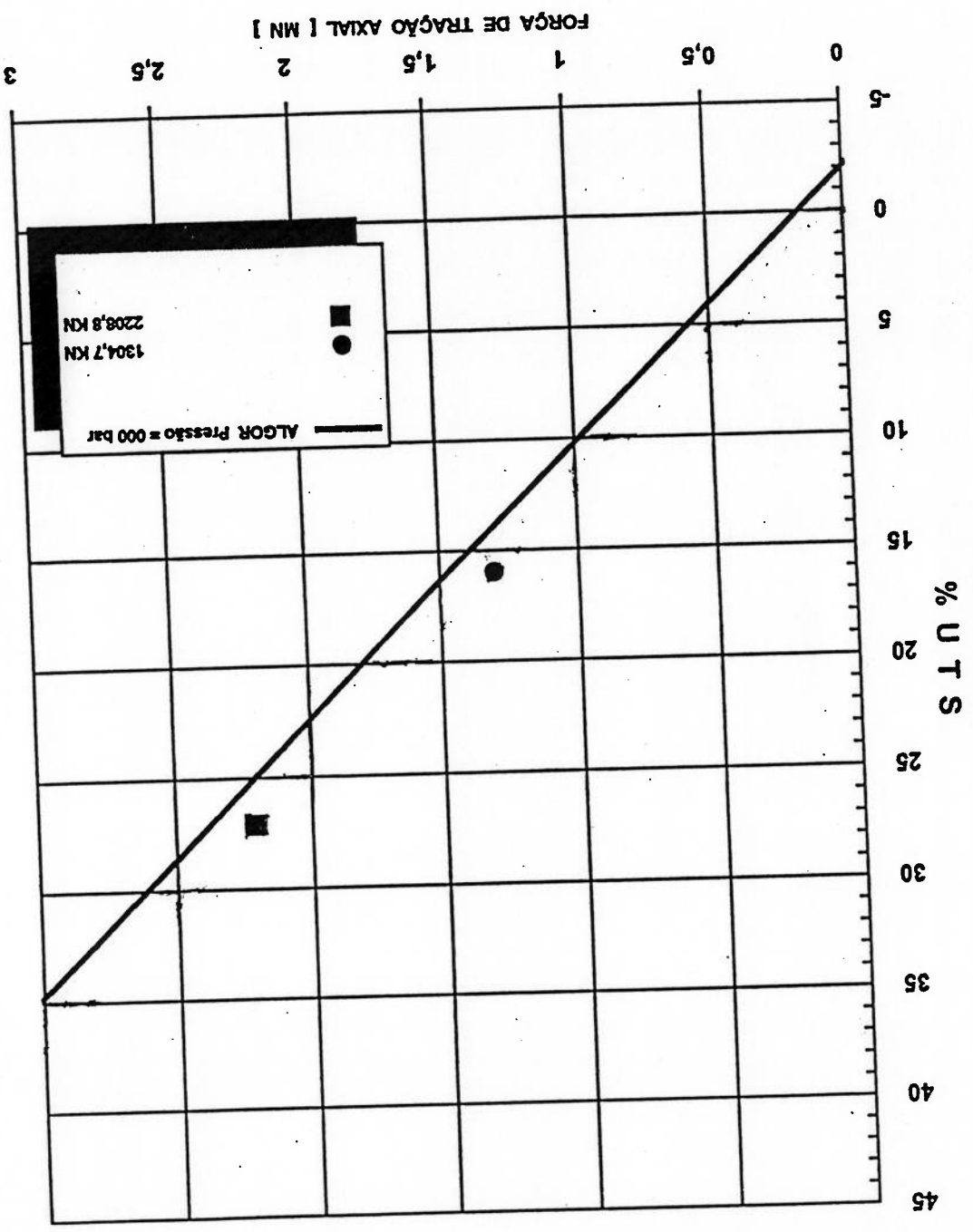


Figura 4.16 - Tensões na carga intertravada para "niser" de 11 polegadas sob carga de lançamento com três sapatas

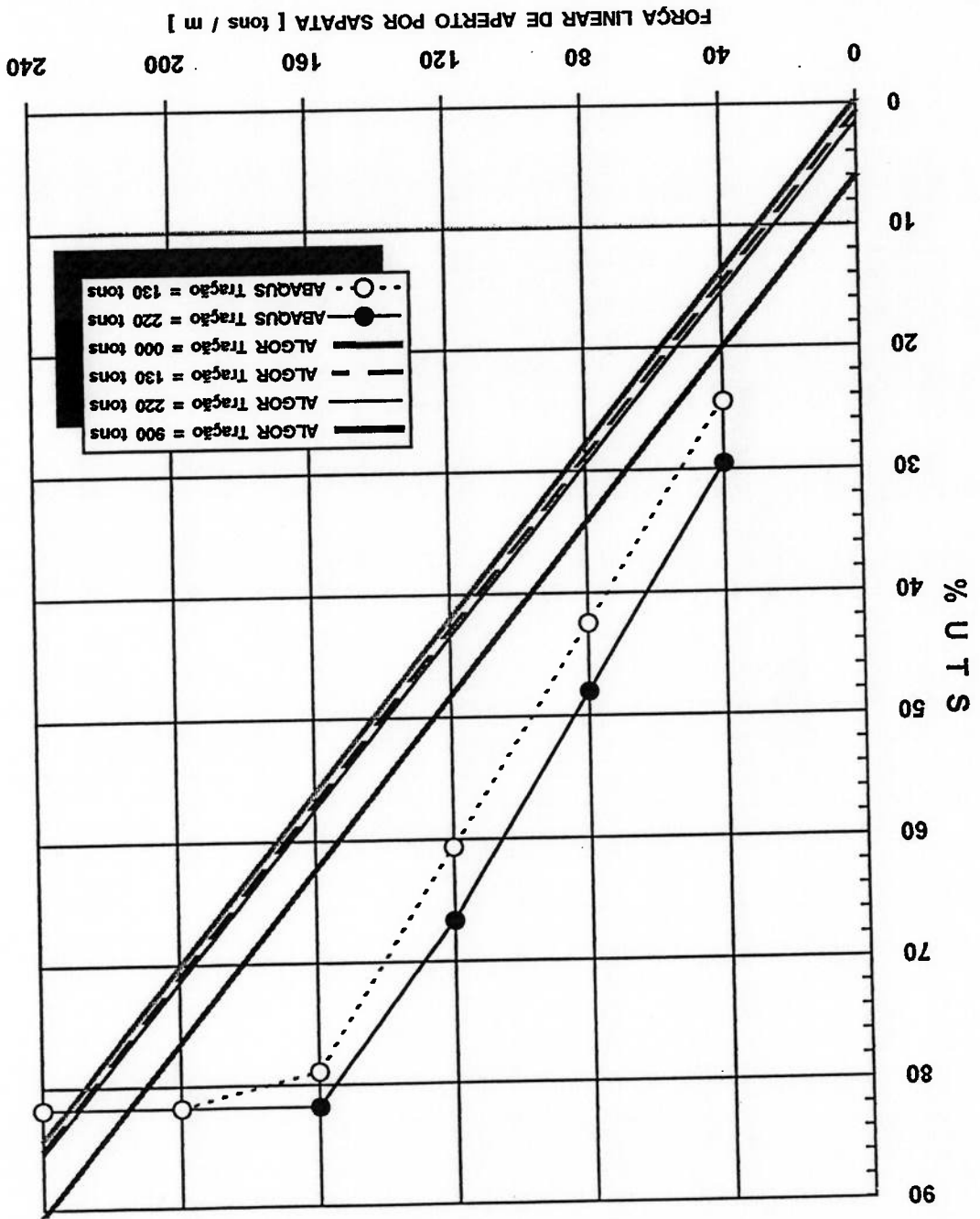
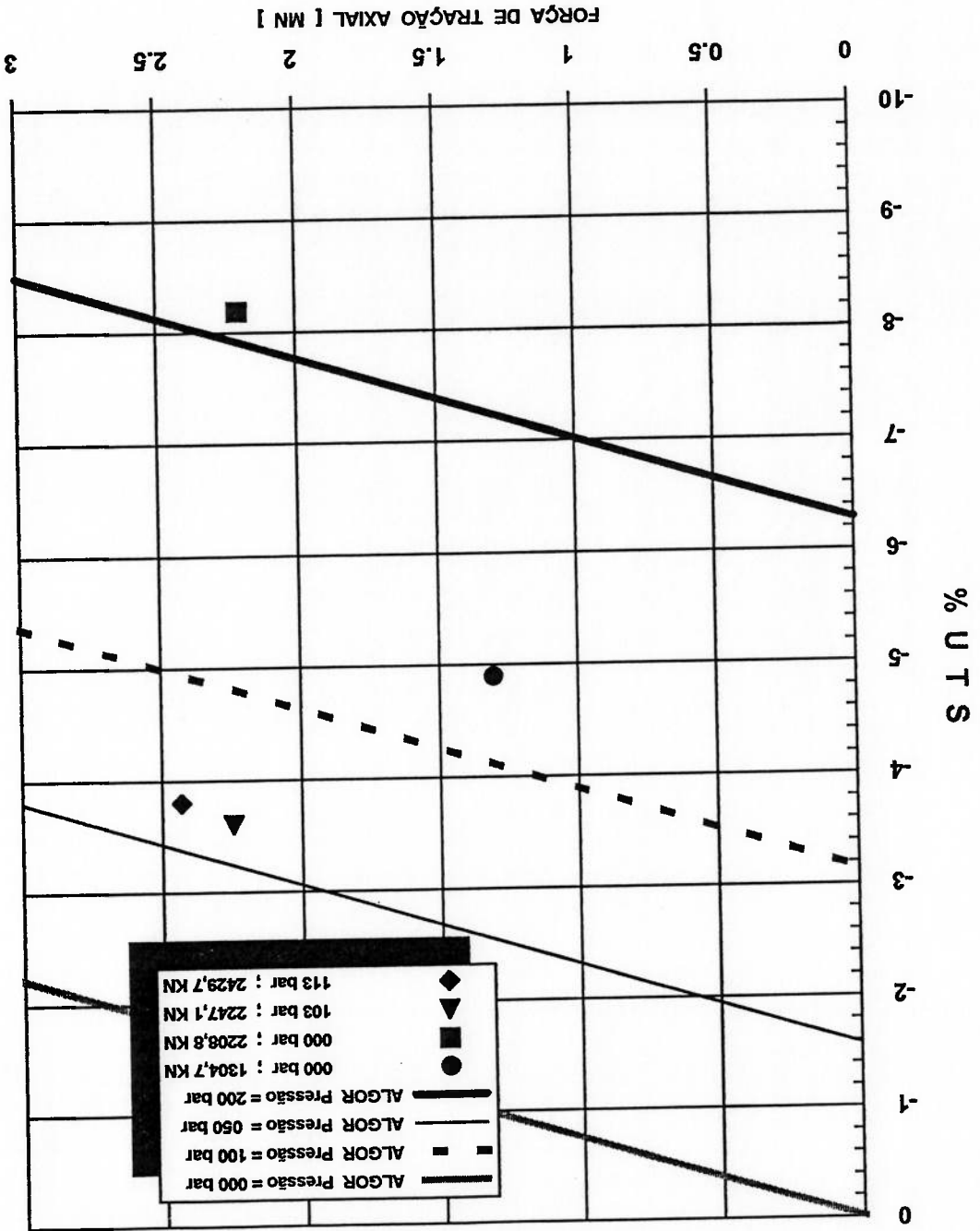




Figura 4.17 - Tensões na carga intertravada para " riser " de 11 polegadas sob cargas axi-simétricas ( pressão interna e tração )



#### 4.4. Fundamentos teóricos da casca ortotópica

Os fundamentos teóricos aqui apresentados se restringem àqueles essenciais mais diretamente ligados à concepção do modelo, não nos prendendo a aspectos particulares e/ou à teoria do Método dos Elementos Finitos.

Essencialmente, a única "novidade" considerada na modelagem foi a utilização do conceito de casca ortotópica na representação do comportamento estrutural das camadas que resistem à pressão, i.e., camada de pressão e cargaq intertravada. Os demais tipos de camadas receberam uma representação que nos pareceu mais óbvia (elementos de viga para os arames da armadura de tração e elementos sólidos para as camadas plásticas, conforme já citado).

Considerados, pois, os preceitos da modelagem por casca ortotópica, deve-se iniciar pela apresentação do modo pelo qual a ortotropicidade do material recebe o tratamento necessário à sua contabilização pelo(s) programa(s) de análise, via Matriz de Elasticidade.

A seguir, como parte preparatória à aplicação da Analogia de Grelha /10/, são descritas as equações gerais dos principais parâmetros da Teoria de Placas /10/.

Finalmente, consideradas as limitações da referida analogia, no contexto da modelagem por casca ortotópica, são estabelecidos os meios necessários à correção dos valores obtidos para as tensões, pelo(s) programa(s) de análise.

#### 4.4.1. Matriz de elasticidade

No que se refere às propriedades do material da casca ortotópica, optamos por considerar que, para pequenos deslocamentos (onde os contatos entre os intertravamentos, encaixes de perfs, etc. não são importantes), seu comportamento tende ao de um helicóide, cujas propriedades servirão para a determinação das propriedades da casca ortotópica nas direções circunferencial e axial do tubo. Assim se faz necessária a determinação da matriz de elasticidade orientada na direção do helicóide e posterior determinação da matriz de elasticidade orientada na direção dos elementos, conforme as necessidades dos programas de cálculo, que veremos adiante.

Seja a matriz de elasticidade orientada sobre o helicóide definida pela direção dos arames de uma cargaq (figura 4.18). Assim, por Timoshenko and Goodier /15/, podemos descrevê-la como:

$\bar{C}$	matriz de elasticidade na direção do helicóide
$\bar{x}$	direção do helicóide das camadas de pressão e/ou da camada intravada, que corresponde ao ângulo de enrolamento da espiral, conforme a figura 4.18 .
$E_x, E_y$	módulos de elasticidade do material, nas direções x e y
$\nu_x, \nu_y$	coeficientes de Poisson do material, nas direções x e y
x	direção geral de orientação tangencial dos eixos locais dos elementos de placa
$\theta$	ângulo do helicóide

$$E'' = \nu_x E_y / (1 - \nu_x \nu_y) = \nu_y E_x / (1 - \nu_x \nu_y)$$

$$E'_y = E_y / (1 - \nu_x \nu_y)$$

$$E'_x = E_x / (1 - \nu_x \nu_y)$$

$$\bar{C} = \begin{bmatrix} E'_x & E'' & 0 \\ E'' & E'_y & 0 \\ 0 & 0 & G \end{bmatrix}$$

uma vez que não há interação na direção perpendicular à linha helicoidal e que desejamos que  $E_y$  seja muito menor que  $E_x$ . Cabe ressaltar que a **divisão por  $10^6$**  proposta em várias ocasiões neste trabalho é **válida para as unidades utilizadas em nossos cálculos** (neste caso,  $N/mm^2$ ).

Resta-nos, então, obter:  $E_x$ ,  $E_y$ ,  $G$

$$E_y = E_x / 10^6$$

$$E_z = 0$$

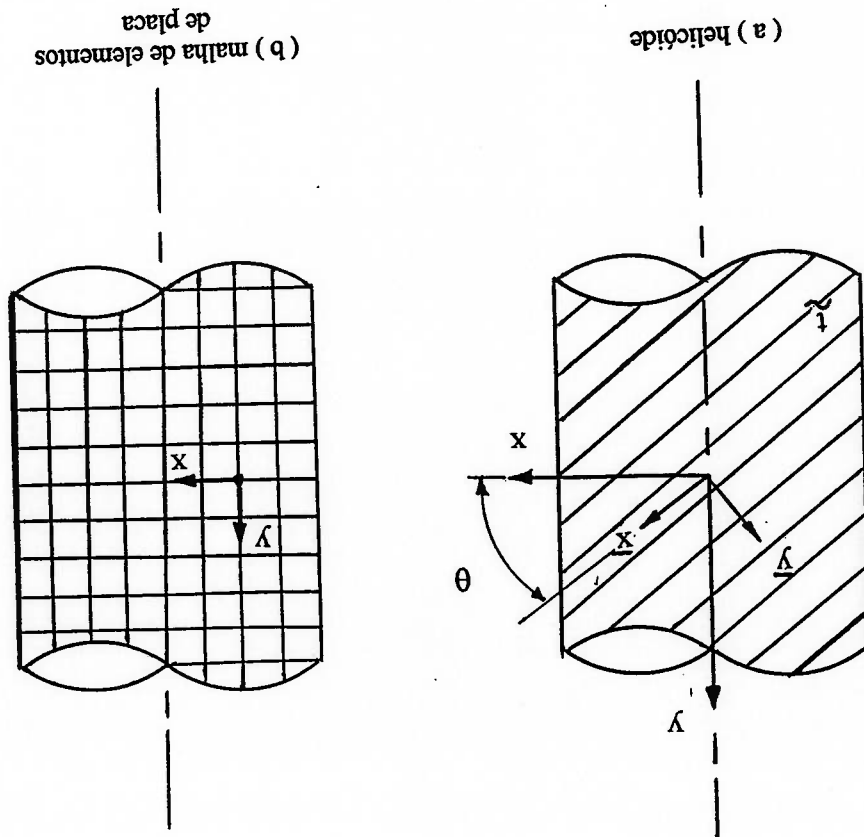
De sorte que, para efeito do que nos interessa, devemos tomar:

Dados necessários:  $E_x$ ,  $E_y$ ,  $E_z$ ,  $G$

(!) Programa ALGOR

Devido às diferenças de apresentação dos dados de entrada de material, e a título de padronização, adotaremos o que se segue:

Figura 4.18 - Orientação dos eixos de referência sobre o helicóide



( ii ) Programa ANSYS

Dados necessários :  $E_x$  ,  $E_y$  ,  $\nu_x$  ,  $\nu_y$  ,  $G_{xy}$

Pelas mesmas razões descritas anteriormente , devemos tomar

$$\begin{aligned} \nu_x = \nu_y = 0 \\ E'_y = E'_x / 10^6 \\ E'_y = E'_x / 10^6 \\ E'' = 0 \end{aligned}$$

Resta-nos obter :  $E_x = E'_x$  ,  $G_{xy} = G$

Assim , para ambos os casos ( programas ALGOR e ANSYS ) , precisam ser obtidos :

$$E'_x , G$$

da Matriz de Elasticidade simplificada para :

$$\underline{C} = \begin{bmatrix} E'_x & 0 & 0 \\ 0 & E'_x/10^6 & 0 \\ 0 & 0 & G \end{bmatrix}$$

Se , efetivamente , estivéssemos tratando de uma estrutura tubular íntegra com material de natureza ortotrópica - como seria o caso , por exemplo , de um tubo construído de fibra-de-vidro - o problema do estabelecimento da matriz de elasticidade estaria determinado .

$$3. \quad D_{xy} = (t^3 / 12) G_x$$

(ii) Rigidez à torção

$$2. \quad D_y = (t^3 / 12) E_y$$

$$1. \quad D_x = (t^3 / 12) E_x$$

(i) Rigezas à flexão

Conforme pode ser observado em /10/ ( ver capítulo 11 , pag. 365 ) , as rigezas , esforços e tensões em placas anisotrópicas e , conseqüentemente , no caso particular de placas ortotrópicas , podem ser determinadas conforme a seguir .

#### 4.4.2. Determinação das rigezas , esforços e tensões

Devemos esclarecer , ainda , que pelo fato do programa ALGOR requerer obrigatoriamente que façamos a rotação da matriz de elasticidade , optamos então por fazer tal operação mesmo para o programa ANSYS , a fim de padronizar o procedimento e torná-lo mais genérico , atribuindo tal tarefa ao programa GERFLEX .

Uma vez definida a Matriz de Elasticidade com orientação sobre o helicóide , é necessário promover sua rotação para a direção dos eixos locais dos elementos de placa que discretizam o tubo ( ver Apêndice I ) . No programa ANSYS isto pode ser feito automaticamente , pelo próprio programa , bastando que informemos a direção usada para a definição do material . Para o programa ALGOR , no entanto , o usuário deve fornecer a Matriz de Elasticidade já rotacionada para os eixos locais .

Como , portanto , estamos ficticiamente simulando este aspecto de integridade da estrutura via propriedades do material , torna-se necessário recorrer à Analogia de Greiha , à semelhança dos vários exemplos apresentados em /10/ .

No nosso caso , contudo , o material da estrutura tubular em aço não é , de fato , ortotrópico , e sim uma estrutura tubular que tem integridade estabelecida numa única direção .

(iii) Rígidas de membrana

4.  $B_x = tE_x$

5.  $B_y = tE_y$

6.  $B_{xy} = tG$

(iv) Tensões de membrana (figura 4.19)

normal segundo x  $\sigma_m^x = N_x / t$

normal segundo y  $\sigma_m^y = N_y / t$

cisalhante  $\sigma_m^{xy} = N_{xy} / t$

(v) Tensões de flexão (figura 4.20)

normal segundo x  $\sigma_f^x = M_x / (6t^2)$

normal segundo y  $\sigma_f^y = M_y / (6t^2)$

cisalhante  $\sigma_f^{xy} = M_{xy} / (6t^2)$

Figura 4.20 - Tensões de flexão

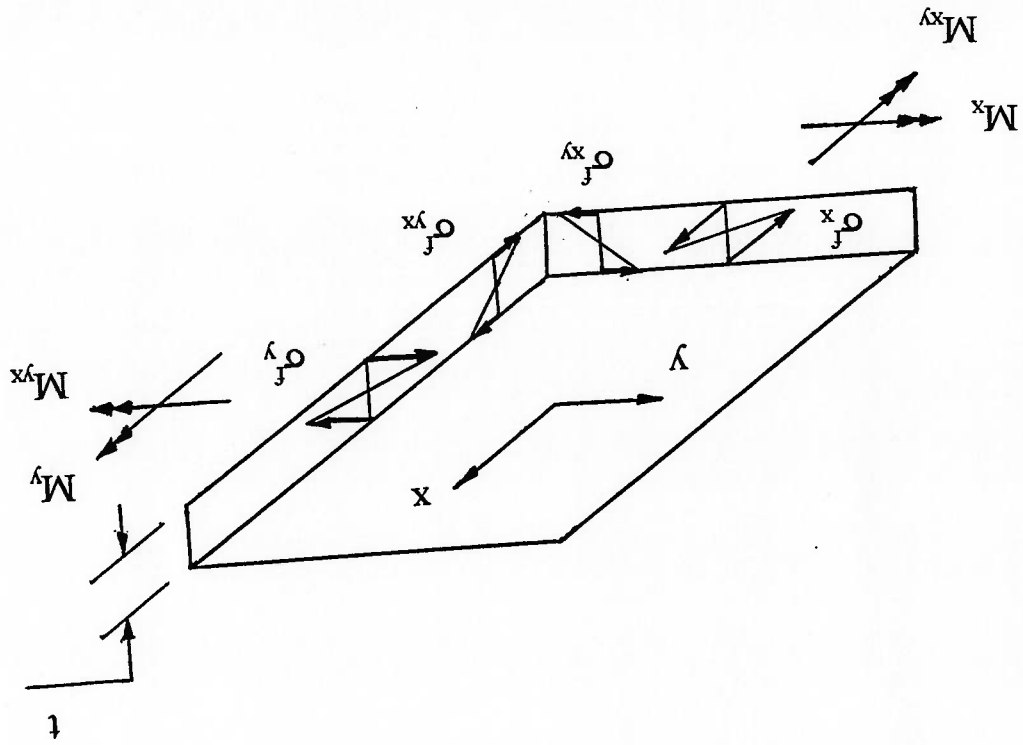
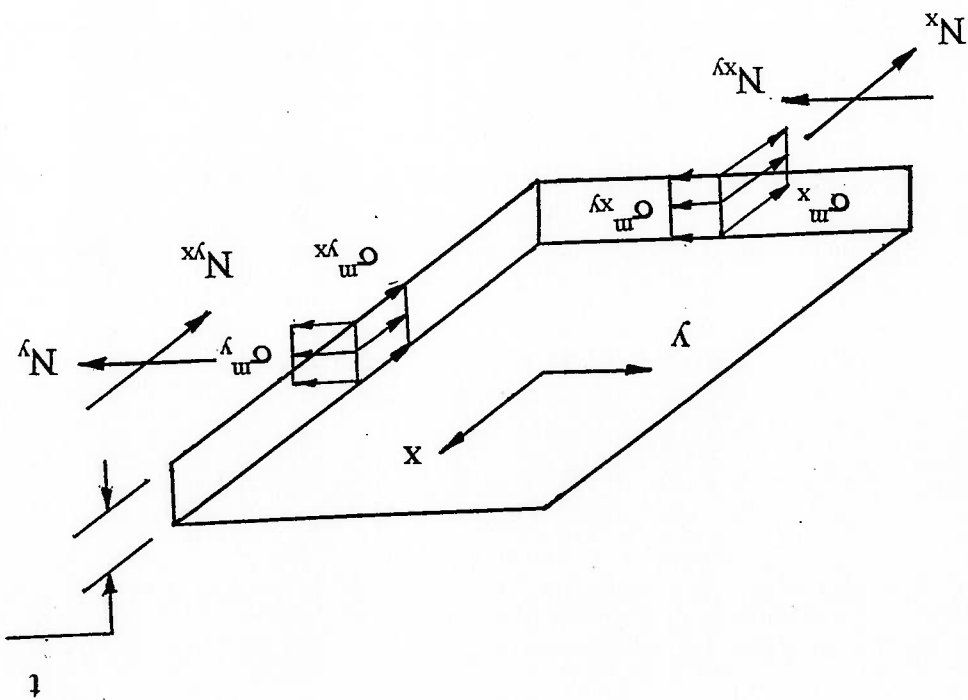


Figura 4.19 - Tensões de membrana





No entanto, como já foi dito, nosso caso não se constitui em um tubo real que se deva modelar como um material ortotrópico. O que temos é um conjunto de arames (ou um único arame enrolado que nos fornece um certo número de arames por unidade de comprimento) que acaba por caracterizar uma grelha cuja rigidez corresponde àquela dos arames, em uma direção, e que é desprezível ou nula na direção ortogonal. Assim se faz necessário estabelecer uma analogia que venha a satisfazer tal condição de não integridade da estrutura.

#### 4.4.3. Analogia de grelha

Conforme pode ser observado em /10/ (ver capítulo 11, pag. 369, item 87), as rigezas de uma grelha podem ser determinadas conforme a seguir.

##### (i) Rigezas à flexão

$$1. \quad D_x = (E_{mat} I_{xx}) (n/p)$$

$$2. \quad D_y = 0 \quad (\text{não há arames na direção } y)$$

##### (ii) Rigidez à torção

$$3. \quad D_{xy} = (G_{mat} J_t) (n/p)$$

##### (iii) Rigezas de membrana

$$4. \quad B_x = (E_{mat} A_s) (n/p)$$

$$5. \quad B_y = 0$$

$$6. \quad B_{xy} = (G_{mat} A_s) (n/p)$$

onde :

onde podemos extrair os valores procurados para  $E_x$  e  $G$  e ainda o valor necessário para a espessura das placas ( $t$ ) no modelo de casca ortotrópica.

$$\begin{aligned} \text{A. } D_x &= (E_{mat} I_{xx}) (n/p) = (t^3 / 12) E_x \\ \text{B. } D_{xy} &= (G_{mat} J_t) (n/p) = (t^3 / 12) G \\ \text{C. } B_x &= (E_{mat} A_s) (n/p) = t E_x \\ \text{D. } B_{xy} &= (G_{mat} A_s) (n/p) = t G \end{aligned}$$

Igualando as expressões anteriores com suas equivalentes no item 4.4.2, de maneira a assegurar equivalência de rigidez entre helicóide real e o modelo de casca ortotrópica, temos:

$$D_y \approx 0 \quad e \quad B_y \approx 0$$

Das hipóteses assumidas no item 4.4.1, resulta que, em termos relativos:

$$\begin{aligned} A_s &= \text{área da seção transversal do arame} \\ J_t &= \text{constante de torção do arame} \\ I_{xx} &= \text{inércia à flexão do arame} \\ p &= \text{passo linear do helicóide} \\ n &= \text{número de arames do helicóide} \\ \nu_{mat} &= \text{coeficiente de Poisson do material base, fornecido ao GERFLEX} \\ G_{mat} &= E_{mat} / [2(1 + \nu_{mat})] \quad \text{calculado pelo GERFLEX} \\ E_{mat} &= \text{módulo de elasticidade do material base, fornecido ao GERFLEX} \end{aligned}$$

Contudo, torna-se impossível satisfazer a todas as quatro equações acima. Assim, por hipótese, consideramos menos relevante satisfazer à parcela da deformação por cisalhamento, desprezando a equação D.

Logo, da divisão de A por C, resulta :

$$(1) \quad t = \sqrt{12 D_x / B_x} = \sqrt{12 I_{xx} / A_s} = \sqrt{12} \text{ vezes o raio de giração do perfil}$$

e daqui sai a espessura t da casca ortotrópica, sendo  $I_{xx}$  e  $A_s$  propriedades dos arames. Conhecido t de C, temos :

$$(2) \quad E_x = B_x / t$$

e de B vem que :

$$(3) \quad G_x = (12 / t^3) D_{xy}$$

Neste ponto deve ser notado que a espessura (t) da casca resulta ser um valor numérico fictício que deve ser fornecido ao(s) programa(s) de análise para, em conjunto com as propriedades do material, garantir a equivalência de rigidez entre o modelo tubular de material ortotrópico e a estrutura real em forma de arames helicoidais.

Como impusemos a equivalência de rigidez, é possível crer que tal fato nos leva à avaliação correta dos esforços solicitantes internos (forças cortantes, momentos fletores, etc.) sem, no entanto, observar que o mesmo aconteça com as tensões.

#### 4.4.4. Correção para as tensões

Da igualdade imposta à rigidez decorre, supostamente, equivalência para esforços solicitantes internos e deformações entre o modelo de casca ortotrópica e o helicóide real da estrutura do tubo flexível. Disto, contudo, também resulta a impossibilidade de equivalência entre as tensões que, como veremos, devem ser corrigidas.

#### (1) Tensões de membrana

Tomemos o caso de  $\sigma_m^x$  :

no helicóide :  $\sigma_m^x = (p N_x / t)$

na casca :  $\sigma_m^x = N_x / t$

onde  $N_x$  é a força normal por unidade de comprimento e  $p$  é a distância entre arames.

Se  $N_x$  o mesmo para ambos os casos, temos como fator de correção :

$$\alpha_m = \sigma_m^x / \sigma_m^x = (p t) / (n A_s)$$

Para um helicóide com seção transversal em forma de "ferro chato" (seção retangular cheia), compactada ( $p = b$  e  $n = 1$ ), teríamos então :

$$t = \sqrt{12 I_{xx} / A_s} = \sqrt{12 (b h^3 / 12) / (b h)} = h$$

$$\alpha_m = (p t) / (n A_s) = (b h) / (1 b h) = 1$$

Dai, temos :

onde  $M_x$  é o momento fletor por unidade de comprimento e  $h$  é a espessura do helicóide ( ou a espessura da camada ) .

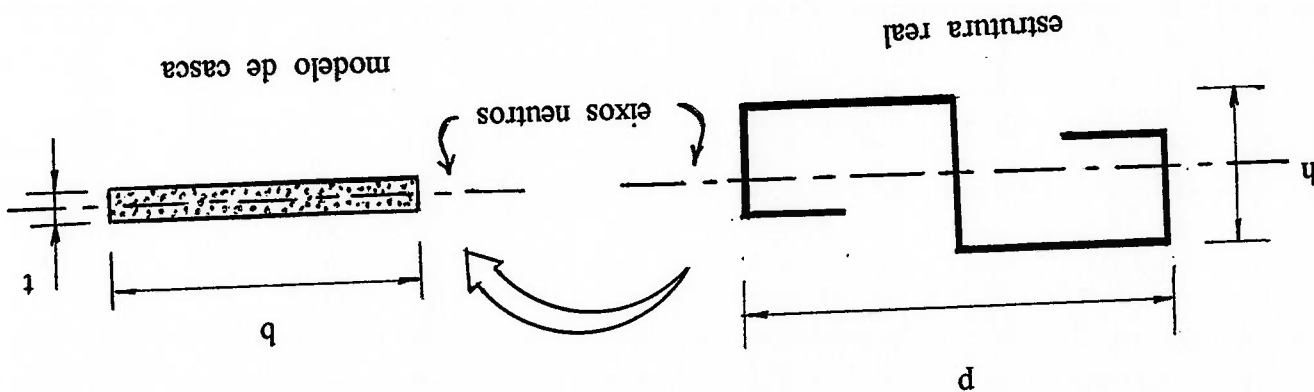
na casca :  $\sigma_x = 6 M_x / t$

no helicóide :  $\tilde{\sigma}_x = (p M_x) / (2 n I_{xx} / h)$

Analogamente, temos :

( ii ) Tensão de flexão

Figura 4.21 - Visão esquemática da relação entre espessuras (  $t < h$  )



Logo, verifica-se que o fator de correção decorre dos " vazios " existentes na forma real da seção transversal, como mostra a figura 4.21 .

Tensões de flexão e torção multiplicar por  $(p h) / (n A_s)$

Tensões de membrana multiplicar por  $(p t) / (n A_s)$

Assim pode-se dizer, de um modo geral, que os resultados dos programas de elementos finitos devem ser corrigidos. Tais correções, devidas à forma do perfil formador do helicóide, que é modelado por uma casca ortotrópica de espessura constante, consistem em:

$$\alpha_t = (p h) / (n A_s)$$

De modo análogo, obtêm-se:

(iii) Tensão de torção

$$\alpha_t = (b h) / (1 b h) = 1$$

Para a mesma seção "ferro chato", teríamos:

$$\alpha_f = (p h / n A_s)$$

$$\tilde{\alpha}_f = \sigma_f^x / \sigma_x^f = (12/6) (p h / 2 n I_{xx}) = (12/6) (I_{xx} / A_s) (p h / 2 n I_{xx})$$

#### 4.5. Revisão das hipóteses simplificadoras

Alguns aspectos receberam tratamento simplificado, por questões ligadas às dificuldades de modelação ( tamanho do modelo, tempo de processamento, etc. ), de sorte que as questões mais relevantes que receberam esta abordagem simplificada devem ser objeto de estudos futuros.

##### ( i ) Efeito do contato entre as camadas

O contato entre camadas plásticas e metálicas foi considerado da maneira mais trivial possível, considerando um nó comum para os elementos sólidos que representam as camadas plásticas e para os elementos de placa ortotrópica ou elementos de viga que representam as camadas metálicas. Esta simplificação foi possível devido ao pequeno módulo de elasticidade das camadas plásticas e das placas ortotrópicas ( na direção axial do tubo ), quando comparado ao módulo de elasticidade das armaduras e das placas ortotrópicas ( na direção circumferencial ).

No caso de contato entre camadas metálicas, foi considerada uma viga de contato, conforme apresentado no item 4.2.2 ( iv ). Neste caso, devido à característica não linear do fenômeno - as forças nos elementos de contato só podem existir se houver compressão - faz-se necessário uma reanálise, caso surjam elementos tracionados, excluindo-se tais elementos e repetindo-se este procedimento até que não mais existam elementos sob tração. Conforme citado anteriormente, tal procedimento não é tão simples como pode parecer, e deve ser desenvolvido cuidadosamente, uma vez que, após a retirada dos elementos tracionados e a subsequente reaplicação do carregamento, poderia ocorrer um regime de compressão em elementos anteriormente tracionados ( e, por consequência, retirados do modelo ). Uma das hipóteses para a solução deste problema seria a atribuição de uma baixíssima rigidez axial para os elementos comprimidos ( ao invés de retirá-los ), a fim de possibilitar a verificação da sua tendência à compressão ou à tração na nova situação.

Consideramos, no entanto, que o procedimento inicial deva ser aquele mais simples, principalmente pela natureza dos carregamentos, que sugerem haver pressão de contato entre as camadas. Assim, o procedimento inicialmente adotado por nós consiste, primeiramente, na verificação da existência ou não de compressão nos elementos de viga selecionados para a modelação do contato e, nesses termos, na posterior verificação da relevância da implementação de um procedimento automatizado de reanálise ou, de outro modo, a utilização direta de elementos de contato.

( ii ) Efeito do atrito entre as camadas

Da mesma forma, o atrito entre as camadas plásticas e metálicas foi desconsiderado, devido à coincidência de nós. Acreditamos que para os casos de carregamento aqui considerados, onde há pouco ou nenhum deslocamento relativo entre as camadas, tal aproximação seja totalmente aceitável.

Na simulação do atrito para o caso do contato entre as duas camadas de armaduras de tração, foi adotado um calibrador para as propriedades de flexão e torção das vigas de contato. Estas vigas têm sua rigidez em relação à torção e à flexão variando de acordo com um coeficiente. Este coeficiente varia de 0 ( zero ) a 1 ( um ), onde 0 ( zero ) corresponde a uma rigidez 10E-6 vezes a rigidez das armaduras de tração, e o valor 1 ( um ) corresponde a uma rigidez 10E+6 vezes esta mesma rigidez. Os testes realizados ( e apresentados na tabela 4.1 ) mostram que a variação deste coeficiente e, consequentemente, deste tipo de atrito, não é importante para a modelação adotada para o tubo, nos casos de carregamento considerados. No entanto, sabemos que a natureza das forças de atrito seco é nitidamente diferente do modelo proposto por nós, pois, ao contrário do que ocorre no modelo adotado, não é necessário haver, no tubo real, um deslocamento entre as camadas para que as forças de atrito apareçam.

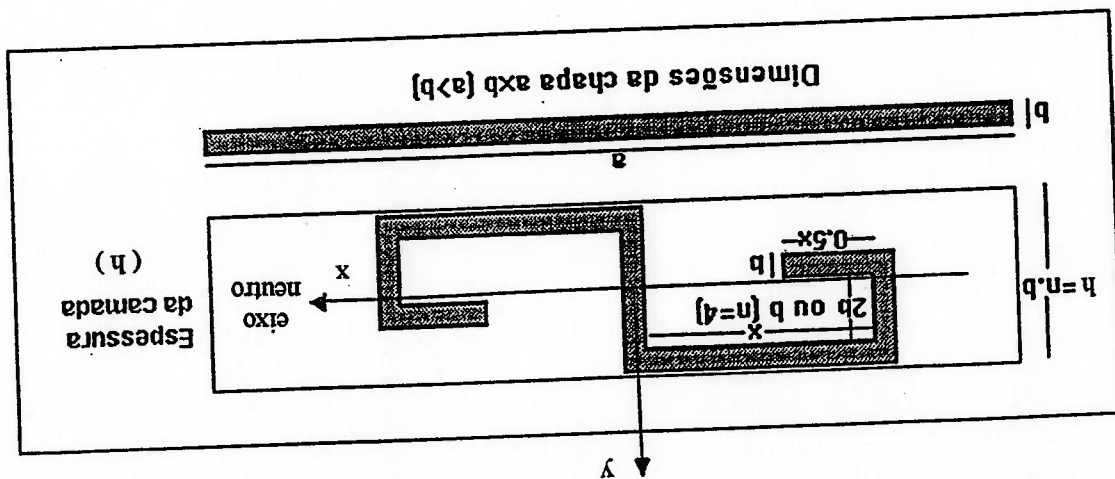
Tabela 4.1 - Análise da variação da rigidez em função da variação do atrito ( devida à variação dos coeficientes de rigidez da viga de contato ), para " riser " de 9 1/2 polegadas

RIGIDEZ		COMP.		DBZ		DBY		DAZ		DAY		MALHA *	
TRAÇÃO		EA (MN)		(mm)		(mm)		(mm)		(mm)		(mm)	
Cargas : força axial = 1E6 N													
DESLOCAMENTOS DA EXTREMIDADE LIVRE													
OBS.:													
A : Armaduras livres para articular e impedidas de escorregar.													
B : Armaduras livres para articular e livres para escorregar.													
* : malha = divisões x número de passos.													
418	14 X 2	-1.613	6.550	-1.479	6.549	6.587	2739.6	418	14 X 2	-1.613	6.550	-1.479	6.549
416	18 X 2	-1.531	6.587	-1.344	6.587	2739.6	416	18 X 2	-1.531	6.587	-1.344	6.587	2739.6
415	22 X 2	-1.558	6.603	-1.376	6.603	2739.6	415	22 X 2	-1.558	6.603	-1.376	6.603	2739.6
414	26 X 2	-1.535	6.614	-1.355	6.613	2739.6	414	26 X 2	-1.535	6.614	-1.355	6.613	2739.6
B													
417	14 X 2	-4.272	6.562	-4.072	6.563	2739.6	417	14 X 2	-4.272	6.562	-4.072	6.563	2739.6
415	18 X 2	-3.980	6.603	-3.786	6.604	2739.6	415	18 X 2	-3.980	6.603	-3.786	6.604	2739.6
414	22 X 2	-4.091	6.622	-3.902	6.622	2739.6	414	22 X 2	-4.091	6.622	-3.902	6.622	2739.6
413	26 X 2	-4.043	6.634	-3.856	6.635	2739.6	413	26 X 2	-4.043	6.634	-3.856	6.635	2739.6



(iii) Avaliação das propriedades das cascas ortóticas

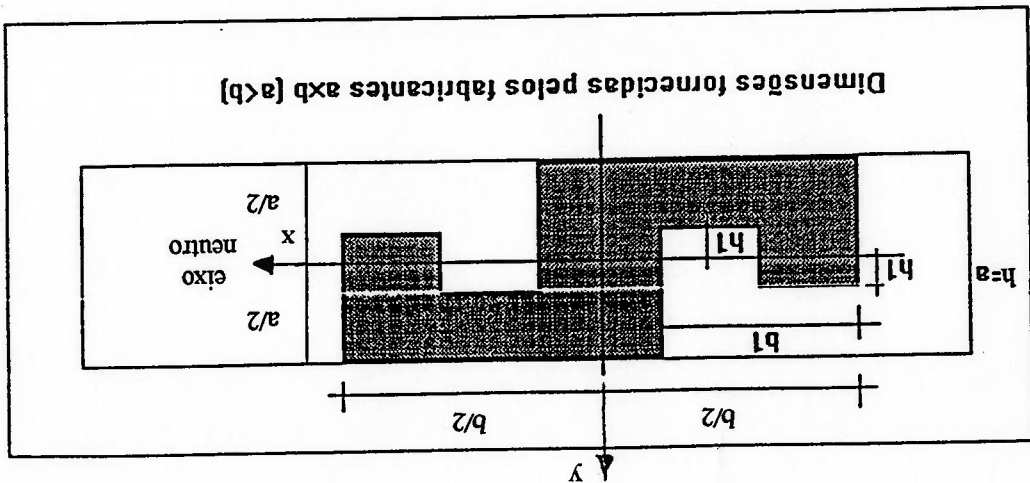
A avaliação das propriedades das cascas ortóticas se deu com base nas geometrias obtidas no programa FRAES /16/, conforme apresentado a seguir nas figuras 4.22 e 4.23.



n	x			
4	$\frac{a-10b}{3}$			
5	$\frac{a-13b}{3}$			
6	$\frac{a-14b}{3}$			

Figura 4.22 - Fórmulas para determinação da espessura equivalente da camada intertravada

Figura 4.23 - Fórmulas para determinação da espessura equivalente das camadas de pressão



FORMATO	Genérico	$b_1 = 50b/127$ $h_1 = 5a/32$
área da seção	$a (b - b_1)$	$\frac{77}{127} ab$

## 5. Resultados pelo Método dos Elementos Finitos (MEF)

A fim de verificarmos mais detalhadamente o método proposto, foram analisados dois tipos de estruturas diferentes de tubos flexíveis, tendo sido levantados os dados necessários à análise e, com eles, feitas as análises usando o pré-processador GERFLEX e o programa ANSYS. Neste capítulo, descreveremos os tubos utilizados, apresentando suas propriedades e seus dados de geometria e de materiais. Serão apresentadas, ainda, as condições de carregamento consideradas e, posteriormente, será feito um resumo dos resultados destas análises.

### 5.1. Casos de estudo

Serão apresentadas as características dos tubos utilizados, bem como as condições de carregamento consideradas.

#### 5.1.1. Características dos tubos

Foram selecionados dois tipos de linhas flexíveis para este estudo. O critério de seleção procurou abranger os seguintes aspectos:

- (i) facilidade de obtenção dos dados da estrutura;
- (ii) abrangência no que se refere ao tipo de utilização (linhas estáticas e dinâmicas), diâmetro, profundidade de instalação, etc.;
- (iii) grau de utilização dos tubos na PETROBRAS;
- (iv) possibilidade de obtenção de amostras para medição de propriedades e, se for possível, execução de testes. Nesse caso, seria também relevante a facilidade de manuseio para corte, instalação de conectores e equipamentos de medição, etc., a fim de viabilizar possíveis trabalhos futuros de caráter experimental.

Assim, foi escolhida uma estrutura de 2 ½ polegadas, tipo "flowline", para uso estático em profundidades de até 300 metros, e outra de 4 polegadas de diâmetro interno, tipo "riser", de uso dinâmico em profundidades de até 1.000 metros. Cabe

observar que alguns dados foram obtidos por medição de amostras dos tubos e outros foram obtidos no banco de dados de /16/.

As tabelas a seguir mostram os dados individuais das camadas e dos tubos propriamente ditos, para estruturas típicas de "flowline" de 2 1/2 polegadas de diâmetro interno nominal ( tabelas 5.1 e 5.2 ) e " riser " de 4 polegadas ( tabelas 5.3 e 5.4 ). São apresentados dados da geometria e dos materiais, características construtivas, enfim, todos os dados necessários para geração do modelo de elementos finitos e determinação das condições de carregamento às quais o tubo estará submetido .

DIÂMETRO INTERNO NOMINAL : 2 ¼ polegadas  
 APLICAÇÃO : estática  
 PRESSÃO DE TRABALHO : 3.000 psi  
 PROFUNDIDADE DE UTILIZAÇÃO : 300 m

CAMADA	DIMENSÕES (mm x mm)	MATERIAL	UTS <sup>1</sup> (MPa)	MASSA (kg/m)	DIAM. INT. (mm)	ESPES.S. (mm)	OBS.
CARCAÇA INTER- TRAVADA	28,0 x 0,7	aço AISI 340	540	3,50	63,5	3,5	1 fita em espiral a 87,2 graus
CAMADA PLÁSTICA INTERNA		" nylon " 11		1,26	70,5	5,0	
ARMADURA INTERNA	2,0 x 5,0	aço	1520	3,59	80,5	2,0	26 arames em espiral a 55 graus
ARMADURA EXTERNA	2,0 x 5,0	aço	1520	3,84	84,5	2,0	28 arames em espiral a -55 graus
FITA ADESIVA <sup>2</sup>				0,14	88,5	0,5	
CAMADA PLÁSTICA EXTERNA		" nylon " 11		1,54	89,5	5,0	

- 1 UTS " ultimate tensile strength " .  
 2 A fita adesiva não foi considerada no modelo mecânico .

Tabela 5.1 - Dados das camadas do " flowline " de 2 ¼ polegadas

Tabela 5.2 - Características do "Flowline" de 2 1/2 polegadas

\* tubo cheio de água salgada ( 1,025 ton / m<sup>3</sup> )

63,5	DIÂMETRO INTERNO ( mm )
99,5	DIÂMETRO EXTERNO ( mm )
13,87	PESO NO AR ( VAZIO ) ( kgf / m )
17,41	PESO NO AR ( CHEIO * ) ( kgf / m )
5,90	PESO SUBMERSO ( VAZIO ) ( kgf / m )
9,44	PESO SUBMERSO ( CHEIO * ) ( kgf / m )
0,112	ALONGAMENTO RELATIVO ( para 10 kN ) ( % )
0,88	RIGIDEZ À FLEXÃO ( a 20 graus C ) ( dan x m <sup>2</sup> )

DIÂMETRO INTERNO NOMINAL : 4 polegadas  
 APLICAÇÃO : dinâmica  
 PRESSÃO DE TRABALHO : 3.000 psi  
 PROFUNDIDADE DE UTILIZAÇÃO : 1.000 m

CAMADA	DIMENSÕES (mm x mm)	MATERIAL	UTS (MPa)	MASSA (kg/m)	DIAM. INT. (mm)	ESPES. (mm)	OBS.
CARCAÇA INTER- TRAVADA	40,0 x 0,8	aço AISI 304	540	5,96	101,6	4,0	1 fita em espiral a 87,6 graus
CAMADA PLÁSTICA INTERNA		" nylon " 11		1,95	109,6	5,0	
CAMADA DE PRESSÃO		aço	784	16,32	119,6	6,2	2 arames em espiral a 87,1 graus
ARMADURA INTERNA	2,0 x 5,0	aço	1500	5,92	132,0	2,0	63 arames em espiral a 35 graus
ARMADURA EXTERNA	2,0 x 5,0	aço	1500	6,10	136,0	2,0	65 arames em espiral a -35 graus
FITA ADESIVA				0,20	140,0	0,5	
CAMADA PLÁSTICA EXTERNA		" nylon "		2,39	141,0	5,0	

Tabela 5.3 - Dados das camadas do " riser " de 4 polegadas

Tabela 5.4 - Características do " riser " de 4 polegadas

\* tubo cheio de água salgada ( 1,025 ton / m<sup>3</sup> )

DIÂMETRO INTERNO ( mm )	101,6
DIÂMETRO EXTERNO ( mm )	151,0
PESO NO AR ( VAZIO ) ( kgf / m )	38,84
PESO NO AR ( CHEIO * ) ( kgf / m )	47,73
PESO SUBMERSO ( VAZIO ) ( kgf / m )	20,48
PESO SUBMERSO ( CHEIO * ) ( kgf / m )	29,38
ALONGAMENTO RELATIVO ( para 50 kN ) ( % )	0,039
RIGIDEZ À FLEXÃO ( a 20 graus C ) ( dan x m <sup>2</sup> )	3,18



5.1.2. Características dos modelos

A partir dos dados disponíveis do tubo selecionado foram determinadas as características do modelo, apresentadas a seguir ( tabela 5.5 ).

modelo	"flowline" de 2 1/2 polegadas	"riser" de 4 polegadas
número de divisões (NDIV)	33	30
comprimento ( n° de passos / milímetros )	2 / 380	2 / 1238
número de elementos	13.200	14.580
número de nós	8844	9150
coeficiente de atrito <sup>1</sup>	zero	zero
condições de extremidade <sup>2</sup>	tampa fechada	tampa fechada
condições de contato <sup>3</sup>	10°	10°

- 1 O coeficiente de atrito foi considerado zero para não introduzir cargas axiais devidas ao atrito, para nosso caso de análise ;  
 2 ver item 4.2 ;  
 3 ver item 4.5 ( v ) .

Tabela 5.5 - Características dos modelos

5.1.3. Condições de carregamento

Os critérios para seleção dos carregamentos aplicados se basearam nos seguintes critérios :

- ( 1 ) as condições de carregamento devem simular condições de operação de lançamento do tubo . Para tal , devem ser caracterizadas por uma combinação de força axial e sua correspondente compressão mecânica radial , conforme apresentado no item 4.1 ;

Tabela 5.6 - Cargas máximas teóricas dos tubos considerados

Obs.: as cargas máximas teóricas aqui apresentadas foram calculadas a partir da profundidade máxima teórica de utilização do tubo, de acordo com o item 4.1.

tubo	tração axial máxima teórica (kg)	compressão mecânica máxima teórica (kg / m)
“flowline” 2 ½ polegadas	4.507	4.525
“riser” 4 polegadas	45.698	22.941

A tabela 5.6 mostra as cargas máximas teóricas às quais cada tubo deve ser capaz de suportar. A tabelas 5.7 e 5.8 mostram as condições de carregamento utilizadas.

- (iv) foram considerados tracionadores lineares de três sapatas, com ângulo de 120 graus de abertura, simulando os meios de lançamento mais comumente utilizados.
- (iii) para cada tubo, devem ser analisadas duas condições diferentes de carregamento. Tais condições devem ser determinadas de modo a ser possível que, a partir delas, sejam calculadas as tensões em quaisquer elementos, para quaisquer condições de carregamento. Para tal, as condições de carregamento selecionadas (isto é, as duas combinações de “força axial e carga de compressão mecânica radial” para as quais cada tubo será analisado) não devem ser combinações lineares entre si. Como as cargas aplicadas no tubo durante a operação de lançamento guardam entre si uma relação de linearidade (ver item 4.1), uma das condições de carregamento (no nosso caso, a condição de carregamento 2) não poderia corresponder a uma verdadeira condição de lançamento. Assim, a condição de carregamento 2 será a combinação entre a carga axial selecionada para a condição de carregamento 1 e uma compressão mecânica radial nula;
- (ii) devemos nos assegurar que os tubos e seus materiais estejam trabalhando em seu regime elástico. Isto não tem importância para as análises propriamente ditas, já que estamos considerando a hipótese de comportamento linear dos elementos. No entanto, tal critério possibilita uma comparação direta dos resultados teóricos com valores obtidos experimentalmente, em possíveis trabalhos futuros. Para tal foi considerado um carregamento aproximadamente igual a 70% do limite teórico de trabalho do tubo;

Obs : conforme descrito acima , a condição de carregamento 1 corresponde a uma condição de lançamento do tubo , enquanto a condição de carregamento 2 é apenas teórica .

Tabela 5.8 - Condições de carregamento para o " riser " de 4 polegadas

condição de carregamento	1	2
força de tração axial ( N )	30.618	30.618
força de compressão mecânica linear ( N / mm )	15.370	zero
comprimimento de aplicação da compressão mecânica linear ( mm )	400	-

Obs : conforme descrito acima , a condição de carregamento 1 corresponde a uma condição de lançamento do tubo , enquanto a condição de carregamento 2 é apenas teórica .

Tabela 5.7 - Condições de carregamento para o " flowline " de 2 1/2 polegadas

condição de carregamento	1	2
força de tração axial ( kg )	3.020	3.020
força de compressão mecânica linear ( kg / m )	3.032	zero
comprimimento de aplicação da compressão mecânica linear ( mm )	250	-

## 5.2. Resumo dos resultados obtidos

As tabelas 5.9 e 5.10 mostram, em resumo, os valores máximos das tensões, obtidos na análise dos modelos utilizando o Método dos Elementos Finitos, sem correção de tensões. São apresentados os valores para as camadas estruturais metálicas, para o "flowline" de 2 1/2 polegadas e para o "riser" de 4 polegadas, respectivamente.

As figuras 5.1 a 5.18 mostram as distribuições das tensões para as diversas camadas dos tubos analisados, para a condição de carregamento 1. Deve-se observar que as figuras apresentadas são de caráter ilustrativo, não se pretendendo utilizá-las para a obtenção das tensões. Para tal foram selecionadas figuras representativas do tubo como um todo, devendo ser feitas, ainda, as seguintes ressalvas:

- (i) foram deixados, para cada camada, todos os elementos, incluindo aqueles próximos às extremidades do modelo, para que possamos observar a existência de efeitos indesejáveis na região de interesse. Deve-se observar, ainda, que tal decisão não alterou significativamente as faixas de tensões selecionadas pelo programa;
- (ii) as legendas das tensões, apresentadas ao lado dos mapas devem ser, portanto, olhadas com reservas, uma vez que podem não representar as tensões que procuramos;
- (iii) A unidade das tensões apresentadas nas figuras é  $N/mm^2$ .

camada	condição de carregamento 1	condição de carregamento 2
carcaça intertravada	top	11,4
	bottom	11,4
armadura interna	233,2	207,5
armadura externa	212,4	187,1

Tabela 5.9 - Tensões máximas (em  $N/mm^2$ ) nas camadas do "flowline" de 2 1/2 polegadas, sem correção

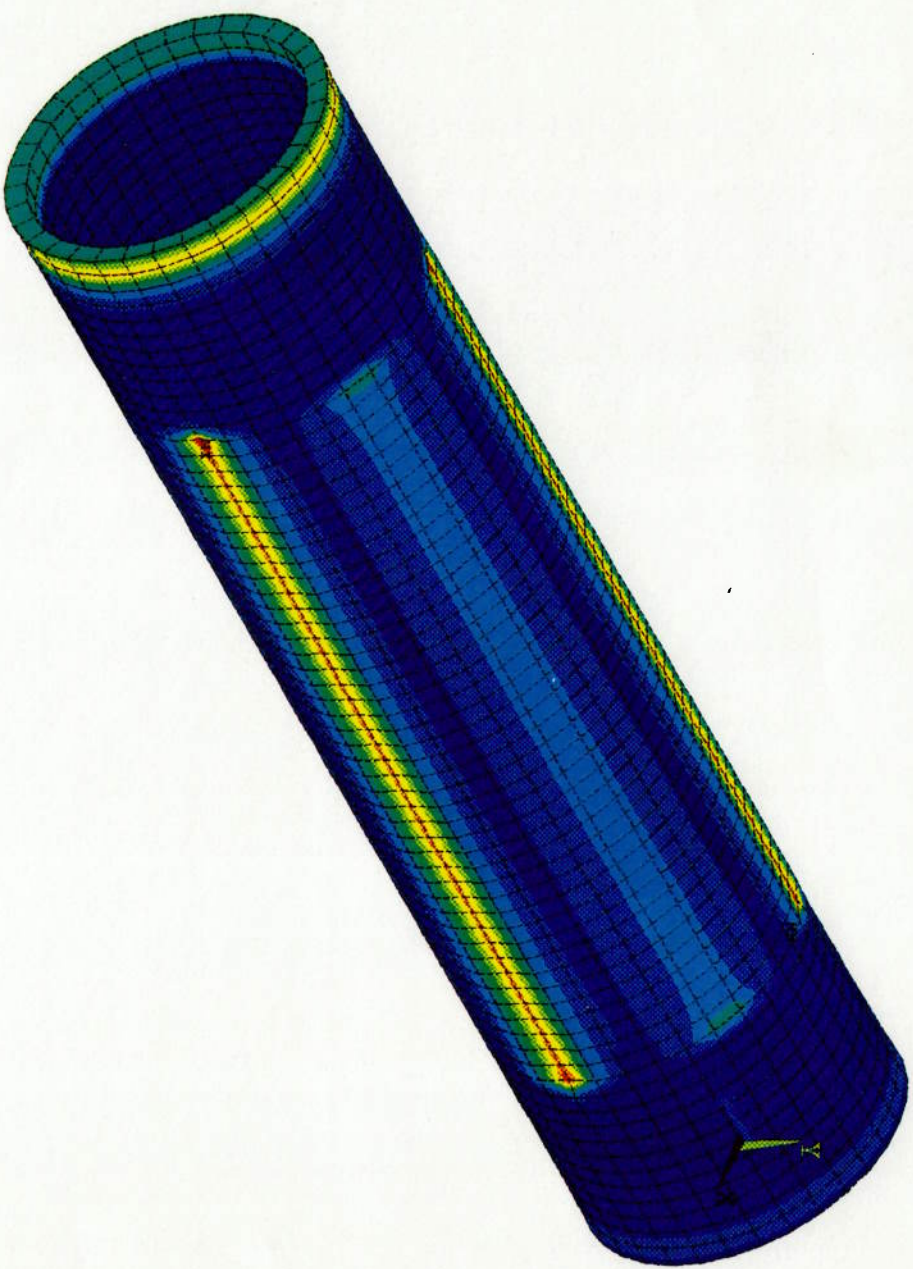
Tabela 5.10 - Tensões máximas ( em  $N / mm^2$  ) nas camadas do " riser " de 4 polegadas , sem correção

camada	condição de carregamento 1		condição de carregamento 2
	top	7,6	
camada intertravada	bottom	1,0	1,6
	top	44,75	51,0
camada de pressão	bottom	86,78	51,0
	top	377,6	333,3
armadura interna		373,8	322,6
armadura externa			

1

ANSYS 5.1

PLOT NO. 1  
NODAL SOLUTION  
STEP=1  
SUB =1  
TIME=1  
SEQV (AVG)  
TOP  
DMX =0.752041  
SMN =0.427291  
SMX =2.082  
SMXB=3.386  
0.427291  
0.611145  
0.794999  
0.978853  
1.163  
1.347  
1.53  
1.714  
1.898  
2.082



FLOW 2.5"

5.12

Figura 5.1 - Tensões de VonMises na camada plástica externa do "flowline" de 2 1/2 polegadas



1

ANSYS 5.1

PLOT NO. 1  
 ELEMENT SOLUTION  
 STEP=1  
 SUB =1  
 TIME=1  
 MAX (NOAVG)  
 TOP  
 DMX =0.752041  
 SMN =142.87  
 SMX =455.516  
 142.87  
 177.608  
 212.347  
 247.085  
 281.824  
 316.562  
 351.301  
 386.039  
 420.778  
 455.516

FLOW 2.5"

Figura 5.2 - Tensões máximas na armadura externa de tração do "flowline" de 2 1/2 polegadas

ANSYS 5.1

PLOT NO. 1  
ELEMENT SOLUTION  
STEP=1  
SUB =1  
TIME=1  
AXIAL (NOAVG)  
TOP  
DMX =0.752041  
SMN =-3.656  
SMX =1.817

█	-3.656
█	-3.048
█	-2.44
█	-1.832
█	-1.224
█	-0.615414
█	-0.007322
█	0.600769
█	1.209
█	1.817

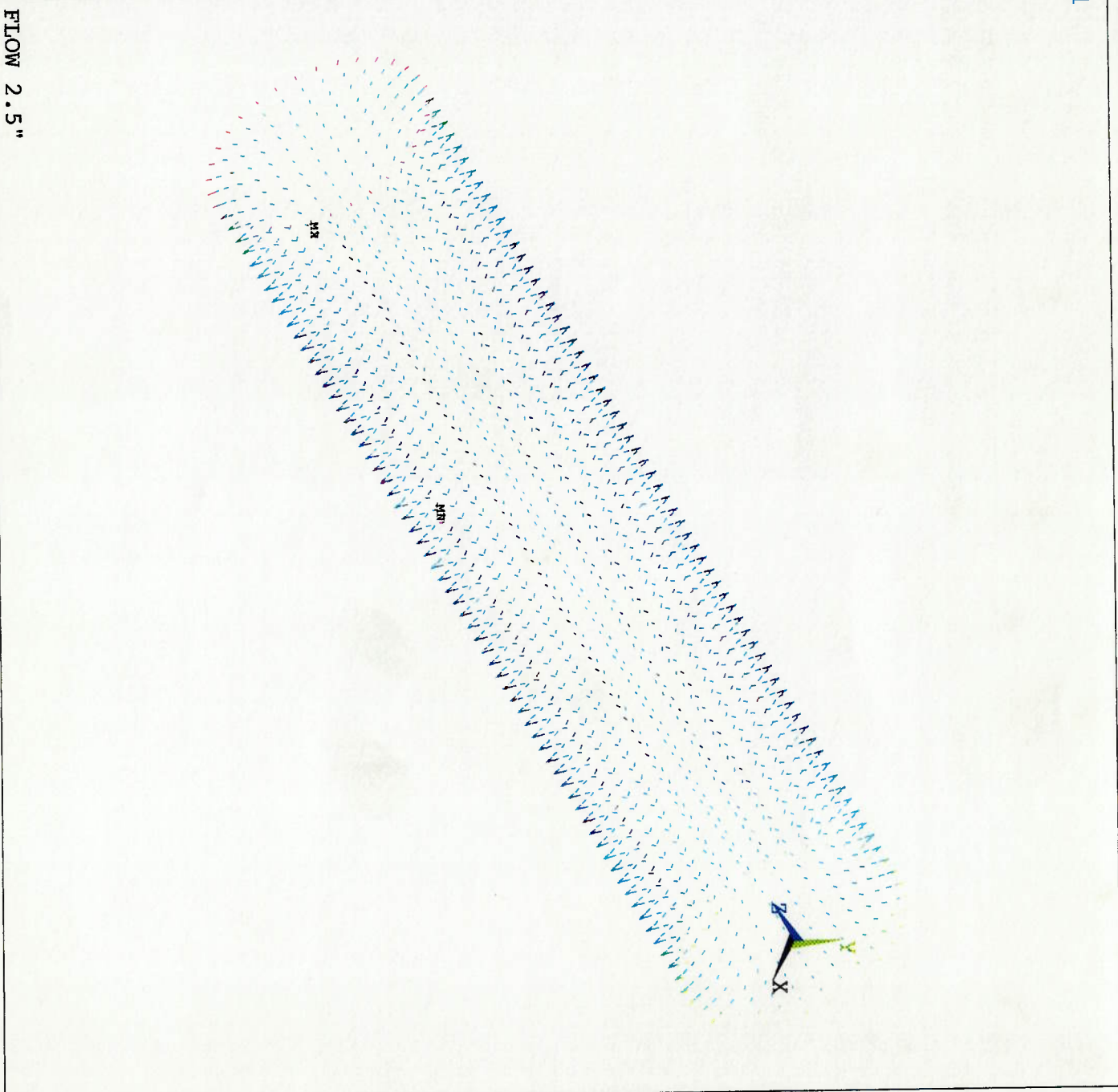
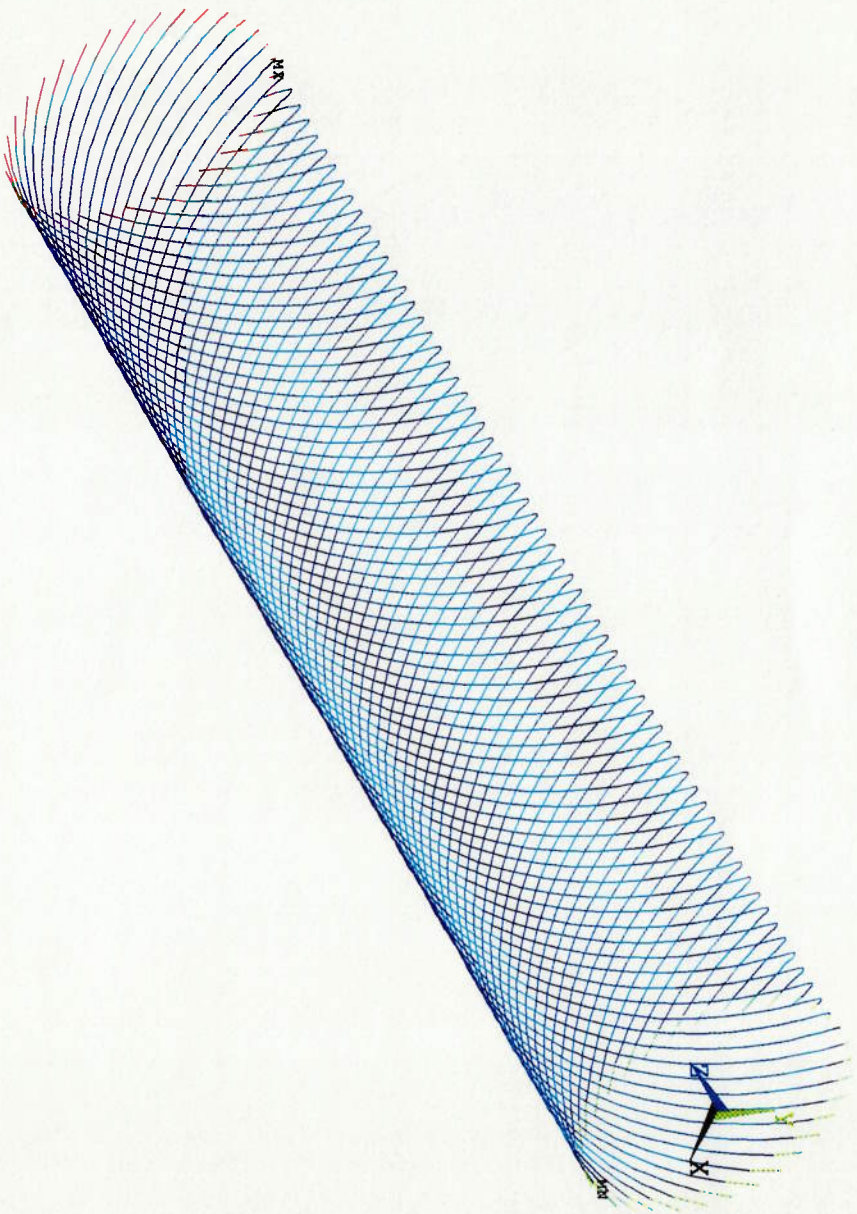


Figura 5.3 - Tensões axiais nos elementos de contato entre as armaduras de tração do "flowline" de 2 1/2 polegadas



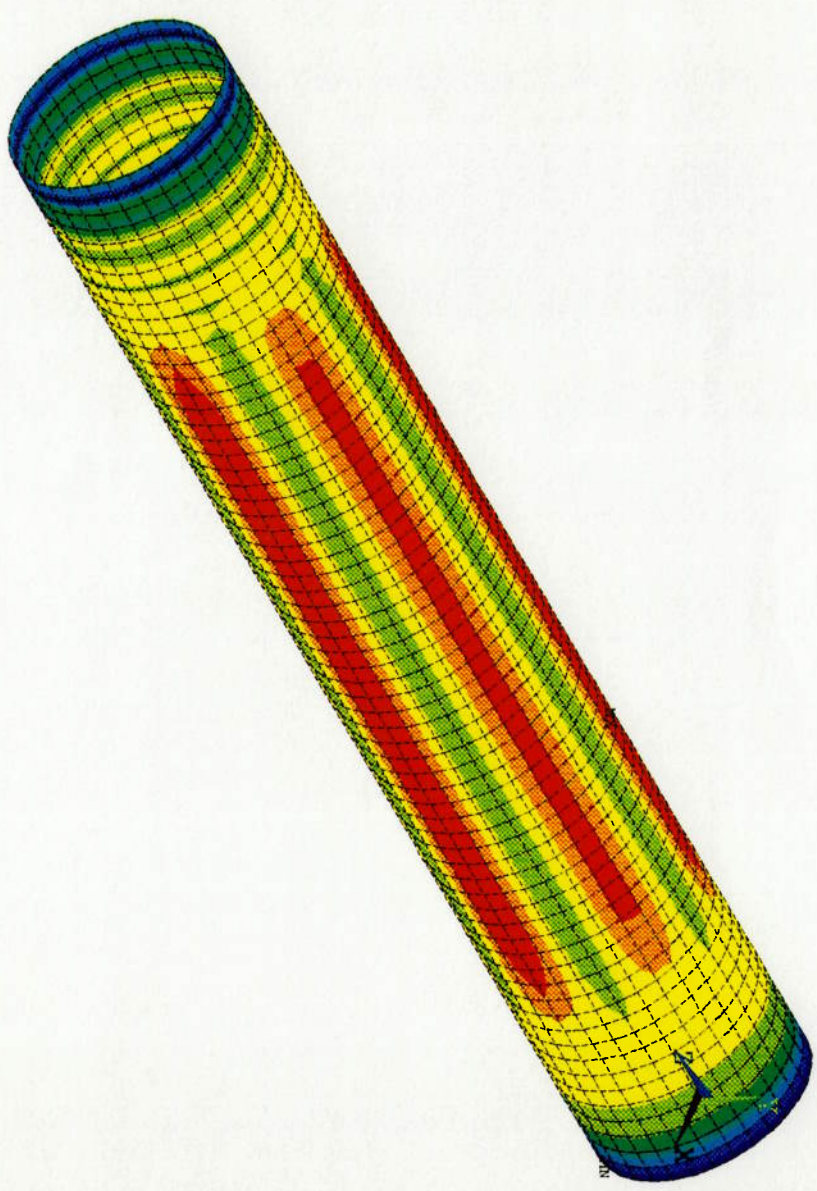
PILOT NO. 1  
ELEMENT SOLUTION  
STEP=1  
SUB =1  
TIME=1  
MAX (NOAVG)  
TOP  
DMX =0.752041  
SMN =156.808  
SMX =500.641  
156.808  
195.011  
233.215  
271.419  
309.622  
347.826  
386.03  
424.233  
462.437  
500.641



FLOW 2.5"

Figura 5.4 - Tensões máximas na armadura interna de tração do "flowline" de 2 1/2 polegadas

PLOT NO. 1  
NODAL SOLUTION  
STEP=1  
SUB =1  
TIME=1  
SEQV (AVG)  
TOP  
DMX =0.752041  
SMN =0.066388  
SMX =15.169  
0.066388  
1.744  
3.423  
5.101  
6.779  
8.457  
10.135  
11.813  
13.491  
15.169



FLOW 2.5"

Figura 5.5 - Tensões de VonMises na carcaça intertravada do "flowline" de 2 1/2 polegadas (vista geral)

PLOT NO. 1  
NODAL SOLUTION  
STEP=1  
SUB =1  
TIME=1  
SEQV (AVG)  
TOP  
DMX =0.752041  
SMN =0.066388  
SMX =15.169  
0.066388  
1.744  
3.423  
5.101  
6.779  
8.457  
10.135  
11.813  
13.491  
15.169

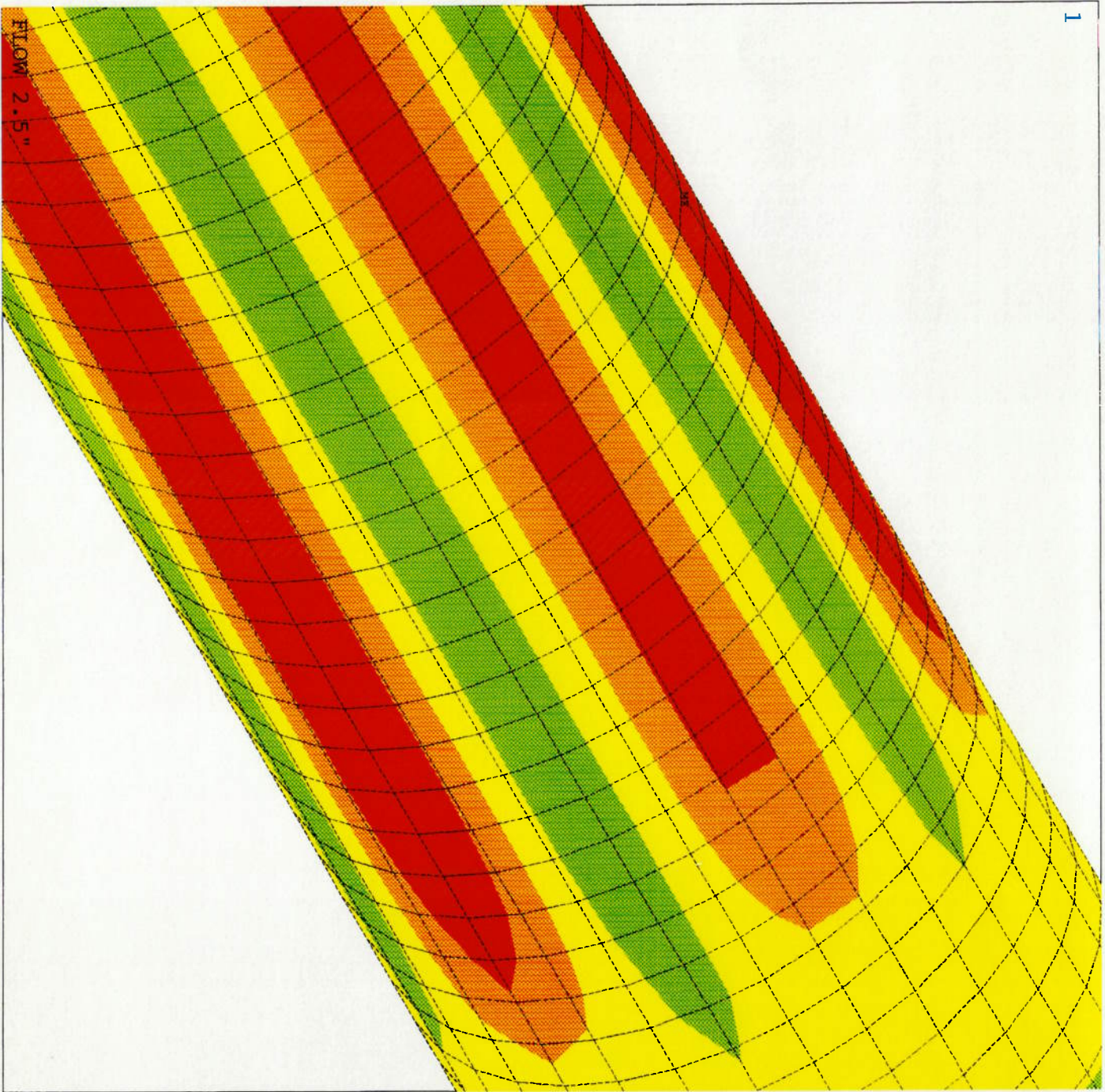


Figura 5.6 - Tensões de VonMises na carcaca intertravada do "flowline" de 2 1/2 polegadas ( detalhe )

1

ANSYS 5.1  
PLOT NO. 1  
ELEMENTS  
TYPE NUM  
F  
XV =1  
YV =1  
ZV =1  
DIST=540.302  
ZF =619.15  
CENTROID HIDDEN



RISER 4.0"

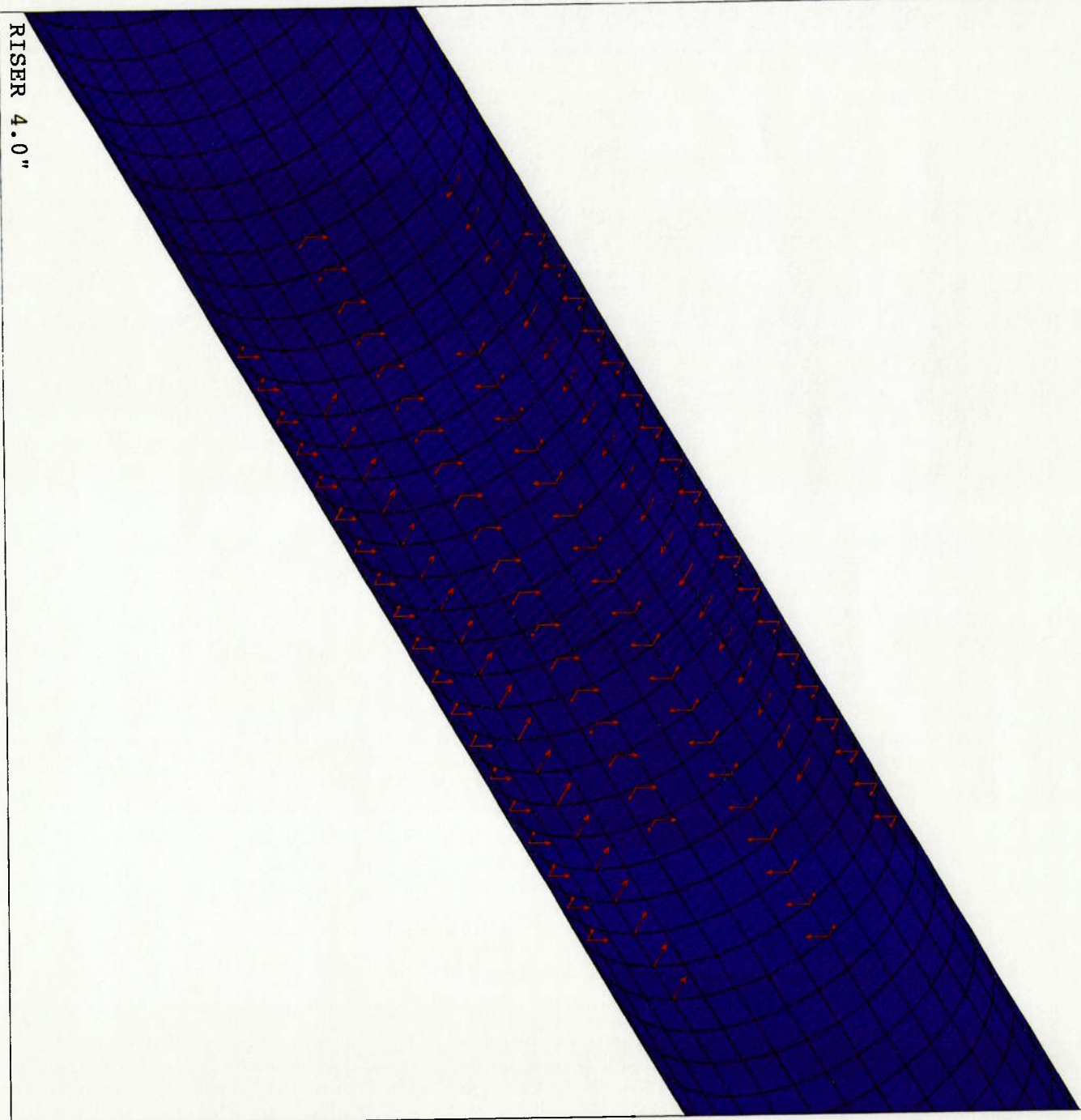
Figura 5.7 - Cargas aplicadas no "riser" de 4 polegadas ( vista geral )

1

ANSYS 5.1

PLOT NO. 1  
ELEMENTS  
TYPE NUM  
F

XV =1  
YV =1  
ZV =1  
\*DIST=249.029  
\*XF =-8.56  
\*ZF =627.71  
CENTROID HIDDEN



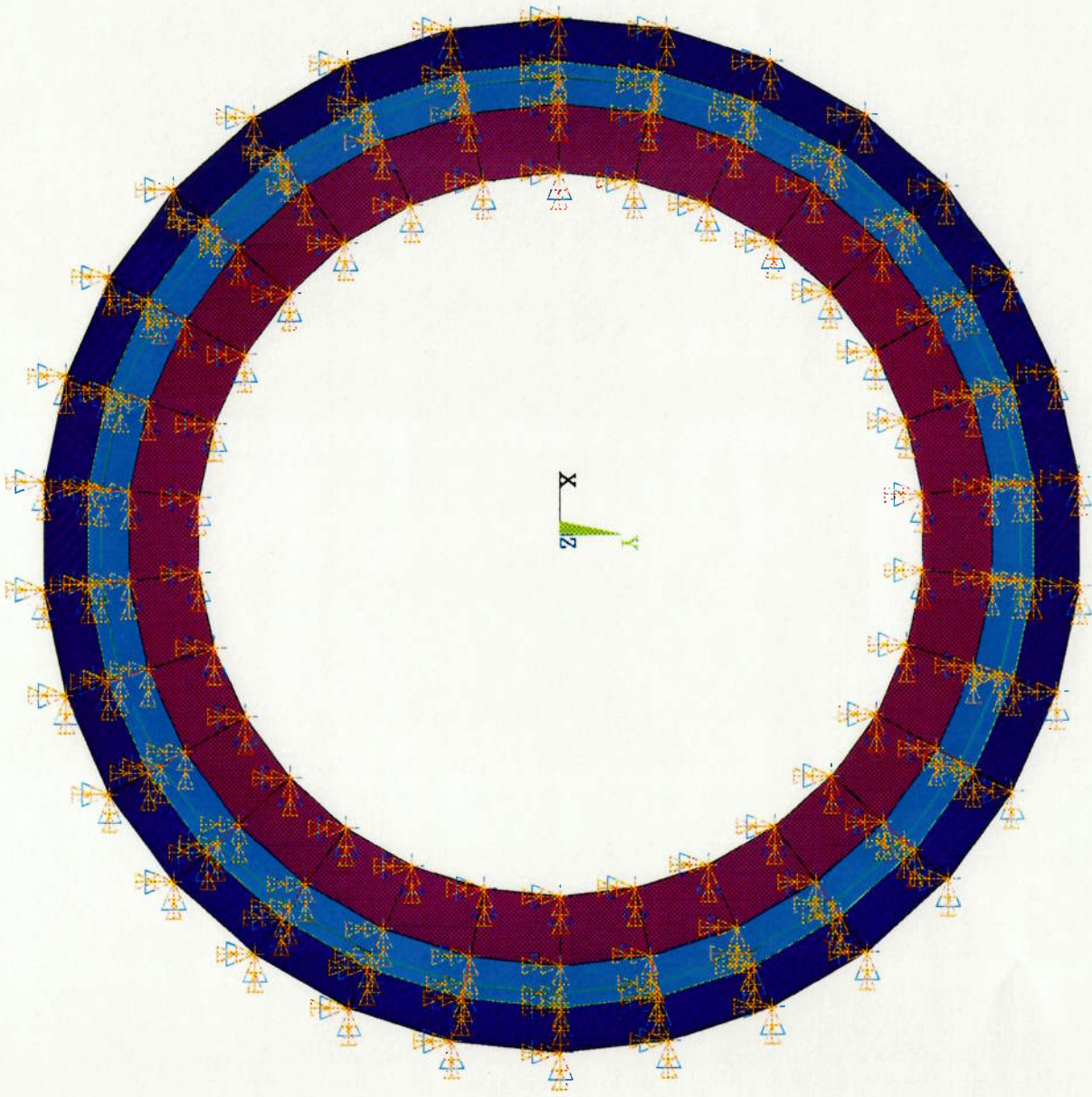
RISER 4.0"

Figura 5.8 - Cargas aplicadas no "riser" de 4 polegadas (detalhe)

1

ANSYS 5.1

```
PLOT NO.      1
ELEMENTS
TYPE NUM
U
ROT
ZV  =-1
*DIST=90.95
*XF  =-0.591094
*YF  =-3.935
*ZF  =619.15
CENTROID HIDDEN
```



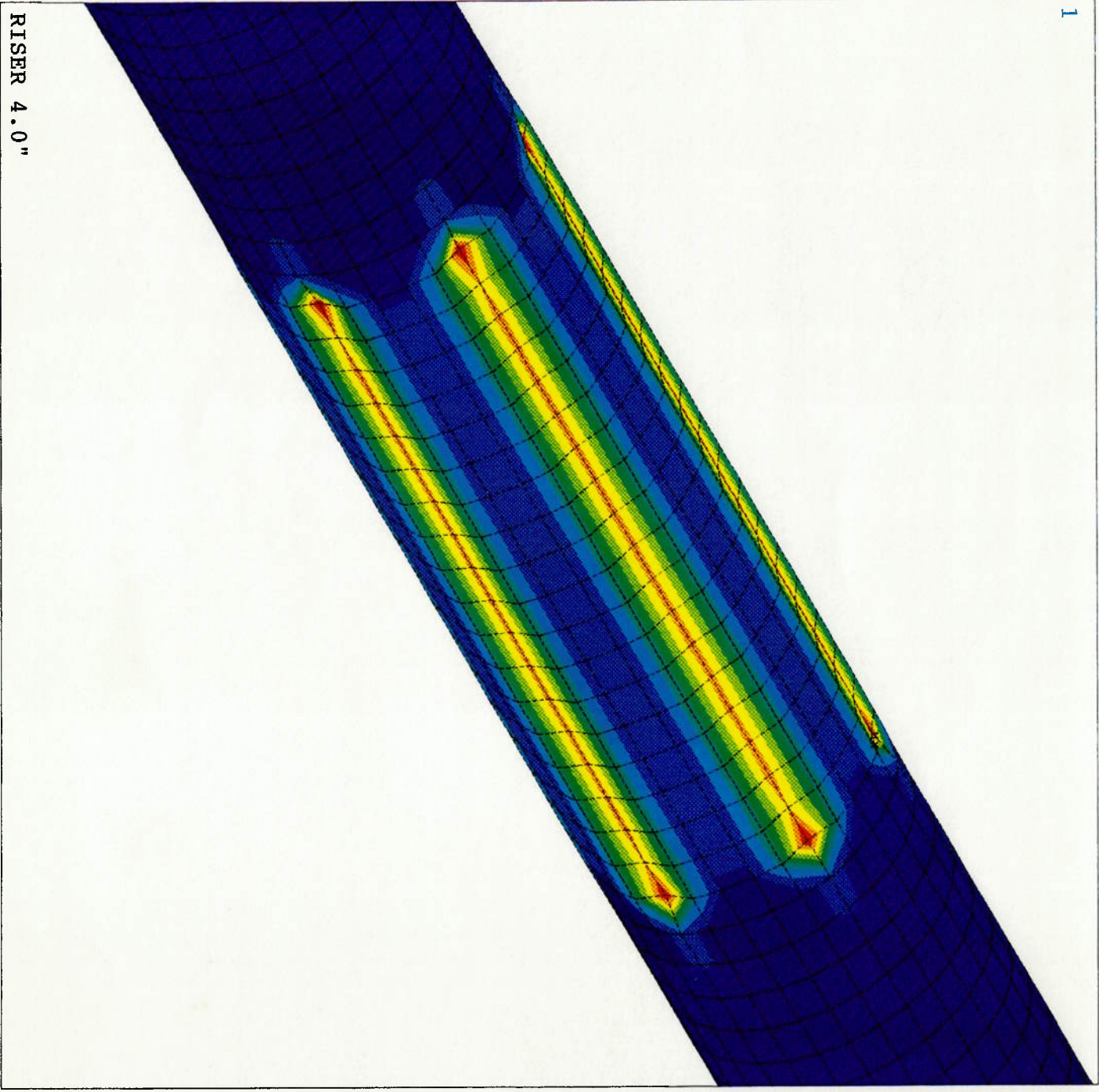
RISER 4.0"

Figura 5.9 - Condições de contorno na extremidade fixa do "riser" de 4 polegadas

1

ANSYS 5.1

PLOT NO. 1  
NODAL SOLUTION  
STEP=1  
SUB =1  
TIME=1  
SEQV (AVG)  
TOP  
DMX =2.685  
SMN =0.289886  
SMX =6.285  
0.289886  
0.955964  
1.622  
2.288  
2.954  
3.62  
4.286  
4.952  
5.619  
6.285



RISER 4.0"

Figura 5.10 - Tensões de VonMises na camada plástica externa do " riser " de 4 polegadas

1

ANSYS 5.1

PLOT NO. 1  
ELEMENT SOLUTION  
STEP=1  
SUB =1  
TIME=1  
MAX (NOAVG)  
TOP  
DMX =2.685  
SMN =299.756  
SMX =378.119  
299.756  
308.463  
317.117  
325.877  
334.584  
343.291  
351.998  
360.705  
369.412  
378.119



5.22

Figura 5.11 - Tensões máximas na armadura externa de tração do " riser " de 4 polegadas



ANSYS 5.1

PLOT NO. 1  
ELEMENT SOLUTION  
STEP=1  
SUB =1  
TIME=1  
MAX (NOAVG)  
TOP  
DMX =2.685  
SMN =317.892  
SMX =383.572  
317.892  
325.19  
332.488  
339.785  
347.083  
354.381  
361.679  
368.976  
376.274  
383.572

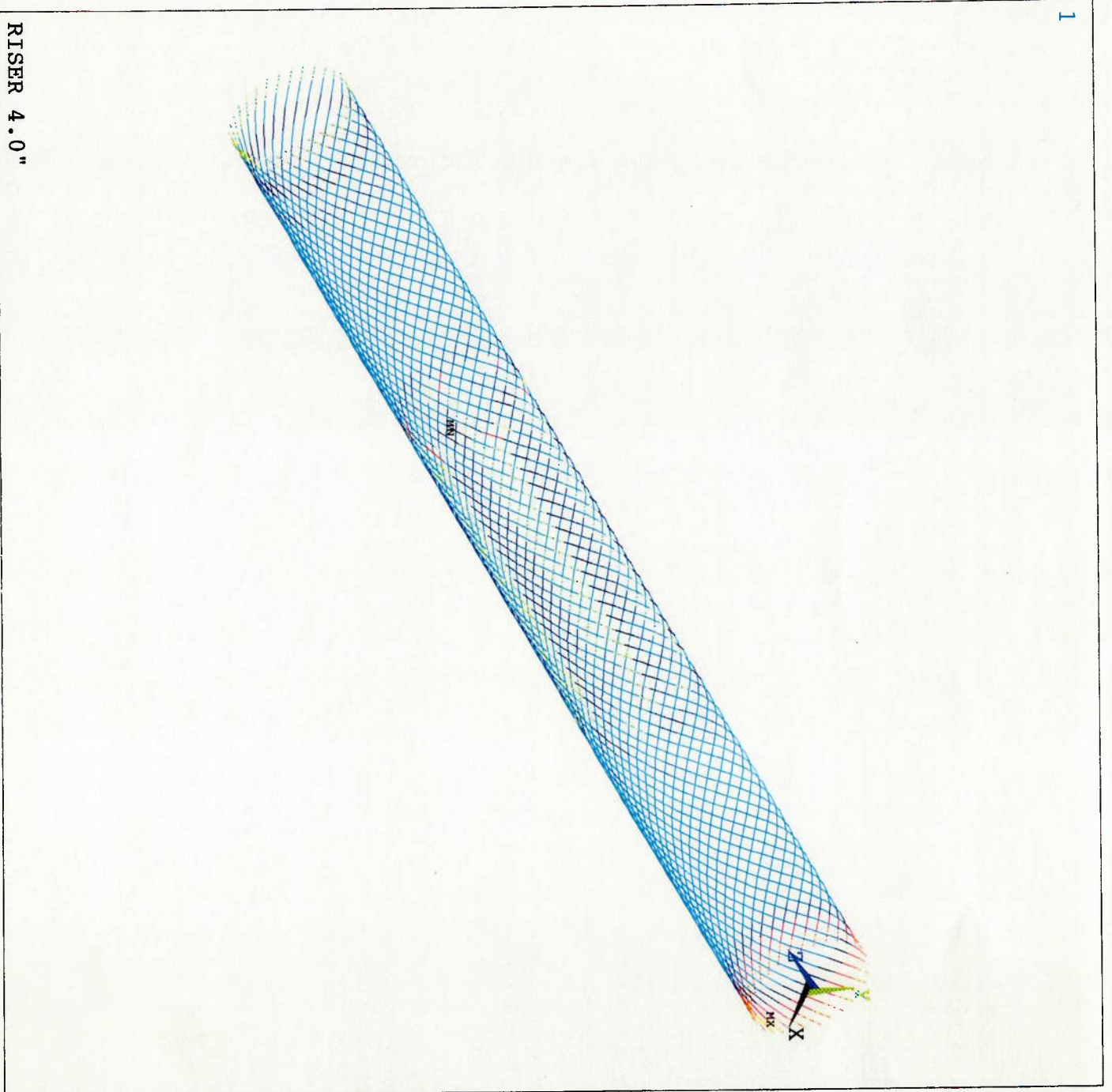


Figura 5.12 - Tensões máximas na armadura interna de tração do "riser" de 4 polegadas

1

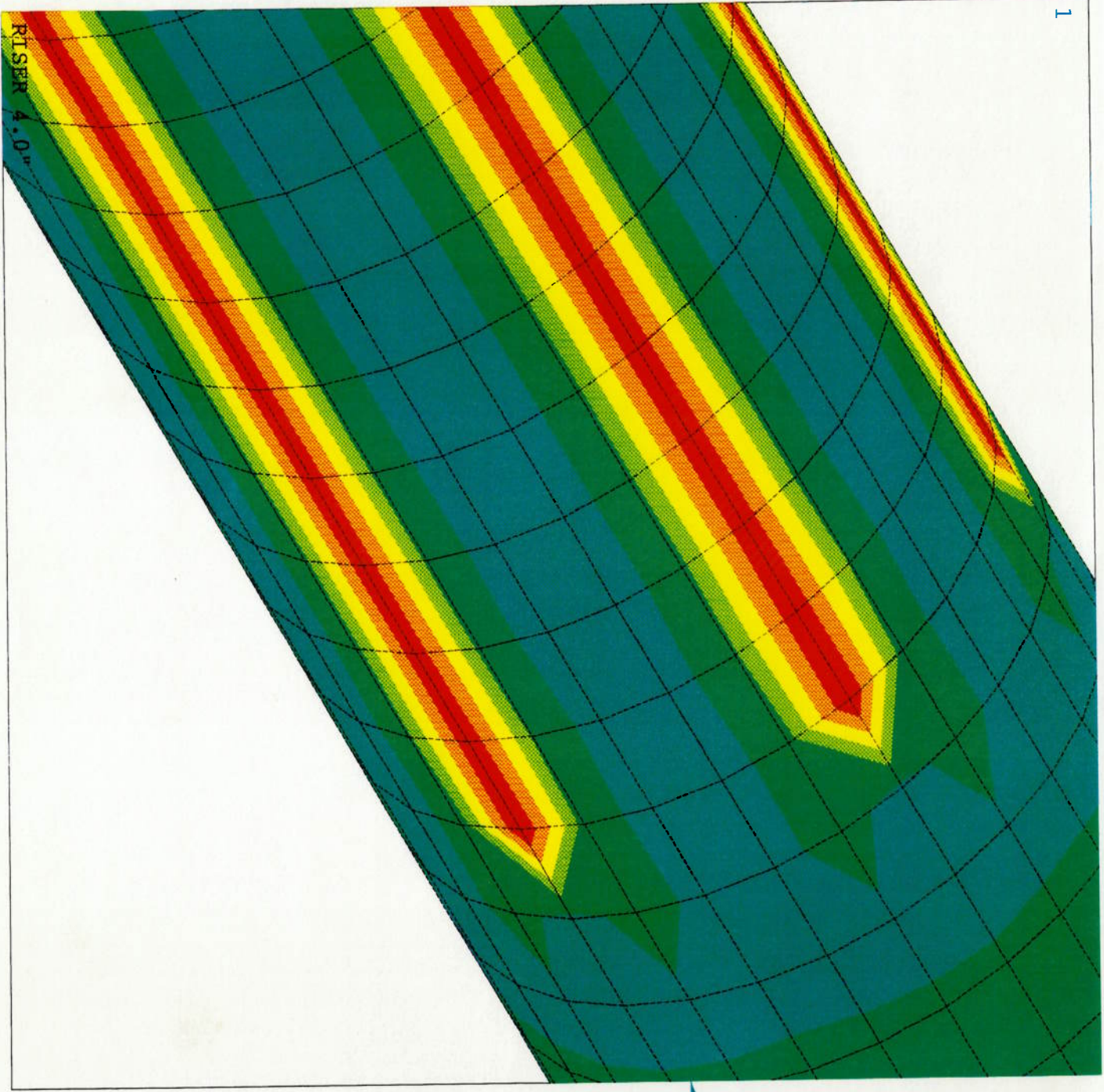


PLOT NO. 1  
NODAL SOLUTION  
STEP=1  
SUB =1  
TIME=1  
SEQV (AVG)  
TOP  
DMX =2.685  
SMN =5.347  
SMX =107.826

5.347
16.734
28.12
39.507
50.893
62.28
73.667
85.053
96.44
107.826

Figura 5.13 - Tensões de VonMises na camada de pressão do " riser " de 4 polegadas ( vista geral )

1



ANSYS 5.1

PLOT NO. 1  
NODAL SOLUTION  
STEP=1  
SUB =1  
TIME=1  
SEQV (AVG)  
TOP  
DMX =2.685  
SMN =5.347  
SMX =107.826

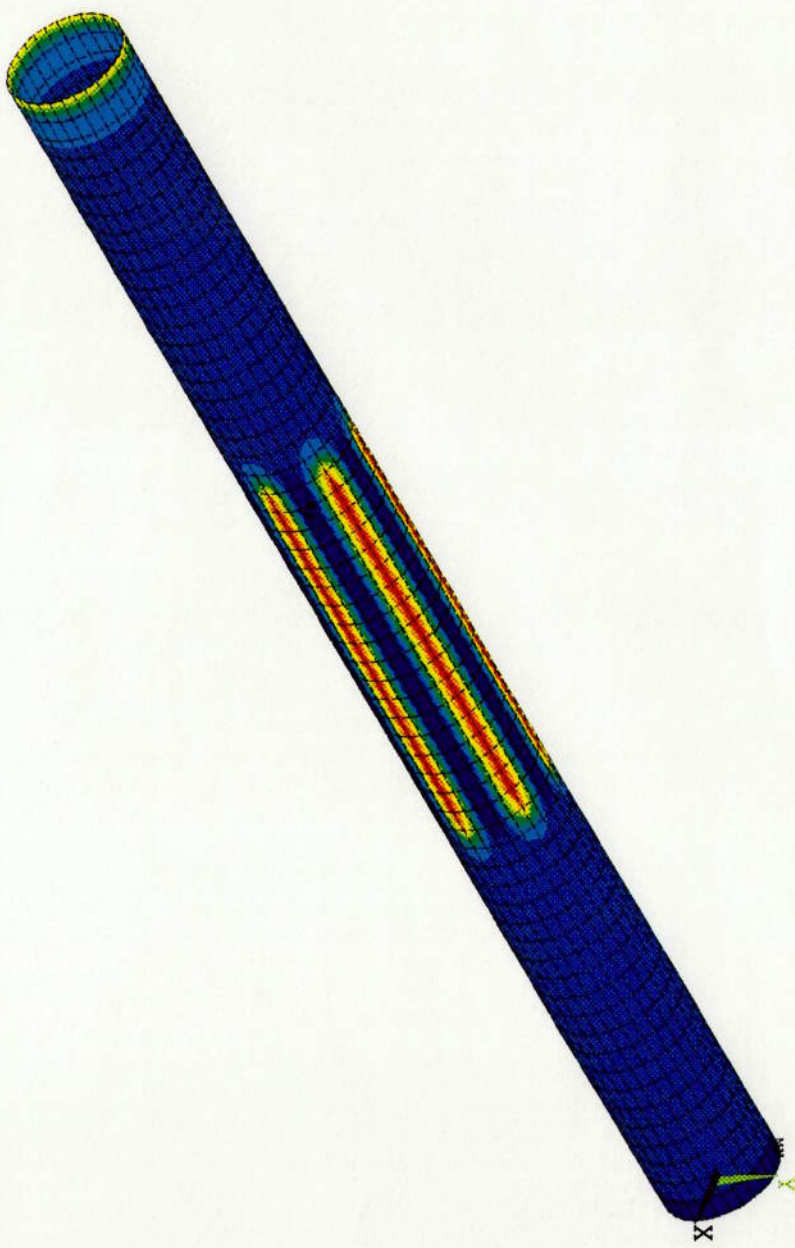
5.347
16.734
28.12
39.507
50.893
62.28
73.667
85.053
96.44
107.826

Figura 5.14 - Tensões de VonMises na camada de pressão do " riser " de 4 polegadas ( detalhe )

1

ANSYS 5.1

PLOT NO. 1  
NODAL SOLUTION  
STEP=1  
SUB =1  
TIME=1  
SEQV (AVG)  
TOP  
DMX =2.685  
SMN =0.227522  
SMX =7.557  
0.227522  
1.042  
1.856  
2.671  
3.485  
4.299  
5.114  
5.928  
6.742  
7.557



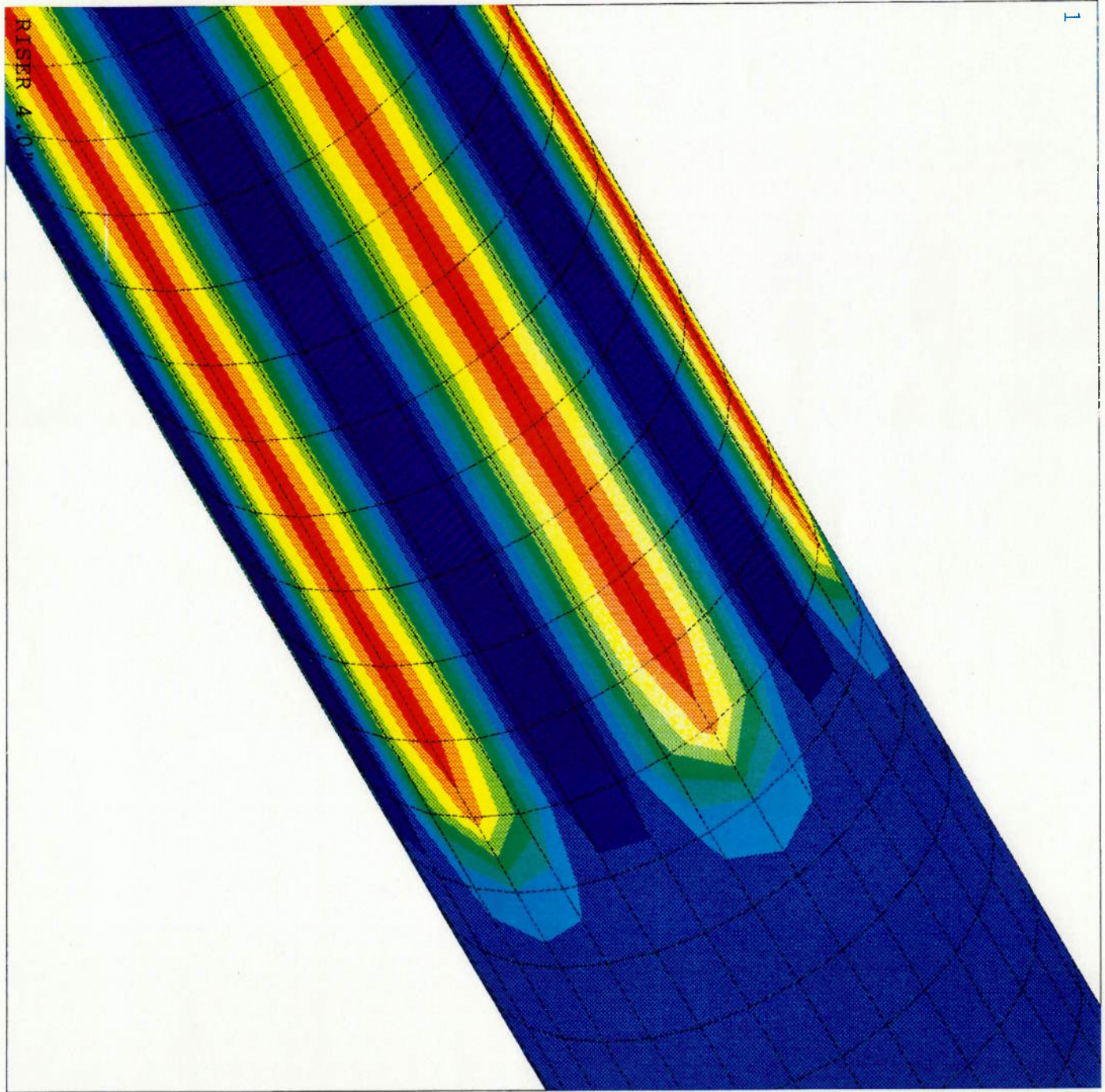
RISER 4.0"

Figura 5.15 - Tensões de VonMises na carcaça intertravada do "riser" de 4 polegadas ( vista geral )

1

ANSYS 5.1

PLOT NO. 1  
NODAL SOLUTION  
STEP=1  
SUB =1  
TIME=1  
SEQV (AVG)  
TOP  
DMX =2.685  
SMN =0.227522  
SMX =7.557  
0.227522  
1.042  
1.856  
2.671  
3.485  
4.299  
5.114  
5.928  
6.742  
7.557



5.27

Figura 5.16 - Tensões de VonMises na carcaca intertravada do "riser" de 4 polegadas ( detalhe )

## 6. Análise dos resultados

Neste capítulo iremos fazer a análise dos resultados obtidos. Para tal, faremos inicialmente a correção das tensões para as camadas modeladas com elementos de casca ortotrópica (camadas de pressão e carga interrompida). Em seguida, será apresentado um método de generalização dos resultados, que possibilita a determinação das tensões, nos tubos estudados, para quaisquer condições de carregamento combinado de tração axial e compressão mecânica radial. Finalmente, a partir dessa generalização, será feita uma avaliação dos resultados obtidos, com base nos limites teóricos propostos pelo fabricante.

### 6.1. Correção das tensões

Para os casos em que as camadas espiraladas do tubo foram modeladas por meio de casca ortotrópica, as tensões oriundas do programa de análise devem ser corrigidas, de acordo com o apresentado no item 4.4.4. A tabela 6.1 apresenta as tensões máximas calculadas, separadas em suas componentes de membrana e de flexão, conforme o modelo de análise utilizado (elementos de casca ortotrópica nas análises realizadas utilizando-se o programa ANSYS), e os fatores de correção calculados conforme o item citado acima. São apresentadas ainda as tensões máximas já corrigidas, que podemos considerar como sendo os valores "verdadeiros" das tensões para as camadas do tubo.

Tabela 6.1 - Tensões máximas corrigidas para as camadas modeladas por casca ortotrópica para o "flowline" de 2 ½ polegadas e para o "riser" de 4 polegadas

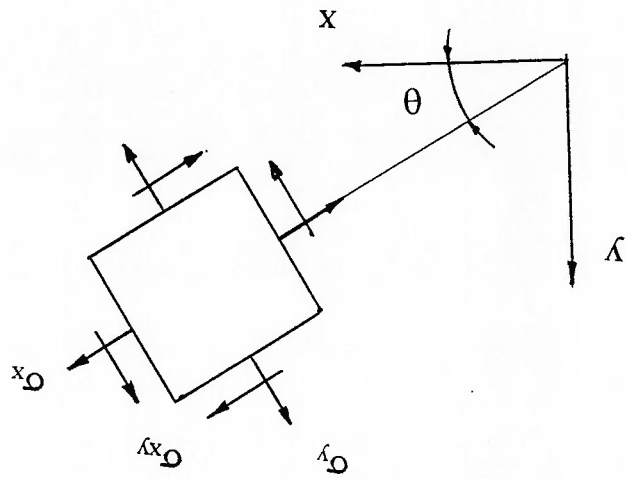
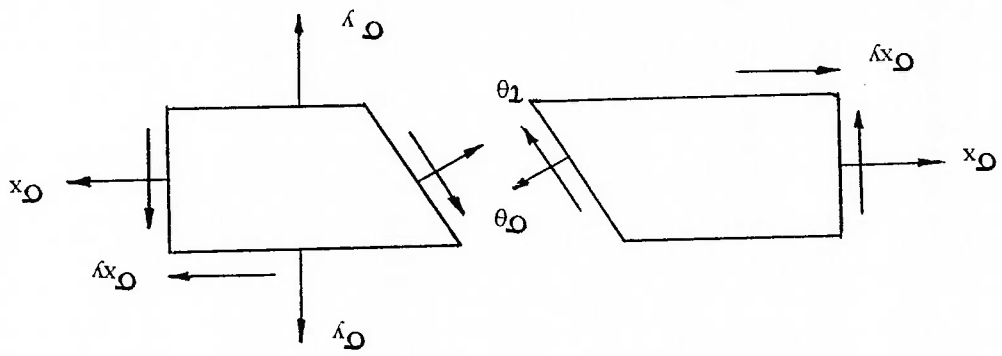
tubo	camada		condição de carregamento		tensão de membrana casca ortotrópica ( $\sigma_m$ ) (N/mm <sup>2</sup> )		fator de correção de membrana		tensão de membrana corrigida ( $\sigma_m$ ) (N/mm <sup>2</sup> )		tensão de flexão casca ortotrópica ( $\sigma_f$ ) (N/mm <sup>2</sup> )		fator de correção de flexão		tensão de flexão corrigida ( $\sigma_f$ ) (N/mm <sup>2</sup> )		tensão máxima corrigida ( $\sigma_{máx}$ ) (N/mm <sup>2</sup> )		
	carrega intravada	camada de pressão	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	
"flowline" de 2 ½ polegadas	carrega intravada		1	2	11,6	11,4	2,33	2,33	27,0	26,6	3,7	zero	1,84	1,84	6,8	zero	33,8	26,6	33,8
			1	2	4,3	4,3	1,95	1,95	8,4	8,4	3,3	3,3	2,52	2,52	8,3	8,3	16,7	16,7	16,7
	camada de pressão		1	2	65,8	51,0	1,19	1,19	78,3	78,3	21,0	zero	1,19	1,19	25,0	zero	103,3	60,7	103,3
			1	2	2,6	2,6	1,95	1,95	3,1	3,1	zero	zero	2,52	2,52	zero	zero	3,1	3,1	3,1
"riser" de 4 polegadas	carrega intravada		1	2	11,6	11,4	2,33	2,33	27,0	26,6	3,7	zero	1,84	1,84	6,8	zero	33,8	26,6	33,8
			1	2	4,3	4,3	1,95	1,95	8,4	8,4	3,3	3,3	2,52	2,52	8,3	8,3	16,7	16,7	16,7
	camada de pressão		1	2	65,8	51,0	1,19	1,19	78,3	78,3	21,0	zero	1,19	1,19	25,0	zero	103,3	60,7	103,3
			1	2	2,6	2,6	1,95	1,95	3,1	3,1	zero	zero	2,52	2,52	zero	zero	3,1	3,1	3,1

( ii ) tensões no plano

$$\sigma_{\theta} = \sigma_x \cos^2 \theta + \sigma_y \sin^2 \theta + \sigma_{xy} \sin 2\theta$$

$$\sigma_x = \sigma_{\theta} \quad \sigma_y = \sigma_{\theta} \quad \sigma_{xy} = \sigma_{\theta} \quad \left| \theta = \theta + 2\pi \right.$$

$$\sigma_{\theta} = \frac{1}{2} \sigma_x \cos 2\theta - \frac{1}{2} \sigma_y \sin 2\theta - \sigma_{xy} \cos 2\theta$$



e tomando

$$\sigma = \{ \sigma_x, \sigma_y, \sigma_{xy} \}^T$$

$$\sigma = \{ \sigma_x, \sigma_y, \sigma_{xy} \}^T$$

$$\underline{\sigma} = R_{\sigma} \underline{\sigma}$$

( 4 )



$$\begin{aligned} E_x &= E'_x / (1 - v_x v_y) \\ E_y &= E'_y / (1 - v_x v_y) \\ E''_x &= v_x E'_y / (1 - v_x v_y) = v_y E'_x / (1 - v_x v_y) \end{aligned}$$

onde

$$\bar{C} = \begin{bmatrix} E'_x & E'_y & 0 \\ E''_x & E''_y & 0 \\ 0 & 0 & G \end{bmatrix}$$

sendo que, para o caso de placa ortotrópica,

$$\bar{C} = R_{\sigma}^{-1} \bar{C} R_{\sigma} \quad \begin{matrix} 3 \times 3 & & 3 \times 3 \\ & & 3 \times 3 \\ & & 3 \times 3 \end{matrix}$$

e resulta que

$$R_{\sigma} \sigma = \bar{C} R_{\sigma} \varepsilon \quad \therefore \quad \sigma = [ R_{\sigma}^{-1} \bar{C} R_{\sigma} ] \varepsilon$$

Substituindo (3) e (4) em (2) e comparando com (1), temos

$$R_{\sigma} = \begin{bmatrix} \cos^2 \theta & \sin^2 \theta & -\frac{1}{2} \sin 2\theta \\ \sin^2 \theta & \cos^2 \theta & \frac{1}{2} \sin 2\theta \\ \cos 2\theta & -\sin 2\theta & \sin 2\theta \end{bmatrix}$$

resulta na Matriz de Rotação das Tensões

## Apêndice 2

Determinação das propriedades dos elementos das armaduras de tração a partir das características dos arames

( i ) Propriedades dos arames da armadura de tração

Número de arames :  $N$   
Seção transversal : largura =  $a$   
espessura =  $b$   
Área da seção transversal :  $A = a \times b$   
Inércia da seção transversal :  $I = a^3 \times b / 12$

( ii ) Propriedades dos elementos de viga

Número de divisões do modelo :  $NDIV$   
Área da seção transversal :  $A \times N / NDIV$   
Inércia da seção transversal :  $I \times N / NDIV$

## Anexo 1

### Exemplo de entrada de dados do pré-processador GERFLEX

Apresentaremos aqui um exemplo das telas de entrada do programa GERFLEX, para pré-processamento de dados de entrada e geração de um modelo de um tubo flexível para análise pelo Método dos Elementos Finitos. Para maiores detalhes, ver Nunes e Torres /18/.



DIAMETRO EXTERNO----- ( DEXT ) = 151.0000

1.DADOS GEOMETRICOS DA ESPIRAL ZETA (HELP)\*\*\*\*\*

1. DADOS GEOMETRICOS DA SECAO TRANSVERSAL.....

02. LARGURA TOTAL----- ( CLZET>0 ) = 14.0000

03. ALTURA DA ALMA----- (ALZET=TZET ) = 6.2000

04. ALTURA DA BORDA----- (BOZET>TLZFL ) = 4.0687

05. ESPESURA DA ALMA----- ( TLZAL>0 ) = 2.9764

06. ESPESURA DO FLANGE----- ( TLZFL>0 ) = 2.1312

07. ESPESURA DA BORDA----- ( TLZBO ) = 2.7559

DADOS DA FORMA WELSTREAM.....

08. LARGURA DO FLANGE----- ( CFZET>0 ) = 5.5118

09. PROFUNDIDADE DO CANAL----- ( PRZET>0 ) = 1.9375

10. FAZ A OPCAO----- ( NOPZET ) = 0

02. WELSTREAM FRAES (usa dados 2 e 3 )

( toma:CFZET=50\*CLZET/127 e PRZET/2=5\*ALZET/32 )

=1,WELSTREAM GENERICA (usa dados 2,3,4,5,6 e 7 )

=2,DADOS GENERICOS (usa dados 2,3,4,5,6 e 7 )

( obs: dados nao usados sao atualizados )

OUTROS DADOS E RESULTADOS.....

11. PASSO EM GRAUS----- ( PAZET>0 ) = 87.0763

12. NUMERO DE ARAMES----- ( NAZET=1 ) = 2

#####

PROPRIEDADES CALCULADAS PARA A ESPIRAL ZETA\*\*\*\*\*

AREA DA SECAO TRANSVERSAL.....

.5263E+02 = INERCIA A FLEXAO.....

.1686E+03 = CONSTANTE DE TORCAO.....

.8730E+02 = ESPESURA DA CASCA ORTOTROPICA.....

.6200E+01 = FATOR DE CORRECAO DAS TENSOES DE MEMBRANA.....

.1189E+01 = FATOR DE CORRECAO DAS TENSOES DE FLEXAO.....

OBS: 1) Como funcao da modelagem como casca ortotropica,

torna-se necessario corrigir as tensoes, de membrana e de flexao, obtidas pelo programa de analise ( ALGOR ou ANSYS ) , multiplicando-as pelos respectivos fatores, acima fornecidos.

1.DADOS GEOMETRICOS DA INTERLOCKED\*\*\*\*\*

1. DADOS GEOMETRICOS.....

02. LARGURA TOTAL----- ( CLOK>0 ) = 21.3333

03. ALTURA DA ALMA----- ( ALLOK>0 ) = 4.0000

04. ALTURA DA BORDA----- ( BOLOK=ALLOK ) = 4.0000

05. REENTRANCIA----- ( RLLOK=CLLOK/4 ) = 5.3333

DADOS DA FORMA FRAES.....

06. ESPESURA DA CHAPA----- ( TLLOK>0 ) = .8000

07. COMPRIMENTO DA CHAPA----- ( CLOK ) = 40.0000

LARGURA DO FLANGE----- ( CXLOK ) = 9.4667

08. FAZ A OPCAO----- ( NOPLOK ) = 3

ARMADURAS: 1. MODULO DE ELASTICIDADE--( )  
 2. COEFICIENTE DE POISSON--( )  
 3. TENSÃO LIMITE-----( )

YOUNGA>0)= .2070E+06  
 POISA>0)= .3000  
 TLIMA>0)= 1500.0000

#####  
 DADOS DE PROPRIEDADES DE MATERIAL \*\*\*\*\*

11. POTENCIA -----( )  
 10. ESCORREGAMENTO -----( )  
 09. ARTICULACAO -----( )  
 FCART e FCESC : Livre=0 , Restrito=1  
 0 <FCART<1 ) =  
 0 <FCESC<1 ) =  
 1.0 ) =  
 6 ) =

FATORES DO CONTATO ENTRE ARAMES/ZETA  
 :  
 08. PASSO EM GRAUS-----( )  
 07. LARGURA----- ( )  
 06. ESPESURA----- ( )  
 05. NUMERO DE ARAMES----- ( )  
 NAINT>0 ) = 63  
 TARINT=TAIN ) = 2.0000  
 CARINT>=0 ) = 5.0000  
 ALFIN=ALFEX ) = 35.0000

ARMES DA ARMADURA INTERNA  
 :  
 04. PASSO EM GRAUS----- ( )  
 03. LARGURA----- ( )  
 02. ESPESURA----- ( )  
 01. NUMERO DE ARAMES----- ( )  
 NAEXT>0 ) = 65  
 TAREXT=TAEX ) = 2.0000  
 CAREXT>=0 ) = 5.0000  
 ALFEX>0 ) = 35.0000

ARMES DA ARMADURA EXTERNA  
 :  
 DADOS GEOMETRICOS DAS ARMADURAS \*\*\*\*\*

#####

OBS: !) como função da modelagem como casca ortotrópica, torna-se necessário corrigir as tensões, de membrana e de flexão, obtidas pelo programa de análise ( ALGOR ou ANSYS ) , multiplicando-as pelos respectivos fatores , acima fornecidos.

AREA DA SECÇÃO TRANSVERSAL.....= .3200E+02  
 INÉRCIA à FLEXÃO.....= .7134E+02  
 CONSTANTE DE TORÇÃO.....= .7761E+01  
 ESPESURA DA CASCA ORTOTRÓPICA.....= .5172E+01  
 FATOR DE CORREÇÃO DAS TENSÕES DE MEMBRANA.....= .2523E+01  
 FATOR DE CORREÇÃO DAS TENSÕES DE FLEXÃO.....= .1951E+01

PROPRIEDADES CALCULADAS PARA A INTERLOCKED\*\*\*\*\*

#####

10. NUMERO DE ARAMES----- ( )  
 09. PASSO EM GRAUS----- ( )  
 PALOK>0 ) = 87.3062  
 NALOK=1 ) = 1

OUTROS DADOS E RESULTADOS.....  
 obs: dados nao usados sao atualizados  
 3 , usa dados 2 , 3 , 4 , 5 e 6  
 =4 , usa dados 6 , 7 e BOLOK=3\*TLLOK  
 =5 , usa dados 6 , 7 e BOLOK=4\*TLLOK  
 =6 , usa dados 6 , 7 e BOLOK=4\*TLLOK

1. TITULO DA ANALISE : RISER 4.0" TYPE NU:  
 2. PROGRAMA NUCLEO [ S=ANSYS,G=ALGOR ]----( PROG ) : ANSYS  
 3. NUMERO DE DIVISOES DA CIRCUNFERENCIA----( NDI=16 ) = 30  
 4. COMPRIMENTO EM NUMERO DE PASSOS DE----- ( NMPAS=1 ) = 2

DADOS GERAIS DE CONTROLE \*\*\*\*\*

6. CARGAS EM CADA SAPATA .....  
 07. NUMERO DE SAPATAS----- ( 2<NUSAP<6 ) = 3  
 08. ABERTURA EM GRAUS----- ( GASAP=120 ) = 120.0  
 09. COMPRIMENTO----- ( COSAP>0 ) = .0000E+00  
 10. FORCA RADIAL DE APERTO----- ( FRSAP ) = .1508E+06  
 10. FORCA RADIAL DE CONTATO----- ( PRSAP ) = .8705E+05  
 10. FORCA AXIAL DE ATRITO----- ( FASAP ) = .0000E+00  
 11. PODER DE GARRA----- ( 0<POGAR<1 ) = .00E+00  
 12. COEFICIENTE DE ATRITO----- ( 0<COART<1 ) = .00E+00

FLEXAO E TORCAO NA EXTREMIDADE LIVRE .....  
 04. MOMENTO FLETOR----- ( BNDMO ) = .0000E+00  
 05. MOMENTO TORCOR----- ( TORCMO ) = .0000E+00

CARGAS DE PROJETO .....  
 01. PRESSAO EXTERNA----- ( PREXT ) = .0000E+00  
 02. PRESSAO INTERNA----- ( PRINT ) = .0000E+00  
 03. FORCA DE TRACAO----- ( TRACAO ) = .3004E+03

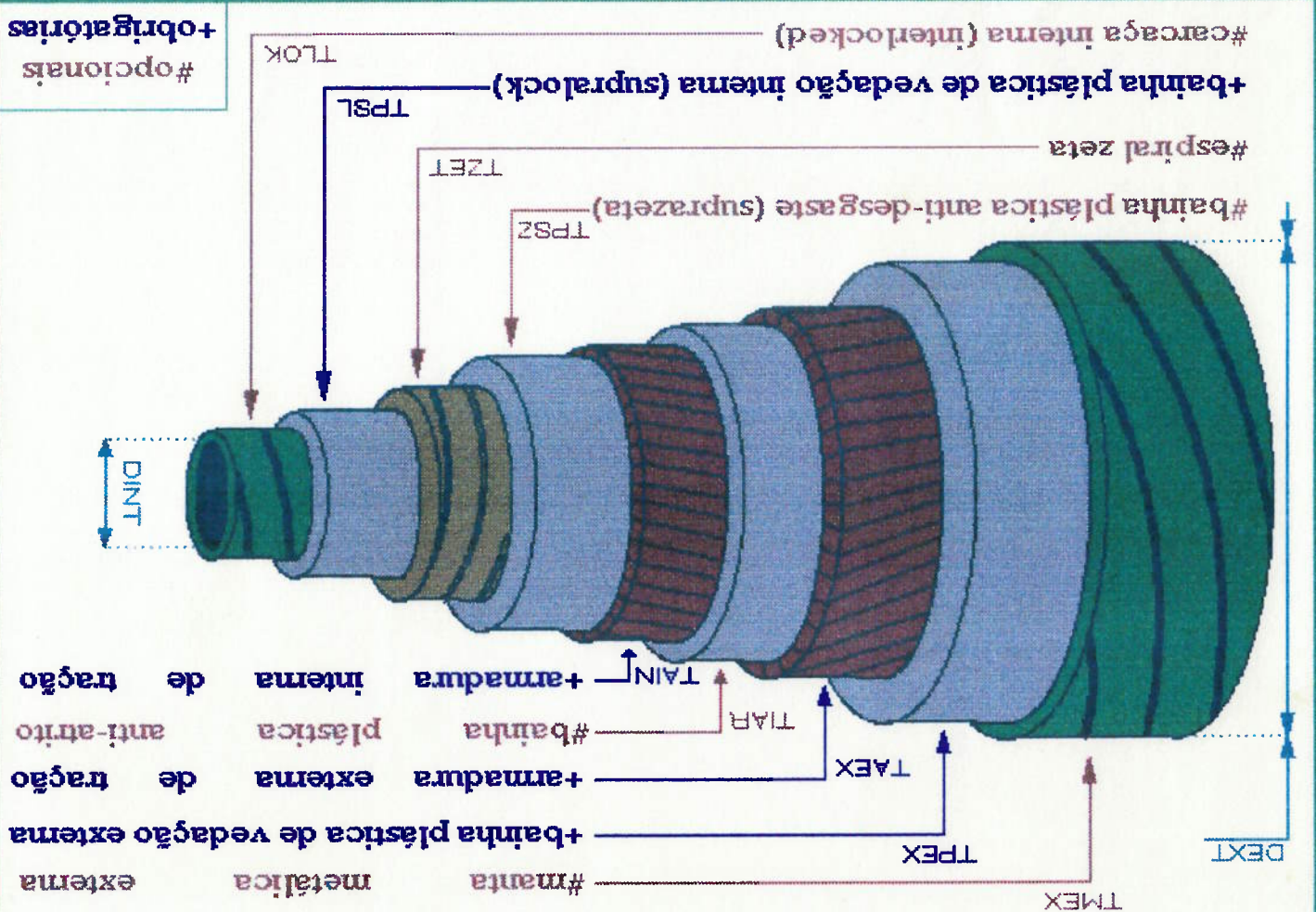
DADOS DE CARREGAMENTO \*\*\*\*\*  
 #####

ESPIRAL : 4. MODULO DE ELASTICIDADE-- ( YOUNGZ=YOUNGA ) = .2000E+06  
 COEFICIENTE DE POISSON-- ( POISZ=POISA ) = .3000  
 TENSAO LIMITE----- ( TLIMZ>0 ) = 784.0000

INTERLOCKED : 7. MODULO DE ELASTICIDADE-- ( YOUNGL=YOUNGA ) = .2000E+06  
 COEFICIENTE DE POISSON-- ( POISL=POISA ) = \*\*\*\*\*  
 TENSAO LIMITE----- ( TLIML>0 ) = 540.0000

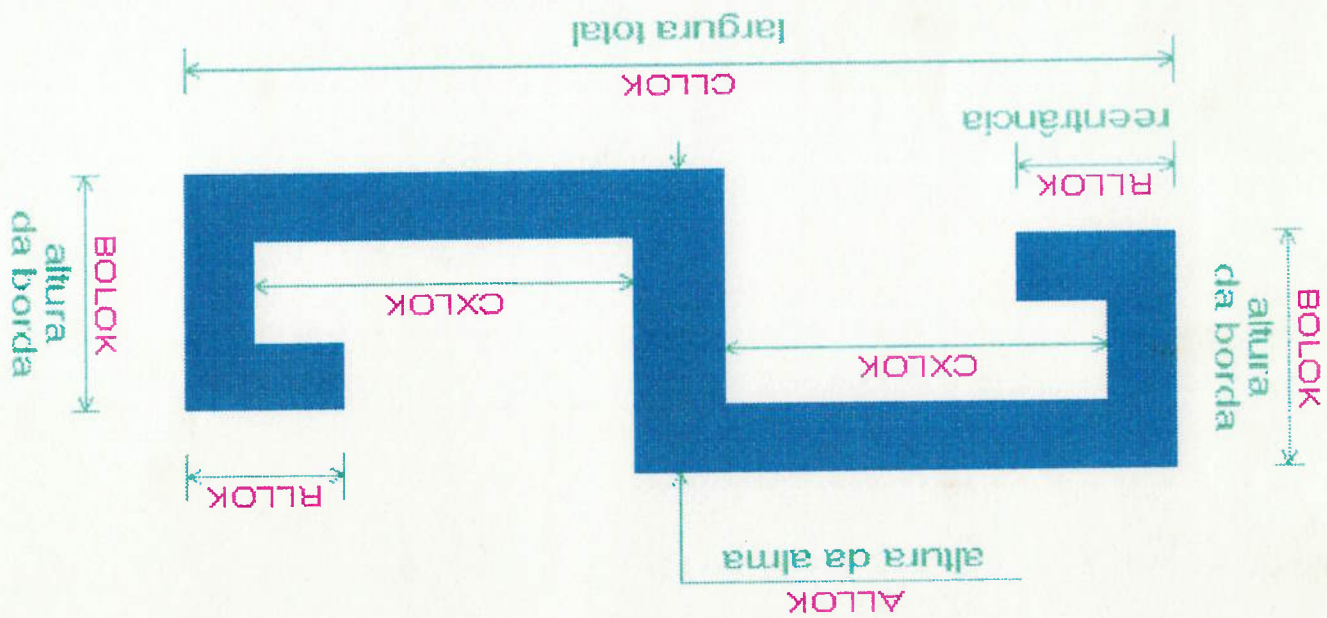
PLASTICOS:10. MODULO DE ELASTICIDADE-- ( YOUNGP=YOUNGA/100 ) = .3500E+03  
 COEFICIENTE DE POISSON-- ( POISP=POISA ) = .4500  
 TENSAO LIMITE----- ( TLIMP>0 ) = 75.0000

### DESCRIÇÃO GERAL DA ESTRUTURA DE CAMADAS

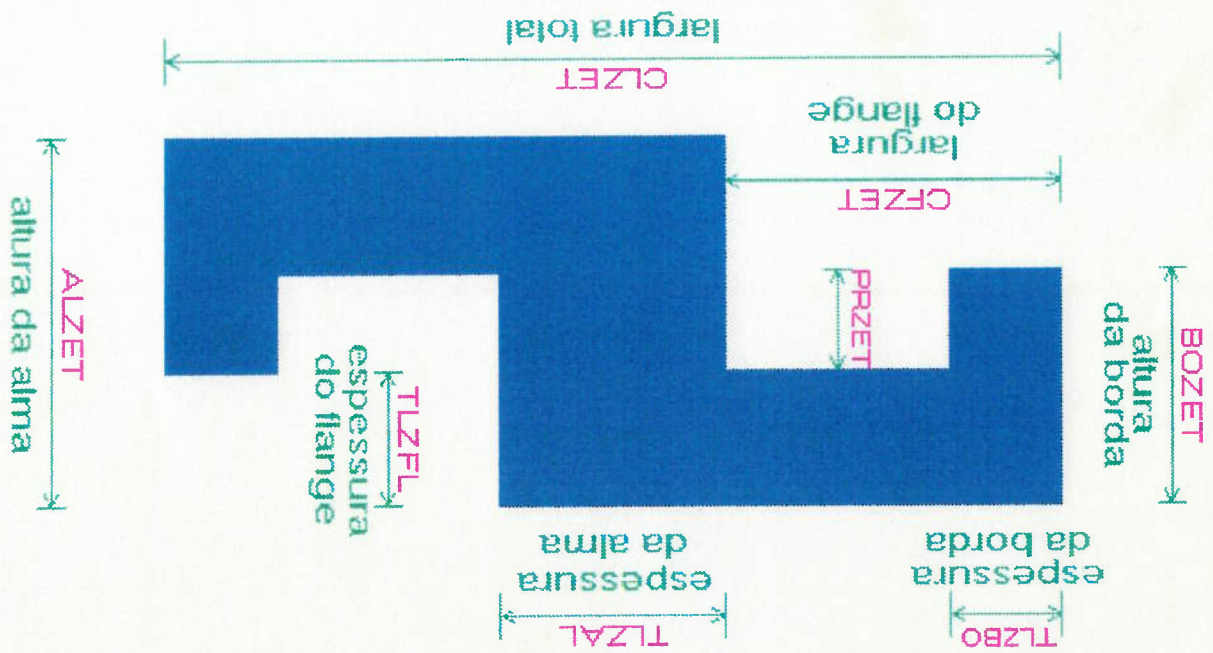




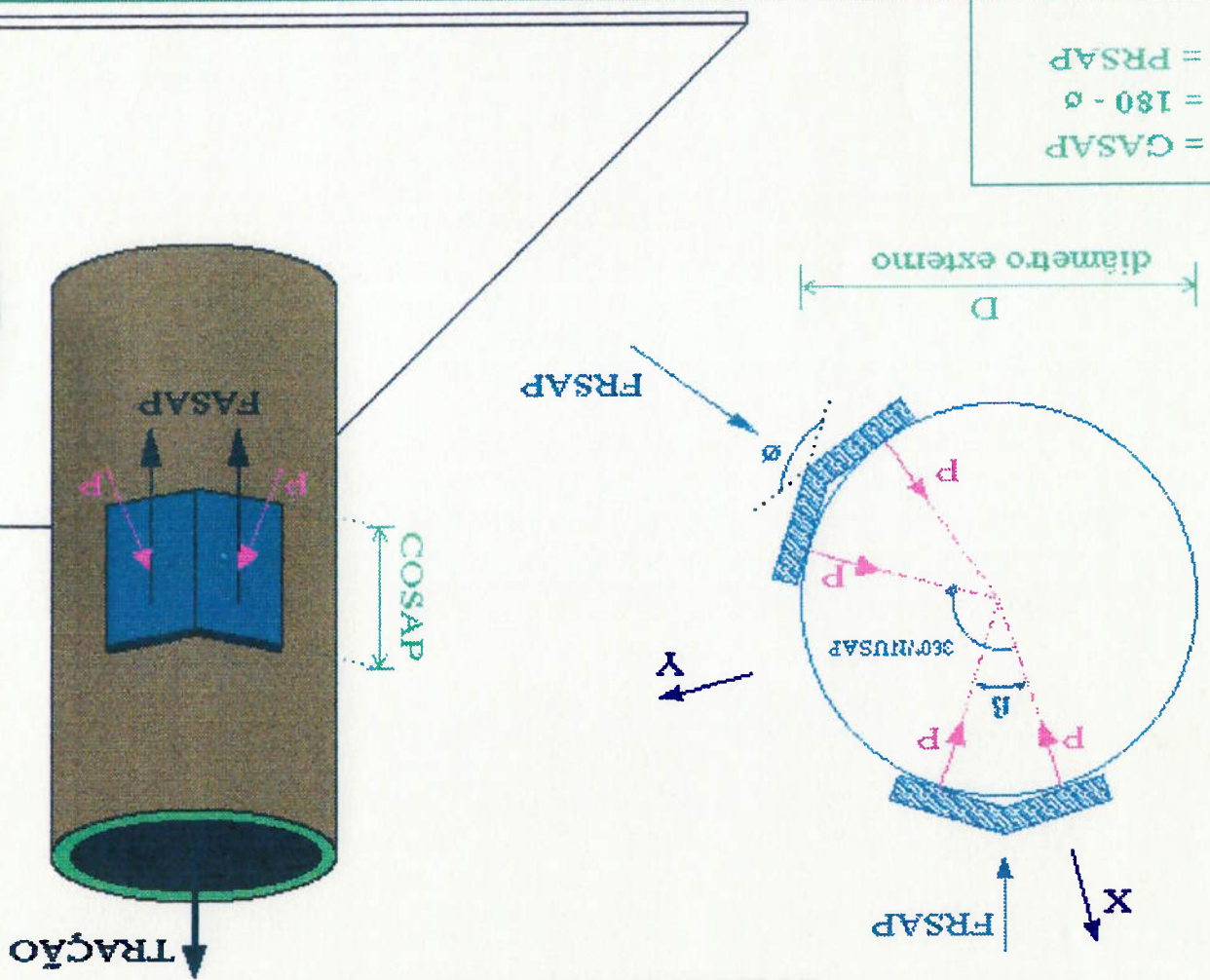
SEÇÃO TRANSVERSAL DA INTERLOCKED  
( perfil de chapa dobrada )  
espessura da chapa = TLLOK



### SEÇÃO TRANSVERSAL DA ESPIRAL ZETA



### CARGAS DE SAPATAS



$\sigma = \text{CASAP}$   
 $B = 180 - \sigma$   
 $P = \text{PRSAP}$

## Anexo 2

Dados do "riser" de 11 polegadas utilizado nos testes de confiabilidade

Serão apresentados a seguir os dados disponíveis para o "riser" de 11 polegadas de diâmetro interno, utilizado nos testes de confiabilidade descritos no Capítulo 4.

## 6.2. Generalização dos resultados

Como as tensões obtidas nas análises pelo MEF são a soma das parcelas devidas aos carregamentos de tração axial e compressão mecânica radial, podemos escrever o seguinte sistema de equações :

$$\sigma_1 = \alpha T_1 + \beta C_1 \quad (1)$$

$$\sigma_2 = \alpha T_2 + \beta C_2 \quad (2)$$

onde

$\sigma_1$  é a tensão em um determinado nó, devida à condição de carregamento 1 ;

$\sigma_2$  é a tensão em um determinado nó, devida à condição de carregamento 2 ;

$\alpha$  é o coeficiente da carga de tração axial ;

$\beta$  é o coeficiente da carga de compressão mecânica radial ;

$T_1, T_2$  são as cargas de tração axial aplicadas nas condições de carregamento 1 e 2 ;

$C_1, C_2$  são as cargas de compressão mecânica radial aplicadas nas condições de carregamento 1 e 2 .

Assim, é possível determinar, a partir deste simples sistema de duas equações ( 1 e 2 ) e duas incógnitas (  $\alpha$  e  $\beta$  ) , uma equação de generalização dos valores das tensões, do tipo :

$$\sigma_i = \alpha T_i + \beta C_i$$

onde  $\sigma_i$  é a tensão devida à condição de carregamento  $T_i$  ( carga de tração axial ) mais  $C_i$  ( carga de compressão mecânica radial ) , para um determinado nó .

Os valores obtidos, conforme as condições apresentadas no item 5.1.3 e os resultados apresentados nos itens 5.2 e 6.1, podem ser vistos na tabelas 6.2 e 6.3, para o "flowline" de 2 ½ polegadas e para o "riser" de 4 polegadas, respectivamente .

Tabela 6.2 - Determinação dos coeficientes de generalização de tensões para o "flowline" de 2 ½ polegadas

camada	carcaça intertravada	armadura interna	armadura externa	condição de carregamento 1			condição de carregamento 2			coeficiente $\alpha$	coeficiente $\beta$
				carga axial (T <sub>1</sub> ) (kg)	compressão mec. (C <sub>1</sub> ) (kg/m)	tensão máx. ( $\sigma_1$ ) (N/mm <sup>2</sup> )	carga axial (T <sub>2</sub> ) (kg)	compressão mec. (C <sub>2</sub> ) (kg/m)	tensão máx. ( $\sigma_2$ ) (N/mm <sup>2</sup> )		
				3.020	3.032	33,8	3.020	zero	26,6	88,08 x 10 <sup>-4</sup>	23,75 x 10 <sup>-4</sup>
				3.020	3.032	233,2	3.020	zero	207,5	687,09 x 10 <sup>-4</sup>	85,10 x 10 <sup>-4</sup>
				3.020	3.032	212,4	3.020	zero	187,1	619,54 x 10 <sup>-4</sup>	83,44 x 10 <sup>-4</sup>

Tabela 6.3 - Determinação dos coeficientes de generalização de tensões para o "riser" de 4 polegadas

camada	condição de carregamento 1			condição de carregamento 2			coeficiente $\alpha$	coeficiente $\beta$
	carga axial ( $T_1$ ) (kg)	compressão mec. ( $C_1$ ) (kg/m)	tensão máx. ( $\sigma_1$ ) ( $N/mm^2$ )	carga axial ( $T_2$ ) (kg)	compressão mec. ( $C_2$ ) (kg/m)	tensão máx. ( $\sigma_2$ ) ( $N/mm^2$ )		
camada de pressão	30.618	15.370	103,3	30.618	zero	60,7	$19,82 \times 10^{-4}$	$27,72 \times 10^{-4}$
camada intravada	30.618	15.370	16,7	30.618	zero	3,1	$1,01 \times 10^{-4}$	$8,85 \times 10^{-4}$
armadura interna	30.618	15.370	377,6	30.618	zero	333,3	$108,86 \times 10^{-4}$	$28,82 \times 10^{-4}$
armadura externa	30.618	15.370	373,8	30.618	zero	322,6	$105,36 \times 10^{-4}$	$33,31 \times 10^{-4}$

### 6.3. Análise dos resultados propriamente dita

As tensões máximas que ocorrem nos tubos estudados, durante a operação de lançamento, podem ser determinadas a partir da metodologia proposta no item 6.2. As tabelas 6.4 e 6.5 mostram, para o "flowline" de 2 ½ polegadas e para o "riser" de 4 polegadas, respectivamente, essas tensões máximas assim calculadas, e apresentam uma comparação com os valores da tensão máxima admissível para as diversas camadas dos tubos aqui analisados, comparação esta caracterizada por um coeficiente de segurança, que é o quociente entre a tensão máxima admissível do material (no nosso caso igual a 90% da "ultimate tensile strength") e a tensão máxima calculada.

Conforme pode ser observado na tabela 6.4, para o "flowline" de 2 ½ polegadas, a condição de carregamento para lançamento da linha em 300 metros de profundidade, que é a condição teórica máxima que limita a utilização do tubo, não é condição dimensionante para a carga intertravada. No que se refere às armaduras de tração, os coeficientes de segurança se aproximam dos valores que são praticados na indústria, que variam entre 1,5 (um e meio) e 2 (dois)\*. Ainda assim, podemos verificar que, conforme mostra a experiência de utilização destes tubos na Baía de Campos, o "flowline" de 2 ½ polegadas está superdimensionado no que se refere à condição de instalação.

No que se refere ao "riser" de 4 polegadas, podemos verificar que, para as camadas projetadas para resistir à compressão mecânica radial aplicada pelos tracionadores lineares durante a operação de lançamento (ou seja, a carga intertravada e a camada de pressão), o tubo apresenta grande folga de resistência, evidenciada pelos grandes coeficientes de segurança calculados. No que se refere ao tubo como um todo, os coeficientes de segurança calculados para as armaduras de tração estão próximos aos limites de utilização da indústria.

\* Fatores de segurança dependem, de um modo geral, dos carregamentos utilizados, da metodologia de cálculo e da segurança desejada. A comparação pura e simples entre os fatores de segurança obtidos e os fatores de segurança utilizados na indústria pode levar a conclusões errôneas, pois não conhecemos em detalhe as condições e hipóteses que levaram à determinação destes últimos. Devemos, portanto, estar atentos para o fato de que tal comparação não pode ser utilizada como fator único e conclusivo para a aceitação de uma metodologia. No nosso caso, no entanto, tal comparação foi feita por ser a única disponível, no presente estágio, para a avaliação dos nossos resultados.



Tabela 6.5 - Tensões máximas e coeficientes de segurança para o "riser" de 4 polegadas

camada	tensão máxima (N/mm <sup>2</sup> )	tensão máxima admissível (MPa)	fator de segurança (FS)
carcaça intravada	24,9	495	19,88
camada de pressão	191,5	900	4,70
armadura interna	563,6	1.260	2,24
armadura externa	557,9	1.260	2,26

Tabela 6.4 - Tensões máximas e coeficientes de segurança para o "flowline" de 2 1/2 polegadas

camada	tensão máxima (N/mm <sup>2</sup> )	tensão máxima admissível (MPa)	fator de segurança (FS)
carcaça intravada	50,4	486	9,64
armadura interna	348,2	1.368	3,93
armadura externa	317,0	1.368	4,32

## 7. Conclusões e trabalhos futuros

Para encerrar este trabalho, gostaríamos de destacar os aspectos que consideramos mais importantes, e apresentar algumas sugestões para trabalhos futuros que possam vir a complementar este esforço de modelação tridimensional de uma linha flexível, utilizando o Método dos Elementos Finitos.

Inicialmente, deve-se destacar que foi desenvolvido um procedimento que, com um esforço razoavelmente pequeno, permite a produção de modelos para análise tridimensional da instalação de tubos flexíveis pelo Método dos Elementos Finitos. Tal procedimento consiste, basicamente, em três etapas. A primeira é a preparação do modelo através de um programa pré-processador especialmente desenvolvido para esta tarefa, o programa GBRFLEX. A segunda é a análise propriamente dita, com a utilização de um programa de análise por elementos finitos (no nosso caso, os programas ANSYS e ALGOR). A terceira parte consiste na correção das tensões, devido à utilização do conceito de casca ortotrópica na modelação da carcaça intertravada e das camadas de pressão.

Tal procedimento gerou, para os casos estudados no âmbito desta Dissertação, resultados satisfatórios, com destaque para os seguintes aspectos:

- (i) viabilidade da modelação tridimensional para análise de tensões de tubos flexíveis, modelação esta que pode receber desenvolvimentos adicionais, de modo a viabilizar a análise de outros tipos de carregamentos (como, por exemplo, as condições de flexão e torção), que sejam, igualmente, problemas tridimensionais no que se refere à linhas flexíveis;
- (ii) observação dos efeitos tridimensionais das cargas de compressão mecânica radial e de tração sobre o campo de tensões das diversas camadas de um tubo flexível, efeitos estes desconsiderados em modelagens bidimensionais, principalmente no que se refere à pressão dos helicóides das armaduras de tração;
- (iii) desenvolvimento da modelação das camadas espiraladas de pequeno passo (carcaça intertravada e camadas de pressão) por meio de elementos de casca ortotrópica.

A utilização deste modelo para análise de outros tipos de carregamento, que não aqueles decorrentes da condição de lançamento, deve ser verificada. Era nossa expectativa que o modelo por nós desenvolvido apresentasse resultados satisfatórios para carregamentos axi-simétricos, mas estes preliminares para análise do tubo submetido a carregamentos de pressão interna não forneceram os resultados esperados. Assim, a verificação da utilização deste modelo para carregamentos de pressão interna e

externa deve ser considerada como tarefa complementar ao presente trabalho. Do mesmo modo, para carregamentos de flexão do tubo, foi verificada certa inadequação do modelo proposto. Tal fato, no entanto, já era esperado, uma vez que o modelo, conforme concebido para este trabalho, não se propõe a analisar casos onde existam grandes deslocamentos, ou onde os efeitos das não linearidades do fenômeno do atrito possam ser de maior importância, como é o caso das armaduras de tração sob carregamento de flexão do tubo.

A fim de complementar este trabalho, que, pelas pesquisas realizadas, se mostrou inédito no que se refere à modelação tridimensional de um tubo flexível pelo Método dos Elementos Finitos, sugerimos alguns trabalhos futuros, tanto no contexto de sua continuação, quanto em relação a progressos adicionais na análise de tensões em tubos flexíveis. Assim, recomendamos o aprofundamento e/ou a pesquisa dos seguintes temas:

( i ) desenvolvimento de um pós-processador para determinação automática das tensões corrigidas nos elementos de casca ortotrópica;

( ii ) verificação experimental das tensões e das deformações calculadas pelo método proposto. A seleção dos tubos e dos níveis de carregamento nesta análise considerou a possibilidade desta verificação experimental. Como sugestão, podemos considerar que a medição das tensões nos arames da armadura externa e das variações de diâmetro da cargaça intratravada são viáveis e serviriam como excelente subsídio para qualificação do procedimento proposto;

( iii ) melhor avaliação da rigidez da cargaça intratravada e das camadas de pressão, isto é, das camadas modeladas por elementos de casca ortotrópica. No nosso caso, a determinação destas rigezas se deu com base na geometria aproximada dos perfis e nas características teóricas do material, fornecidas pelos fabricantes. Medições para determinação da geometria dos perfis e a determinação experimental das propriedades dos materiais eliminariam uma fonte de incerteza, aumentando a confiabilidade do método proposto. Outras alternativas devem ser consideradas, como a medição direta das propriedades de rigidez do perfil já conformado, por meio de testes de compressão mecânica de um trecho da camada já fabricada;

( iv ) utilização de elementos não lineares de contato entre as camadas metálicas e melhoria do tratamento do contato entre elas e as camadas plásticas;

( v ) tratamento mais detalhado das não linearidades da estrutura, principalmente no que se refere ao atrito e aos grandes deslocamentos das

armaduras de tração, típicos de situações de flexão do tubo.

Concluindo, acreditamos ter alcançado o objetivo de contribuir para a melhoria dos métodos de determinação das tensões nas camadas de um tubo flexível durante a operação de lançamento, possibilitando um projeto mais adequado, econômico e confiável.

# Bibliografia

- 1/1 M. H. Patel, J. A. Witz and Z. Tan  
A Flexible Riser Design Manual  
University College London  
BPP Offshore Technology Series, 1993
- 1/2/ Jean-Pierre Sabbagh  
A Glossary of Flexible Pipe Technology  
Cofflexip, 1988
- 1/3/ I. Wacławek e B. E. Diaz  
Estudo do Colapso do Tubo Flexível Quanto às Solicitações Durante o  
Lançamento  
4th SPE et Al Latin America Petroleum Engineers Conference, 1990
- 1/4/ Bin Chen and Richard Nielsen  
Investigation on Flexbody™ Collapse of the Flexible Pipe  
Marine Structure Journal  
Wellstream Corporation  
December 1991  
Proprietary and Confidential
- 1/5/ J. F. McNamara and A. M. Harte  
Three Dimensional Analytical Simulation of Flexible Pipe Wall  
8th International Conference on Offshore Mechanics and Artic  
Engineering, 1989  
vol. 5, pg. 477-482
- 1/6/ Y. Goto, T. Okamoto, M. Araki and T. Fuku  
Analytical Study on Mechanical Strength of Flexible Pipes  
9th Annual ASME Energy Sources Technology Conference & 1st OMAE  
Offshore & Artic Frontier Specialist Symposium, 1986  
pg. 337-341
- 1/7/ Narzul P., Marion A.  
Static and Dynamic Behaviour of Flexible Catenary Riser  
5th ASME et Al Offshore Mechanics and Artic Engineering Symposium,  
1986  
vol. 3, pg. 378-386

8/ K. J. Bathe and E. L. Wilson  
 Numerical Methods in Finite Elements Analysis  
 Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs, New Jersey  
 1976

9/ J. F. McNamara and A. M. Harte  
 Verification of Analytical Modelling Procedures for the Stresses Analysis  
 of Flexible Pipe Cross Sections  
 9th ASME et Al Offshore Mechanics & Artic Engineering Conference  
 Proceedings, 1990

10/ Stephen P. Timoshenko and S. Woinowsky-Krieger  
 Theory of Plates and Shells  
 McGraw-Hill Book Company, Inc.  
 2nd Edition, 1976

11/ ANSYS User's Manual  
 Programa de análise de tensões pelo Método dos Elementos Finitos  
 Version 5.1  
 Ansys Incorporation  
 1994

12/ ALGOR Finite Elements Analysis System  
 Programa de análise de tensões pelo Método dos Elementos Finitos  
 Algor Interactive Systems, Inc.

13/ Programa GERFLEX  
 Programa para geração automática de modelo tridimensional de tubos  
 flexíveis para análise estrutural pelo Método dos Elementos Finitos  
 Ref: Modelo Tridimensional para Análise de " Risers " Flexíveis Por  
 Elementos Finitos  
 Projeto 253 do Centro de Estruturas Navais e Oceanográficas da  
 Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 1995  
 Propriedade da PETROBRAS

14/ Programa ABAQUS  
 Programa de análise de tensões pelo Método dos Elementos Finitos  
 Hibbit, Karlsson and Sorensen, Inc.  
 Standard Version 5.5

/15/ Stephen P. Timoshenko and J. N. Goodier

Theory of Elasticity  
McGraw-Hill Kogakusha, Ltd.  
3rd Edition, 1970

/16/ Programa FRAES

Sistema especialista para cálculo analítico das tensões nas diversas camadas de um tubo flexível  
Ref.: Implantação de Procedimentos Computacionais para Análise do Comportamento Local de Tubos Flexíveis  
Projeto ET-15379A do Programa de Engenharia Civil da Coordenação de Programas de Pós-graduação em Engenharia da Universidade Federal do Rio de Janeiro, 1989  
Propriedade da PETROBRAS

/17/ Stephen P. Timoshenko and James H. Gere

Mecânica dos Sólidos (Volumes 1 e 2)  
Editora LTC, 1993

/18/ Nunes Dias, Carlos Alberto e Torres Lopes da Cruz, Flavio

Centro de Estruturas Navais e Oceânicas da Universidade de São Paulo  
Modelo Tridimensional para Análise Estrutural de "Risers" Flexíveis por Elementos Finitos  
Relatórios Técnicos nos. 001/253 e 002/2523, 1995

# Apêndice I

## Rotação da matriz de elasticidade

Apresentaremos aqui, de maneira sumária, o procedimento adotado no programa GERFLEX para a rotação da matriz de elasticidade. Tal procedimento se faz necessário devido ao fato do Programa ALGOR não permitir que, em seus elementos de placa ortotrópica, seja feita orientação direta dos eixos sobre os quais são definidas as propriedades do material. A fim de padronizar os procedimentos e, ao mesmo tempo, torná-los mais gerais, optamos por fazer tal rotação mesmo em situações onde ela não é obrigatória, como no caso do Programa ANSYS. Para maiores esclarecimentos, ver Timoshenko e Gere /17/.

Sejam

C a matriz de elasticidade orientada sobre os eixos x e y

$$\sigma = C \epsilon \quad (1)$$

C a matriz de elasticidade orientada sobre os eixos  $\bar{x}$  e  $\bar{y}$

$$\bar{\sigma} = \bar{C} \bar{\epsilon} \quad (2)$$

Nosso problema é, conhecida  $\bar{C}$ , obter C. Podemos observar que:

(1) deformações no plano

$$\epsilon_{\theta} = \epsilon_x \cos^2 \theta + \epsilon_y \sin^2 \theta + \frac{1}{2} \gamma_{xy} \sin 2\theta$$

$$\epsilon_{\bar{x}} = \epsilon_{\theta} \quad \left| \quad \epsilon_{\bar{y}} = \epsilon_{\theta + \pi/2} \right.$$

$$\gamma_{\theta} = \gamma_{xy} = -\epsilon_x \sin 2\theta + \epsilon_y \sin 2\theta + \gamma_{xy} \cos 2\theta$$



$$R_\theta = \begin{bmatrix} \cos^2 \theta & \sin^2 \theta & -\sin 2\theta \\ \sin^2 \theta & \cos^2 \theta & \sin 2\theta \\ \frac{1}{2} \sin 2\theta & -\frac{1}{2} \sin 2\theta & \cos 2\theta \end{bmatrix}$$

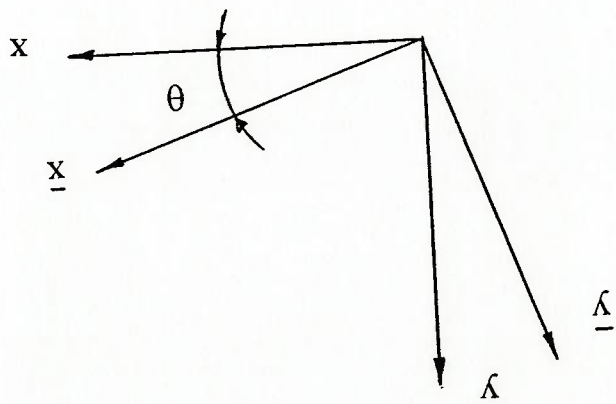
resulta na Matriz de Rotação das Deformações

$$\underline{\underline{\epsilon}} = R_\theta^T \underline{\underline{\epsilon}} \quad (3)$$

$$\underline{\underline{\epsilon}} = \{ \epsilon_x, \epsilon_y, \epsilon_{xy} \}^T$$

$$\underline{\underline{\epsilon}} = \{ \epsilon_{\bar{x}}, \epsilon_{\bar{y}}, \epsilon_{\bar{xy}} \}^T$$

e tomando



onde

CAMADA	DIMENSÕES (mm x mm)	MATERIAL	UTS (MPa)	MASSA (kg/m)	DIAM. INT. (mm)	ESPESS. (mm)	OBS.
CARCAÇA INTER- TRAVADA	120 x 3	aço AISI 304	550	63,56	280,9	15,0	
CAMADA PLÁSTICA INTERNA		" nylon " 11		10,94	310,9	9,5	
CAMADA DE PRESSÃO		aço	1000	69,97	329,9	10,0	2 arames em espiral a 87,1 graus
CAMADA ANTI FRICÇÃO		poli- etileno		2,6	349,9	2,5	
ARMADURA INTERNA		aço	1400	32,22	354,9	4,0	arames em espiral a 35 graus
CAMADA ANTI FRICÇÃO		poli- etileno		1,61	362,9	1,5	fita de polietileno
ARMADURA EXTERNA		aço	1400	32,78	365,9	4,0	arames em espiral a -35 graus
FITA ADESIVA				1,21	373,9	1,8	
CAMADA PLÁSTICA EXTERNA		" nylon "		13,31	377,5	10,5	

Tabela A2.1 - Dados das camadas do " riser " de 11 polegadas

Tabela A2.2 - Características do " riser " de 11 polegadas

\* tubo cheio de água salgada ( 1,025 ton / m<sup>3</sup> )

159,56	RIGIDEZ À FLEXÃO ( a 20 graus C ) ( daN x m <sup>2</sup> )
714,3	ELASTICIDADE ( EA, kN )
0,014	ALONGAMENTO RELATIVO ( para 100 kN ) ( % )
169,87	PESO SUBMERSO ( CHEIO * ) ( kgf / m )
100,36	PESO SUBMERSO ( VAZIO ) ( kgf / m )
297,71	PESO NO AR ( CHEIO * ) ( kgf / m )
228,20	PESO NO AR ( VAZIO ) ( kgf / m )
398,5	DIÂMETRO EXTERNO ( mm )
280,9	DIÂMETRO INTERNO ( mm )