

ANDRÉ SAIKAI GOMES

ESTUDO DAS INTERAÇÕES ENTRE MULTICAMADAS ESTRUTURAIS E ANÁLISE DE  
FALHA EM RISERS DE PETRÓLEO DA PETROBRAS

São Paulo

2008

ANDRÉ SAIKAI GOMES

ESTUDO DAS INTERAÇÕES ENTRE MULTICAMADAS ESTRUTURAIS E ANÁLISE DE  
FALHA EM RISERS DE PETRÓLEO DA PETROBRAS

Dissertação apresentada à Escola  
Politécnica da Universidade de São  
Paulo para Conclusão do curso de  
Engenharia

Área de concentração:  
Engenharia Mecatrônica

Orientador: Professora  
Larissa Driemeier

São Paulo  
2008

## RESUMO

Dutos flexíveis são estruturas complexas abrangendo várias camadas com funções estruturais bem definidas, propriedades do material e geometrias diferentes. Em conjunto, suas propriedades propiciam resistência e vedação para o duto como um todo, sem comprometer a necessária flexibilidade para a condução de diversos fluidos na indústria de petróleo, principalmente na produção de petróleo “Offshore”. Entretanto, para uma análise numérica viável desses dutos a automatização dos dados de entrada é imprescindível. O programa GEFLEX torna possível a execução expedita de vários e distintos casos, com saída para o programa comercial de elementos finitos ANSYS. O presente trabalho propõe a elaboração de um filtro para o programa GEFLEX, com o objetivo de gerar uma entrada de dados para o LS-Dyna (software comercial disponível no laboratório onde a pesquisa será conduzida). Além disso, será introduzido o contato entre as camadas, de modo a ser possível mimetizar o comportamento dos dutos à flexão. Será realizada uma longa revisão da literatura com o objetivo de levantar dados experimentais, assim como delinear o estado da arte na análise estrutural de risers flexíveis, definindo-se casos típicos de arranjo estrutural de camadas que serão objeto dos estudos. Além disso, serão estudados modelos de material e critérios de falha adequados para os diferentes tipos de materiais encontrados nas camadas. Como aplicação, linhas de dutos serão testadas à tração e flexão.

Palavras-chaves: risers, contato, análise numérica, falha.

## ABSTRACT

Flexible pipeline structures are complex covering several layers with clearly defined functions structural and material properties of different geometries. Together, their properties and provide resistance to seal the product as a whole, without compromising the flexibility necessary for the conduct of various fluids in the oil industry, mainly in the production of oil "Offshore". However, for a numerical analysis of viable products to automate the data input is essential. The program GEFLEX makes possible the expeditious implementation of various and distinct cases, with output for the program commercial finite element ANSYS. This paper proposes the establishment of a filter for the program GEFLEX, aiming to generate a data entry for the LS-Dyna (commercial software available at the laboratory where the research will be conducted). Moreover, will be introduced the contact between the layers in order to be able to mimic the behavior of the pipeline bending. There will be a long review of the literature in order to raise experimental data, and outline the state of the art in structural analysis of flexible risers, setting up typical cases of structural arrangement of layers which will be object of study. Moreover, will be studied models of material and criteria of failure appropriate for different types of materials found in layers. As application, lines of products will be tested for tensile and bending.

Keywords: risers, contact, numerical analysis, fails.

## Lista de Figuras

Figura 1: Exemplos de Aplicações do Riser .....	9
Figura 2: (a) e (b) Perfis Padrão de Dutos Flexíveis e (c) ângulos de Hélice.....	10
Figura 3: Camadas do Riser .....	11
Figura 4: Seção Transversal de Elementos Helicoidais de Aço (API RP 17B-1998). ....	11
Figura 5: Contato Mestre – Escravo .....	18
Figura 6: Esquema do Sistema Massa-Mola.....	19
Figura 7: Curva da Energia do Sistema Massa-Mola .....	19
Figura 8: Esquema do Método da Penalidade .....	22
Figura 9: Desenho do Contato entre Mestre e Escravo .....	24
Figura 10: Gráfico tensão-deformação com descarregamento e carregamento. ....	32
Figura 11: Gráfico tensão-deformação com descarregamento e carregamento. ....	32
Figura 12: Detalhamento das Camadas do riser .....	35
Figura 13: Detalhe das Camadas Plásticas .....	35
Figura 14: Elementos de viga simulando a armadura de tração.....	36
Figura 15: Elementos de casca simulando a camada intertravada .....	36
Figura 16: Comportamento elástico-plástico onde $l_0$ e $l$ são os comprimentos não deformados e deformados do espécime.....	37
Figura 17: Exemplo do Card Para material da camada plástica .....	39
Figura 18: Exemplo do Card Para material da camada de aço.....	39
Figura 19: Exemplo do Card Para o Contato entre Camadas utilizado no modelo.....	40
Figura 20: Exemplo do Card Para o Contato interno utilizado no modelo .....	40
Figura 21: Exemplo do Card para o contato entre o corpo sólido e riser. ....	41
Figura 22: Verificação do coeficiente de Atrito entre camadas.....	41
Figura 23: Impacto de riser em corpo rígido: (A) Deformação, (B) Tensão de Von Mises.....	43
Figura 24: Modelo Com Algoritmo de Falha .....	44
Figura 25: Monitoramento da pressão interna x tempo à pressão interna de 60MPa. ....	45
Figura 26: Exemplo do Card Para a pressão interna interna.....	45
Figura 27: Drop Test com pressão interna de 600MPa: (A) Deformação, (B) Tensão de Von Mises....	46
Figura 28: Monitoramento da pressão interna no riser a pressão interna de 600MPa. ....	46
Figura 29: Pré-tensão devido ao equilíbrio interno das forças.....	47

## Lista de Tabelas

Tabela 1: Respectivas Funções das Camadas Componentes do Riser .....	10
Tabela 2: Material da Camada Plástica de Pressão. Extraída de Ramos [27]. .....	38
Tabela 3: Material da Camada Plástica Externa. Extraída de Ramos [27].....	38

# SUMÁRIO

## Conteúdo

<b>1. Introdução</b>	8
1.1. Histórico do Petróleo no Mundo	8
1.2. O que é Riser	9
<b>2. Aspectos Teóricos</b>	14
2.1. O Método dos elementos finitos (MEF)	14
2.1.1. Análise não Linear	16
2.1.2. Método Explícito	16
2.2. Teoria do contato	18
2.2.1. Métodos de Solução	21
Método dos Multiplicadores de Lagrange	21
Método da Penalidade	22
Método dos Parâmetros Distribuídos:	24
2.3. Teoria de falhas	26
2.3.1. O que é falha	26
2.3.2. Máxima deformação plástica acumulada	26
2.3.3. Teoria da máxima tensão de cisalhamento	26
2.3.4. Teoria da energia de distorção	28
2.4. Comportamento dos materiais	30
2.4.1. O modelo elástico linear	30
2.4.2. O modelo de plasticidade	31
<b>3. Modelagem Numérica</b>	34
3.1. Gerflex: Alterações e problemas na conversão	34
3.2. Detalhamento do modelo gerado	34
3.2.1. Geometria	34
3.2.2. Modelo do material e escolha dos parâmetros	36
3.2.3. Contato	39
3.3. Resultados das simulações e Discussão dos Resultados	42
<b>4. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b>	48

# 1. Introdução

## 1.1. Histórico do Petróleo no Mundo

O interesse econômico pelo petróleo teve início no começo do século XIX, ao ser utilizado como fonte de energia, substituindo o gás proveniente da destilação do carvão vegetal, para a iluminação pública, o chamado “petróleo iluminante”. Esta função perdurou apenas até as décadas de 1870/80, quando em 1879, Thomas Edison conseguiu sistematizar e desenvolver o conhecimento em energia elétrica e inventou a primeira lâmpada elétrica, substituindo assim qualquer outra fonte de iluminação. Com isto, o interesse comercial pelo fóssil reduziu drasticamente, voltando apenas no final do século XIX, principalmente no século XX, a partir da invenção dos motores a gasolina e a diesel.

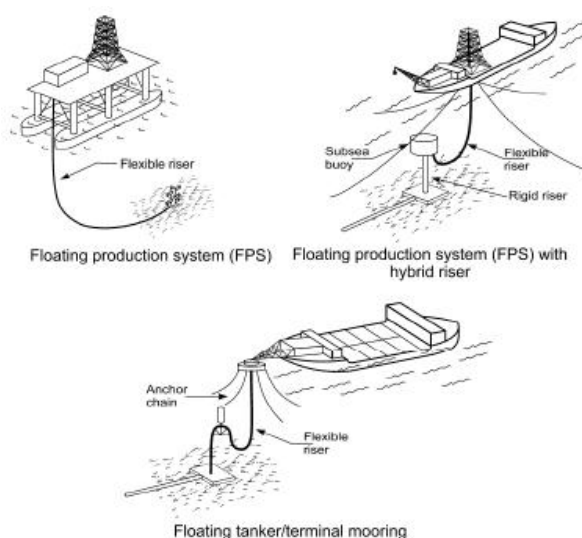
A indústria offshore mundial teve seu nascimento datado entre os anos 1930 e 1950 na Venezuela e Golfo do México, respectivamente. A partir de então, a exploração começou a se expandir para o Mar do Norte e formou o primeiro pull de empresas nesta segmentação, entre elas a Shell, Exxon, Texaco e AGIP (Furtado, 1996). No Brasil, já no final de 1950, devido às análises geográficas, havia o conhecimento de que o país possuía reservas de petróleo em profundidade marítima, ainda ser uma definição precisa dos locais. A confirmação ocorreu pela descoberta do primeiro poço offshore em 1968, no Campo de Guaricema (SE), e a primeira perfuração, também em 1968, na Bacia de Campos, no campo de Garoupa (RJ). O ano seguinte, também foi marcado por mais descobertas, com o Campo de São Mateus (ES), e posteriormente no campo de Ubarana (ES), ambos na bacia de Potiguar. A partir destas primeiras descobertas, a Petrobras deu início a uma série de outras. Entretanto, tais descobrimentos não surtiram maior efeito, pelo fato das tecnologias existentes não serem condizentes com a realidade brasileira (História, 2005).

Hoje em dia, o grande desafio da exploração e produção de petróleo no Brasil é o desenvolvimento de tecnologia e conhecimento suficientes para alcançar maiores profundidades de lâminas d’água, onde se encontra a maior parte da reserva nacional.

## 1.2. O que é Riser

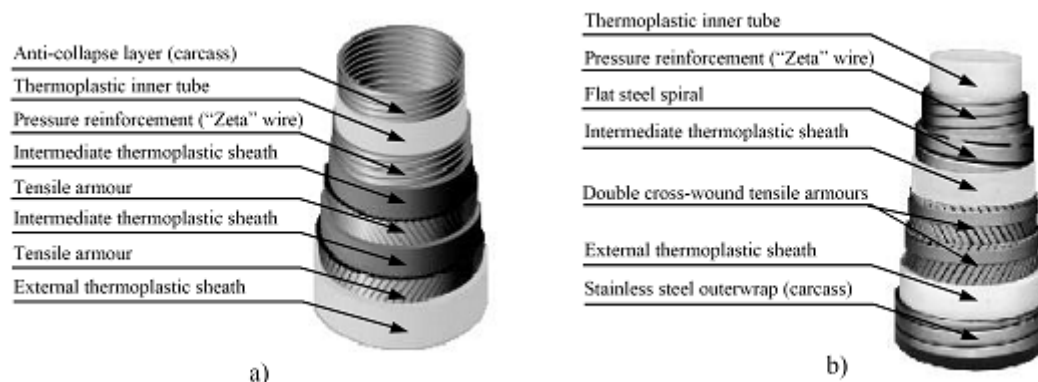
Risers são estruturas complexas utilizadas na indústria do petróleo para conduzir fluidos do fundo do mar para uma unidade flutuante de produção (Figura 1). Dentre as varias características gerais destas estruturas, a alta flexibilidade é o que justifica o seu uso acoplado a estruturas e a capacidade de ser armazenada em rolos, que reduz o custo de transporte e instalação. Em conjunto, suas propriedades propiciam resistência e vedação para o duto como um todo, sem comprometer a necessária flexibilidade para a condução de diversos fluidos na indústria de petróleo, principalmente na produção de petróleo em águas profundas, “Offshore” [1 - 4].

Um riser flexível é composto por várias camadas de diferentes materiais, que interagem entre si. Os risers podem ser divididos em dois grupos: linhas de camadas não-aderentes (unbonded) e linhas de camada aderente (bonded). A diferença está baseada na liberdade de movimento das camadas, umas em relação às outras

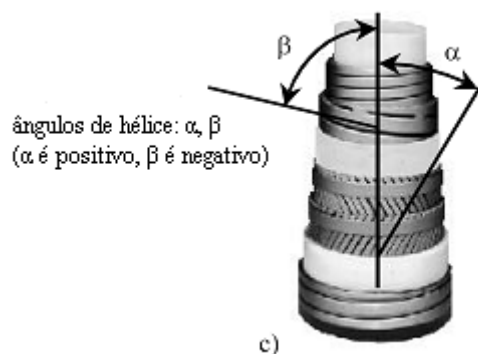


**Figura 1: Exemplos de Aplicações do Riser**

As linhas de camadas aderentes são coladas através do uso de adesivos ou aplicando calor e/ou pressão (caso da vulcanização), enquanto que as camadas não aderentes são livres para se moverem umas em relação às outras, permitindo ao duto fletir a maiores curvaturas que dutos de aço da mesma dimensão. A Figura 2 detalha cada camada de um duto flexível não aderente.



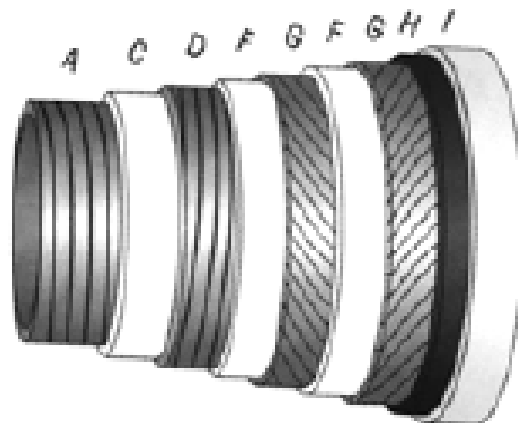
**Figura 2: (a) e (b) Perfis Padrão de Dutos Flexíveis e (c) ângulos de Hélice.**  
**Extraída de Dias [25].**



As camadas que compõem o riser, foram discretizadas na tabela 1 e demonstradas na figura 3. A tabela 1 define para cada camada a principal função que ela exerce e o tipo de material na qual é composta.

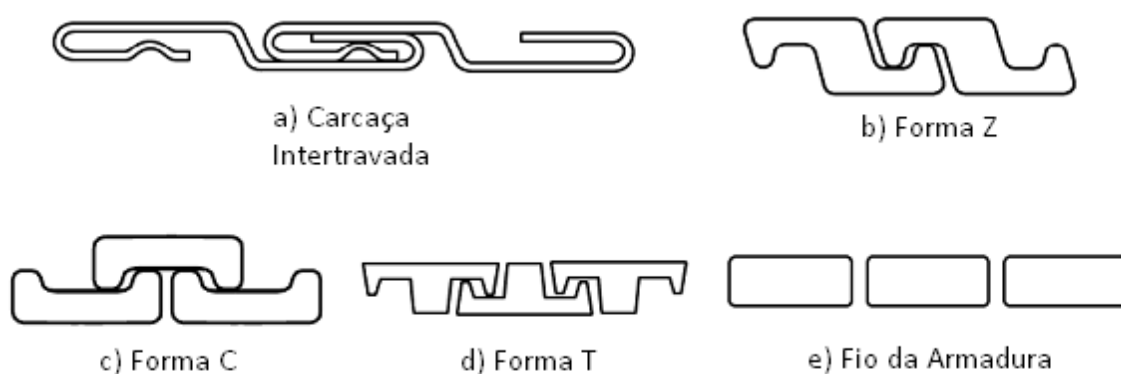
	Nome da Camada	Função Estrutural	Material
A	Carcaça Intertravada	Resistir à pressão externa.	Aço
C	Camada Plástica	Estanqueidade.	Termoplástico
D	Camada zeta	Resistir a esforços radiais devido à pressão externa.	Aço
F	Camada Plástica	Estanqueidade e diminuição do atrito.	Termoplástico
G	Armaduras de Tração	Rigidez a torção e aos carregamentos axiais.	Aço
H	Adesivo	Aderência das camadas G e I.	Adesivo Plástico
I	Camada Termoplástica	Resistir às diferenças térmicas.	Termoplástico

**Tabela 1: Respectivas Funções das Camadas Componentes do Riser**



**Figura 3: Camadas do Riser**

Entre as funções das camadas de polímeros, destaca-se a função de servir como barreira a líquidos ou gases, além disso, têm o objetivo de evitar atrito/desgaste, protegendo camadas adjacentes de aço do contato de uma com a outra. Conforme ilustra a Figura 2(c), a carcaça, camada helicoidal, é interconectada com alto ângulo de hélice, que protege o duto de forças radiais tais como pressão externa, ou compressão devido a forças axial e torsional e impacto. As seções transversais das várias camadas do duto são mostradas na Figura 4.



**Figura 4: Seção Transversal de Elementos Helicoidais de Aço (API RP 17B-1998).**

Conectados a uma plataforma de produção de petróleo no mar e, particularmente no caso brasileiro, para águas profundas, os dutos devem ser capazes de resistir a

severas cargas (tração, pressão interna e externa, torção, flexão, e impacto) quando da sua utilização em condições normais de operação.

Ainda na fase de projeto, a análise da resistência de um duto flexível considera as cargas atuantes na análise da interação entre suas diversas camadas, de modo a estabelecer meios para seu correto dimensionamento, em termos de seleção dos tipos de camadas e das espessuras destas.

Esse tipo de análise estrutural envolve geometrias complexas, grandes deformações, plasticidade, variações de temperatura, efeitos de inércia, contato, etc... É, portanto, um dos fenômenos complicados da engenharia estrutural.

Maiores profundidades significam maiores carregamentos nos dutos flexíveis apresentando maiores cargas na instalação e conseqüentemente, maiores custos de instalação e operação. Deste modo, o conhecimento das propriedades mecânicas dos materiais que compõem uma linha flexível torna-se ponto crítico na compreensão do seu comportamento estrutural [5].

Entretanto, devido à complexidade e aos elevados custos relacionados com investigações experimentais, e ainda poucos laboratórios no Brasil possuem a aparelhagem necessária para fazê-los, não é viável basear todo o estudo apenas em testes.

Para análise numérica, modelos constitutivos existentes, aqueles de plasticidade e dano são os mais conhecidos. Materiais como o aço, por exemplo, são tradicionalmente modelados por Von Mises ou, devido à influência da taxa de deformação no comportamento do material, por Johnson e Cook [6 - 7].

Atualmente, grande ênfase vem sido dada ao critério de falha a ser utilizado. Apesar de códigos famosos de Elementos Finitos - como ABAQUS®, LS-DYNA®, ANSYS® ou PAM-CRASH® - utilizarem modelos constitutivos sofisticados para materiais, critérios de falha eficientes ainda são um desafio. Além disso, apesar dos programas disponibilizarem critérios de falha aos usuários, não dão nenhuma orientação quanto à aplicabilidade e como calibrar o modelo.

As variáveis responsáveis pela falha do material são amplamente discutidas na literatura [8 - 11]. Como mencionado por vários autores [12 - 13], os fatores mais

importantes no controle da fratura dúctil são a triaxialidade e o nível de deformação plástica.

Apesar da numerosa pesquisa sobre falha, artigos de aplicação prática em balística, em perfuração de placas [14 - 18], crashworthiness [19], ainda usam os modelos tradicionais, tal como Johnson-Cook ou modelo de dano de Lemaitre [20 - 21], ou, ainda que não recomendado, o critério da máxima deformação equivalente acumulada. Recentemente, Wierzbicki et al. [22] considerou o critério da máxima tensão cisalhante o melhor, quando exatidão e número de testes necessários para calibração são os parâmetros considerados.

Em outras palavras, um critério teórico bom não é suficiente para seu sucesso em aplicações práticas; o número pequeno e a facilidade de execução de testes para calibração são tão importantes quanto à eficácia do método.

Os métodos tradicionais de análise da estrutura de camadas de um tubo flexível, que tornam o modelo bidimensional no plano de sua seção transversal, considerando apenas a ação de cargas axissimétricas de tração e pressão, não podem contabilizar adequadamente o campo tridimensional de deformações [23]. Assim, como esteio para este trabalho, dispõe-se de princípios de modelagem tridimensional [24 - 25] para uma pequena porção longitudinal do tubo, englobando todas as suas camadas numa circunferência completa.

No particular contexto da elaboração dos modelos de análise, visando à automatização da tarefa de preparação dos dados, foi desenvolvido um programa de computador [26] em linguagem FORTRAN que, através da parametrização dos dados de entrada, torna possível a execução expedita de vários e distintos casos. Com isso é possível modelar por elementos finitos tubos flexíveis [25] com razoável facilidade.

## 2. Aspectos Teóricos

### 2.1. O Método dos elementos finitos (MEF).

Em geral, problemas de engenharia são modelos matemáticos de situações físicas. Modelos matemáticos são formados por equações diferenciais com condições de contorno e parâmetros iniciais definidos. Essas equações diferenciais são resultados da aplicação das leis para sistemas ou volumes de controle e, dessa forma, representam um balanço de massa, força e energia das estruturas em estudo.

As soluções exatas para essas equações possuem duas partes: uma parte homogênea e uma parte particular. Para se definir a solução da parte homogênea, são usados parâmetros do comportamento natural do sistema em questão e propriedades como o módulo de elasticidade, condutividade térmica, condutividade viscosa, etc. Em suma, são as propriedades físicas que definem esse comportamento natural. Quanto à parte particular da solução das equações diferenciais, cabem aos parâmetros de distúrbio do sistema. Esses parâmetros podem ser expressos por forças externas, momentos, diferença de temperatura, diferença de pressão, etc.

Assim, esses parâmetros compõem as matrizes que definem as equações diferenciais. Os parâmetros de comportamento do sistema representam, por exemplo, as matrizes de condutibilidade e rigidez; enquanto os parâmetros de distúrbio geram a matriz de carregamento.

O Método de Elementos Finitos (FEM - Finite Element Method) foi desenvolvido em 1909 por Walter Ritz (1878-1909) para determinar a solução aproximada de problemas em mecânica dos sólidos deformáveis, onde o funcional da energia era aproximado por funções conhecidas com coeficientes a serem determinados.

O conceito fundamental do MEF é que “toda função continua pode ser aproximada por um modelo composto de um conjunto de funções contínuas definidas sobre um número de domínios e subdomínios”. A situação mais comum é

quando desconhecemos o valor da função contínua e queremos saber o quanto ela vale em certos pontos localizados dentro de uma região determinada.

Quando existe a necessidade de projetar uma estrutura, é habitual proceder-se a uma sucessão de análises e modificações das suas características, com o objetivo de se alcançar uma solução satisfatória, quer em termos económicos, quer na verificação dos pré-requisitos funcionais e regulamentares.

Os elementos finitos são utilizados praticamente em todos os segmentos da engenharia, sendo utilizado na análise de sólidos e estruturas, na transferência de calor e no trabalho com fluidos.

O desenvolvimento desse método concretizou-se com o surgimento do computador, possibilitando que as em um problema típico de engenharia, as equações governamentais possam ser estabelecidas e resolvidas.

A formulação do MEF requer a existência de uma equação integral, de modo que seja possível substituir o integral sobre um domínio complexo (de volume  $V$ ) por um somatório de integrais estendidos a subdomínios de geometria simples (de volume  $V_i$ ). Esta técnica é ilustrada com o seguinte exemplo, que corresponde ao integral de volume de uma função  $f$

$$\int_V f dV = \sum_{i=1}^n \int_{V_i} f dV \quad (1)$$

Se for possível calcular todos os integrais estendidos aos subdomínios  $V_i$ , basta fazer o somatório para se obter o integral estendido a todo o domínio. Cada subdomínio  $V_i$  corresponde a um elemento finito de geometria simples (e.g., segmento de recta, triângulo, quadrilátero, tetraedro, paralelepípedo).

Através do MEF, as equações diferenciais de um problema dinâmico passam a ser escritas na seguinte forma matricial:

$$M\ddot{X} + C\dot{X} + KX = R \quad (2)$$

Onde  $\ddot{X}$ ,  $\dot{X}$ ,  $X$  representam os vetores deslocamentos, velocidades e acelerações nodais, respectivamente;  $M$  é a matriz de massa,  $C$  a matriz de amortecimento e  $K$  a matriz de rigidez da estrutura; e  $R$  é o vetor de forças nodais definidos em função do

tempo. A dimensão de cada matriz é definida em função do número de graus de liberdade.

#### 2.1.1. Análise não Linear

A análise estrutural tem como por objetivo determinar o comportamento da estrutura quando submetida a ações externas, ou seja, obter tensões, deformações e deslocamentos.

As maiorias das estruturas de engenharia exibem um comportamento linear elástico sob cargas de serviços. Antes de alcançar o seu limite de resistência, quase todas essas estruturas vão apresentar uma resposta não-linear significativa.

Na análise não-linear tenta-se melhorar a simulação do comportamento de uma estrutura em alguns aspectos. O objetivo fundamental é obter, para fins de projeto, uma previsão segura do comportamento do sistema. Como consequência tem-se um aumento da complexidade do problema e conseqüente aumento do custo computacional.

O comportamento não-linear de uma estrutura, sob ação de um carregamento qualquer, pode ocorrer devido a fenômenos físicos - os materiais não são elásticos lineares; fenômenos geométricos - grandes deslocamentos ou deformações que modificam a configuração do modelo; condição de contorno – apoios podem se modificar do longo da análise.

O problema de uma análise não linear é que a solução da equação (2) é iterativa. Surge então a necessidade de um método iterativo de integração. O método utilizado neste trabalho é o método explícito.

#### 2.1.2. Método Explícito

Para estimar o valor de deformação de um objeto e assim obter as suas formas de transição atendendo as propriedades físicas, resolve-se a equação dinâmica de um corpo, na equação (2), assumindo o deslocamento, velocidade e aceleração vetores no tempo 0, denotados por  ${}^0X$ ,  ${}^0\dot{X}$ ,  ${}^0\ddot{X}$ , respectivamente e são conhecidos, a

solução da equação requer um intervalo de tempo de 0 ao tempo T. Nessa solução, o intervalo de tempo T é subdividido em n intervalos equivalentes ( $\Delta t = \frac{T}{n}$ ) e assim calculado os novos valores nos intervalos de tempo  $\Delta t, 2\Delta t, 3\Delta t, \dots, t + \Delta t, \dots, T$ .

O método da diferença central é um esquema explícito e direto de integração, com precisão de segunda ordem se as matrizes de massa e de amortecimento forem diagonais. Assumindo para este método as seguintes definições para a aceleração e velocidade respectivamente:

$${}^t\ddot{X} = \frac{1}{\Delta t^2} ({}^{t-\Delta t}X - 2{}^tX + {}^{t+\Delta t}X) \quad (3)$$

$${}^t\dot{X} = \frac{1}{2\Delta t} ({}^{t-\Delta t}X + {}^{t+\Delta t}X) \quad (4)$$

O deslocamento para o passo de tempo  $t + \Delta t$  pode ser calculado pela expressão:

$$M{}^t\ddot{X} + C{}^t\dot{X} + K{}^tX = {}^tR \quad (5)$$

Substituindo na equação (5) os valores de (3) e (4), chegamos à seguinte expressão:

$$\left( \frac{1}{\Delta t^2}M + \frac{1}{2\Delta t}C \right) {}^{t+\Delta t}X = {}^tR - \left( K - \frac{2}{\Delta t^2}M \right) {}^tX - \left( \frac{1}{\Delta t^2}M - \frac{1}{2\Delta t}C \right) {}^{t-\Delta t}X \quad (6)$$

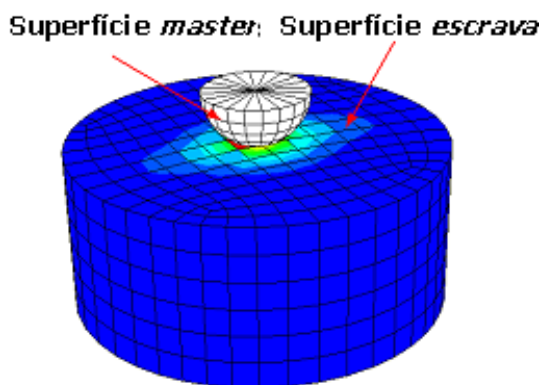
A partir dessa expressão, é possível resolver e encontrar o valor para  ${}^{t+\Delta t}X$ . Pode-se notar que a solução para  ${}^{t+\Delta t}X$  é baseada resolvendo-a na condição de equilíbrio para o tempo t, ou seja, calculada a partir da equação (5). Por essa razão o método pode ser denominado como método explícito de integração.

Deve-se destacar que no método explícito, a matriz de rigidez é calculada apenas no início da solução, não precisando ser atualizado a cada passo iterativo da solução.

## 2.2. Teoria do contato

Atualmente, os códigos modernos de elementos finitos contêm sofisticados modelos de contato. Infelizmente, o contato pode tornar a análise muito mais difícil, pois a região onde os sólidos encontram-se geralmente não é conhecida previamente, e deve ser determinada como parte da solução. Isto quase sempre torna o problema não linear – ainda que ambos os sólidos em contato sejam lineares elásticos. Além do mais, se há atrito entre os sólidos, a solução é dependente de história de carregamento.

Por essa razão, muitas opções de controle de contato entre superfícies estão disponível nos pacotes comerciais de elementos finitos. E não é trivial a escolha da melhor opção.



**Figura 5: Contato Mestre – Escravo**

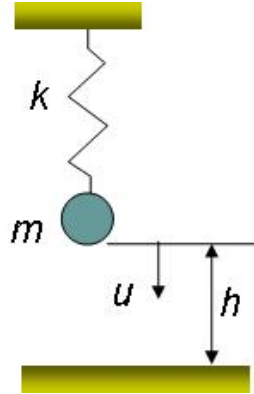
Problemas envolvendo o estudo de valores e algoritmos de contato possuem grande importância na indústria.

Virtualmente todos os movimentos neste planeta envolvem o contato e o atrito, como por exemplo, o simples andar, o andar de bicicleta, etc. A natureza não-linear do problema como a área de cada passo ou a interação entre a roda e o solo, a estrada ou o trilho não são conhecidas a priori.

As medidas de áreas no contato não têm nenhum efeito no atrito. Se a carga sobre um objeto for dobrada, seu atrito será dobrado também.

## Contato em um sistema massa-mola

Em um sistema massa-mola, a energia do sistema pode ser calculada a partir do equilíbrio da energia do sistema:



**Figura 6: Esquema do Sistema Massa-Mola**

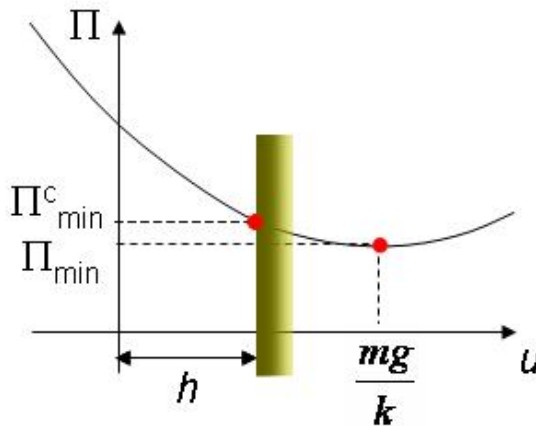
Derivando a expressão da energia, temos:

$$\pi(u) = \frac{1}{2}ku^2 - mgu$$

$$\delta\pi(u) = ku\delta u - mg\delta u = 0$$

$$u = \frac{mg}{k}$$

(7)



**Figura 7: Curva da Energia do Sistema Massa-Mola**

$$c(u) = h - u \geq 0$$

(8)

Variação  $\delta u$  na superfície de contato:

$$\delta u \leq 0$$

A força  $mg$  é maior do que a força  $kh$ , no exemplo do contato, e o  $\delta u < 0$  na sustentação rígida. (9)

$$ku\delta u - mg\delta u \geq 0$$

(10)

Para as forças de reação  $f_R$ , temos:  $f_R \leq 0$

Na mecânica clássica do contato, supomos que a força da reação entre a superfície e o ponto de massa é negativa, portanto a pressão do contato pode ser somente de compressão.

Tal suposição exclui forças da adesão na relação do contato, conduzindo a tal limitação.

Isto significa que qualquer um nós tem um estado da compressão ( $f_R < 0$ ) ou uma força inativa da reação ( $f_R = 0$ ).

$$c(u) = h - u > 0 \quad e \quad f_R = 0$$

(11)

A rigidez da mola é grande o bastante que o ponto de massa não toca na superfície rígida. Neste caso,

$$c(u) = h - u = 0 \quad e \quad f_R < 0$$

(12)

Os dados do sistema são tais que o ponto de massa vem no contato com a base. Neste caso,

$$c(u) \geq 0 \quad ; \quad f_R = 0 \quad e \quad f_R c(u) = 0$$

(13)

### 2.2.1. Métodos de Solução

#### Método dos Multiplicadores de Lagrange

Assumindo:  $c(u) = h - u = 0$

O método dos multiplicadores de Lagrange adiciona à energia do sistema um termo que contenha a restrição,

$$\pi(u) = \frac{1}{2}ku^2 - mgu + \lambda c(u) \quad (14)$$

Na qual o multiplicador é equivalente a força de reação  $f_R$ .

O equilíbrio para o ponto de massa inclui as forças de reação quando tocar na superfície rígida

$$\begin{aligned} ku\delta u - mg\delta u - \lambda \delta u &= 0 \\ c(u)\delta \lambda &= 0 \end{aligned} \quad (15)$$

Portanto:  $\lambda = kh - mg = f_R$

A seguinte circunstância tem que ser verificada,  $f_R \leq 0$

Se esta circunstância não estiver encontrada com, e daqui uma força da adesão estiver computada, a seguir a suposição do contato já não prende. Isto significa que a desigualdade da restrição é inativa e a solução correta está computada como,

$$u = \frac{mg}{k} \quad e \quad \lambda = f_R = 0 \quad (16)$$

## Método da Penalidade

Para uma restrição ativa, adiciona-se um termo da penalidade à energia,

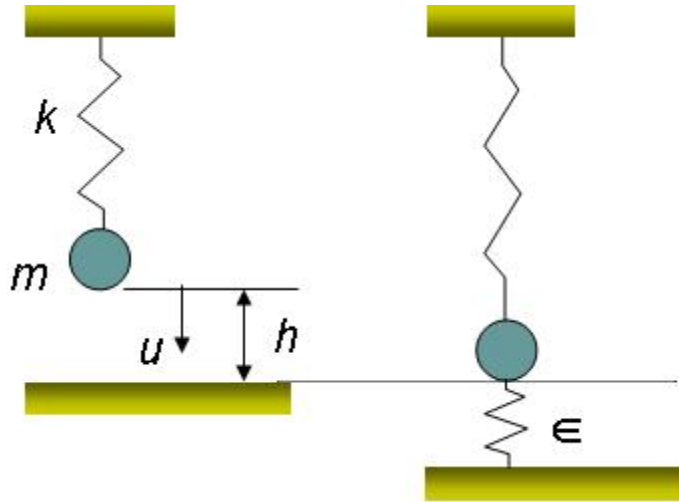


Figura 8: Esquema do Método da Penalidade

$$\pi(u) = \frac{1}{2}ku^2 - mgu + \frac{1}{2}\epsilon [c(u)]^2 \quad \text{com} \quad \epsilon > 0$$

(17)

A energia do termo de penalidade é computada simplesmente como a energia de uma mola.

$$\delta\pi(u) = ku\delta u - mg\delta u - \epsilon c(u)\delta u$$

(18)

Portanto:

$$u = \frac{mg + \epsilon h}{k + \epsilon} \quad \text{ou} \quad c(u) = \frac{kh - mg}{k + \epsilon}$$

(19)

Caso:  $mg > kh$

A penetração do ponto de massa ocorre em superfícies rígidas, que é fisicamente equivalente a compressão da mola.

A equação da restrição é satisfeita apenas no limite:

$$\epsilon \rightarrow \infty \quad \xRightarrow{\text{Portanto}} \quad c(u) \rightarrow 0$$

Nos casos limites:

$\epsilon \rightarrow \infty \Rightarrow u - h \rightarrow 0$ , Significa que para parâmetros muito elevados do termo de penalidade, a solução se aproxima da correta. Intuitivamente, como a rigidez da mola da penalidade é muito grande, somente ocorrem pequenas penetrações.

$\epsilon \rightarrow 0$ , Representa a solução sem restrição, e somente é válida para restrições inativas. No caso de contato, a solução com o valor muito pequeno para o termo de penalidade leva a altas penetrações.

Forças de reação:  $f_R = \epsilon \, c(u) = \frac{\epsilon}{k + \epsilon} (kh - mg)$

No limite de  $\epsilon \rightarrow \infty$ , a solução correta para o escoamento é obtida pelo método dos multiplicadores de Lagrange

$$f_R = \lambda = kh - mg$$

(20)

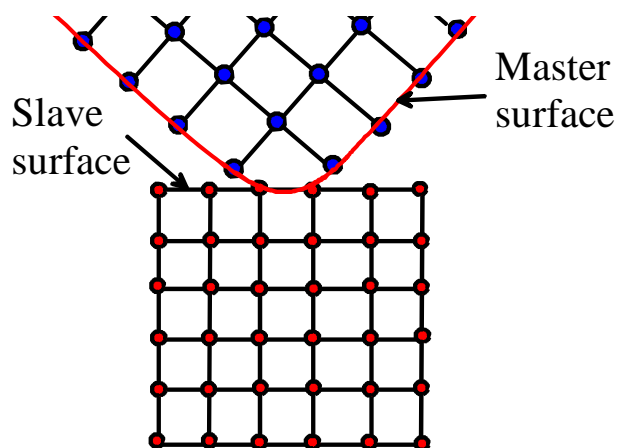
### Método dos Parâmetros Distribuídos:

Na formulação do parâmetro distribuído, metade da massa do elemento escravo de cada elemento em contato é distribuída para a área de superfície master. As tensões internas determinam a distribuição de pressão para a superfície master.

Após a distribuição da massa e da pressão, atualizam-se os componentes da aceleração da superfície master. Impõem-se restrições de velocidade e aceleração aos nós escravos para assegurar seu movimento ao longo da superfície master.

### Definição do par Mestre – Escravo para superfícies

Sempre que você ajusta o cálculo de elementos finitos que envolva o contato, você necessita especificar pares das superfícies que podem vir a ter contato durante a análise. Um de cada par deve ser designado à superfície mestra, o outro deve ser designado à superfície escrava.



**Figura 9: Desenho do Contato entre Mestre e Escravo**

Essa terminologia obscura dos elementos finitos refere-se ao modo que os métodos de contato são aplicados durante sua solução. A geometria da superfície mestra interpola como uma curva lisa em alguma maneira (geralmente interpolando

entre nós). A superfície escrava não interpolada. Instantaneamente, cada nó individual na superfície escrava é confinado de modo a não penetrar na superfície mestra. Por exemplo, os nós vermelhos na superfície escrava, mostrada na figura acima, seriam forçados para permanecer fora do limite vermelho da superfície mestra.

Para uma malha suficientemente refinada, os resultados não devem ser afetados por sua escolha da superfície mestra e da superfície escrava. Entretanto, melhora-se a convergência se você escolher o mais rígido das duas superfícies para ser a superfície mestra.

## 2.3. Teoria de falhas

### 2.3.1. O que é falha

Falha é o fenômeno que consiste na separação do material em 2 ou mais partes devido à aplicação de uma carga. Em outras palavras, falha pode ser descrita como o momento na qual as cargas aplicadas tornam-se muito grandes e por consequência, acabam gerando tensões no material superiores a tensão limite do mesmo, ocasionando assim a separação em 2 ou mais partes.

Dentre os critérios famosos para determinação de falha em materiais, podemos citar os critérios da Máxima deformação plástica acumulada e o critério da máxima tensão de cisalhamento.

### 2.3.2. Máxima deformação plástica acumulada

O critério da máxima deformação plástica acumulada diz que o material irá falhar quando, em algum ponto da estrutura, a deformação plástica equivalente acumulada for maior que um valor de deformação plástica anteriormente definida, ou seja:

$$\sum \Delta \varepsilon_{eq}^p > \varepsilon_{eq\ fail}^p \quad (21)$$

Onde:

$\Delta \varepsilon_{eq}^p$  é o incremento da deformação plástica equivalente

$\varepsilon_{eq\ fail}^p$  é a deformação plástica equivalente na falha

### 2.3.3. Teoria da máxima tensão de cisalhamento

Conhecida como teoria de Tresca ou de Guest, esta é uma teoria fácil de utilizar e que fornece bons resultados. Esta teoria prevê que o escoamento começa quando a máxima tensão de cisalhamento em qualquer elemento mecânico iguala-se ou

excede a máxima tensão de cisalhamento em um espécime de um ensaio de tração do mesmo material quando aquele espécime começa a escoar.

Em termos matemáticos, o início do escoamento ocorrerá quando:

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \geq \frac{\sigma_{\text{esc}}}{2} \quad \text{ou} \quad \sigma_1 - \sigma_3 \geq \sigma_{\text{esc}}$$

(22)

#### 2.3.4. Teoria da energia de distorção

Esta teoria é também conhecida como teoria do cisalhamento-energia ou de Von Mises-Hencky. É a melhor teoria para materiais dúcteis, sendo levemente mais difícil de ser utilizada que a teoria da máxima tensão de cisalhamento.

A teoria prevê que ocorre o escoamento quando a energia de deformação por distorção total em uma unidade de volume armazenada no elemento tensionado alcança ou excede a energia de deformação por distorção por unidade de volume correspondente ao escoamento sob tração ou compressão do mesmo material.

Esta teoria teve origem depois que foi observado o fato de que, em materiais dúcteis submetidos a tensões hidrostáticas, o valor da tensão de escoamento ser muito maior que os valores obtidos em testes de tração simples. Foi então postulado que o escoamento não é um fenômeno de tensão de tração ou compressão simples, mas está de alguma forma relacionada com a distorção angular do elemento tensionado.

A tensão hidrostática em um elemento tridimensionalmente tensionado é:

$$\sigma_{AV} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3} \quad (23)$$

A energia total de distorção por unidade de volume é dada por:

$$u = \frac{1}{E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\nu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_1\sigma_3)] \quad (24)$$

Já a energia de deformação associada à tensão hidrostática é:

$$u_{AV} = \frac{3\sigma_{AV}^2(1 - 2\nu)}{2E} \quad (25)$$

Subtraindo  $u_{AV}$  de  $u$ , temos a energia de deformação por distorção do material:

$$u_d = \frac{1 + \nu}{3E} \left[ \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}{2} \right] \quad (26)$$

Para um ensaio de tração simples, temos que:

$$u_d = \frac{1 + \nu}{3E} \sigma_{esc}^2 \quad (27)$$

Dessa forma, segundo esta teoria de falha, o escoamento irá acontecer quando:

$$\sigma_{eqVM} \geq \sigma_{esc} \quad (28)$$

Onde  $\sigma_{eqVM}$ , a chamada tensão equivalente do Von Mises, é dada por:

$$\sigma_{eqVM} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2 + \tau_{yz}^2)]} \quad (29)$$

Ou, em termos das tensões principais:

$$\sigma_{eqVM} = \sqrt{\left[ \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}{2} \right]} \quad (30)$$

## 2.4. Comportamento dos materiais

Nas estruturas em geral, as tensões são estabelecidas como grandezas quantificadoras dos esforços transmitidas de ponto para ponto num sólido sujeito a ações exteriores e são utilizadas no estabelecimento das condições de equilíbrio num ponto de um sólido no espaço tridimensional e portanto, não dependem do material e podem assim ser usadas para qualquer material no campo de pequenas deformações e deslocamentos

As relações cinemáticas também são relações independentes do material do objeto de estudo.

A grandeza que relaciona as relações de equilíbrio com a cinemática é chamada de leis constitutivas. O modo como se relacionam entre si estas grandezas pode dizer-se que depende do material ou classe do material. Em geral pode agrupar-se o comportamento dos materiais em modelos constitutivos que incluem um ou mais comportamentos como os que são referidos em Elasticidade, Plasticidade, Viscoelasticidade, Viscoplasticidade e outros.

### 2.4.1. O modelo elástico linear

Na teoria da elasticidade linear, os ensaios mais simples que se podem efetuar são em modelos uniaxiais a partir dos quais se estabelece uma relação entre as tensões e deformações.

A relação entre as tensões e deformações para cargas não muito elevadas é em geral linear para a maioria dos materiais utilizados sendo que as deformações, durante parte do carregamento, também são consideradas lineares

Por definição, o material elástico apresenta as seguintes características:

- a. Relação tensão deformação é linear;
- b. O comportamento do material é completamente reversível: isto é, se você impõe uma dada temperatura fixa ou previne a troca de calor com o ambiente, e submete o material a um ciclo fechado de deformação (i.é, começa e termina no mesmo ponto) o trabalho feito no material é nulo;

- c. A tensão em um ponto depende apenas da medida de deformação total naquele ponto;
- d. Deformações são pequenas.

Pela lei de Hooke, relacionamos as equações de equilíbrio ( $\varepsilon$ ) com as equações cinemáticas ( $\sigma$ ) através da matriz  $D$ , proveniente das características do material ( $E$ : Módulo de Elasticidade e  $\nu$ : Coeficiente de Poisson).

$$\mathbf{D} = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1-\nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} \end{bmatrix} \quad (31)$$

#### 2.4.2. O modelo de plasticidade

Grande parte das simplificações em projetos de componentes estruturais admite-se que as solicitações impostas conduzem a um comportamento elástico dos materiais que os constituem. No entanto, em determinadas situações, como por exemplo, no projeto de equipamentos de alta sensibilidade e equipamentos de medições, é necessário prever o comportamento dos componentes perante o aparecimento de deformações com características plásticas. Por outro lado, a simulação dos processos tecnológicos de fabrico, como por exemplo, a estampagem ou o forjamento por injeção, envolvem inevitavelmente deformações plásticas nas peças.

Para os materiais utilizados normalmente na construção mecânica, e sobre a temperatura ambiente, é possível analisar o seu comportamento recorrendo à teoria matemática da plasticidade, pois de uma forma geral, as deformações plásticas envolvidas podem-se considerar independentes do tempo.

A teoria da plasticidade destina-se a oferecer modelos constitutivos capazes de descrever com precisão o suficiente o fenômeno plástico na resposta dos metais poli-cristalinos.

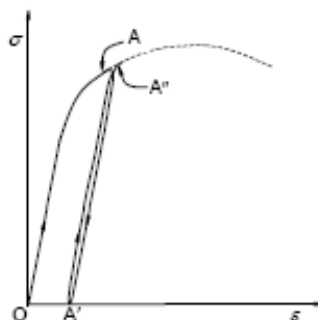
Nos materiais dúcteis, seu comportamento característico na curva de tensão deformação, apresenta bem o caráter plástico (figura 10), pois no ponto A, atinge-se o limite do comportamento linear, sendo a tensão correspondente designada por tensão limite de proporcionalidade, a partir do qual não é, regra geral, aplicável a lei de Hooke como lei constitutiva.

Entendendo-se como comportamento elástico, o fenômeno associado à ausência de deformações pós-carregamento, o limite elástico de comportamento do material ocorre no ponto B, correspondendo-lhe a tensão, conhecida como tensão limite elástica.



**Figura 10: Gráfico tensão-deformação com descarregamento e carregamento.**

Na região plástica, isto é, quando o nível de carregamento corresponde a um valor para a tensão superior à tensão de escoamento, o incremento de deformação plástica é acompanhado de um incremento de tensão, e diz-se que houve um encruamento do material.



**Figura 11: Gráfico tensão-deformação com descarregamento e carregamento.**

Regra geral, a curva tensão-deformação de descarregamento pós-deformação plástica (AA' do gráfico da Fig. 11) não é exatamente linear e paralela à porção elástica inicial da curva. No carregamento seguinte (curva A'A'') observa-se que a curva não coincide com a curva de descarga, retomando a curva inicial em A''. Este fenômeno é conhecido por histerese não é considerado no presente trabalho.

### **3. Modelagem Numérica**

#### **3.1. Gerflex: Alterações e problemas na conversão.**

O Programa GERFLEX, possibilita a criação de um modelo preliminar para o Riser disponibilizando nele, alterações quanto à quantidade de elementos e fornece alguns dados dos modelos de materiais.

Para a análise em elementos finitos utilizando o programa LS-DYNA, houve a necessidade da criação de um filtro para a conversão do arquivo pelo programa GERFLEX de forma que sua estrutura possa ser lida pelo programa LS-DYNA.

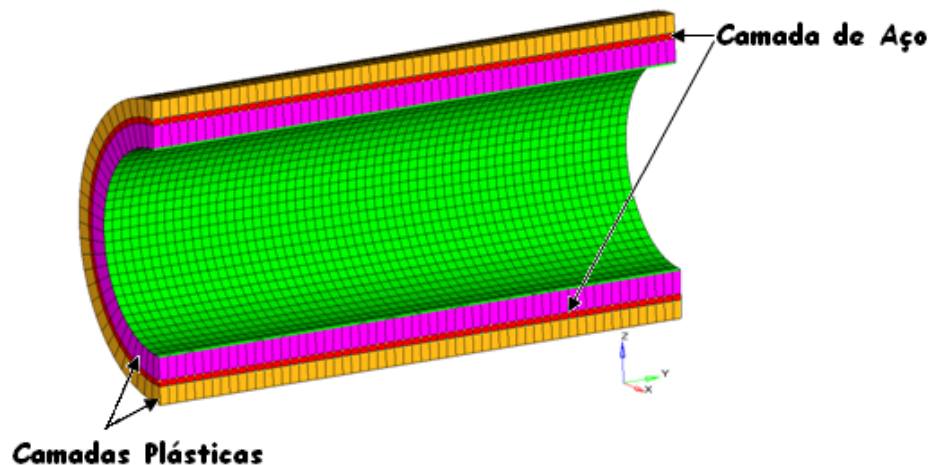
Utilizando o programa HYPERMESH, o código gerado pelo GERFLEX é aberto e modificado, alterando nele os modelos gerados dos materiais e retirando informações desnecessárias para a simulação numérica do tubo.

Durante o processo de implementação do algoritmo de contato, houve a necessidade da troca de alguns elementos gerados pelo programa GERFLEX por um código disponível na biblioteca de arquivos do LS-DYNA. Os elementos substituídos são elementos de contato que foram substituídos por um código disponível de forma a facilitar a simulação do mesmo.

#### **3.2. Detalhamento do modelo gerado**

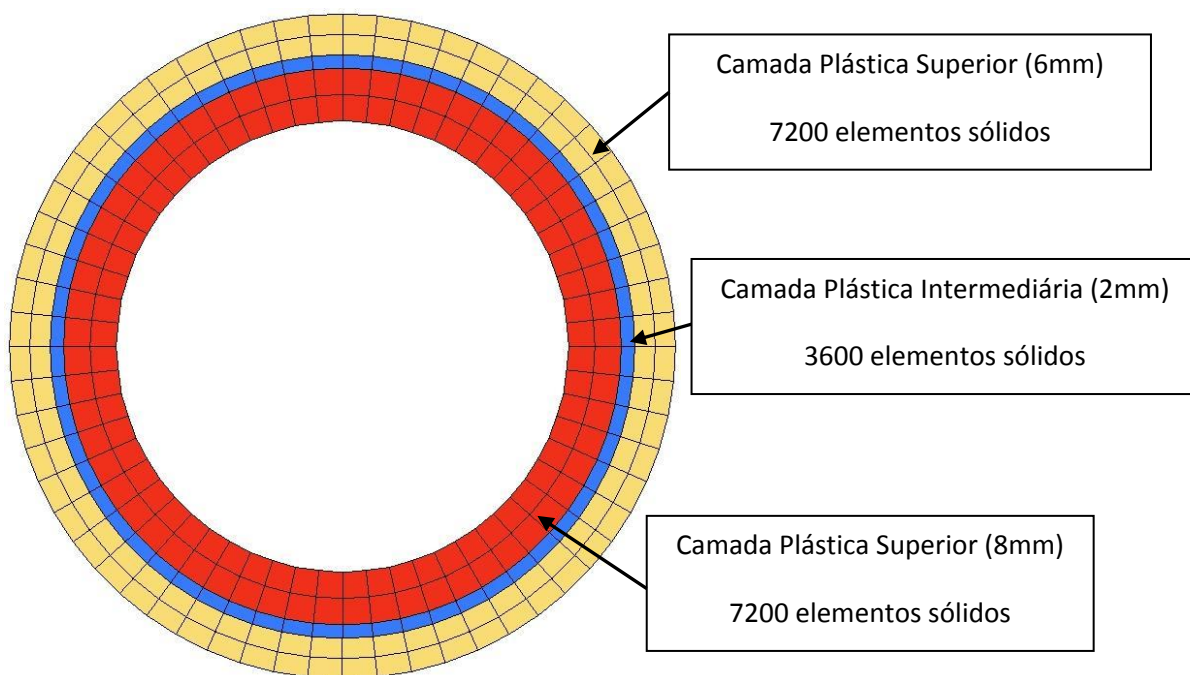
##### **3.2.1. Geometria**

O modelo numérico gerado possui 190mm de comprimento e 100mm de diâmetro, dimensões fornecidas pelo programa GERFLEX a partir dos parâmetros de entrada como. O modelo é composto por 6 camadas estruturais sendo que 3 camadas plásticas compostas por elementos sólidos hexagonais, 2 camadas de aço compostas por elementos do tipo viga e 1 camada intertravada composta por elementos do tipo casca (Figura 12).



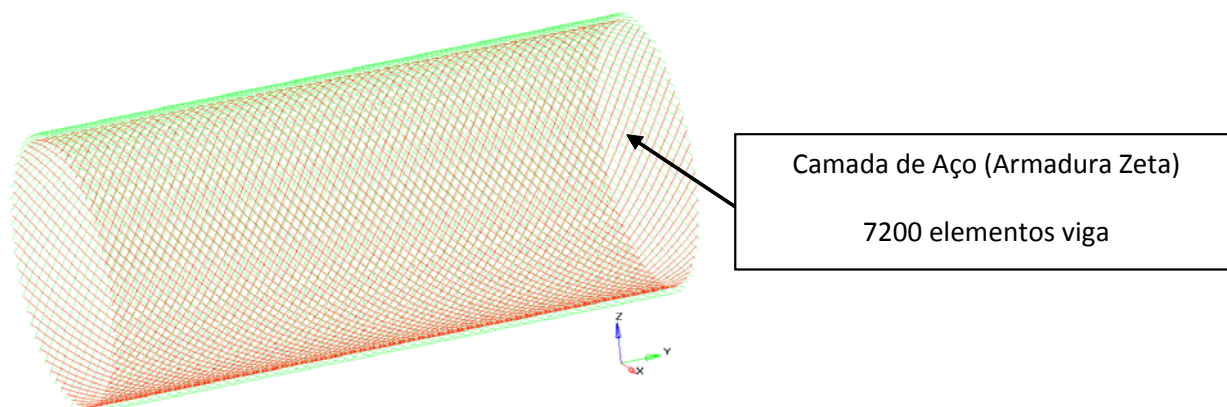
**Figura 12: Detalhamento das Camadas do riser**

A primeira e a terceira camada plástica são compostas por 7200 elementos sólidos, com espessura de 6mm e 8mm respectivamente, a segunda camada plástica é composta por 3600 elementos sólidos, com a espessura de 2mm (Figura 13).

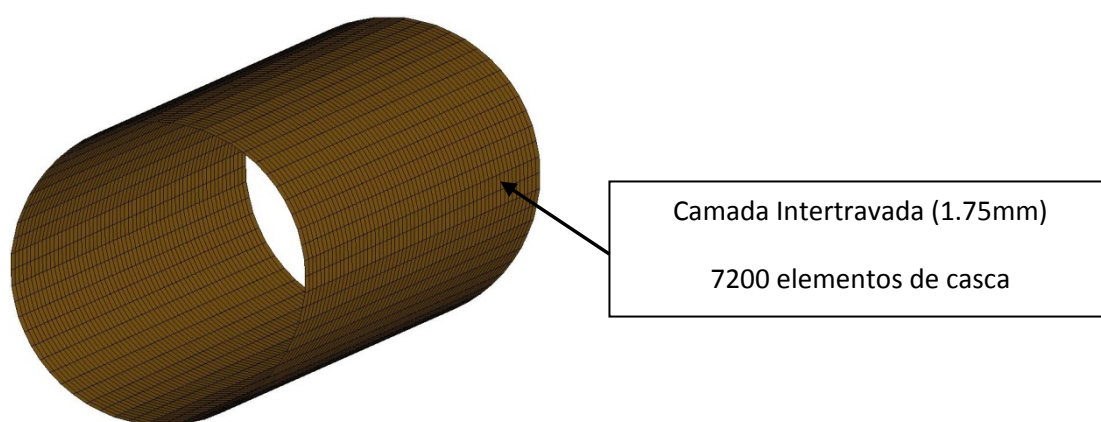


**Figura 13: Detalhe das Camadas Plásticas**

A camada de aço é composta por 7200 elementos de viga dispostos entre as camadas plásticas (Figura 14) e a camada intertravada (Figura 15) é composta por 3600 elementos do tipo casca com 1,75mm de espessura definidos nas propriedades dos elementos.



**Figura 14: Elementos de viga simulando a armadura de tração**



**Figura 15: Elementos de casca simulando a camada intertravada**

No drop teste, o riser teve suas extremidades restritas na rotação do eixo z, eixo de rotação no plano horizontal. Deste modo o riser teve sua trajetória definida apenas verticalmente.

### 3.2.2. Modelo do material e escolha dos parâmetros

O programa Ls-Dyna® disponibiliza um vasto conjunto de materiais e equação de estado dos modelos, cada uma com um número único de variáveis.

Aproximadamente 100 materiais são implementados em modelos, possibilitando assim, a simulação, em elementos finitos, de vários materiais existentes no mundo.

Os materiais clássicos utilizados nas primeiras simulações realizadas dos risers foram utilizados os seguintes modelos:

- **Material Plástico-Cinemático (MAT\_PLASTIC\_KINEMATIC):** Nesse modelo (Figura 16), uma combinação de rigidez isotrópica e cinemática é equacionada a partir de um parâmetro variável denominado  $\beta$  e possui seu valor entre 0 e 1. Quando  $\beta=0$ , temos que o material possui apenas rigidez isotrópica e quando  $\beta=1$ , temos que o material possui rigidez cinemática.

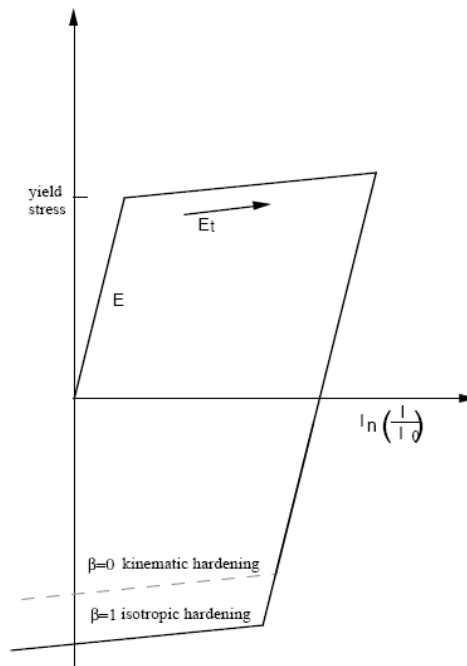


Figura 16: Comportamento elástico-plástico onde  $l_0$  e  $l$  são os comprimentos não deformados e deformados do espécime

- **Material Rígido (MAT\_RIGID):** O material rígido fornece uma maneira conveniente de fazer uma ou mais partes composta de vigas, conchas, ou sólidos elementos em um corpo rígido. Uma aproximação de um corpo deformável como rígido é uma técnica de modelagem mais aplicada no mundo.

O módulo elástico,  $E$ , e do coeficiente de Poisson,  $\nu$ , são utilizados para determinar se os parâmetros deslizantes da interface do corpo rígido na definição do contato.

- **Material Elástico (MAT\_ELASTIC):** Dependente apenas do módulo elástico do material, da densidade e do coeficiente de Poisson, o material elástico é o mais aplicado para modelos simples em teste.

Os Risers, cujas camadas foram descritas no capítulo anterior, são formados por aço nas camadas estruturais e por polímeros nas camadas plásticas.

Devido ao grande sigilo dos dados característicos dos materiais que compõe o riser, dados como o a densidade, módulo de Young e o coeficiente de Poisson foram retirados da literatura.

As Tabelas 2 e 3, extraídas de Ramos [27], mostram os valores de tensão e deformação de ruptura, e módulo de elasticidade obtidos em testes estruturais.

Sample	$\sigma_u$ (MPa)	$\varepsilon_u$ (%)	$E$ (MPa)
1	21.0	180	280
2	19.5	180	280
3	21.2	210	300
4	20.5	200	260
5	20.6	200	280
6	19.9	210	280
7	20.4	220	280
Average value	20.4	200	280

**Tabela 2: Material da Camada Plástica de Pressão. Extraída de Ramos [27].**

Sample	$\sigma_u$ (MPa)	$\varepsilon_u$ (%)	$E$ (MPa)
1	36.6	250	280
2	32.0	220	360
3	41.4	270	320
4	37.5	270	300
5	37.9	250	350
6	41.2	290	340
7	41.4	280	300
Average value	38.3	260	320

**Tabela 3: Material da Camada Plástica Externa. Extraída de Ramos [27].**

Para o presente trabalho, os parâmetros dos modelos dos materiais utilizados foram retirados do programa GEFLEX e alguns parâmetros padrões da literatura como os valores padrões para o aço e a densidade dos polímeros.

Nas camadas plásticas, foi utilizado o modelo plástico linear (Figura 17). Suas propriedades foram retiradas da literatura para um tipo comum de termoplástico e a falha é determinada quando o elemento ultrapassa 30% da tensão de escoamento do material.

```

$-----1-----2-----3-----4-----5-----6-----7-----8
*MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY
$HNAME MATS          4MATL24 1
      1 0.960E-09      320.0      0.3      38.0      262.0      0.3
              0              0
$-----1-----2-----3-----4-----5-----6-----7-----8

```

**Figura 17: Exemplo do Card Para material da camada plástica**

Para as camadas de aço, foi utilizado o modelo plástico linear com os parâmetros específicos para o aço (Figura 18). Para o valor da tensão ultima, foi assumido os valores disponibilizados pelo programa GEFLEX.

```

$-----1-----2-----3-----4-----5-----6-----7-----8
*MAT_PLASTIC_KINEMATIC
$HNAME MATS          5MAT_01 - ARMADURA DE TRACAO
      57.8500E-09 207000.0      0.27      1400.0
$-----1-----2-----3-----4-----5-----6-----7-----8

```

**Figura 18: Exemplo do Card Para material da camada de aço**

### 3.2.3. Contato

Compostos por varias camadas independentes, o riser possui características únicas no ponto de vista do contato. A presença de grandes pressões e a existência de tipos distintos de materiais fez com que códigos genéricos de contato como o contato automático disponibilizado pelo fabricante do software, não seja suficiente para a simulação de tal modelo.

Durante o processo de modelagem, vários códigos foram testados e dentre eles, três demonstraram-se de grande auxilio na execução do teste.

Visando o contato entre as camadas internas, o contato nodes\_to\_surface (Figura 19) apresentou o melhor resultado, permitindo com que o uma face possa deslizar sobre a outra quando vencido o valor do atrito estático.

```

$-----1-----2-----3-----4-----5-----6-----7-----8
*CONTACT_NODES_TO_SURFACE_ID
$HMNAME GROUPS 2Node2Surf_1
$HMCOLOR GROUPS 2 1
2
$ MID SID PMID SMID 1 1
$ FS 0.7
$-----1-----2-----3-----4-----5-----6-----7-----

```

**Figura 19: Exemplo do Card Para o Contato entre Camadas utilizado no modelo**

No caso hipotético, o riser durante a colisão pode ter sua face interna atingindo ela mesma. Esse caso, o contato Single\_surface (Figura 20) foi utilizado de maneira preventiva, para que em caso de um choque entre as faces internas do riser. Ao implementar o algoritmo de falha, esse contato torna-se descartável, já que os níveis de deformação plástica são atingidos muito antes que essa colisão aconteça, fazendo com que o algoritmo de erode, apague o elemento que tenha excedido essa tensão.

```

$-----1-----2-----3-----4-----5-----6-----7-----8
*CONTACT_SINGLE_SURFACE_ID
$HMNAME GROUPS 4Node2Surf_4
$HMCOLOR GROUPS 4 2
4
5 2
0.08 0.05 10.0 20.0 40.0
$-----1-----2-----3-----4-----5-----6-----7-----

```

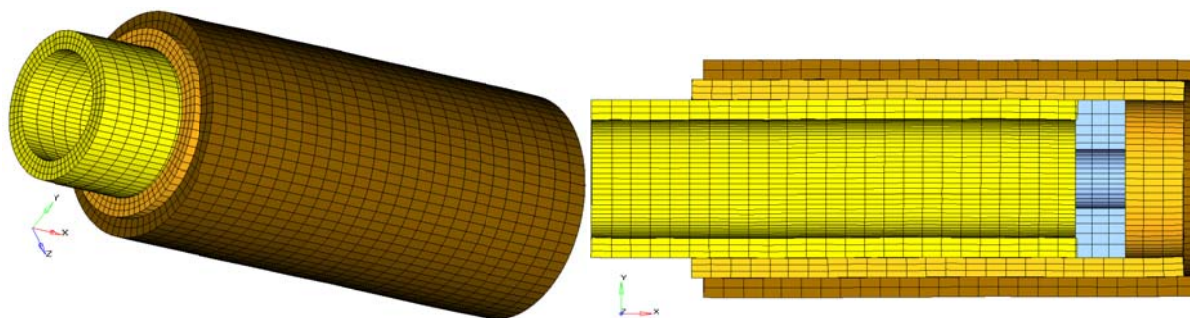
**Figura 20: Exemplo do Card Para o Contato interno utilizado no modelo**

O contato entre a camada plástica mais externa do tubo e o corpo rígido foi simulado através do algoritmo Surface\_to\_surface (Figura 21), em que a superfície do corpo rígido é configurada como a superfície master e a camada plástica externa é configurada como a camada slave do contato.

\$	---	1	---	2	---	3	---	4	---	5	---	6	---	7	---	8
*CONTACT SURFACE_TO_SURFACE_ID																
\$HMNAME	GROUPS	1Surf2Surf_1														
\$HMCOLOR	GROUPS	13														
		1														
		3		4		3		3				2				
\$	---	1	---	2	---	3	---	4	---	5	---	6	---	7	---	

**Figura 21: Exemplo do Card para o contato entre o corpo sólido e riser.**

Após todos os testes preliminares aplicando-se o contato, testes verificando a influência do atrito entre as camadas internas (Figura 22) foram realizados utilizando o modelo simplificado do riser e posteriormente, os valores obtidos foram aplicados no modelo completo.



**Figura 22: Verificação do coeficiente de Atrito entre camadas**

### 3.3. Resultados das simulações e Discussão dos Resultados

Com base nos testes simulados, pode-se afirmar que o modelo gerado possui todas as características dos risers, com grande potencial para ser melhorado.

O principal objetivo dessa monografia, a geração de um modelo confiável com a interação entre camadas atuando de forma coerente, demonstrou ótimos resultados em suas simulações.

Dentre as inúmeras dificuldades encontradas, a implementação dos códigos padrões de contato entre as camadas do riser e a determinação do melhor modelo para simular esse fenômeno. Após diversas simulações, os resultados encontrados demonstraram que apenas um tipo de contato para essa modelagem não era suficiente para representar a real movimentação das camadas do riser quando submetidas ao fenômeno do impacto. A melhor solução encontrada foi a consideração do contato individual para cada camada junto do contato geral, englobando todas as camadas. Os contatos considerados para a geração desse modelo, conforme descrito no tópico 3.2.3, possui a característica de ser versátil na determinação dos parâmetros característicos do contato. No modelo gerado, os parâmetros considerados foram os padrões do programa, sendo que os valores do atrito estático e dinâmico foram determinados após uma pré-calibragem do coeficiente utilizado através de um ensaio numérico.

Nos testes de drop-test, as tensões capturadas mostraram que a região de contato entre o riser e o corpo rígido, possui os maiores valores e por consequência, será a primeira área na qual ocorrerá o rompimento do riser.

Nos testes simulados de drop-test, o riser foi disparado a uma velocidade vertical de 100m/s sobre um corpo rígido simulando grandes deformações e possibilitando a alteração de parâmetros de contato.

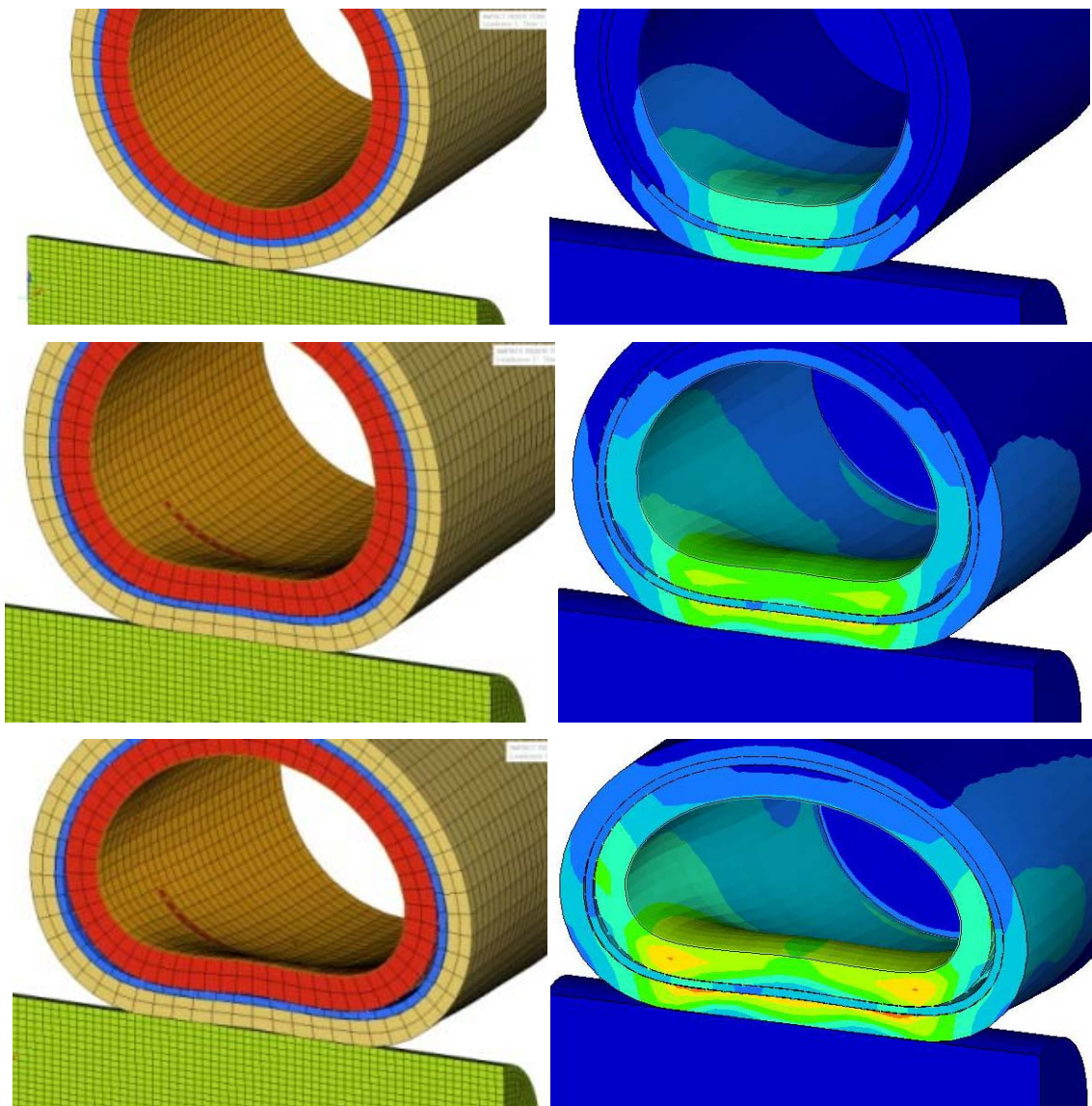
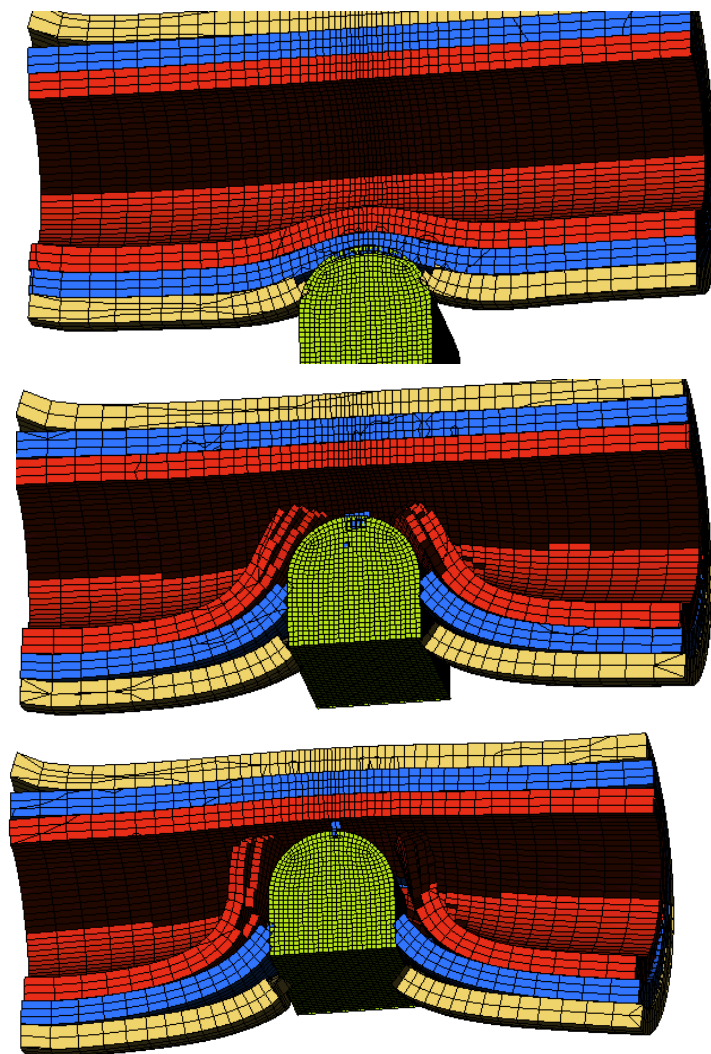


Figura 23: Impacto de riser em corpo rígido: (A) Deformação, (B) Tensão de Von Mises.

O modelo possui tem como principal característica, a facilidade na alteração de quaisquer dados de entrada como, por exemplo, os parâmetros do material e as variáveis de controle para o contato e para a falha, demonstrando assim seu grande potencial para trabalhos futuros.

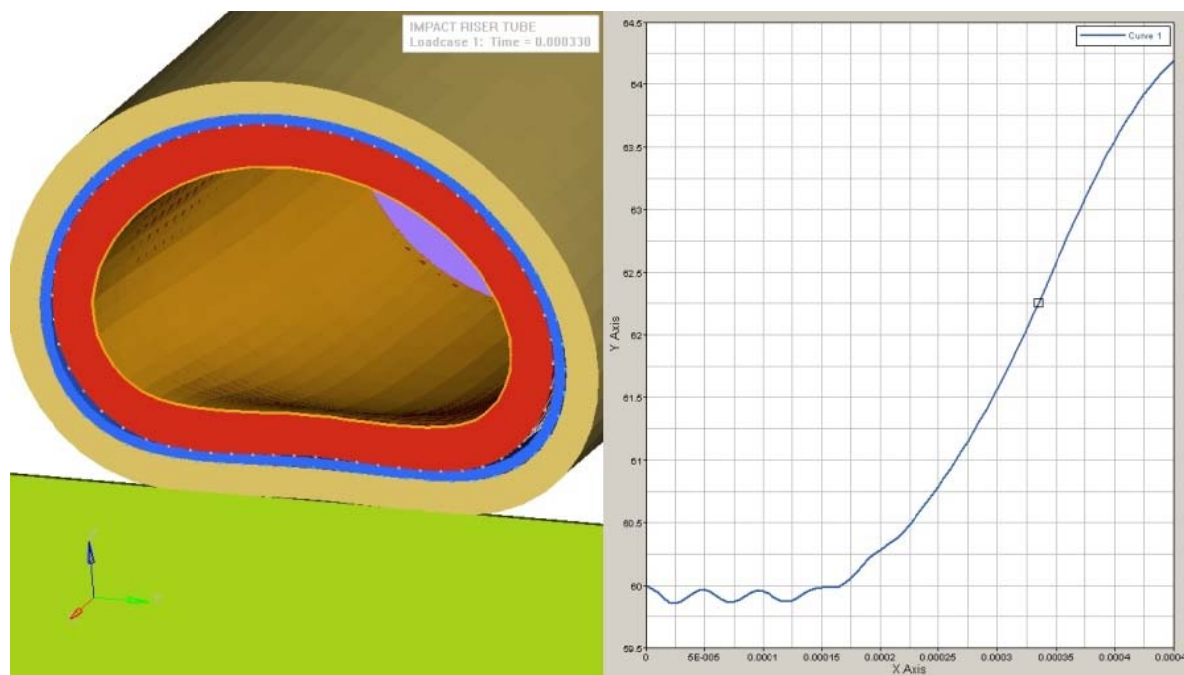
Para modelagem da falha, o programa LS-Dyna possui a opção *eroding*, onde o elemento é retirado da malha quando atinge um valor crítico, que, neste trabalho, é definido como a taxa de deformação plástica (Figura 23). Nesse caso tradicional de “*drop-test*” um corpo rígido foi lançado a uma velocidade de 100m/s sobre o riser.



**Figura 24: Modelo Com Algoritmo de Falha**

Para tornar o modelo mais próximo do riser real, foi introduzida no riser uma superfície de pressão na forma de um volume fechado com uma pressão constante, simulando assim a pressão interna na qual o óleo exerce sobre as camadas do riser.

O primeiro teste para o modelo numérico submetido a uma pressão interna, foi realizado à pressão de 60 MPa e sob o drop-test à velocidade de 100m/s. Nesse teste, a pressão interna pode ser monitorada e assim, pode-se avaliar a variação da pressão interna no riser . O valor da pressão imposta tem caráter didático apenas, já que se desconhece o valor real da pressão interna no riser.



**Figura 25: Monitoramento da pressão interna x tempo à pressão interna de 60MPa.**

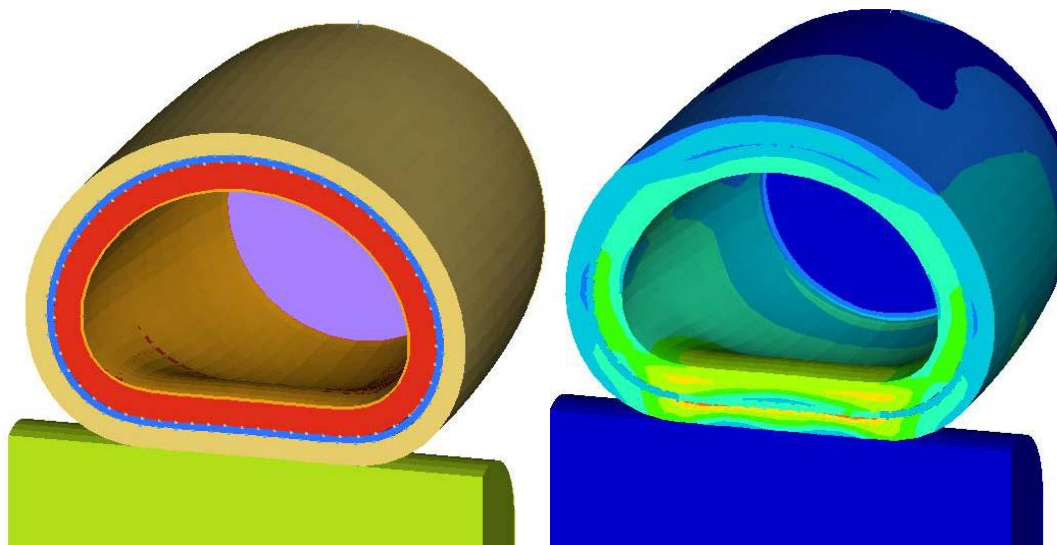
Conforme a figura 25, a pressão inicialmente na queda, esta em torno de 60MPa sofrendo sua alteração quando o riser impacta sobre o alvo, diminuindo o volume interno e conseqüentemente aumentando a pressão. Nesse modelo, foi implementado uma condição de contorno nas extremidades fazendo com que não haja uma perda de pressão pela superfície aberta do riser.

A pressão interna foi gerada com a utilização do algoritmo de air bag (Figura 26), na qual, após determinado um volume fechado, é possível impor uma pressão estática e constante no riser.

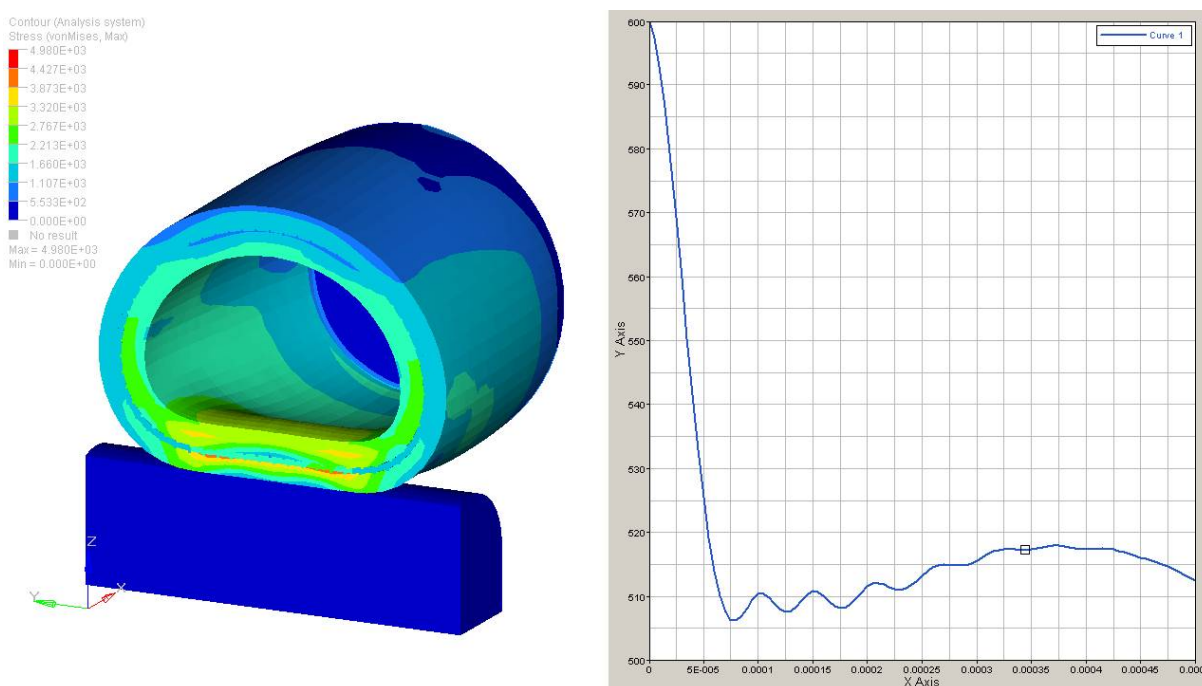
\$	1	2	3	4	5	6	7	8
*AIRBAG_SIMPLE_PRESSURE_VOLUME_ID								
1								
6	1	0	0.0	1.0	0.0	0.3	0.0	
60.0	1.0	0						
\$	1	2	3	4	5	6	7	8

**Figura 26: Exemplo do Card Para a pressão interna interna**

Outro teste foi realizado com a pressão interna de 600MPa (figura 27) com o intuito de obter os diferentes comportamentos do riser a diferentes pressões.

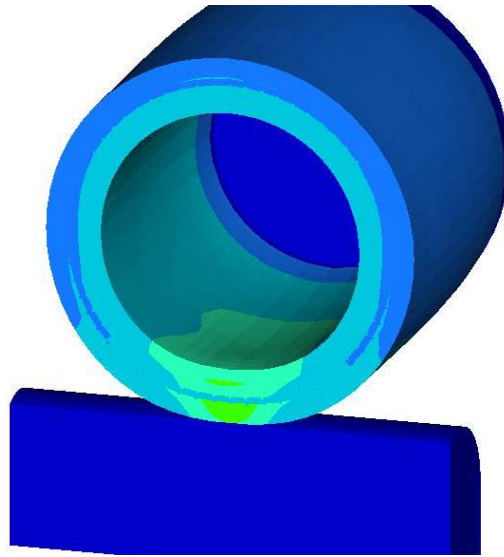


**Figura 27: Drop Test com pressão interna de 600MPa: (A) Deformação, (B) Tensão de Von Mises.**



**Figura 28: Monitoramento da pressão interna no riser a pressão interna de 600MPa.**

No monitoramento da pressão interna, Figura 28, pode-se notar uma queda inicial da pressão interna. Isto se deve ao fato de que a força exercida pela pressão interna empurra as paredes causando uma reação natural do corpo e equilibrando as forças internas. Conseqüentemente, as camadas plásticas sofrem uma acomodação e uma compressão, aumentando o volume interno e decaindo a pressão para um valor de equilíbrio (Figura 29).



**Figura 29: Pré-tensão devido ao equilíbrio interno das forças**

Ao contrario do teste de 60 MPa, a existência de uma pressão 10 vezes maior demonstra um endurecimento da modelo, fato evidenciado pelas tensões encontradas durante o teste. Numa eventual aplicação do algoritmo de contato, as áreas em vermelho e laranja da figura 21 apresentariam a primeira área em que o algoritmo de falha atuaria apagando todos os elementos nesse nível de tensão.

Atualmente, o modelo plástico linear é utilizado para representar as diversas camadas de material que o compõe. Modelos mais refinados para o materiais possibilitam que o riser atue de forma mais coerente com sua estrutura apresentando assim um comportamento fiel desde sua fase elástica até a sua ruptura. O trabalho tem como objetivo o modelo qualitativo do problema uma vez que não se dispõe das informações suficientes sobre o material para introduzir modelos mais complexos

## 4. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. BIN CHEN AND NIELSEN R., *Investigation on Flexbody™ Collapse of the Flexible Pipe*, Marine Structure Journal Wellstream Corporation Proprietary and Confidential December (1990).
2. PATEL M. H., WITZ J. A. AND TAN Z., *A Flexible Riser Design Manual*, University College London BPP Offshore Technology Series (1993).
3. SABBAGH J. P., *A Glossary of Flexible Pipe Technology*, Coflexip (1988).
4. GOTO Y., OKAMOTO T., ARAKI M. AND FUKU T., *Analytical Study on Mechanical Strength of Flexible Pipes*, 9th Annual ASME Energy Sources Technology Conference & 1st OMAE Offshore & Arctic Frontier Specialist Symposium (1986) 337-341
5. MUÑOZ H. E. M, SOUZA J. R. M., ROITMAN N., MAGLUTA C., MATA D., *Correlação numérica-experimental de risers flexíveis submetidos à cargas de tração e Torção -- STATE OF ART REVIEWS 5(4)* (1998) 311-384.
6. JOHNSON G.R., COOK W.H. *A constitutive model and data for metals subjected to large strains, high strain rates and high temperatures in Proc. 7th Int. Symp. Ballistics*, The Hague, Netherlands. (1983) 541–547.
7. JOHNSON G.R., HOMLQUIST T.J. *Test data and computational strength and fracture model constants for 23 materials subjected to large strain, high-strain rates, and high temperatures in Tech. rep. LA-11463-MS*, Los Alamos National Laboratory (1989).
8. BONORA N., GENTILE D., PIRONDI A., NEWAZ G. *Ductile damage evolution under triaxial state of stress: theory and experiments*, Int. J. of Plasticity 21 (2005) 981-1007.
9. BORVIK T., HOPPERSTAD O.S., BERSTAD T., LANGSETH M. *A computational model of viscoplasticity and ductile damage for impact and penetration*, European Journal of Mechanics A/Solids 20 (2001) 685-712.
10. BORVIK T., HOPPERSTAD O.S., BERSTAD T. *On the influence of stress triaxiality and strain rate on the behaviour of a structural steel. Part II. Numerical study*, European Journal of Mechanics A/Solids 22 (2003) 15-32.
11. HANSEN N.R., SCHREYER H.L. *A thermodynamically consistent framework for theories of elastoplasticity coupled with damage*, International Journal of Solids and Structures 31(3) (1994) 359-389.

12. ALVES M., JONES N. *Influence of hydrostatic stress on failure of axisymmetric notched specimens*, Journal of the Mechanics and Physics of Solids 47 (1999) 643–667.
13. WACLAWEK E B. E. DIAZ *Estudo do colapso do tubo flexível quanto as solicitações durante o lançamento*, 4th SPE et AI Latin America Petroleum Engineers Conference (1990).
14. ALVES M., MICHELI, G.B., DRIEMEIER L. *On impact of aeronautical plates Technical report*, GMSIE (2006).
15. ALVES M., MICHELI, G.B., DRIEMEIER L. *High-velocity impact of plates submitted to ABCM Conference on Solid Mechanics* (2007).
16. BORVIK T., LANGSETH M., HOPPERSTAD O.S., MALO K. A. *Ballistic penetration of steel plates*, International Journal of Impact Engineering 22 (1999) 855-886.
17. BORVIK T., CLAUSEN A. H., ERIKSSON M., BERSTAD T., HOPPERSTAD O. S., LANGSETH M. *Experimental and numerical study on the perforation*, Int. J. Impact Engng.32 (2005) 35-64.
18. BORVIK T., HOPPERSTAD O. S., BERSTAD T., LANGSETH M. *Numerical simulation of plugging failure in ballistic penetration*, International Journal of Solids and Structures 38 (1999) 6241-6264.
19. BAMMANN D., CHIESA M., HORSTEMEYER M., WEINGARTEN L. *Failure in ductile materials using finite element methods in: Structural Crashworthiness and Failure* (1993) 1-54.
20. LEMAITRE J., CHABOCHE J.-L. *Aspect phénoménologique de la rupture par endommagement*, Journal de Mécanique Appliquée 2(3) (1978) 317-365.
21. LEMAITRE, J. *A continuum damage model for ductile fracture ASME*, Journal of Engineering Materials and Technology 107 (1985) 83-89.
22. WIERZBICKI T., BAO Y., LEE Y.-W. AND BAI, Y. *Calibration and evaluation of seven fracture models*, International Journal of Mechanical Sciences 47 (2005) 719–743.
23. MCNAMARA J. F. AND HARTE A. M., *Three Dimensional Analytical Simulation of Flexible Pipe Wall*, 8th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering 5 (1989) 477-482.
24. DIAS C. A. N. E CRUZ F. T. L., *Relatórios Técnicos nos. 001/253 e 002/2523*, 1995, Centro de Estruturas Navais e Oceânicas da Universidade de São Paulo, Modelo Tridimensional para Análise Estrutural de “Risers” Flexíveis por Elementos Finitos.
25. DIAS, C. A. N., CRUZ, N. D. F. T. L., *Structural Analysis Of Flexible Pipe Using Finite Element Method* In: OFFSHORE AND POLAR ENGINEERING CONFERENCE, HONOLULU, HAWAI (1997).

26. DIAS, C. A. N., CRUZ, N. D. F. T. L., PROGRAMA GEFLEX *Programa para geração automática de modelo tridimensional de tubas 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).
27. RAMOS, R. JR., MARTINS, C. A., PESCE, C. P, *A CASE STUDY ON THE AXIAL–TORSIONAL BEHAVIOR OF FLEXIBLE RISERS*, Proceedings of the ASME 27th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering (in press), OMAE2008-57514, June 15-20, 2008, Estoril, Portugal.