CEFET/RJ
DIRETORIA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO

ESTUDO DO PROCESSO DE CORTE DE TUBOS EM BOP SUBMARINO EM POÇOS DE PETRÓLEO.

Fábio Vinicius Castilho

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

Orientadores:

Pedro Manuel Calas Lopes Pacheco, D. Sc.

Paulo Pedro Kenedi, D. Sc.

Rio de Janeiro

Fevereiro de 2016

ESTUDO DO PROCESSO DE CORTE DE TUBOS EM BOP SUBMARINO EM POÇOS DE PETRÓLEO.

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

Fábio Vinicius Castilho

Aprovada por:

Presidente, Prof. Pedro Manuel Calas Lopes Pacheco, D. Sc. (orientador)

Prof. Paulo Pedro Kenedi, D. Sc. (co-orientador)

Prof. Ricardo Alexandre Amar de Aguiar, D. Sc.

Profa. Lavínia Maria Sanabio Alves Borges, D. Sc.

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Central do CEFET/RJ

C352 Castilho, Fábio Vinicius
Estudo do processo de corte de tubos em bop submarino em poços de petróleo / Fábio Vinicius Castilho.—2016.
97f. + anexo : il. (algumas color.) , grafs. , tabs. ; enc.

Dissertação (Mestrado) Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca , 2016.
Bibliografia : f. 94-97
Orientadores : Pedro Manuel Calas Lopes Pacheco
Paulo Pedro Kenedi

1. Poços de petróleo submarino – Perfuração. 2. Método dos elementos finitos. 3. Engenharia mecânica. I. Pacheco, Pedro Manuel Calas Lopes (Orient.). II. Kenedi, Paulo Pedro (Orient.). III. Título.

CDD 622.3382

RESUMO

ESTUDO DO PROCESSO DE CORTE DE TUBOS EM BOP SUBMARINO EM POÇOS DE PETRÓLEO.

Fábio Vinicius Castilho

Orientadores:

Pedro Manuel Calas Lopes Pacheco, D. Sc.

Paulo Pedro Kenedi, D. Sc.

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

O *Blowout Preventor* (BOP) é um equipamento utilizado em operações de perfuração de poços de petróleo que tem a função de fechar um poço durante uma situação de emergência, de modo a evitar o vazamento de fluido do poço para o meio ambiente. O equipamento possui uma gaveta cisalhante que deve promover o corte do tubo de perfuração e o fechamento do poço. No caso de uma emergência, o BOP pode ser a última barreira de segurança. A força de corte necessária é um parâmetro de projeto essencial para permitir o desenvolvimento de um BOP que funcione adequadamente e garanta o fechamento do poço em total segurança. A maioria dos grandes fabricantes de BOP utilizam metodologias simples baseadas em modelos analíticos para avaliar a capacidade de corte dos tubos. Entretanto, com a utilização de tubos de perfuração fabricados de novos materiais, as metodologias tradicionais podem levar a estimativas imprecisas das forças de corte. Neste trabalho são propostos e desenvolvidos modelos analíticos e numéricos baseados no método de elementos finitos para avaliar a força de corte necessária para promover o fechamento de um poço através da ação de um equipamento de BOP. Os resultados são comparados com dados experimentais disponíveis na literatura.

Palavras-chave:

Blowout Preventor, Força de corte, Modelagem, Método de Elementos Finitos.

Rio de Janeiro

Fevereiro de 2016

ABSTRACT

STUDY OF PIPE CUTTING WITH BOP SUBMARINE IN THE PROCESS OF CONSTRUCTION OF OIL WELLS

Fábio Vinicius Castilho

Advisors:

Pedro Manuel Calas Lopes Pacheco, D. Sc.

Paulo Pedro Kenedi, D. Sc.

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

The Blowout Preventer (BOP) is a device used in oil well drilling operations which has the function of closing a well during an emergency situation, to avoid the well fluid leakage to the environment. The equipment has a Blind-shear ram that should promote cutting the drill pipe and the well closure. In the case of an emergency, the BOP may be the last security barrier. The required cutting force is a critical design parameter to allow the development of a BOP and ensure the well closure safely. Most large BOP manufacturers use simple methodologies based on distortion energy theory to evaluate the cutting capacity of the pipes. However with the use of manufactured with new drill pipes, the traditional methodologies materials can lead to inaccurate estimates of shear forces. This paper proposed and developed analytical and numerical models based on the finite element method to evaluate the shear force necessary to promote the closure of a well through the action of a BOP equipment. The results are compared with experimental data available in the literature.

Keywords:

Blowout Preventer, Shear Force, Finite Elements.

Rio de Janeiro

February 2016

Sumário

I - Introdução 12
II - Perfuração de Poços de Petróleo 15
II.4 - *Blowout Preventor* (BOP) 18
II.4.1 BOP anular 20
II.4.2 BOP de gaveta 20
II.5 Principio da Gaveta Cega-Cisalhante 22
III Modelos Analíticos 27
III.1 Modelos de corte 27
III.1.1 Modelo de Atkins 29
III.1.2. Modelo de tensão de Zhou 31
III.2 Modelos de amassamento 35
III.2.1 Modelos Bidimensionais 35
III.2.2 Modelo Tridimensional 38
IV - Modelo Numérico 42
IV.1 Método de Elementos Finitos 42
IV.2 Geometria do Conjunto Analisado 44
IV.3 Carregamentos e condições de contorno 44
IV.4 Propriedades do material no modelo 46
IV.5 Seleção da malha e estudo de convergência 48
IV.5 Critério de Falha 53
V Análise de resultados 54
V-1 Estudo de sensibilidade 54
V-2 Estudos comparativos 56
V-2.1 Estudo 1 57

V-2.2 Estudo 2 64
V-2.3 Estudo 3 71
V-2.4 Estudo 4 77
V-2.5 Estudo 5 83
V-2.6 Análise Comparativa dos 5 Casos 89
VI - Conclusões 92
VII Referências 94

Lista de Figuras

Figura 1 – Perfuração de um poço de petróleo. [3] 16
Figura 2 - Da esquerda para direita: Plataforma Fixa, Tension-Leg, Auto-elevável, Semi-submersivel e Navio Sonda. [4] 17
Figura 3 - Sonda *Deepwater Horizon* no *blowout* de *Macondo no* Golfo do México; [6] 18
Figura 4 - BOP submarino. [7] 19
Figura 5- Típico BOP anular. [8] 20
Figura 6- Gaveta de Tubo Variável. [8] 21
Figura 7 -Gaveta cisalhante. [8] 21
Figura 8 -Gaveta Cega-Cisalhante. [8] 22
Figura 9 - Processo de corte do tubo. [10] 23
Figura 10 - Dois tubos cortados com o mesmo grau do material e seção transversal: (a) pressão requerida para corte de 1950 psi e (b) pressão requerida pra corte 3930 psi.[1] 25
Figura 11 - Gráfico força *versus* deslocamento no processo de corte com punção. [11] 27
Figura 12 – Regiões principais de uma peça cisalhada.[19] 28
Figura 13 – Modelo de Atkins - Processo de corte típico. [20] 29
Figura 14 - Processo de corte pelo modelo de Atkins. 30
Figura 15 - Geometria assumida no modelo de tensão de Zhou. [21] 31
Figura 16 - Elemento representativo do modelo de tensão. [15] 32
Figura 17 - Modelo de corte de Zhou para um material dúctil com espessura t_0. [21] .. 34
Figura18 - Modelo de amassamento de tubo por placas rígidas. [24] 36
Figura 19 - Distribuição de tensões na seção transversal de uma viga em flexão pura totalmente plastificada para um material perfeitamente plástico. 36
Figura 20 - Sistema de forças e momentos no primeiro quadrante do tubo (a) Modelo de Burton e Craig; (b) Modelo de DeRuntz e Hodge. [24] 37
Figura 21 -Modelo de amassamento tridimensional. [27] 39
Figura 22 - Fluxograma de ações para calculo no modelo explícito 43
Figura 23 - Dimensões das gavetas (em mm). 44
Figura 24 – Desenho esquemático do processo de corte [23]. 45
Figura 25 - Modelo simplificado do processo de corte do tubo [30]. 45
Figura 26 - Desenho esquemático do modelo numérico. 46
Figura 27- Malha de elementos finitos do tubo. 49
Figura 28 - Refinamento da malha para o teste de convergência. 51
Figura 29- Malha do sistema completo 52
Figura 30 – Curva força *versus* deslocamento para os casos considerados no estudo de convergência 53
Figura 31 - Estudo de sensibilidade do fator de controle de erosão (a) estudo 1 (b) estudo 2 (c) estudo 3 55
Figura 32 – Curva força *versus* deslocamento. Comparação entre os resultados do modelo numérico, dos modelos analíticos e experimentais. Estudo 1. 59

Figura 33 – Distribuição do deslocamento total para o estudo 1..... 60
Figura 34 - Deformação efetiva versus deslocamento do estudo 1 do modelo numérico. 61
Figura 35 – Distribuição da deformação efetiva para o Estudo 1..... 62
Figura 36 – Evolução da tensão de von Mises em função do deslocamento para o Estudo 1 63
Figura 37 – Distribuição da tensão equivalente de von Mises para o Estudo 1..... 63
Figura 38 – Distribuição da tensão principal máxima (σ_1) para o Estudo 1. 64
Figura 39 – Curva força *versus* deslocamento. Comparação entre os resultados do modelo numérico, dos modelos analíticos e experimentais. Estudo 2 65
Figura 40 – Distribuição do deslocamento total para o estudo 2..... 67
Figura 41 - Deformação efetiva versus deslocamento do estudo 2 do modelo numérico. 68
Figura 42 - Distribuição da deformação efetiva para o Estudo 2..... 69
Figura 43– Evolução da tensão de von Mises em função do deslocamento para o Estudo 2. 69
Figura 44 – Distribuição da tensão equivalente de von Mises para o Estudo 2..... 70
Figura 45 – Distribuição da tensão principal máxima (σ_1) para o Estudo 2. 70
Figura 46 – Curva força *versus* deslocamento. Comparação entre os resultados do modelo numérico, dos modelos analíticos e experimentais. Estudo 3 73
Figura 47 - Distribuição do deslocamento total para o Estudo 3 73
Figura 48 - Deformação efetiva versus deslocamento do Estudo 3 do modelo numérico. 74
Figura 49 - Distribuição da deformação efetiva para o Estudo 3..... 75
Figura 50– Evolução da tensão de von Mises em função do deslocamento para o Estudo 3. 75
Figura 51 – Distribuição da tensão equivalente de von Mises para o Estudo 3. 76
Figura 52 – Distribuição da tensão principal máxima (σ_1) para o Estudo 3. 76
Figura 53 - Curva força *versus* deslocamento. Comparação entre os resultados do modelo numérico, dos modelos analíticos e experimentais. Estudo 4 78
Figura 54 - Distribuição do deslocamento total para o Estudo 4 79
Figura 55 - Deformação efetiva *versus* deslocamento do Estudo 4 do modelo numérico. 80
Figura 56 - Distribuição da deformação efetiva para o Estudo 4..... 81
Figura 57 – Evolução da tensão de von Mises em função do deslocamento para o Estudo 4 81
Figura 58 – Distribuição da tensão equivalente de von Mises para o Estudo 4. 82
Figura 59 – Distribuição da tensão principal máxima (σ_1) para o Estudo 4. 82
Figura 60 – Curva força *versus* deslocamento. Comparação entre os resultados do modelo numérico, dos modelos analíticos e experimentais. Estudo 5 85
Figura 61 - Distribuição do deslocamento total para o Estudo 5 85
Figura 62 -Deformação efetiva versus deslocamento do estudo 5 do modelo numérico. 86
Figura 63 - Distribuição da deformação efetiva para o Estudo 5..... 87
Figura 64 – Evolução da tensão de von Mises em função do deslocamento para o Estudo 5. 87

Figura 65 – Distribuição da tensão equivalente de von Mises para o Estudo 5..... 88
Figura 66 – Distribuição da tensão principal máxima (σ_1) para o Estudo 5. 88
Figura 67 - Estudo de comportamento da razão força máxima gerada pelo modelo analítico com os dados experimentais em relação a razão D/t. 89
Figura 68 - Estudo de comportamento da razão força máxima gerada pelo modelo numérico com os dados experimentais em relação a razão D/t. 90

Lista de Tabelas

Tabela 1 - Dados dos tubos de perfuração [1] 47
Tabela 2 – Parâmetros do modelo Numérico 47
Tabela 3 - Características do tubo utilizado para o estudo de convergência 50
Tabela 4 - Estudo de convergência 51
Tabela 5 - Dados dos tubos de perfuração usados no estudo de sensibilidade do fator de erosão 54
Tabela 6 - Características do tubo de perfuração utilizadas nos estudos comparativos 58
Tabela 7 - Dados de entrada para o modelo de Zhou para estudo 1.. 59
Tabela 8 - Dados de entrada para o modelo de Zhou para estudo 2 66
Tabela 9 - Dados de entrada para o modelo de Zhou para estudo 3. 71
Tabela 10 - Dados de entrada para o modelo de Zhou para estudo 4 77
Tabela 11 - Dados de entrada para o modelo de Zhou para estudo 5. 79
Tabela 12 - Comparação entre os resultados do modelo numérico, modelos analíticos e resultados experimentais para o corte. 91

I - Introdução

Com a crescente exploração de óleo e gás, no cenário brasileiro, em águas cada vez mais profundas, implicando assim, em maiores dificuldades operacionais e tecnológicas, a perfuração de poços de petróleo deve ser feita da melhor forma possível a fim de evitar acidentes com danos a pessoas, meio ambiente e material. Pode-se citar como exemplo de acidente o acontecido com a sonda semi-submersível *Deepwater Horizon* no Golfo do México de propriedade da empresa *Transocean* e contratado pela empresa *British Petroleum* (BP) O&G. Este acidente ocorreu no dia 20 de abril de 2010 e teve onze mortes e setenta feridos, além de danos materiais, tornando um dos piores acidentes ambientais da história dos Estados Unidos da América. A causa do acidente foi um *blowout*, que é um fluxo de fluido descontrolado do reservatório para o poço. Este fluxo alcançou a superfície através dos tubos conectados ao poço durante a perfuração causando a explosão.

Para o sucesso do controle de poço deve-se detectar rapidamente o influxo, fechar o poço e iniciar o processo adequado de controle para retirar o influxo do poço colocando em segurança para o prosseguimento da perfuração. Para realizar este fechamento, utiliza-se um equipamento chamado *Blowout Preventor* (BOP) instalado sobre a cabeça do poço no leito marinho. O BOP consiste basicamente numa série de válvulas hidráulicas divididas em duas grandes estruturas: o *BOP Stack*, composto por válvulas gavetas, e o *Lower Marine Riser Package* (LMRP), onde estão posicionados os BOP's anulares, que são válvulas responsáveis por vedar o espaço anular entre o tubo e o corpo do BOP. Uma das válvulas no *BOP Stack* é a gaveta cega-cisalhante ou cisalhante. Geralmente esta gaveta encontra-se no topo do *BOP Stack* e tem como objetivo cortar os tubulares que se encontram à sua frente no caso de uma necessidade de desconexão de emergência, provendo a possibilidade de fechamento do poço com segurança. No caso de acidente com a *Deepwater Horizon* um dos fatores do acidente foi o mau funcionamento da gaveta cega-cisalhante que não cortou por completo o tubo à sua frente e, consequentemente, impossibilitando o fechamento do poço.

De acordo com os estudos feitos pela *West Engineering Services* a pedido do *U.S. Minerals Management Service* [1], 30% dos testes em situações reais realizados com as gavetas cisalhantes não fornecem resultados positivos e dois dos três

principais fabricantes de BOP estimam a força requerida para corte utilizando modelos analíticos simples baseados na teoria de energia de distorção.

A introdução de novos materiais e revestimentos nos tubulares, em função de novos requisitos encontrados na exploração de óleo em águas cada vez mais profundas, aumenta ainda mais a necessidade do conhecimento preciso da força de corte requerida. O método de elementos finitos pode ser utilizado para prover uma estimativa mais precisa da força de corte, proporcionando maior segurança e confiabilidade. Além disso, permite analisar a força requerida em situações envolvendo outras variáveis no sistema como, por exemplo, diferença de pressão interna e externa e o efeito de compressão/tração no tubo. Outra importante aplicação do método consiste no desenvolvimento de análises para a otimização da gaveta, envolvendo o estudo do efeito de diversos ângulos na ferramenta de corte, distância entre laminas, entre outros.

Neste trabalho são apresentados modelos analíticos e propostos modelos numéricos baseados no método de elementos finitos para avaliar a força de corte necessária para promover o fechamento de um poço através da ação de um equipamento de BOP. Os resultados são comparados com dados experimentais disponíveis na literatura [1].

O Capitulo II apresenta conceitos fundamentais de perfuração de poços, incluindo informações sobre os tipos de unidades marítimas utilizadas para perfuração, BOP e seus componentes. No capitulo III são apresentados modelos analíticos utilizados no processo corte de metais e modelos analíticos para o amassamento de tubos devidos a cargas laterais. Estes modelos fornecem conceitos e informações importantes sobre os fenômenos presentes durante o processo de corte e fechamento promovido por um BOP.

O Capitulo IV apresenta o modelo numérico baseado no método de elementos finitos desenvolvido para simular o processo de corte no BOP. O modelo, baseado em dinâmica explicita, considera não linearidades presentes no problema como elastoplasticidade e grandes deslocamentos. O processo de separação é modelado através de critérios de erosão. Além das condições de contorno e da geometria dos componentes, uma análise de convergência é desenvolvida para estabelecer a malha utilizada nas simulações numéricas.

O Capitulo V apresenta uma análise dos resultados numéricos, sendo comparados com resultados dos modelos analíticos e os resultados experimentais obtidos na literatura.

II - Perfuração de Poços de Petróleo

O processo tradicional de perfuração de um poço de petróleo envolve a utilização de uma sonda. Na perfuração rotativa, a rocha é perfurada através da rotação e do peso imposto sobre a broca que se encontra na extremidade inferior da coluna de perfuração. A coluna é constituída basicamente por comandos, tubos pesados e tubos de perfuração. A rocha fragmentada é retirada continuamente através do fluido de perfuração que é injetado por bombas pelo interior da coluna de perfuração retornando à superfície pelo espaço anular entre o poço e a coluna. Quando a broca atinge determinada profundidade, a coluna de perfuração é retirada do poço e desce uma coluna de tubos de aço chamada de revestimento, de diâmetro ligeiramente menor do que o diâmetro do poço perfurado. O espaço anular entre os tubos de revestimento e o poço é cimentado, com o objetivo de isolar as rochas atravessadas, permitindo o avanço da perfuração do poço com segurança. Após a operação de cimentação, novamente a coluna de perfuração é introduzida com uma broca de diâmetro menor que a anterior e prossegue-se com a perfuração. Este processo vai se repetindo até o final da perfuração do poço, como pode ser visto na Fig. 1. Diante do exposto, pode-se observar que um poço é construído em diversas fases, caracterizadas pelos diferentes diâmetros das brocas[2].

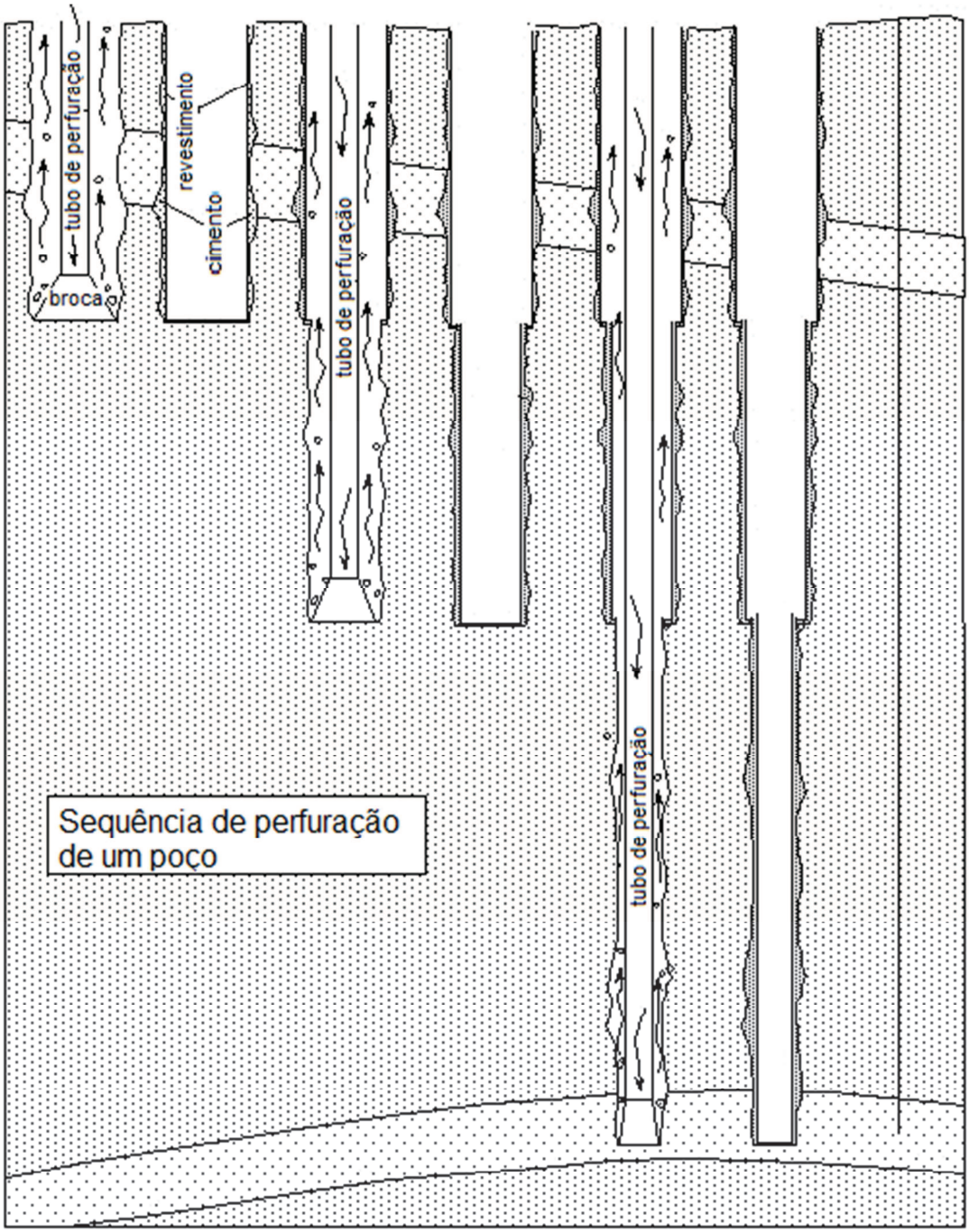


Figura 1 – Perfuração de um poço de petróleo. [3]

As unidades de perfuração marítimas normalmente são classificadas em dois grandes grupos: aquelas com BOP na superfície, tais como as plataformas fixas, as auto-eleváveis, as *Tension-Leg* e as com BOP no fundo do mar, tais como as semi-submersíveis e os navios-sonda. A Figura 2 apresenta cinco tipos de sondas.

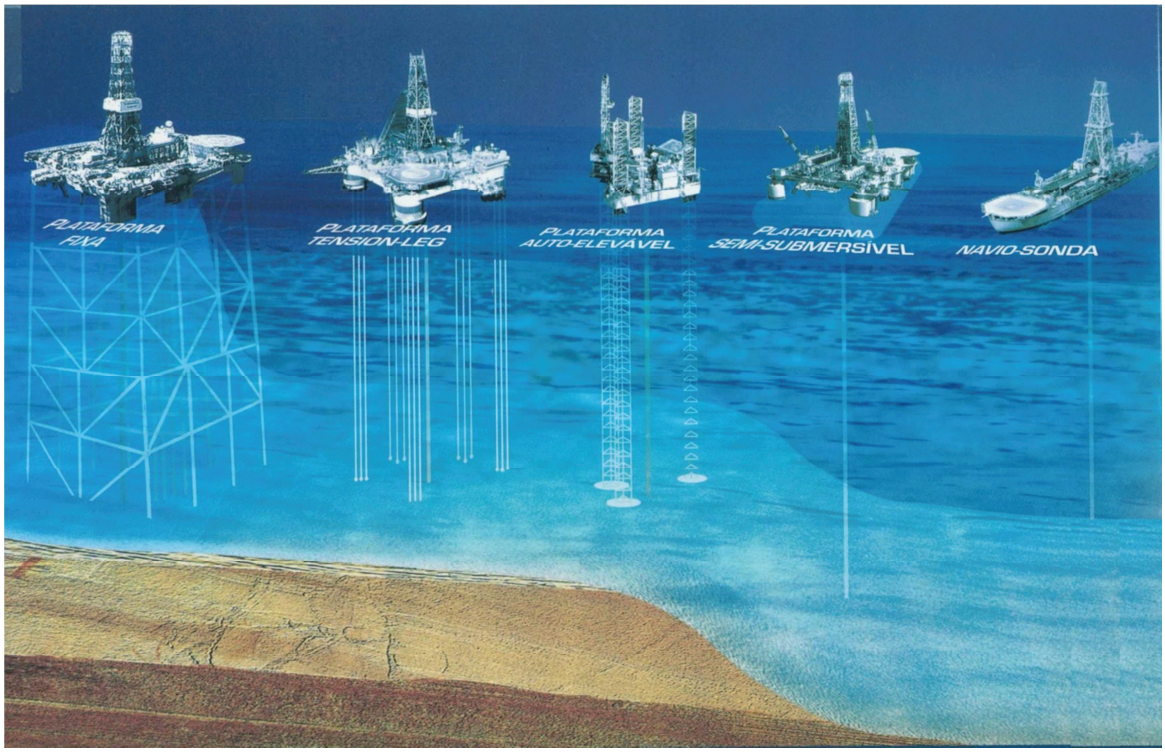


Figura 2 - Da esquerda para direita: Plataforma Fixa, Tension-Leg, Auto-elevável, Semi-submersivel e Navio Sonda. [4]

Uma das principais funções do fluido de perfuração é exercer uma pressão hidrostática superior à pressão dos fluidos contidos nos poros das rochas perfuradas pela broca. Se por algum motivo a pressão do fluido de perfuração se tornar menor do que a pressão do fluido nos poros da rocha e esta possuir permeabilidade para isso, haverá um fluxo de fluido dos poros das rochas para o interior do poço. Este fluxo é denominado *kick*. Um *blowout*, como pode ser visto na Figura 3, é definido com um fluxo descontrolado do reservatório para o poço, e do poço para a atmosfera ou para o fundo do mar [5].



Figura 3 - Sonda *Deepwater Horizon* no *blowout* de *Macondo no* Golfo do México; [6]

II.4 - *Blowout Preventor* (BOP)

Um *kick* deve ser identificado rapidamente e mantido sobre controle. O equipamento que permite fechar o poço para garantir a segurança é chamado de *Blowout Preventor* (BOP).

O BOP pode ser definido como um conjunto de válvulas. Como pode ser visto na Fig. 4, o BOP submarino pode ser dividido em dois conjuntos distintos: *BOP stack* e o *Lower Marine Riser Package* (LMRP). O *BOP stack* é conectado ao LMRP por um conector hidráulico, onde ocorre a desconexão em caso de uma desconexão de emergência da sonda do poço, mantendo sobre o poço o *BOP stack*. O LMRP é composto por um ou dois BOP's anulares.

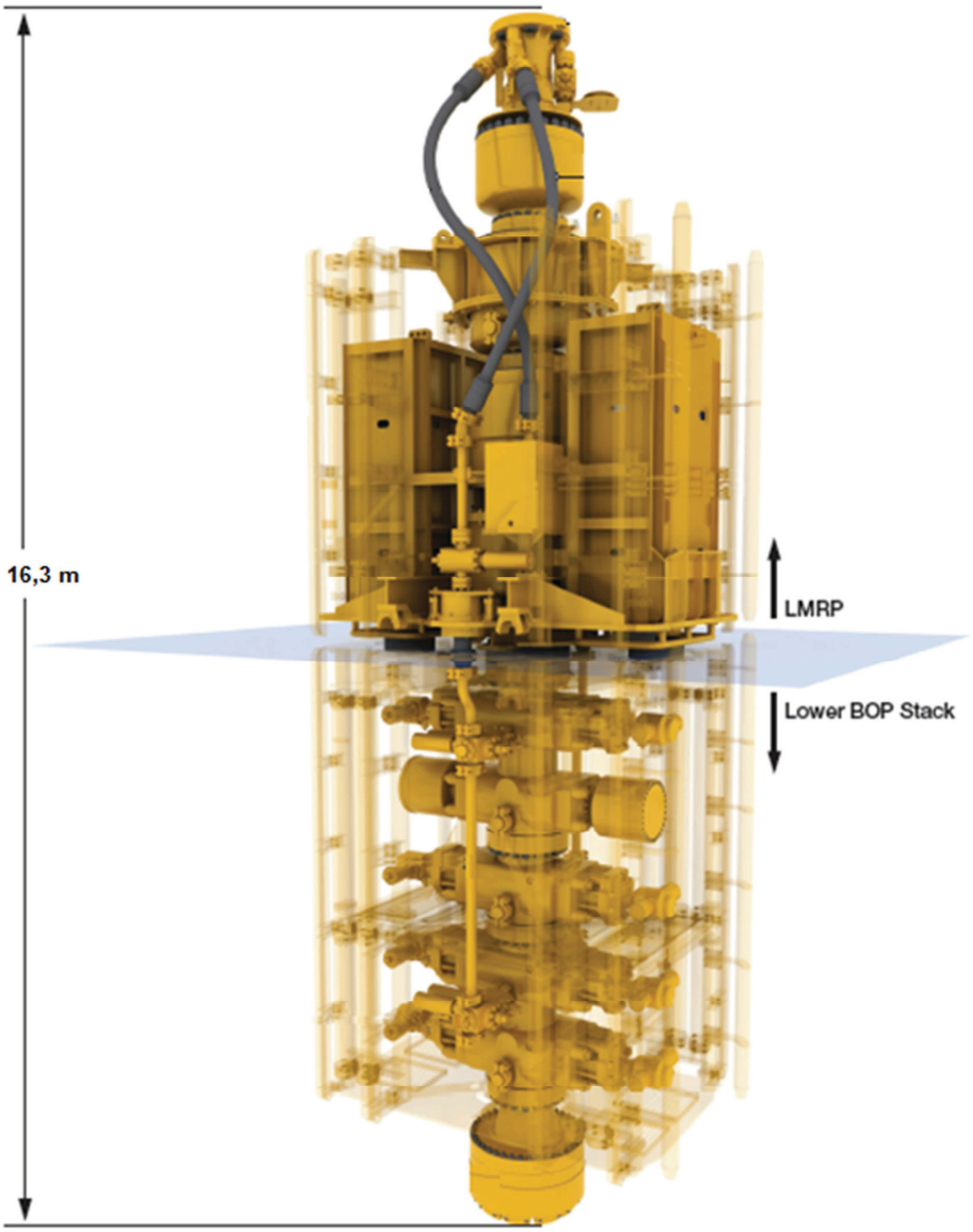


Figura 4 - BOP submarino. [7]

II.4.1 BOP anular

O BOP anular, mostrado na Fig. 5, é um equipamento que permite fechar o poço diante da presença de uma coluna ou não. O princípio de funcionamento é bastante simples, o fluido pressurizado é direcionado para a câmara de fechamento, que empurra um pistão para cima forçando o elemento de vedação elastomérico contra a coluna.

II.4.2 BOP de gaveta

Os BOPs de gaveta funcionam de forma similar a uma válvula gaveta convencional, com a exceção que existe um par de gavetas opostas. Quando acionadas, as duas gavetas são empurradas para o centro da válvula fechando e vedando o poço.

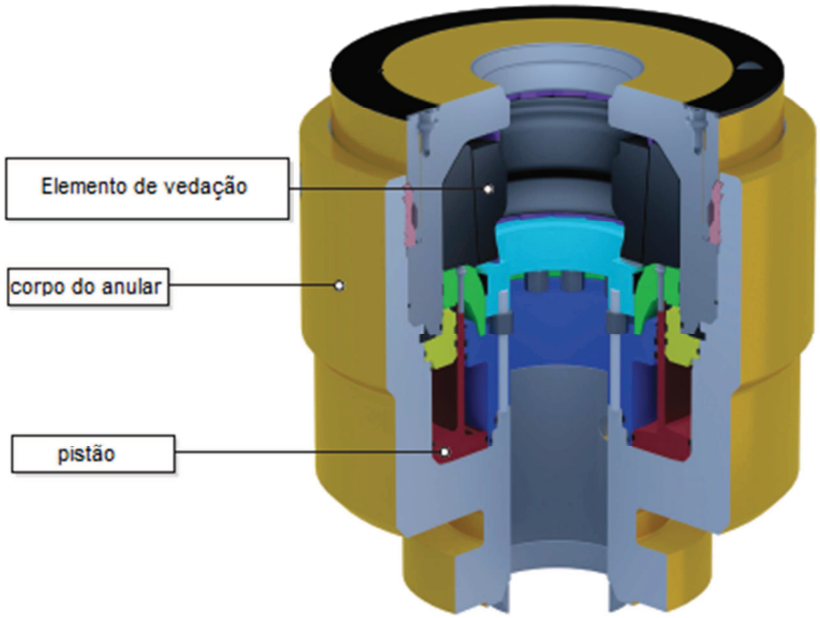


Figura 5 - Típico BOP anular. [8]

Existem quatros tipos de gavetas: tubo, cega, cisalhante e cega-cisalhante.

II.4.2.1 Gaveta de Tubos, Cega, Cisalhante e Cega-Cisalhante

A gaveta de tubos, mostrada na Fig. 6, é projetada para fechar o espaço anular do poço em torno da coluna, podendo ser de diâmetro fixo ou variável.

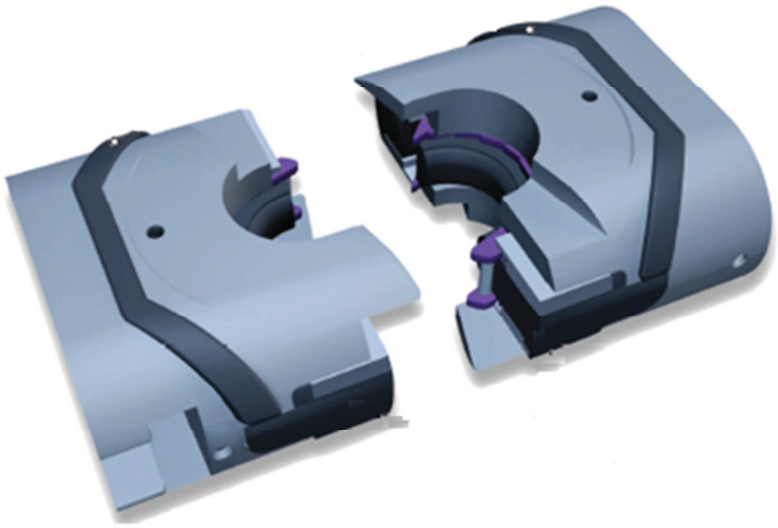


Figura 6 - Gaveta de Tubo Variável. [8]

A gaveta Cega é projetada com objetivo de fechar o poço quando este está sem coluna ou a coluna não se encontra em frente à gaveta. A gaveta cisalhante é projetada para cortar tubos de maiores diâmetros e revestimentos, ao contrário da gaveta cega-cisalhante não veda, porém tem uma capacidade maior de corte (Figura 7).

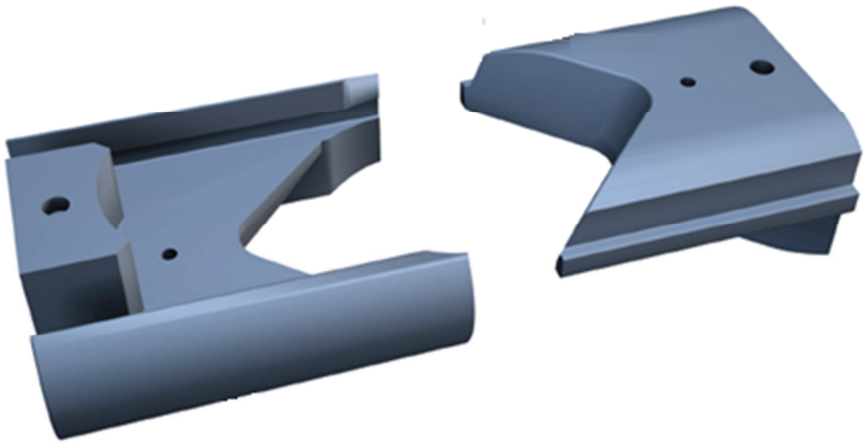


Figura 7 - Gaveta cisalhante. [8]

A gaveta Cega-cisalhante, mostrada na Fig. 8, é projetada para cortar um tubo de perfuração e vedar o poço.

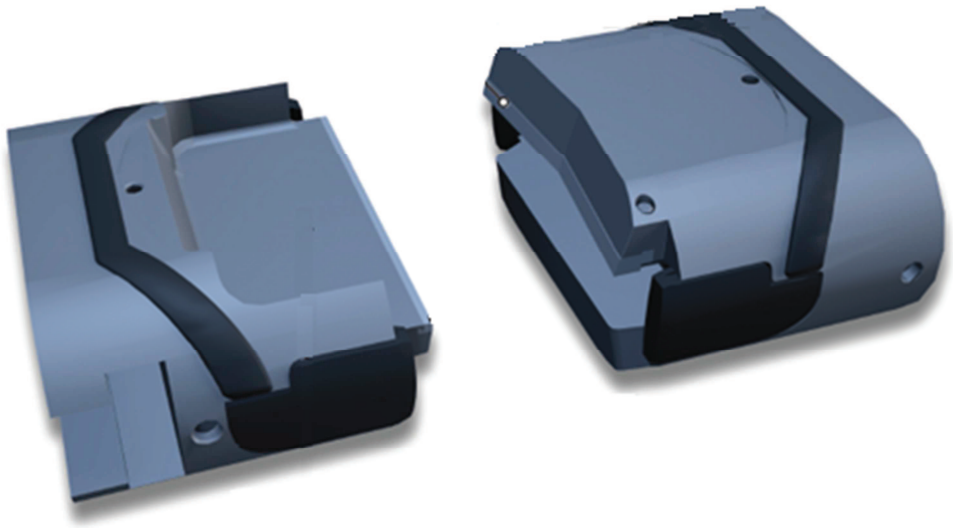


Figura 8 - Gaveta Cega-Cisalhante. [8]

II.5 Principio da Gaveta Cega-Cisalhante

Os BOP's têm sido tradicionalmente desenvolvidos utilizando metodologias de projeto convencionais. Hoje as necessidades da indústria mudam rapidamente, forçando algumas alterações fundamentais nas metodologias de projeto. Tecnologias emergentes dão lugar a novas técnicas de fabricação e inovação de projeto. Por exemplo, o elemento de vedação do BOP tem sido melhorado radicalmente com a utilização de novos materiais e de materiais compósitos desenvolvidos para que os elementos de vedação sejam capazes de suportar temperaturas extremas e ambientes agressivos. Por outro lado, uma melhora na resistência do material dos tubos de perfuração e dos revestimentos, combinado com maiores tamanhos, afeta negativamente a capacidade de uma gaveta cisalhante cortar o tubo com sucesso [9].

Portanto, uma gaveta cega-cisalhante desenvolvida usando métodos tradicionais pode não ser capaz de cortar tubos de perfuração ou revestimentos desenvolvidos com novas tecnologias.

Para que apresente um funcionamento confiável, o projeto de uma gaveta cega cisalhante necessita da utilização de metodologias que proporcionem estimativas precisas da força de cisalhamento requerida para cortar-se o tubo.

Como pode ser visto na Fig.9, o processo de corte da coluna se inicia com o deslocamento das gavetas em direção ao tubo. Em seguida desenvolvem-se duas

etapas: o amassamento do tubo e o cisalhamento do tubo até à ruptura completa deste.

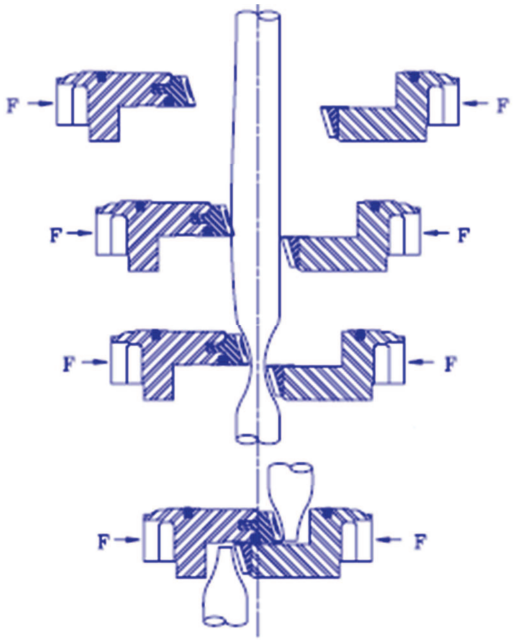


Figura 9 - Processo de corte do tubo. [10]

Dos três principais fabricantes de BOPs, dois utilizam o critério de falha baseado na teoria de energia de distorção para estimar a força de corte requerida durante o processo de cisalhamento [1]. O terceiro fabricante não informa qual a metodologia de avaliação para estimar a força de corte [1].

Segundo este critério, utilizado para avaliar o início do processo de escoamento em metais e ligas metálicas, a falha ocorrerá quando [11]:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3} \geq S_y \quad (1)$$

onde:

σ' é a tensão equivalente de *von Mises*

σ_1, σ_2 e σ_3 são as tensões principais

S_y é o limite de escoamento do material

Para um estado geral de tensões, em tensões não principais, tem-se:

$$\sigma' = \sqrt{\frac{\sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}}{2}} \quad (2)$$

Para o caso de cisalhamento puro, com a aplicação de uma força cortante *F* em uma área de seção transversal de tubo *A*, tem-se, $\tau_{xy} = F/A$. A aplicacão do critério de falha descrito pela Eq. 2 resulta em:

$$\tau_{xy} = \frac{S_y}{\sqrt{3}} = 0.577 S_y \quad (3)$$

Substituindo $\tau_{xy} = \frac{F}{A}$, tem-se:

$$F = 0{,}577 S_y A \quad (4)$$

Esta metodologia simplificada está baseada no início do escoamento e pode fornecer estimativas adequadas para materiais com baixo encruamento. Novos materiais têm sido utilizados nos tubos. Metodologias para avaliação da força de corte baseadas exclusivamente no limite de escoamento e no limite de resistência, juntamente com a teoria de energia de distorção, podem levar a estimativas de valores da força para corte bastante imprecisa. A Fig. 10 mostra uma situação onde apesar dos dois tubos cisalhados serem de mesmo grau, ou seja, possuírem o mesmo limite de escoamento e resistência e mesma seção transversal, o tubo da Figura 10*b* requer quase o dobro da pressão para o corte. Estes dados experimentais mostram que esta metodologia pode não ser capaz de fornecer estimativas precisas, uma vez que não é capaz de descrever razoavelmente a realidade física que se desenvolve durante o processo.



Figura 10 - Dois tubos cortados com o mesmo grau do material e seção transversal: (a) pressão requerida para corte de 1950 psi e (b) pressão requerida para o corte 3930 psi.[1]

Childs *et al.* [1] desenvolveram uma análise estatística utilizando dados de corte fornecidos pelos fabricantes e a metodologia baseada na teoria de energia de distorção em tubos de grau E-75, G-105 e S-135. Através de uma regressão linear utilizando a força estimada pela teoria de energia de distorção em conjunto com o alongamento percentual, utilizado como variável independente, foi encontrada uma forma de estimá-la com maior precisão. A equação geral utilizada para descrever a força requerida de corte é:

$$Y = C + A\ X1 + B\ X2 + 2\ \in_{est} \quad (5)$$

onde:

Y = força requerida para corte em KIPS

C = constante

*X*1 = Força calculada utilizando a Teoria de energia de distorção

*X*2 = Alongamento percentual

A e *B* = Fatores multiplicativos encontrados através da regressão linear

$\in_{est}$ = Erro estimado

As equações obtidas pelos autores para os grausE-75, G-105 e o S-135 são as seguintes [1]:

$$Y = -234{,}03 + 0{,}318\,X1 + 25{,}357\;\; X2 + 2\;\; 62{,}03 \quad (6)$$

$$Y = 181{,}33 + 0{,}396\;\; X1 + 2{,}035\,X2 + 2\;\; 62{,}89 \quad (7)$$

$$Y = -35.11 + 0{,}630\;\; X1 + 4{,}489\;\; X2 + 2\;\; 76{,}69 \quad (8)$$

III Modelos Analíticos

III.1 Modelos de corte

O processo de conformação mecânica em metais é muito utilizado na indústria mecânica para a fabricação de equipamentos e estruturas. Durante este processo, o material é submetido a carregamentos que promovem estados de tensões e deformações bem complexos, com a presença de não-linearidades geométricas (grandes deslocamentos) e não-linearidades constitutivas (deformações plásticas). Especificamente no processo de cortes de metais, antes da sua total ruptura, o material sofre um processo de deformação plástica seguido de um processo que pode envolver a propagação de trincas. Diversos parâmetros do material podem influenciar o processo como, o alongamento percentual, a dureza, além dos limites de escoamento e de resistência.

Devido à complexidade do processo, a descrição do comportamento do material até sua completa ruptura não é uma tarefa trivial. O conhecimento do processo de falha do material é extremamente importante para fornecer subsídios para a escolha de um modelo que represente adequadamente o processo. Diversos autores desenvolveram modelos capazes de prever o comportamento do processo de cortes em chapas [12-16]. Na Fig. 11 pode-se observar um desenho esquemático de um gráfico força *versus* deslocamento do processo de corte em chapas.

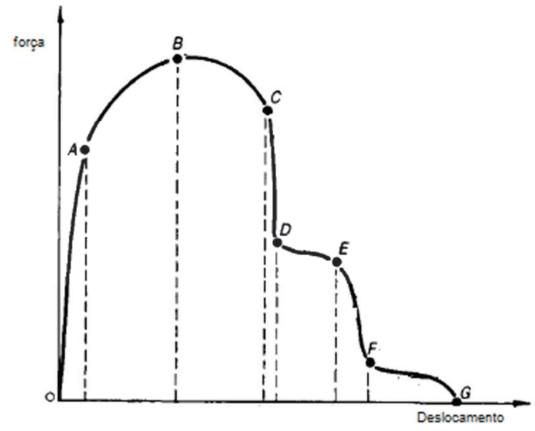


Figura 11 - Gráfico força *versus* deslocamento no processo de corte com punção. [11]

Durante este processo verifica-se inicialmente uma região onde se desenvolve deformação elástica do material (*OA*). Quando o limite de escoamento do material é alcançado inicia-se uma etapa envolvendo deformação plástica (*AB*). Ao longo dessa etapa normalmente o material sofre um estreitamento na região cisalhada que ocasiona o decréscimo da força (*BC*). Em seguida inicia-se a nucleação e propagação de trincas (*CD*), associado a uma queda brusca na força. Na maioria das operações de corte em metais, a fratura dúctil ocorre após a deformação devida ao cisalhamento. Finalmente chega-se a uma etapa que envolve o atrito entre punção e a matriz até a saída da peça (*DEFG*). [17]

Em materiais dúcteis, a penetração do punção na peça inicia-se no trecho *AB*, com consequente redução da área transversal da peça. Ao mesmo tempo, ocorre o encruamento do material da peça, assim como observado em um teste simples de tração. Nesta etapa se desenvolve uma competição entre o mecanismo de encruamento e o de redução de área, que é encerrada com um pico de força. A existência do pico de força na curva está diretamente associada à instabilidade plástica do material e não ao surgimento das trincas. A propagação de macro trincas poderá coincidir com o pico de força sobre determinadas condições, porém usualmente ocorre após o pico, e, ocasionalmente, as trincas poderão surgir antes [18]. Na Fig. 12 são apresentadas as principais regiões de uma peça cisalhada.

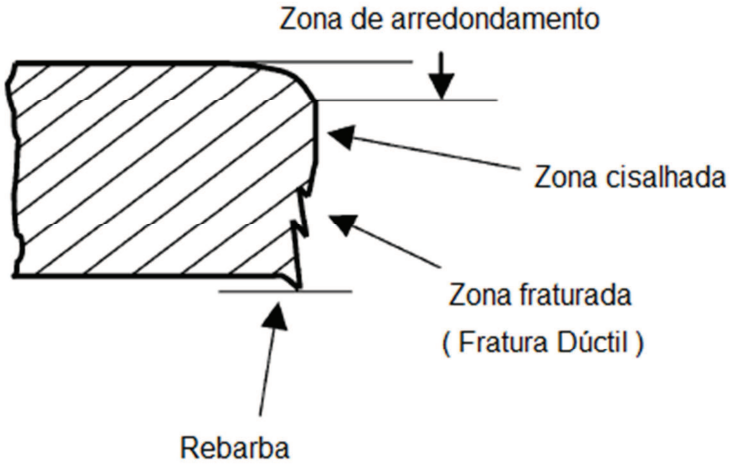


Figura 12 – Regiões principais de uma peça cisalhada. [19]

A seguir são apresentados alguns modelos existentes para a estimativa de força necessária para o cisalhamento do tubo.

III.1.1 Modelo de Atkins

Atkins [20] propôs uma formulação levando em consideração o modelo de cisalhamento puro. Como mostrado na Fig. 13, assume-se uma largura da zona de deformação constante igual a *w*, não restringido somente a distância entre o punção e a matriz.

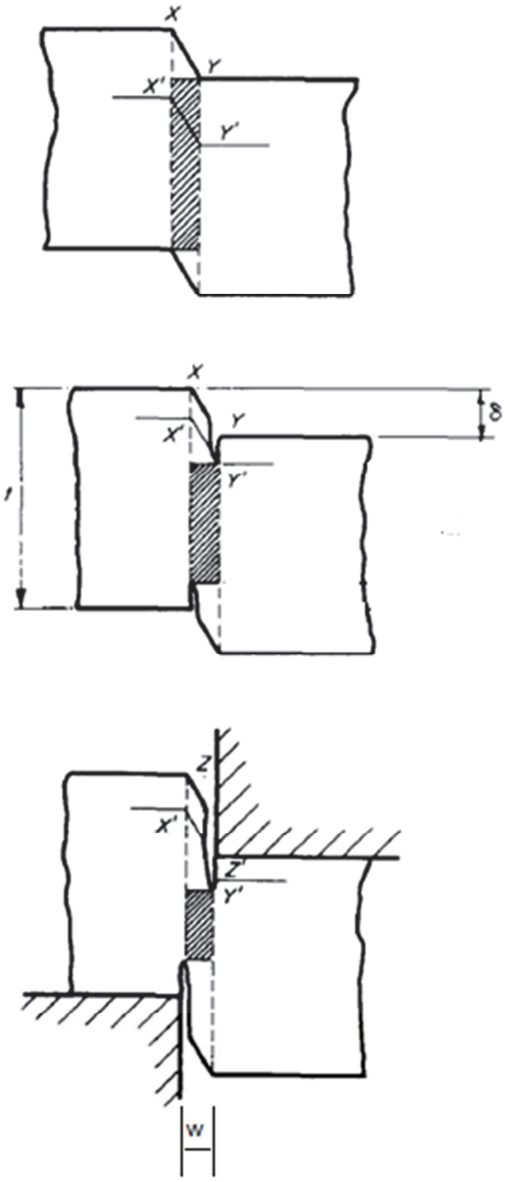


Figura 13 – Modelo de Atkins - Processo de corte típico. [20]

Considera-se que um punção de diâmetro *d* causa um deslocamento *δ* numa chapa de espessura *t*, conforme mostrado na Fig. 14. A força, *F* de corte sem atrito, que causa este deslocamento pode ser estimado por:

$$F = \tau . \pi . d(t - \delta) \quad (9)$$

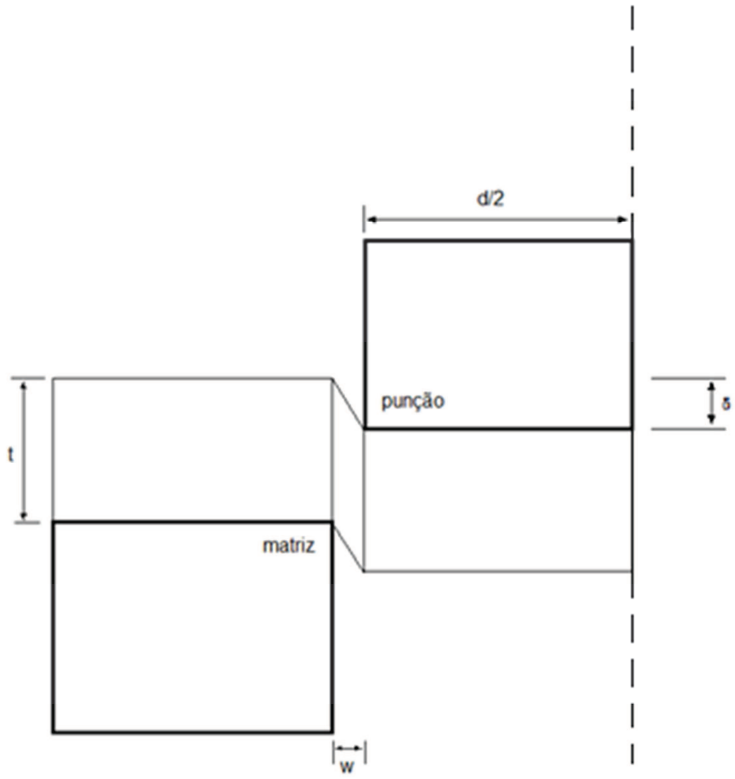


Figura 14 - Processo de corte pelo modelo de Atkins.

Para uma melhor representação da força requerida de corte deve-se considerar a força de atrito entre os conjuntos punção/peça e matriz/peça. Considerando que *f* seja uma constante proporcional que relaciona a força de atrito com a força de corte sem atrito, a *força de atrito age na área* $2\pi . d\delta$, a força de corte levando-se em conta o atrito pode ser definida como:

$$F = \pi . d . \tau[(t - \delta) + 2 . f . \delta] \quad (10)$$

Representa-se a deformação devido ao cisalhamento $\gamma = \delta/w$ e utilizando-se a relação tensão-deformação $\tau = \tau_0 \gamma^n$, obtém-se:

$$F = \pi . d . [t - (1 - 2f)\delta]\tau_0 \left(\frac{\delta}{w}\right)^n] \quad (11)$$

Onde *n* e τ_0 são constantes do modelo constitutivo do material e *w* é a espessura da zona deformada. No instante em que a força atinge o valor máximo (pico) $dF = 0$ e tomando-se *w* como constante, tem-se:

$$\delta_{pico} = \frac{nt}{(1+n)(1-2f)} \quad (12)$$

Considerando *f* = 0, tem-se:

$$\delta_{pico} = nt/(1+n) \quad (13)$$

III.1.2. Modelo de tensão de Zhou

Zhou e Wierzbicki [21] propuseram um modelo de corte onde as fibras ao redor do furo do punção estão alongadas de acordo com a geometria mostrada na Fig.15. Estes autores adotaram uma simplificação na representação da região onde ocorre a deformação plástica, considerando-a como um paralelogramo.

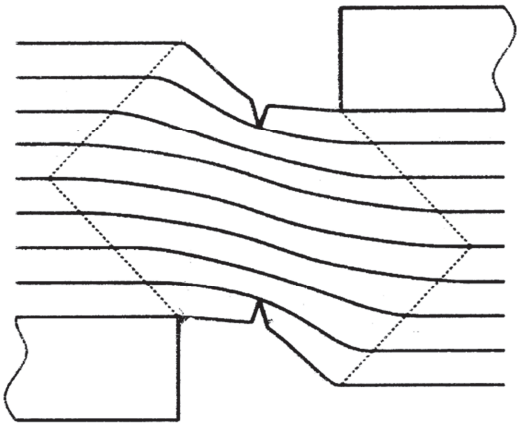


Figura 15 - Geometria assumida no modelo de tensão de Zhou. [21]

Considera-se um elemento representativo de espessura *dt* submetido a um par de forças cisalhantes *dQ*, onde a espessura da zona cisalhada é constante e igual a *Δ*, como mostrado na Fig. 16. Para manter a zona cisalhada constante é necessária a existência de uma força de reação *dP* desenvolvida na direção *x*. Por equilíbrio obtém-se a relação:

$$dP = \frac{dQ}{tg\theta} = \frac{dQ}{\gamma} \tag{14}$$

Onde *θ* é o ângulo de cisalhamento, *u* é o deslocamento de cisalhamento e *dη* é a espessura diferencial na direção *η.* Denotando-se *dN* como a resultante das forças *dP* e *dQ*, tem-se:

$$dN = \sqrt{dP^2 + dQ^2} \tag{15}$$

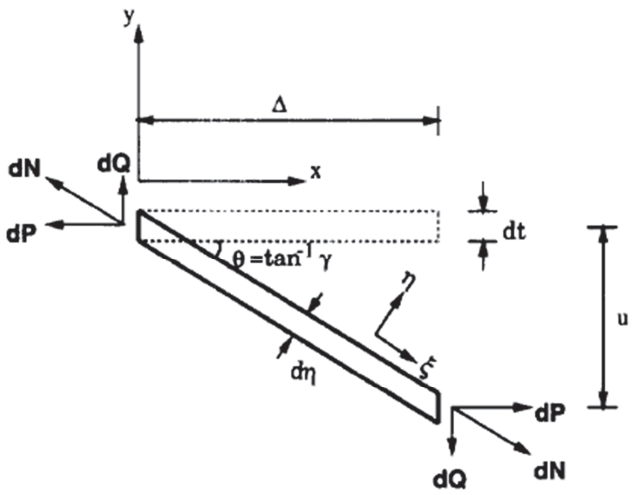


Figura 16 - Elemento representativo do modelo de tensão. [15]

Para grandes deformações pode ser mostrado que o trabalho plástico da tensão uniaxial na direção *ξ* é uma boa aproximação do trabalho plástico total do elemento [21]. O elemento paralelo à direção ξ é estendido do seu comprimento original *Δ* para o comprimento *Δ*/cos*θ*. Então, a deformação na direção *ξ* é igual a:

$$\varepsilon_\xi = ln\sqrt{1 + \gamma^2} \tag{16}$$

A espessura e a deformação na direção *η* são iguais, respectivamente, a:

$$d\eta = dt\frac{1}{\sqrt{1+\gamma^2}} \tag{17}$$

$$\varepsilon_\eta = ln\frac{d\eta}{dt} = \ln\frac{1}{\sqrt{1+\gamma^2}} = -\varepsilon_\xi \tag{18}$$

onde, *dt* é a espessura diferencial não deformada. Utilizando as relações anteriores, a tensão e a deformação equivalentes de *von Mises* podem ser escritas, respectivamente, como:

$$\sigma_{eq} = \frac{\sqrt{3}}{2}|\sigma_\xi| \tag{19}$$

$$\varepsilon_{eq} = \frac{2}{\sqrt{3}}|\varepsilon_\xi| \tag{20}$$

Assumindo-se que a relação tensão-deformação do material é dada pela seguinte relação:

$$\sigma = K\epsilon^n \tag{21}$$

onde, *K* e *n* são constantes do modelo constitutivo.

Das Eqs.19, 20, e 21, obtém-se:

$$\sigma_\xi = \left(\frac{2}{\sqrt{3}}\right)^{n+1} K\varepsilon_\xi^n \tag{22}$$

Considerando as Eqs. 19, 20 e 22, a força axial *dN* na direção *ξ* é dada por:

$$dN = \frac{\left(\frac{2}{\sqrt{3}}\right)^{n+1} K\left(ln\sqrt{1+\gamma^2}\right)^n}{\sqrt{1+\gamma^2}}dt \tag{23}$$

Sendo *dQ* uma componente na direção *y* de *dN*, pode-se calcular a Eq. 24, a força de cisalhamento *dQ*:

$$dQ = \left(\frac{2}{\sqrt{3}}\right)^{n+1} K\left(ln\sqrt{1+\gamma^2}\right)^n \frac{\gamma}{1+\gamma^2}\,dt \tag{24}$$

Onde, γ é deformação ao cisalhamento.

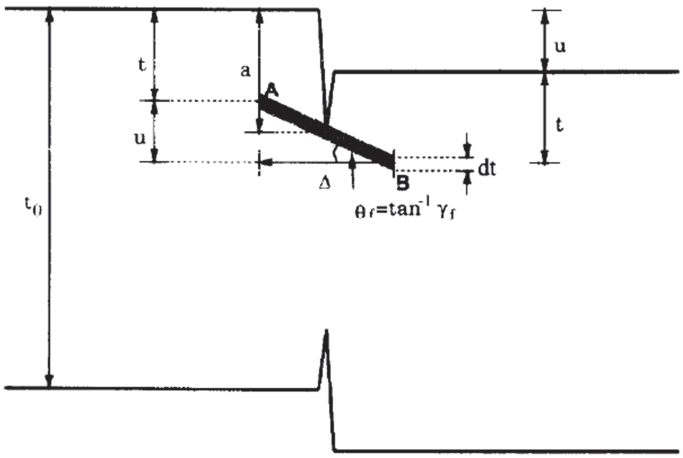


Figura 17 - Modelo de corte de Zhou para um material dúctil com espessura t_0. [21]

Para um dado deslocamento *u*, diferentes camadas têm diferentes deformações ao cisalhamento. A largura da zona de cisalhamento Δ varia linearmente em função da espessura t e é expressa por:

$$\Delta = \Delta_i + \frac{2(u_f - u_i)}{\gamma_f}\frac{t}{t_0} \tag{25}$$

onde $\Delta_i = \frac{u_i}{\gamma_f}$ é a largura da zona de cisalhamento na camada de topo. u_f *e* u_i representam, respectivamente, o deslocamento final e inicial de corte. γ_f é a deformação ao cisalhamento final, t é a espessura do material da respectiva camada e t_0 é a espessura inicial.

A deformação ao cisalhamento no centro do chapa, definida por γ_0 , é encontrada substituindo-se $t = t_0/2$ na equação 26:

$$\gamma_0 = \frac{2u}{2\Delta_i + 2\frac{u_f - u_i}{\gamma_f}} \tag{26}$$

Definindo-se o incremento dt como:

$$dt = \frac{-ud\gamma}{\frac{2(u_f - u_i)}{\gamma_f t_0}\gamma^2} \tag{27}$$

Substituindo-se a Eq. 27 na Eq.24 e integrando-se a Eq. 24 de $\gamma = \gamma_f \; a \;\; \gamma = \gamma_0$, a força por unidade de comprimento torna-se:

$$Q = 2\left(\frac{2}{\sqrt{3}}\right)^{n+1} \frac{Ku}{\frac{2(u_f - u_i)}{\gamma_f t_0}} \int_{\gamma_0}^{\gamma_f} \left(ln\sqrt{(1+\gamma^2)}\right)^n \frac{1}{\gamma(1+\gamma^2)} d\gamma \tag{28}$$

A seguir são apresentados alguns modelos existentes para a estimativa de força necessária para o amassamento do tubo.

III.2 Modelos de amassamento

O processo de corte do tubo de perfuração, como pode ser visto na Fig. 9, envolve simultaneamente dois processos: um processo de corte em conjunto com um processo de amassamento. Nesta seção são apresentados quatro modelos analíticos: três modelos bidimensionais e um tridimensional para estimar a força de amassamento.

III.2.1 Modelos Bidimensionais

DeRuntz e Hodge [22] analisaram a relação força *versus* deslocamento do amassamento de um tubo carregado através de duas placas rígidas utilizando um modelo perfeitamente plástico, onde o modo de amassamento é composto por quatro rótulas plásticas, como mostrado na Figura 18b.

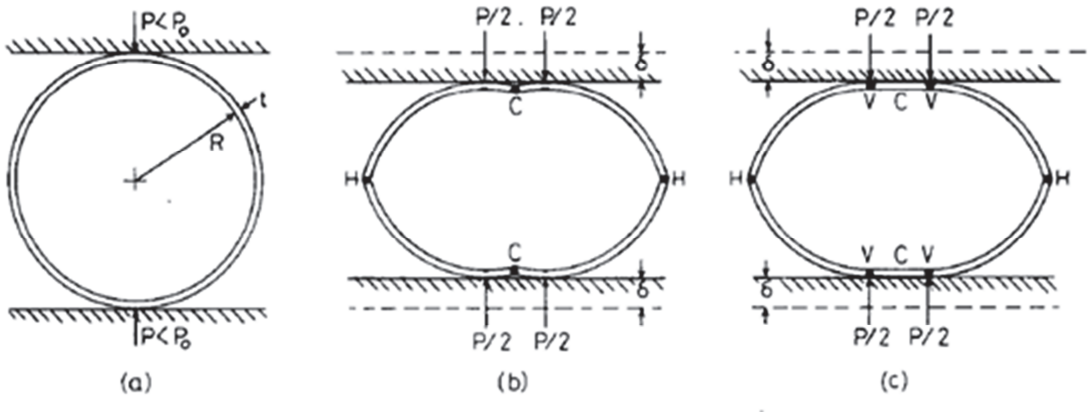


Figura18 - Modelo de amassamento de tubo por placas rígidas. [24]

Estas rótulas são consideradas estacionárias em relação às outras partes do tubo, ocorrendo a separação entre o tubo e o prato rígido no centro da zona de contato. Burton e Craig [23] propuseram uma alternativa mostrada na Fig. 18*c*, na qual o tubo permanece em contato durante a aplicação da carga, porém as rotulas plásticas continuam estacionárias em relação às outras regiões do tubo [24].

Na Fig. 19 pode-se observar a distribuição das tensões normais ao longo de uma seção transversal de uma viga em flexão pura totalmente plastificada para um material perfeitamente plástico. Considera-se que esta geometria pode representar o comportamento do material na região da rótula.

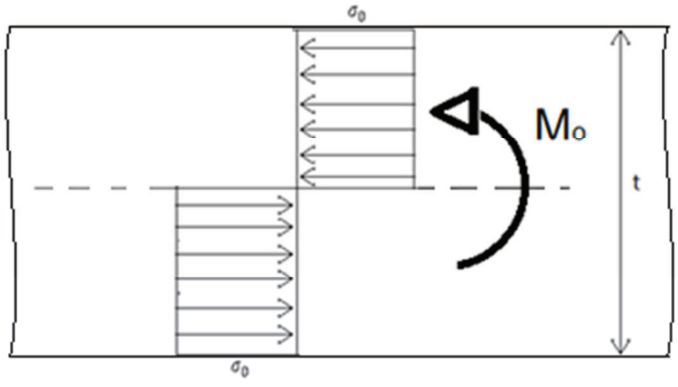


Figura 19 - Distribuição de tensões na seção transversal de uma viga em flexão pura totalmente plastificada para um material perfeitamente plástico.

Desprezando o efeito das forças cisalhantes, tem-se que $M_0 = \frac{\sigma_0 t^2}{4}$, onde σ_0 é o limite de escoamento do material.

A Fig. 20 mostra o sistema de forças e momentos agindo no primeiro quadrante do tubo, o qual surge das considerações de equilíbrio e simetrias.

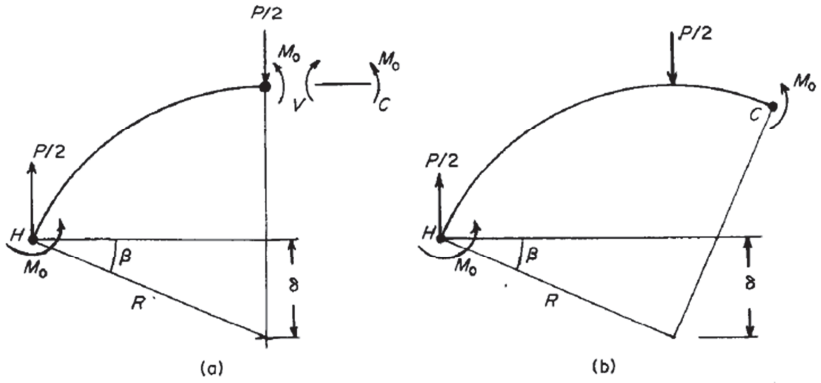


Figura 20 - Sistema de forças e momentos no primeiro quadrante do tubo (a) Modelo de Burton e Craig; (b) Modelo de DeRuntz e Hodge. [24]

Se a força P, como visto na Fig. 18, cresce até o momento plástico máximo M_0, a rotula é formada na seção e o amassamento irá ocorrer juntamente com o aumento da força P. De acordo com o critério de escoamento de Huber-von Mises a força P inicial para o amassamento é definido pela Eq. 29:

$$PR/2\cos\beta = 2M_0 \quad ou \quad P = \frac{4M_0}{R\cos\beta} \tag{29}$$

onde *P* - força exercida pelos pratos rígidos

P_o- força mínima para o inicio do amassamento

β-ângulo de deformação

M_o – momento plástico máximo

R - raio do tubo

Pode-se observar na Fig. 20 que:

$$\delta = Rsin\beta \tag{30}$$

onde: δ é o deslocamento vertical de cada prato rígido

Então, tem-se:

$$P = \frac{4M_0}{R(1-\left(\frac{\delta}{R}\right)^2)^{1/2}} \tag{31}$$

Redwood [25] propôs uma modificação da Eq. 31, assumindo um comportamento de material rígido com encruamento linear:

$$P = \frac{4M_0}{R(1-\left(\frac{\delta}{R}\right)^2)^{1/2}}\left[1+\frac{E_p}{3\sigma_0\alpha}\sin^{-1}\left(\frac{\delta}{R}\right)\right] \tag{32}$$

onde, E_p é o modulo de plasticidade e *α* é medida do comprimento do arco na região próxima ao ponto *H* da Fig. 20, no qual a mudança de curvatura ocorre. Maiores detalhes sobre o ângulo *α* pode ser encontrado em [26].

III.2.2 Modelo Tridimensional

Karamanos e Eleftheriadis [27] desenvolveram um modelo tridimensional a partir do modelo bidimensional, mostrado na Fig. 18. Este modelo inclui a deformação longitudinal causada pela força do identador. O tubo é considerado como sendo composto por diversos anéis e linhas conectados, apresentando um comportamento rígido-plástico. O deslocamento vertical do tubo w_0 varia linearmente ao longo do comprimento do tubo, de acordo com a seguinte equação de velocidade transversal:

$$\dot{w}_0 = \dot{\Delta}\left(1-\frac{z}{L_1}\right) \tag{33}$$

onde L_1 é metade do comprimento da região deformada plasticamente. O valor de L_1 é desconhecido e é determinado em função de Δ, o máximo deslocamento transversal do tubo, o qual está relacionado com o deslocamento do identador δ, dado pela equação:

$$\delta = \Delta - \frac{1}{2R}\left[\left(1+\frac{\Delta}{R}\right) - \sqrt{1+\frac{2\Delta}{R}-\left(\frac{\Delta}{R}\right)^2}\right] \tag{34}$$

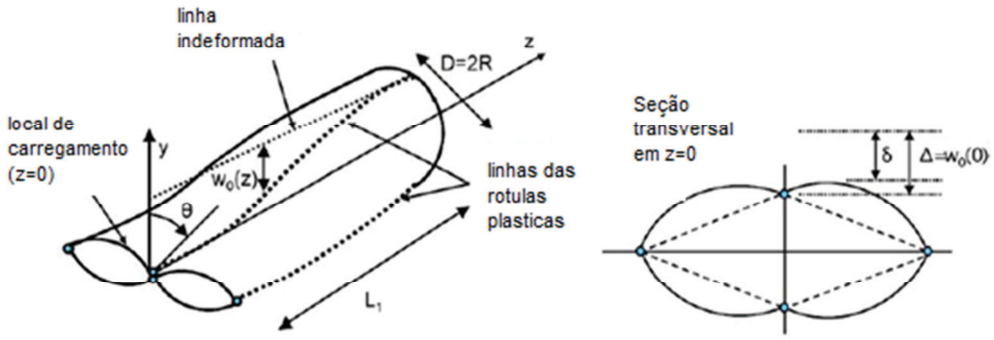


Figura 21 - Modelo de amassamento tridimensional. [27]

Aplicando-se a diferenciação em relação ao tempo da Eq. (34), obtém-se:

$$\dot{\delta} = \left[\frac{1}{2}\frac{\sqrt{1-\left(\frac{\Delta}{R}\right)^2+2\frac{\Delta}{R}+\left(1-\frac{\Delta}{R}\right)}}{\sqrt{1-\left(\frac{\Delta}{R}\right)^2+2\frac{\Delta}{R}}}\right]\dot{\Delta} = g\left(\frac{\Delta}{R}\right)\dot{\Delta}, \tag{35}$$

onde g é uma função de Δ/R.

Desprezando-se efeitos de dissipação, por conservação de energia, a taxa de trabalho externo $\dot{W_{ext}}$ e a taxa de trabalho interno $\dot{W_{int}}$ devem ser iguais. A taxa de trabalho externo está associada à força lateral e à pressão p, e pode ser descrita pela equação:

$$\dot{W}_{ext} = 2F\delta\,\dot{W}_p \tag{36}$$

Usando-se algumas simplificações, $\dot{W}_p$ pode ser escrita como:

$$\dot{W}_p = 2RL_1 p\dot{\Delta} \tag{37}$$

A taxa de trabalho interno é a soma da taxa de energia associada à seção transversal $\dot{U}_b$ e a taxa de energia associada ao alongamento longitudinal $\dot{U}_m$:

$$\dot{W}_{int} = \dot{U}_b + \dot{U}_m \tag{38}$$

Para um anel de largura infinitesimal, considerando o trabalho plástico dissipado nas quatro rótulas plásticas, a taxa de energia pode ser aproximada por:

$$\dot{U}_{bC} \cong 2\pi M_p / R\dot{w}_0 \tag{39}$$

onde, $M_p = \sigma_y t^2/4$.

Integrando-se ao longo de todo comprimento da região que é deformada plasticamente, a taxa de energia associada à seção transversal $\dot{U}_b$é igual a:

$$\dot{U}_b = \int_0^{L_1} \dot{U}_{bC} dx \tag{40}$$

A taxa de energia associada ao alongamento longitudinal $\dot{U}_m$ é calculada assumindo-se um comportamento rígido-plástico e adotando-se algumas simplificações:

$$\dot{U}_m \cong 4N_p \frac{R^2}{L_1^2}\left(\frac{\Delta}{R}\right)\dot{\Delta} \tag{41}$$

Onde $N_p = \sigma_y t$. Utilizando-se as Eq. 36-41, o balanço entre a taxa de trabalho externo e trabalho interno fornece uma expressão de*F* em função de L_1e Δ:

$$F.g\left(\frac{\Delta}{R}\right) = \frac{\pi M_p L_1}{R} + 2N_p \frac{R\Delta}{L_1} - RL_1 p \tag{42}$$

Minimizando-se em relação a L_1,obtém-se o comprimento de deformação plástica em função de *Δ*:

$$\frac{\partial F}{\partial L_1} = 0 \Rightarrow \frac{L_1}{R} = \sqrt{\frac{2\sigma_y t}{\frac{\pi\sigma_y t^2}{4R^2}\left(1 - \frac{p}{p_p}\right)}\left(\frac{\Delta}{R}\right)} = \sqrt{\frac{8}{\pi}\left(\frac{R}{t}\right)}\frac{1}{\sqrt{1 - \frac{p}{p_p}}}\sqrt{\frac{\Delta}{R}} \tag{43}$$

onde,

$$p_p = \frac{\pi\sigma_y t^2}{4R^2} \tag{44}$$

Substituindo-se a Eq.43 na Eq. 42, obtém-se uma expressão para *F* em função de *Δ*:

$$F = \frac{4\sigma_y t^2}{g\left(\frac{\Delta}{R}\right)}\sqrt{2\pi\Delta t}\sqrt{1 - \frac{p}{p_p}} \tag{45}$$

Resumidamente pode-se observar que os modelos analíticos de amassamento apresentados até o presente momento, fornecem a força necessária para amassar um tubo devido às forças laterais. A maior diferença entre os modelos bidimensionais e o modelo tridimensional é que este inclui a deformação longitudinal causada pela força do identador.

IV - Modelo Numérico

Nesta seção apresenta-se a geometria dos principais elementos do BOP envolvidos no processo de corte e o modelo numérico proposto, desenvolvido para avaliar a força de corte durante o processo de operação do BOP. O modelo, baseado em dinâmica explicita, considera não-linearidades presentes, como elastoplasticidade e grandes deslocamentos. O processo de separação do tubo é modelado através de critérios de erosão.

IV.1 Método de Elementos Finitos

O modelo numérico utilizado para análise do processo de corte com BOP foi desenvolvido utilizando o pacote computacional de elementos finitos Ansys [28]. As análises foram desenvolvidas utilizando um esquema numérico de dinâmica explícita, bastante utilizada em problemas de conformação mecânica e ensaios de impacto. Este método de análise é baseado nas seguintes equações [29]:

$$\ddot{D}_n = \frac{\dot{D}_{n+1/2} - \dot{D}_{n-1/2}}{\Delta t} \tag{46}$$

$$\dot{D}_{n+1/2} = \frac{D_{n+1} - \dot{D}_n}{\Delta t} \tag{47}$$

O procedimento usado na análise do sistema por dinâmica explicita é ilustrado na Figura 21. No início do ciclo o deslocamento D_ne a velocidade $\dot{D}_n$do ultimo ciclo já são conhecidos. Com estes dados, calcula-se a deformação e a taxa de deformação de cada elemento. A mudança de volume para cada elemento é então calculada, e a massa especifica atualizada. A informação volumétrica é necessária para o cálculo das tensões. Com estas informações, o elemento de tensão pode ser calculado de acordo com o modelo constitutivo, relacionando tensão e taxa de deformação. A tensão é integrada a todos os elementos e cargas externas são adicionadas na forma de força nodal F_n. A aceleração nodal é então calculada de acordo com:

$$\ddot{D}_N = \frac{F_n}{m} + \frac{b}{\rho} \tag{48}$$

onde *b* é a força do corpo, *m* massa nodal, e *ρ* é a massa específica.

As velocidades nodais em $t_{n+1/2}$ são calculadas de acordo com a Eq. 46 e os deslocamentos nodais em t_{n+1} são calculados de acordo com a Eq. 47.

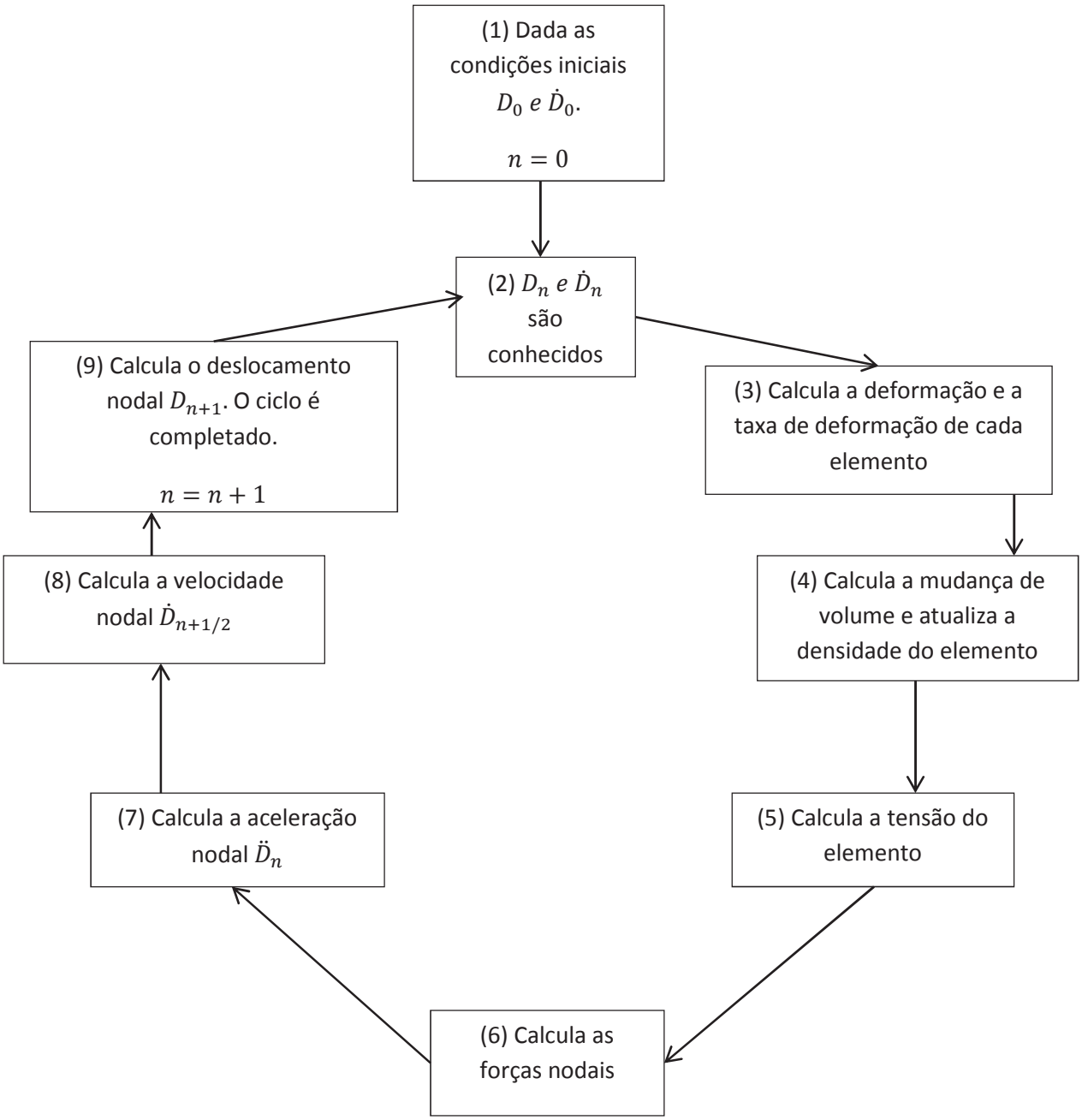


Figura 22 - Fluxograma de ações para calculo no modelo explícito

IV.2 Geometria do Conjunto Analisado

A Figura 22 apresenta um desenho esquemático do conjunto das gavetas. O processo de corte é modelado considerando-se o tubo com as suas extremidades engastadas (deslocamentos nas direções *x*,*y*,*z* iguais a zero) e a aplicação de um deslocamento prescrito de 100 mm nas gavetas.

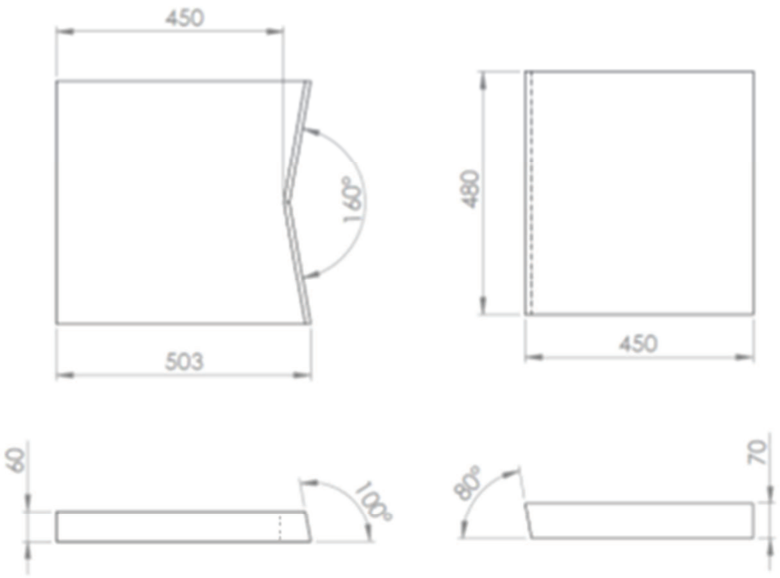


Figura 23 - Dimensões das gavetas (em mm).

IV.3 Carregamentos e condições de contorno

O processo real de corte do tubular é semelhante ao apresentado na Figura 23. O fluido hidráulico entra na câmara de fechamento do BOP impulsionando o pistão, que está conectado à gaveta, em direção ao tubo a ser cortado.

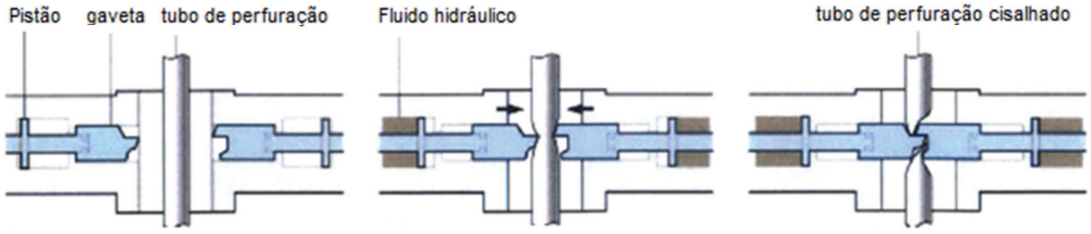


Figura 24 – Desenho esquemático do processo de corte [23].

De uma forma simplificada, pode-se supor que o processo ocorre em duas etapas distintas: (1) a gaveta colapsa o tubo e (2) posteriormente ocorre o cisalhamento, como pode ser visto na Figura 25.

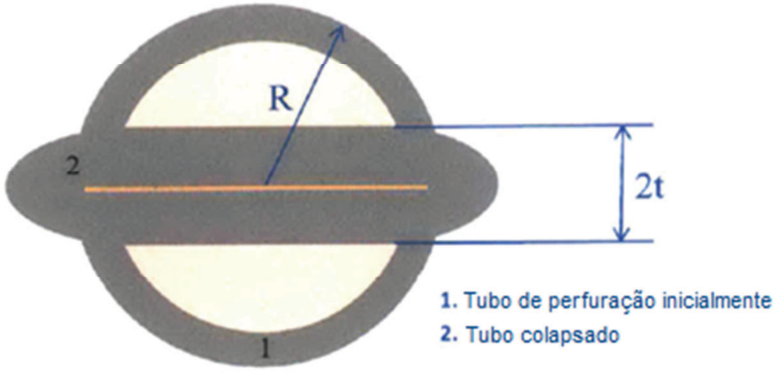


Figura 25 - Modelo simplificado do processo de corte do tubo [30].

Como pode ser visto na Figura 26, o modelo numérico proposto considera que o tubo a ser cortado tem as suas extremidades fixas nas direções *x*,*y* e *z*. Nas gavetas é aplicado um deslocamento de 100 mm na direção *x* e deslocamento nulo nas direções *y* e *z*. O deslocamento de 100 mm é desenvolvido durante um intervalo de tempo de $1x10^{-1}$ s, resultando em uma velocidade média de 10 m/s.

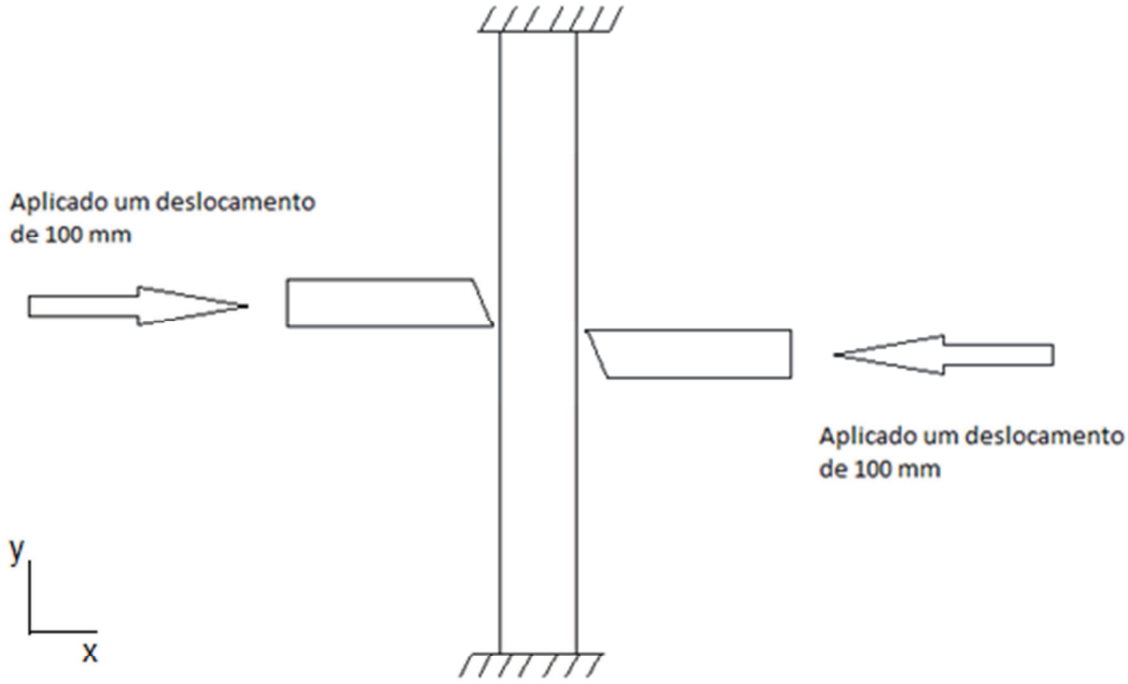


Figura 26 - Desenho esquemático do modelo numérico.

IV.4 Propriedades do material no modelo

Para alcançar um corte bem sucedido do tubo, as gavetas do BOP devem ter grande resistência mecânica, resistência a corrosão e boas propriedades mecânicas em baixas temperaturas. Isto é extremamente importante para o ambiente marinho em que o equipamento se encontra. Em relação ao tubo a ser cortado, a gaveta desenvolve pequenas deformações. Por este motivo, no modelo numérico as gavetas são consideradas como corpos rígidos.

Para os tubos estudados consideram-se os parâmetros apresentados na Tabela 1[1].

Tabela 1 – Dados dos tubos de perfuração [1]

	DESCRIÇÃO			PROPRIEDADES DO TUBO			FORÇA DE CORTE EXPERIMENTAL (KN)	FORÇA DE CORTE BASEADA NO MODELO DE ENERGIA DE DISTORÇÃO (KN)
	DIAMETRO (IN)	ESPESSURA DE PAREDE (IN)	GRAU	LIMITE DE ESCOAMENTO (MPA)	LIMITE DE RESISTÊNCIA (MPA)	ALONGAMENTO (%)		
5	3,50	0,368	E-75	605	735	22,0	1011,35	815,37
6	3,50	0,368	E-75	605	735	22,0	929,74	815,37
7	3,50	0,368	E-75	605	735	22,0	1291,66	815,37
8	3,50	0,368	E-75	605	735	22,0	1259,75	815,37
9	3,50	0,368	E-75	605	735	22,0	1043,26	815,37
27	5,00	0,362	E-75	660	756	26,0	1973,98	1296,11
28	5,00	0,362	E-75	660	756	26,0	2053,68	1296,11
29	5,00	0,362	E-75	660	756	26,0	2039,70	1296,11
30	5,00	0,500	E-75	652	755	30,0	1575,57	1716,94

Tendo em vista os valores elevados de deformação plástica que o tubo experimenta até sua ruptura, considerou-se um modelo constitutivo de material não-linear. Para modelos constitutivos lineares a matriz de rigidez é constante e a resposta é proporcional ao esforço externo aplicado. Nas simulações envolvendo modelos constitutivos não-lineares a matriz de rigidez não é constante e a relação entre a força nodal e o deslocamento nodal é não linear. Para as simulações desenvolvidas considerou-se para o material do tubo, um comportamento não-linear elastoplástico com endurecimento isotrópico, definido pelos parâmetros constantes na Tabela 2.

Tabela 2 – Parâmetros do modelo Numérico

Elástico Isotropico	
Modulo de Elasticidade	200 GPa
Coeficiente de Poisson	0,3
Endurecimento Isotrópico	
Modulo de Plasticidade	1,45 GPa

IV.5 Seleção da malha e estudo de convergência

Para os casos estuados, a razão entre o diâmetro do tubo e a espessura de parede (*D*/*t*) é maior que 10, podendo ser considerado um tubo de parede finas. Segundo Hallquist [31], uma malha de tamanho uniforme é desejável para uma melhor acuracidade em simulações utilizando o método de dinâmica explicita. Por estas razões foi escolhida uma malha com elementos sólidos 3-D hexaedro com 8-nós que segundo Cook [32] é adequado para simular processos de conformação mecânica.

Para fim de redução de tempo de processamento computacional, o tubo foi dividido em três zonas como pode ser visto na Figura 23. Nas zonas 1 e 3 foi utilizada uma malha mais grosseira, com tamanho de elemento de 30 milímetros. Na zona 2, região onde o corte se desenvolve, foi feito um refinamento da malha ao longo do comprimento do tubo até a solução se tornar estável com tamanho de elemento de 3 milímetros.

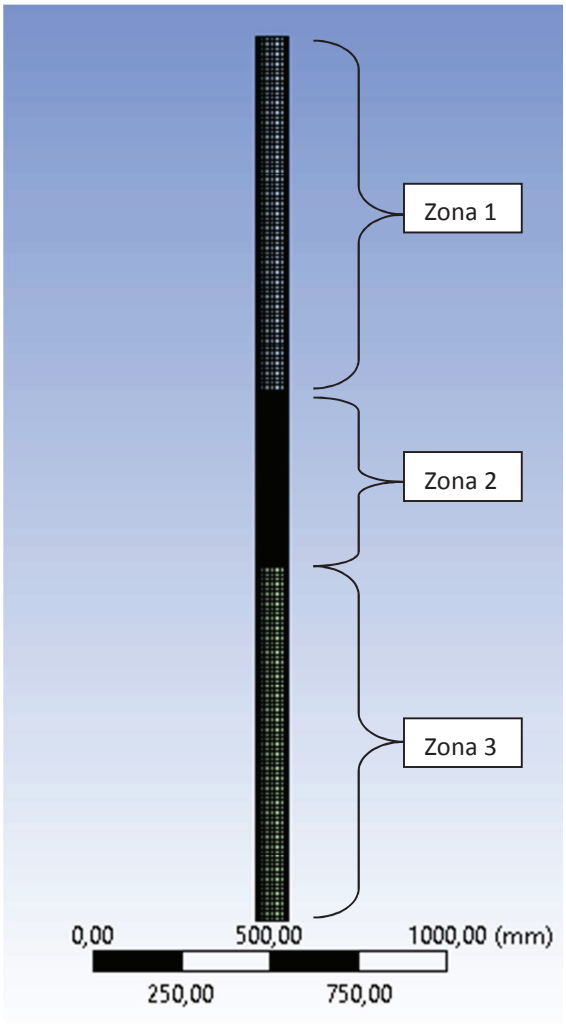


Figura 27- Malha de elementos finitos do tubo

Nas análises estruturais transientes, nas quais o método implícito é usado, o critério de convergência é utilizado para controlar a acuracidade da solução. As interações de equilíbrio implicam que o balanço de forças seja satisfeito. No método de dinâmica explícita, desde que equações de equilíbrio não estejam envolvidas, a acuracidade da solução não é controlada pelo critério de convergência como no método implícito. Em vez disso, é usado o princípio de conservação de energia para monitorar a acuracidade da solução. O balanço de energia é calculado a cada ciclo. Caso um valor limite, definido como o maior erro permitido, seja atingido considera-se que a simulação é instável e é interrompida. Em qualquer instante de tempo, a energia atual pode ser calculada, incluindo a energia cinética e energia de deformação[20].

$$(Energia\ inicial) \quad + (trabalho\ realizado)_{inicial \rightarrow atual} = Energia\ Atual \tag{49}$$

$$Erro\ maximo = \frac{|(Energia\ atual) - (Energia\ inicial) - (Trabalho\ realizado)_{inicial \rightarrow atual}|}{max(|Energia\ atual|, |Energial\ inicial|, |Energia\ cinética|)} \tag{50}$$

Com o método explicito o intervalo de tempo para cada passo necessita ser pequeno o suficiente para assegurar a estabilidade e a acuracidade da solução. Segundo Cook [32], o maior intervalo de tempo entre passos subsequentes não deverá ser maior que um valor limite associado ao tamanho do menor elemento, de acordo com a seguinte relação:

$$\Delta t \leq \frac{h}{c} \tag{51}$$

onde *h* é o menor tamanho de elemento e *c* é a velocidade de propagação de onda no elemento.

Para o estudo de convergência, considerou-se o tubo com as características apresentadas na Tabela 3.

Tabela 3 - Características do tubo utilizado para o estudo de convergência.

Diâmetro externo (polegadas)	3,5
Espessura de parede (polegadas)	0,368
Grau do material	E-75
Limite de escoamento (MPa)	605
Limite de Resistência (MPa)	735

A Tabela 4 apresenta um estudo de convergência associado ao número de elementos ao longo da espessura do tubo. O parâmetro utilizado para a análise de convergência é a força máxima que ocorre durante o processo, uma vez que este é o parâmetro de interesse na análise proposta neste trabalho.

Tabela 4 – Estudo de convergência

Estudo	Nº divisões na seção transversal	Força Máxima (MN)
1	3	1,250
1	4	1,197
1	5	1,183
1	6	1,213

A Figura 27 apresenta a malha na seção transversal do tubo para o teste de convergência. Na Figura 29 observa-se a malha do modelo desenvolvido completo após a análise de convergência.

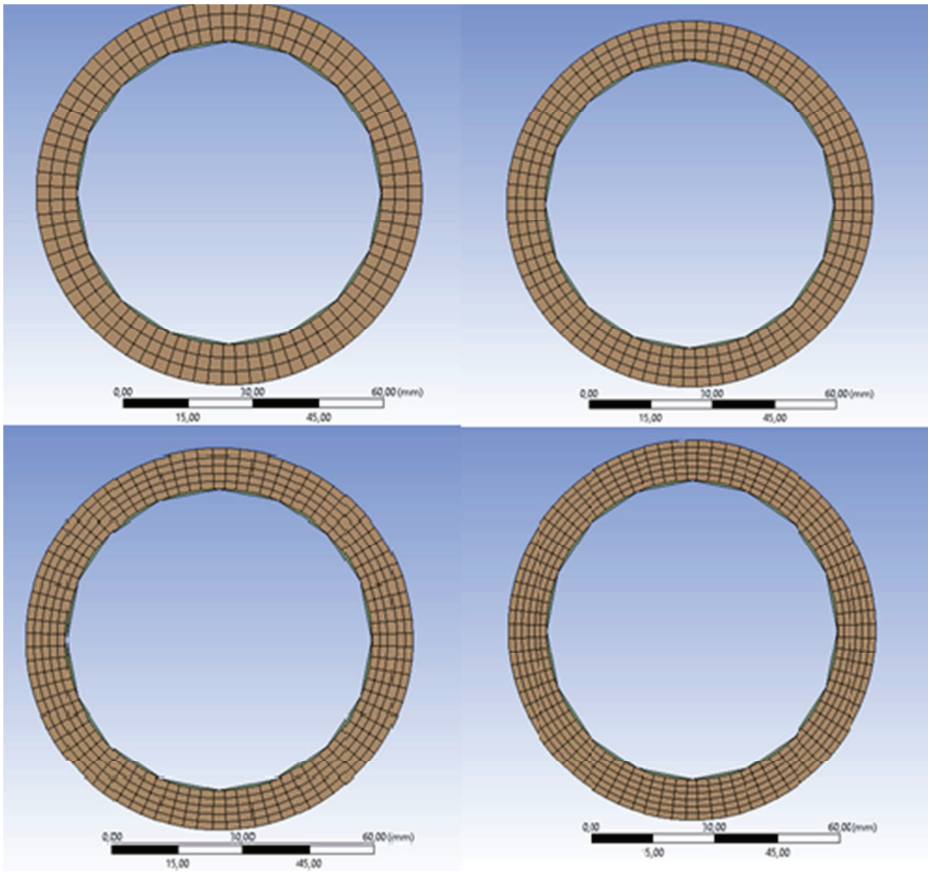


Figura 28 - Refinamento da malha para o teste de convergência.

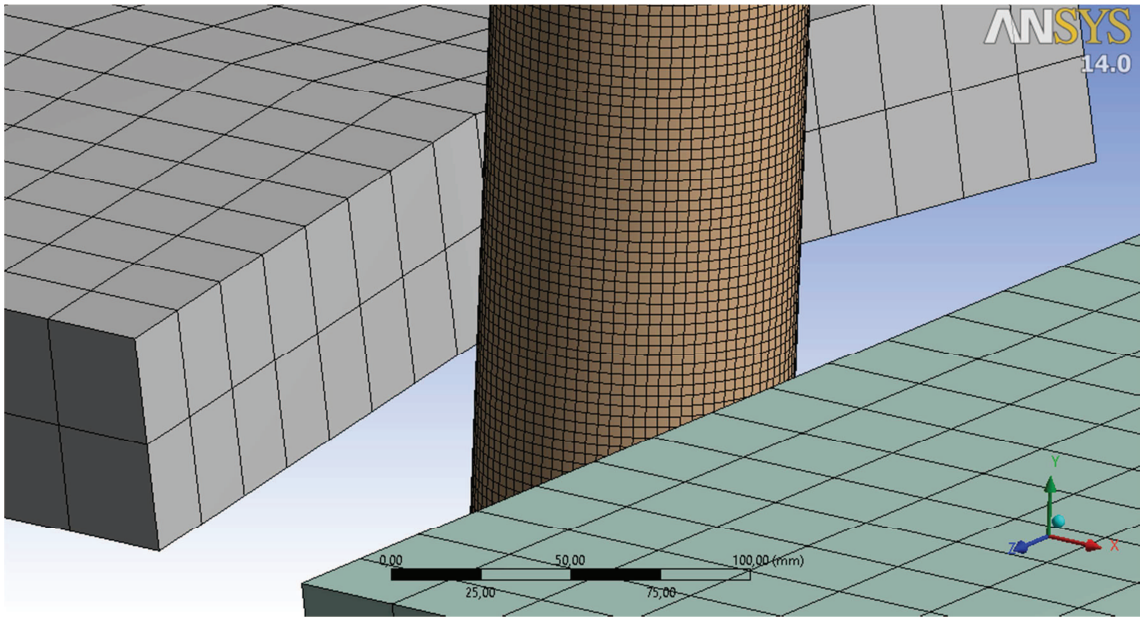


Figura 29 - Malha do sistema completo

A Figura 30 apresenta a curva força *versus* deslocamento para os diversos casos envolvendo as diferentes discretizações associadas ao número de elementos ao longo da espessura do tubo. Verifica-se que qualitativamente o comportamento é bastante similar durante todo o processo. Em conjunto com as informações da Tabela 3, observa-se a convergência dos resultados. Para uma otimização de tempo de processamento utilizou-se a malha com três divisões ao longo da seção transversal do tubo, tendo em vista que as diferenças entre as forças máximas obtidas com o modelo numérico são bem inferiores às diferenças dos testes experimentais para o mesmo tubo.

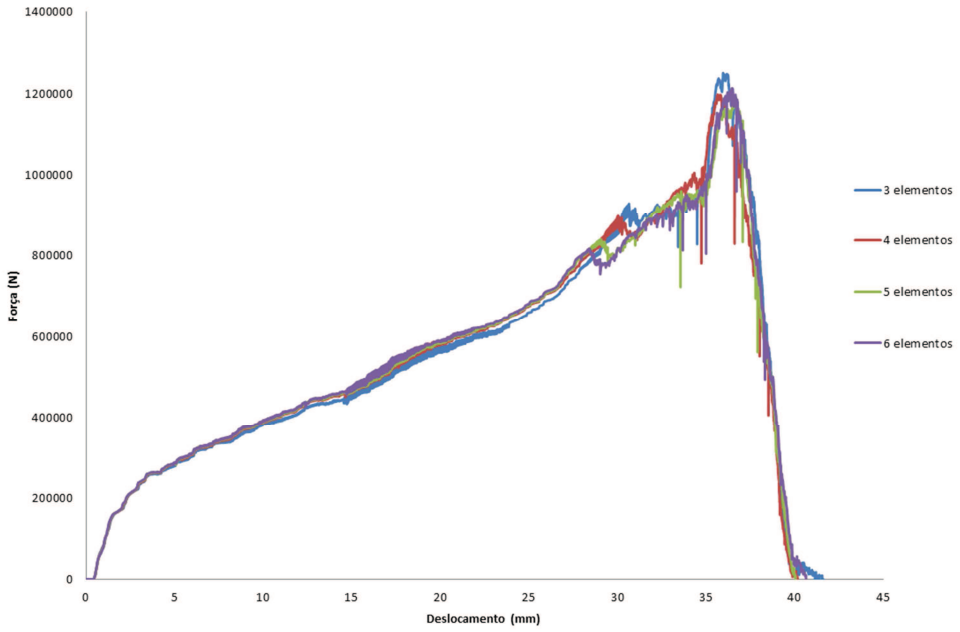


Figura 30 – Curva força *versus* deslocamento para os casos considerados no estudo de convergência

IV.5 Critério de Falha

A ruptura do material no modelo numérico ocorre depois de alcançado um determinado estado limite. Este estado limite pode ser baseado em critérios envolvendo deformação ou tensão [33]. O pacote computacional Ansys permite modelar a separação do material através da utilização de um critério de erosão baseado em uma deformação limite, definida pela equação [28]:

$$\varepsilon_{\text{eff}} = \frac{2}{3}\sqrt{|(\varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2 + \varepsilon_3^2) - (\varepsilon_1\varepsilon_2 + \varepsilon_2\varepsilon_3 + \varepsilon_3\varepsilon_1) + 3(\varepsilon_{12}^2 + \varepsilon_{23}^2 + \varepsilon_{31}^2)|} \quad (52)$$

O critério de erosão é um critério de falha baseado nas deformações principais. Este critério é um mecanismo numérico de remoção de elementos na região da separação do material durante a simulação, permitindo obter uma solução estável. Este método tem sido usado com sucesso por diversos autores [33,34]. É importante ressaltar que a erosão não é um processo físico e sim numérico para resolver problemas reais e deve ser sempre usado com cuidado. Nas simulações deste trabalho foi utilizado este critério que segundo Luccioni e Araoz [33] pode ser usado em simulações que envolvam fratura, corte e penetração.

V Análise de resultados

V-1 Estudo de sensibilidade

Nesta parte do trabalho apresenta-se uma análise dos resultados obtidos com o modelo numérico desenvolvido, os quais são comparando com resultados obtidos com os modelos analíticos de corte e amassamento descritos no Capítulo II. Inicialmente foi realizado um estudo de sensibilidade em relação ao fator de controle de erosão descrito no item IV.5. Foram desenvolvidas simulações numéricas com o modelo para as 3 condições apresentadas na Tabela 5, envolvendo combinações de diferentes geometrias e propriedades mecânicas, utilizando os seguintes fatores de erosão: 0,35; 0,5; 1,0; 1,5; 3,0.

Tabela 5 – Dados dos tubos de perfuração usados no estudo de sensibilidade do fator de erosão

Estudo	Dext (pol)	Espessura (pol)	Limite de escoamento (MPa)	Limite de resistência (MPa)	D/t
1	3,5	0,368	605	735	9,5
2	5,5	0,361	1034	1127	15,2
3	6,63	0,362	1083	1233	18,3

A Figura 31 apresenta os valores inferiores (linha tracejada) e superiores (linha continua) para a força de corte obtidos em testes experimentais [1]. Na mesma figura são apresentados os valores máximos da força de corte obtida com o modelo numérico, utilizando os diversos valores do fator de controle de erosão analisados no estudo de sensibilidade. Pode-se observar uma boa concordância entre os resultados do modelo numérico e as faixas dos dados experimentais. Para os fatores de erosão estudados, o que melhor representou o processo em comparação com os dados experimentais foi o fator de 0,5. Desta forma, este valor foi escolhido e foi utilizado para todas as simulações numéricas apresentadas a seguir neste trabalho.

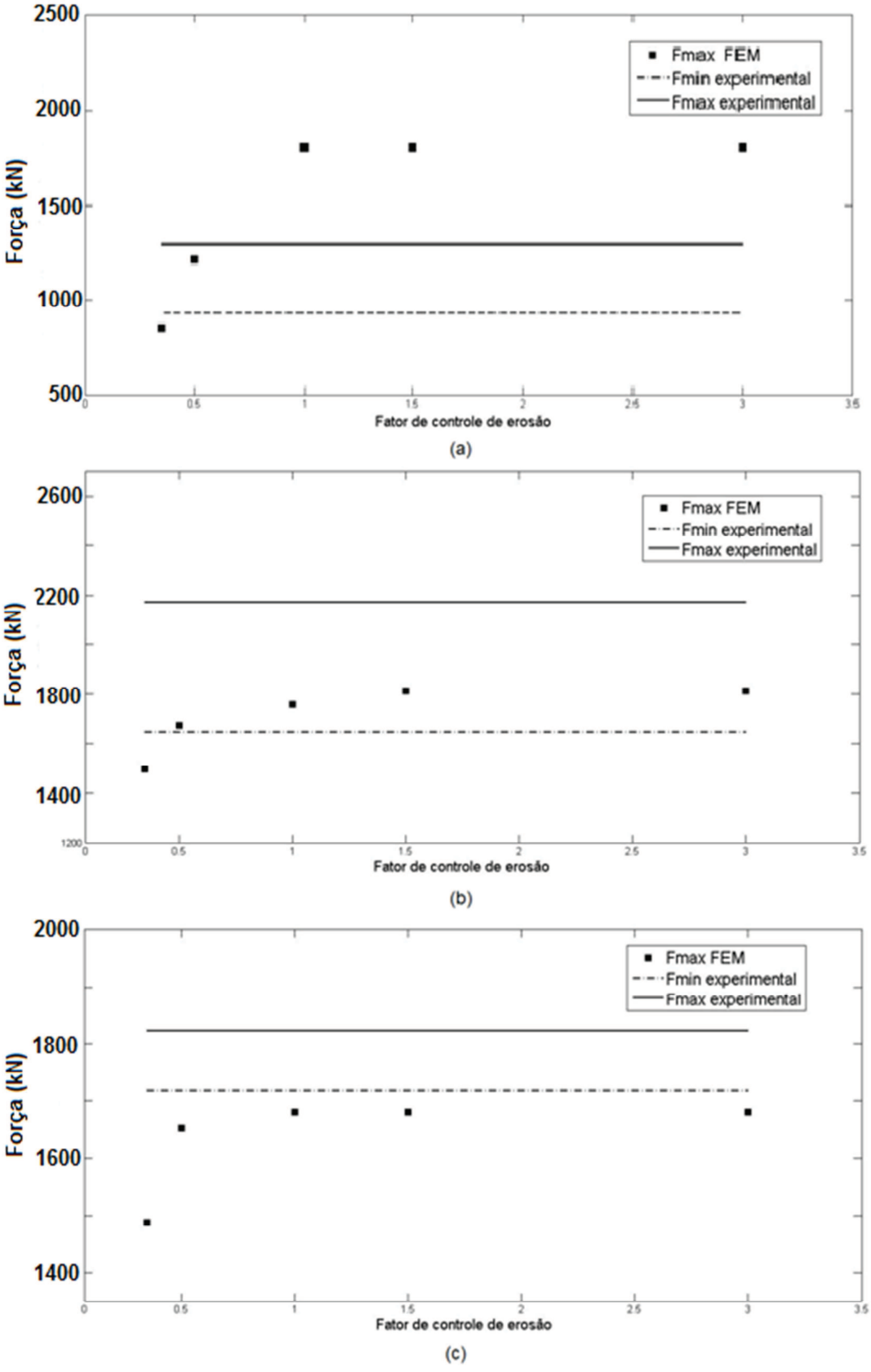


Figura 31 - Estudo de sensibilidade do fator de controle de erosão (a) estudo 1 (b) estudo 2 (c) estudo 3

V-2 Estudos comparativos

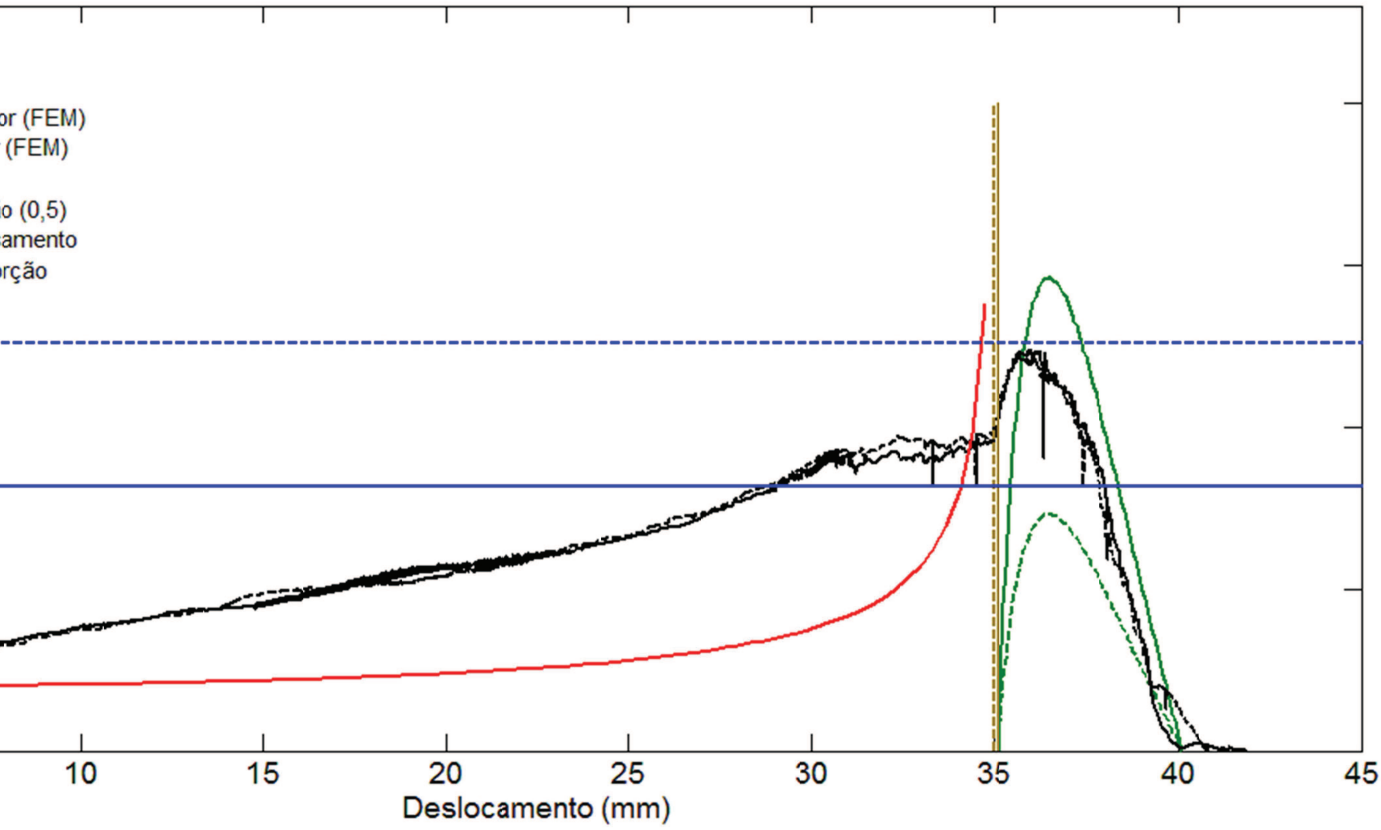
Nesta seção apresenta-se um estudo comparando os resultados numéricos obtidos com o modelo numérico proposto com resultados dos modelos analíticos apresentados e os resultados experimentais obtidos da literatura. O estudo envolve as condições listadas na Tabela 6 que considera os casos de corte de um conjunto de tubos de perfuração envolvendo diferentes geometrias e propriedades mecânicas. Adota-se para os modelos analíticos um processo envolvendo duas etapas distintas: (1) primeiramente um processo de amassamento baseado no modelo de DeRuntz [22]; (2) seguido de um processo de corte baseado no modelo analítico de corte desenvolvido por Zhou [21], conforme descrito pela Figura 28. Além da modelagem analítica de duplo estágio, o processo é descrito pelo modelo numérico descrito no Capítulo IV através da curva força *versus* deslocamento.

Tabela 6 - Características dos tubos de perfuração utilizados nos estudos comparativos.

Estudo	Dext (pol)	Espessura (pol)	Limite de escoamento (MPa)	Limite de resistência (MPa)	D/t
1	3,5	0,368	605	735	9,5
2	5,5	0,361	1034	1127	15,2
3	6,63	0,362	1083	1233	18,3
4	5,0	0,500	832	934	10
5	5,0	0,362	1014	1100	13,8

V-2.1 Estudo 1

A Figura 32 apresenta a curva força *versus* deslocamento obtida com o modelo numérico, as curvas obtidas com os modelos analíticos e os resultados experimentais. Pode-se observar na figura que a curva da força de amassamento baseada no modelo de DeRuntz [22] e descrita pela Eq. 29. A força de amassamento tem início a partir de aproximadamente 200 kN, que é a força mínima para criar a rótula plástica e iniciar o amassamento do tubo. Ao longo da trajetória da gaveta, observa-se um pequeno crescimento até que o deslocamento se aproxima do valor do raio do tubo. Neste instante observa-se o crescimento abrupto da força, tendo em vista que o modelo não considera penetração da gaveta. Comparando com a força gerada através do modelo numérico para o processo, observa-se o crescimento próximo das duas curvas, demonstrando uma boa consistência do modelo de duplo estagio (amassamento do tubo seguido do corte propriamente dito) proposto neste trabalho. A diferença entre as duas curvas pode ser atribuída a fatores simplificadores como a inexistência do encruamento no modelo de DeRuntz [22] e que o processo de corte, mesmo ocorrendo predominantemente no final, apresenta uma pequena contribuição no início do processo.



imental (kN)	Zhou (1X)(kN)	Zhou (2X)(kN)	Energia de distorção(kN)	FEM (kN)
1260	730	1460	815	1240
	-42	+16	-52	-2

us deslocamento. Comparação entre os resultados do modelo numérico, dos modelos analíticos e experimentais. Estudo 1.

Na Figura 32 também é sinalizado através de retas verticais o final do processo de amassamento a partir do modelo de DeRuntz [22] e o alcance da deformação efetiva máxima baseado na Eq. 54 do fator de controle de erosão do modelo numérico desenvolvido. Observa-se que estes dois valores quase que se sobrepõem, indicando a consistência deste modelo de duplo estagio para este estudo. A partir deste instante como descrito anteriormente acontece o corte propriamente dito. A Figura 32 também apresenta a curva forca *versus* deslocamento do modelo de corte de Zhou [21] considerando os dados de entrada constantes nas Tabelas 6 e 7.

Tabela 7- Dados de entrada para o modelo de Zhou para o Estudo 1.

Estudo 1	
n	0,17
K	1800 MPa
e_f	7
u_f	5 mm
U_i	0 mm

Foi gerado para o modelo de Zhou [21] a curva força *versus* deslocamento considerando duas situações: (1x) processo de corte envolvendo uma chapa de espessura igual à parede do tubo; (2x) processo de corte envolvendo uma chapa de espessura igual a duas vezes a parede do tubo. O motivo foi estudar o comportamento do processo, tendo em vista a verificação da compatibilidade do modelo ideal, segundo o qual o tubo é amassado e posteriormente cortado. Para este estudo verifica-se que o modelo de duplo estágio apresenta valores coerentes com os obtidos com o modelo numérico.

A Figura 33 apresenta a geometria final do tubo cortado, obtido pelo modelo numérico desenvolvido neste trabalho. Como pode-se observar, na configuração final o tubo está completamente amassado.

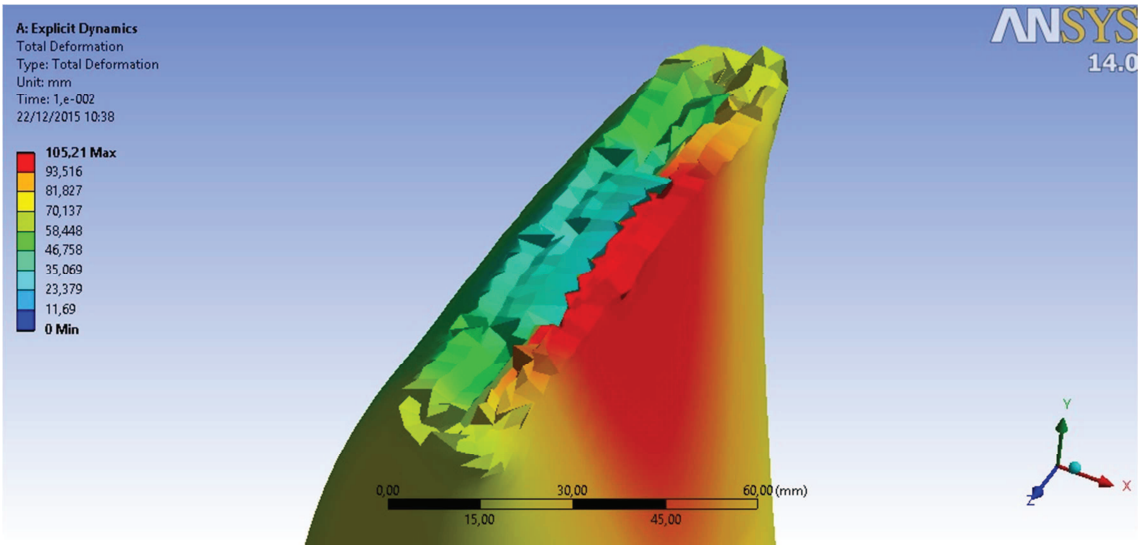


Figura 33 – Distribuição do deslocamento total para o Estudo 1.

Na figura 32 observa-se que a força máxima prevista pelo modelo numérico é de 1240 kN, obtida quando a gaveta superior atinge o deslocamento de 36 mm. Em relação ao valor obtido experimentalmente de 1260 kN o modelo numérico apresentou boa concordância, resultando em um erro percentual inferior a 2 %. Um fator importante para a concordância do modelo numérico é escolha ideal da deformação efetiva limite. Como explicado anteriormente, este fator está associado a uma solução numérica e, dessa forma, não necessariamente corresponde a deformação física do processo. Este fator é calibrado pelos valores obtidos nos testes experimentais.

A Figura 34 apresenta a evolução da deformação efetiva em função do deslocamento da gaveta para o Estudo 1. Na figura são indicados 5 pontos para os quais é a presntada a configuração geométrica do tubo prevista pelo modelo. A figura mostra que o corte tem início quando o deslocamento da gaveta atinge 35 mm (Ponto 4). Neste instante, os resultados indicam que o tubo apresenta um amassamento considerável.

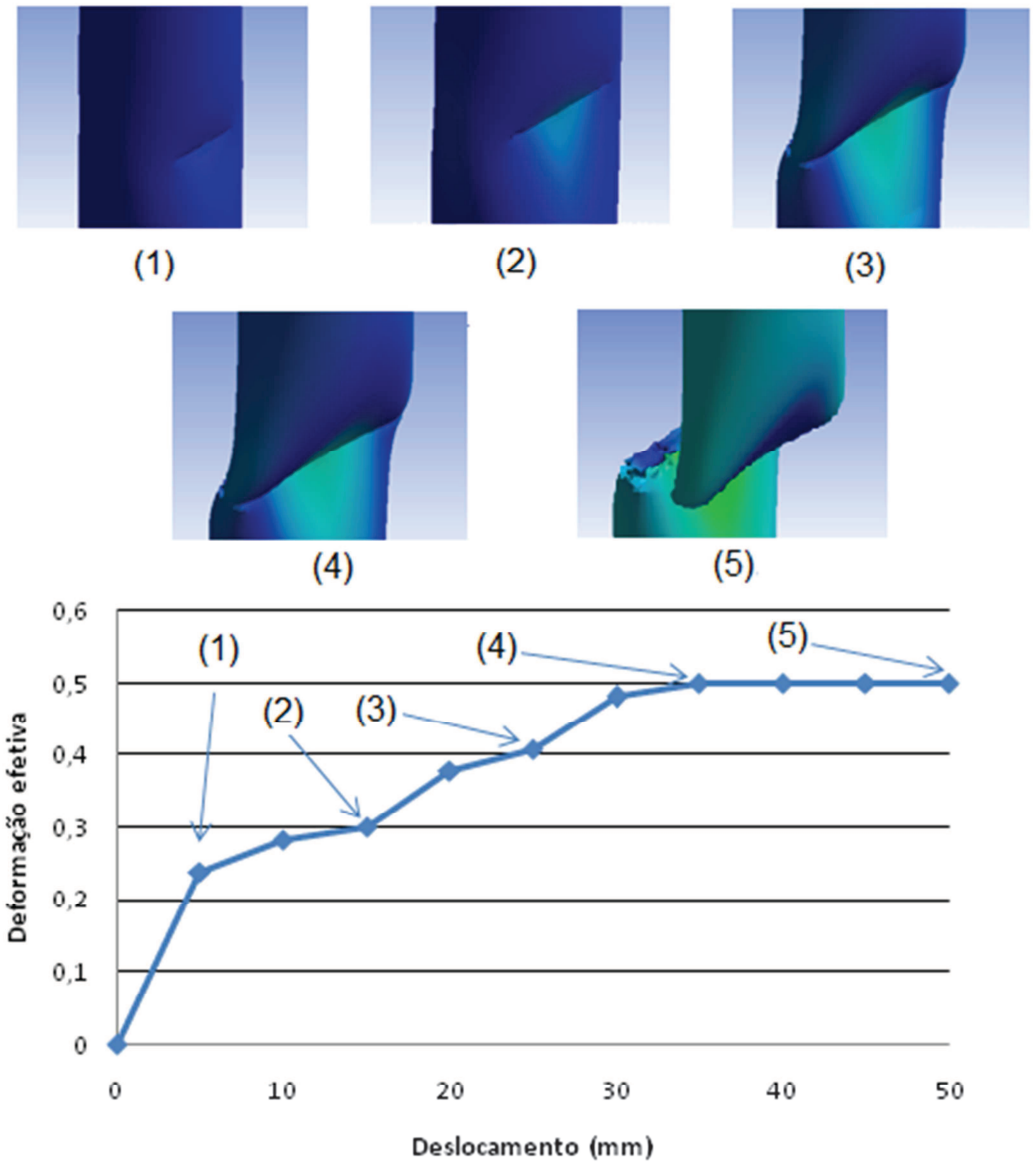


Figura 34 - Deformação efetiva versus deslocamento do Estudo 1 do modelo numérico.

A Figura 35 apresenta a distribuição da deformação efetiva no instante final do processo de corte.

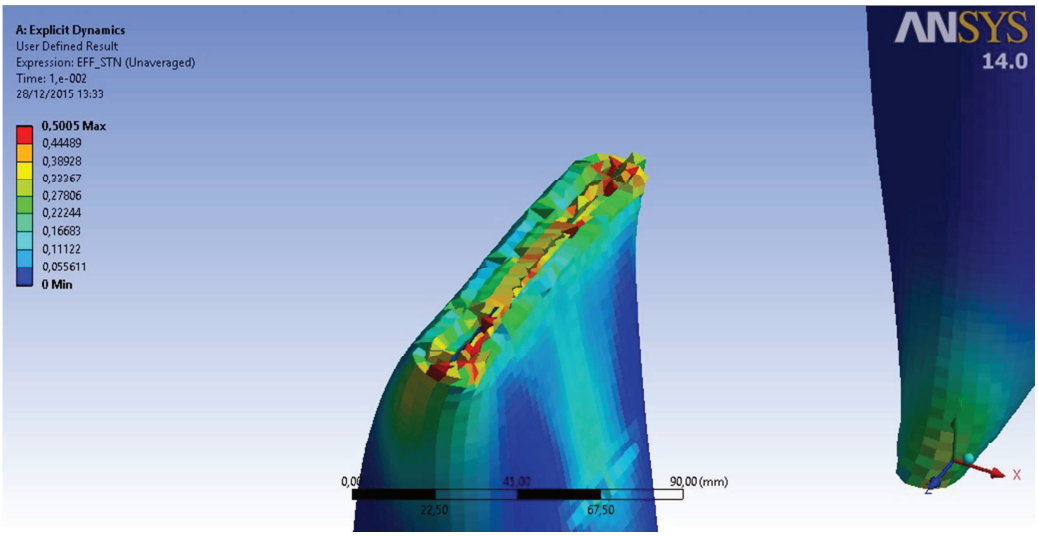


Figura 35 – Distribuição da deformação efetiva para o Estudo 1.

As quedas rápidas e acentuadas da curva força-deslocamento em alguns pontos durante o processo de corte se deve a diminuição instantânea da área resistiva de corte por erosão juntamente com o princípio do modelo numérico que necessita, no caso da análise explicita, sub passos na ordem de nano segundos. Estas quedas não são efeitos físicos e sim questões da solução numérica que é influenciado principalmente pelo tamanho da malha. A influência da malha neste processo pode ser bastante importante e a redução das quedas acentuadas da força pode ser obtida mediante um maior refino da malha. No entanto, por ser um problema que exige bastante processamento computacional, o refino da malha impacta diretamente no tempo de processamento. Como pode ser visto no estudo de convergência realizado anteriormente (Fig. 30), o refino da malha não afeta consideravelmente o comportamento global da curva força-deslocamento e a força máxima obtida.

Na Figura 36 observa-se a evolução da tensão equivalente de von Mises com o deslocamento para o corte do Estudo 1. No início do processo, observa-se que o limite de escoamento do material é alcançado antes de 5 mm de deslocamento da gaveta. Quando o deslocamento atinge o valor de 35 mm, a deformação efetiva limite (0,5) é atingida, conforma pode ser visto na Figura 34, e ocorre o maior valor tensão equivalente de von Mises. Isso indica que a resistência do material ao corte é vencida pela diminuição da área transversal resistiva causada pela erosão dos elementos.

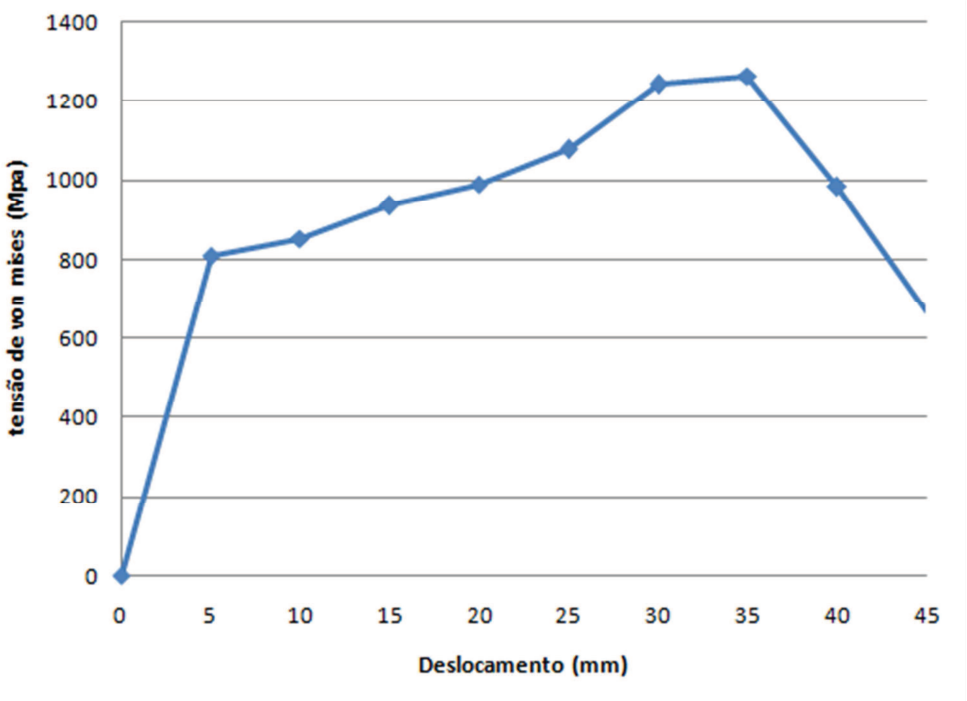


Figura 36 – Evolução da tensão de von Mises em função do deslocamento para o Estudo 1

As Figuras 37 e 38 apresentam as distribuições da tensão equivalente de von Mises e da tensão principal máxima (σ_1) na região do corte para o Estudo 1 no instante em que elas são máximas.

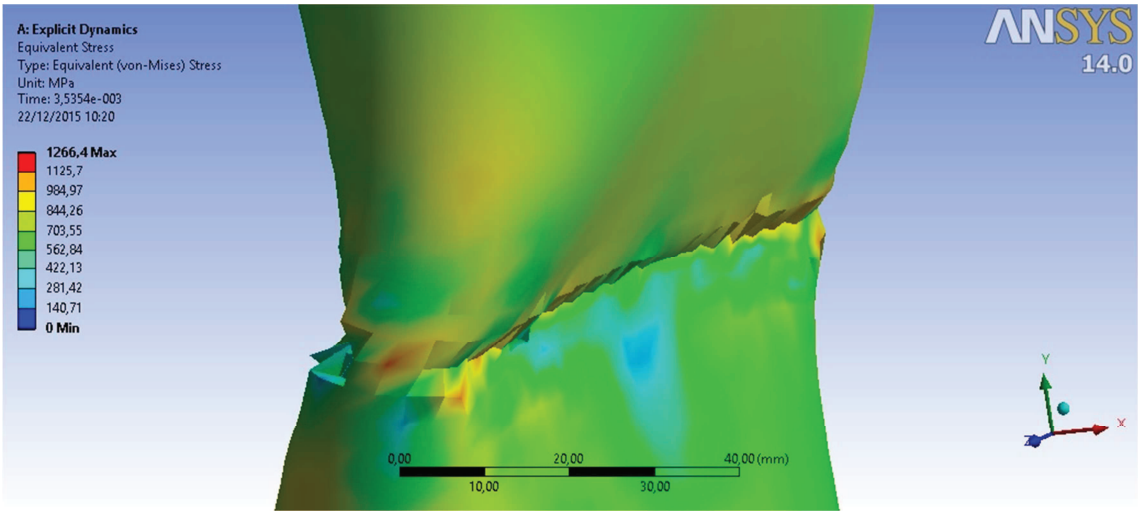


Figura 37 – Distribuição da tensão equivalente de von Mises para o Estudo 1.

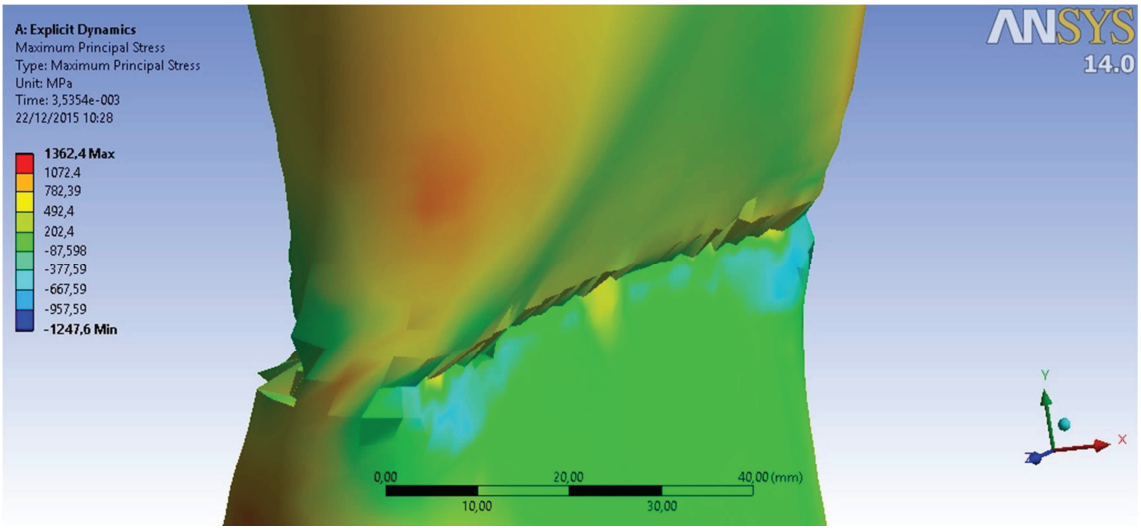
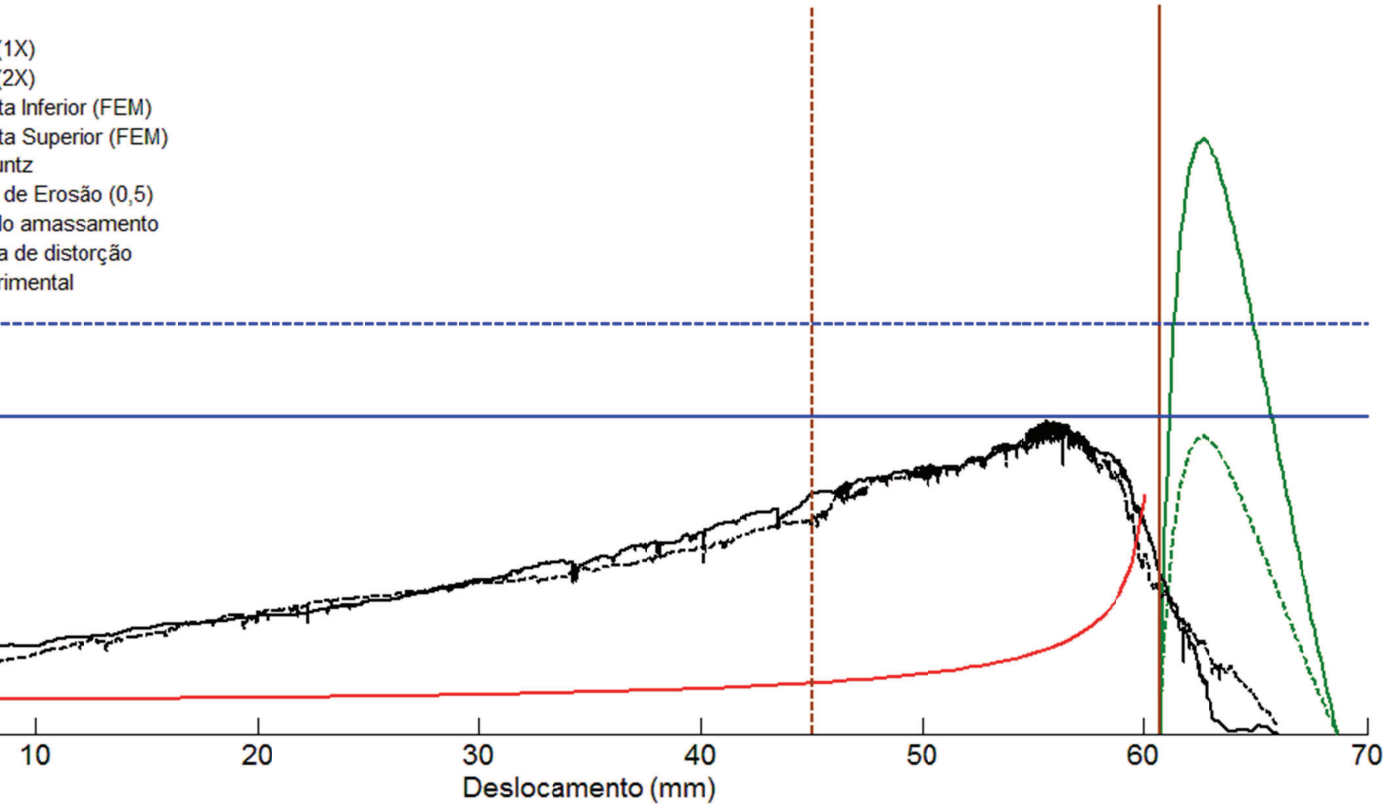


Figura 38 – Distribuição da tensão principal máxima (σ_1) para o Estudo 1.

V-2.2 Estudo 2

A Figura 39 apresenta a curva força *versus* deslocamento obtida com o modelo numérico, as curvas com os modelos analíticos e os resultados experimentais. Pode-se observar na figura que a curva da força de amassamento baseada no modelo de DeRuntz[22] e descrita pela Eq. 29. A força de amassamento tem inicio a partir de aproximadamente 200 kN, que é a força mínima para criar a rótula plástica e iniciar o amassamento do tubo. Ao longo da trajetória da gaveta, observa-se um pequeno crescimento até que o deslocamento se aproxima do valor do raio do tubo. Neste instante observa-se o crescimento abrupto da força, tendo em vista que o modelo não considera penetração da gaveta. Na Figura 39 também é sinalizado através de retas verticais o final do processo de amassamento a partir do modelo de DeRuntz[22] e o alcance da deformação efetiva máxima baseado na Eq. 52 do fator de controle de erosão do modelo numérico desenvolvido.



Experimental (kN)	Zhou (1X)(kN)	Zhou (2X)(kN)	Energia de distorção(kN)	FEM (kN)
1740	1630	3260	2244	1718
	-6	+87	+29	-1

s deslocamento. Comparação entre os resultados do modelo numérico, dos modelos analíticos e experimentais. Estudo 2

Observa-se que estes dois valores, ao contrário do estudo 1, estão distantes quase 15 mm sendo a deformação efetiva limite alcançada anteriormente ao processo de amassamento do tubo, indicando que o corte inicia-se predominantemente antes do amassamento total do tubo. Levando-se a conclusão que o modelo de duplo estagio ideal não é consistente para tubos de grau S com limite de escoamento superior a 1000 MPa. A Figura 39 também apresenta a forca *versus* deslocamento do modelo de corte de Zhou [21] considerando os dados de entrada constantes nas Tabelas 6 e 8.

Tabela 8- Dados de entrada para o modelo de Zhou para o Estudo 2.

Estudo 2	
n	0,14
K	2420 MPa
e_f	9
u_f	8 mm
u_i	0 mm

Na Figura 39, observa-se que a força máxima prevista pelo modelo numérico é de 1718 kN obtida quando a gaveta inferior atinge o deslocamento de 55 mm. Em relação ao valor obtido experimentalmente de 1740 kN o modelo numérico apresentou boa concordância, resultando em um erro percentual inferior a 1,5 %.

Para este estudo verifica-se que o modelo de duplo estágio não apresenta valores coerentes com os obtidos com o modelo numérico.

A Figura 40 apresenta a geometria final do tubo cortado, obtido pelo modelo numérico desenvolvido neste trabalho. Como pode-se observar, na configuração final o tubo não está completamente amassado.

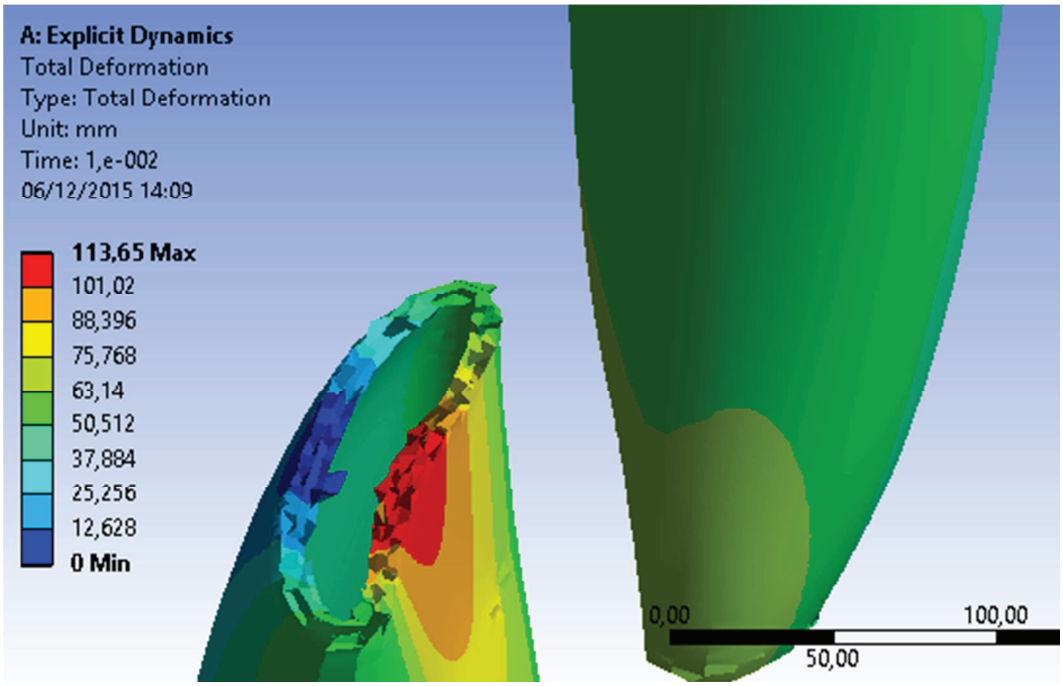


Figura 40 – Distribuição do deslocamento total para o Estudo 2.

Na Figura 41 , apresenta a evolução da deformação efetiva em função do deslocamento da gaveta para o Estudo 2. Na figura são indicados 4 pontos para os quais é apresentada a configuração geometrica do tubo prevista pelo modelo. A figura mostra que o corte tem inicio quando o do deslocamento da gaveta atinge 45 mm (Ponto 3).

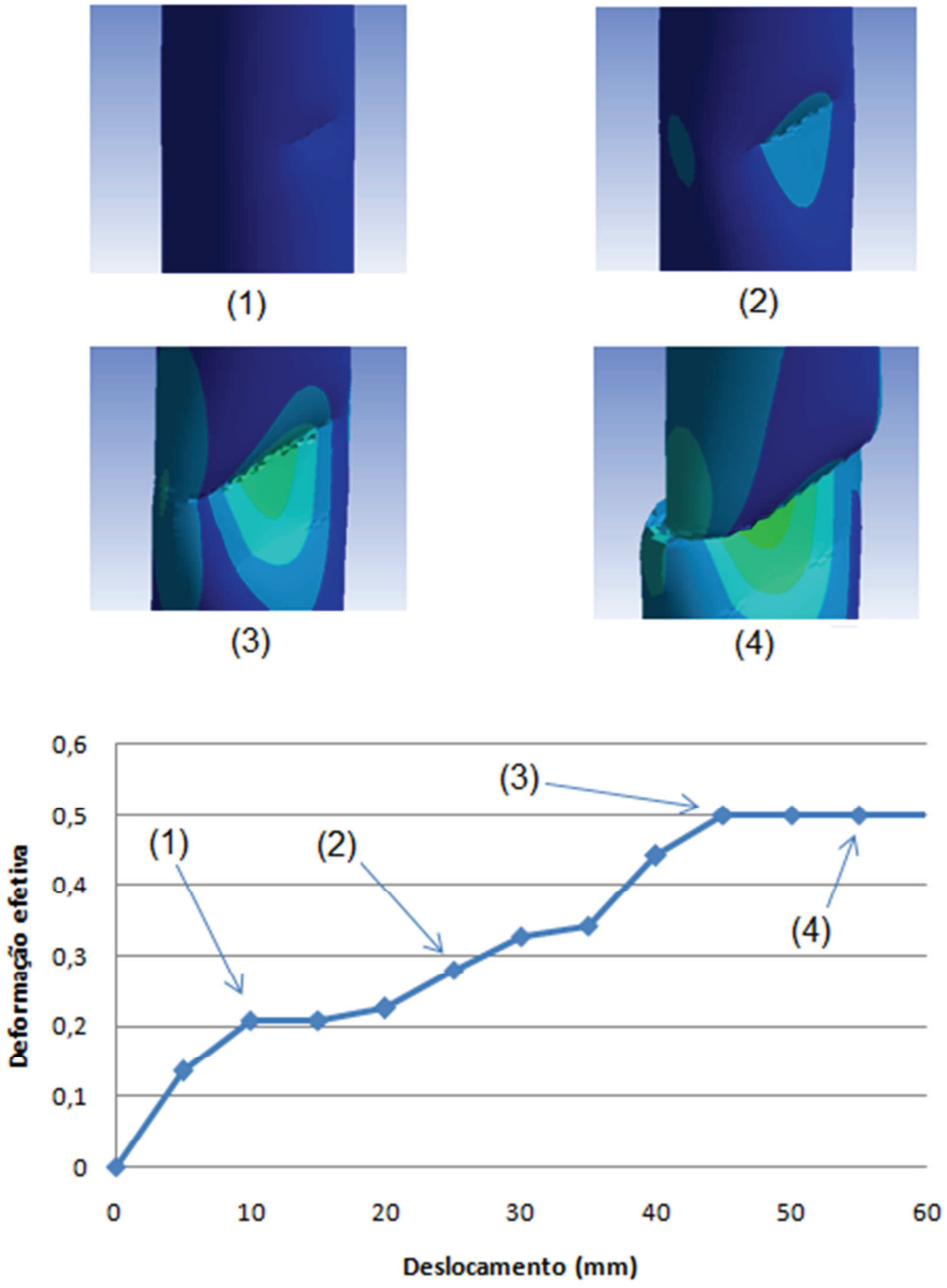


Figura 41 - Deformação efetiva versus deslocamento do estudo 2 do modelo numérico.

A Figura 42, apresenta a distribuição da deformação efetiva limite no instante final do processo de corte.

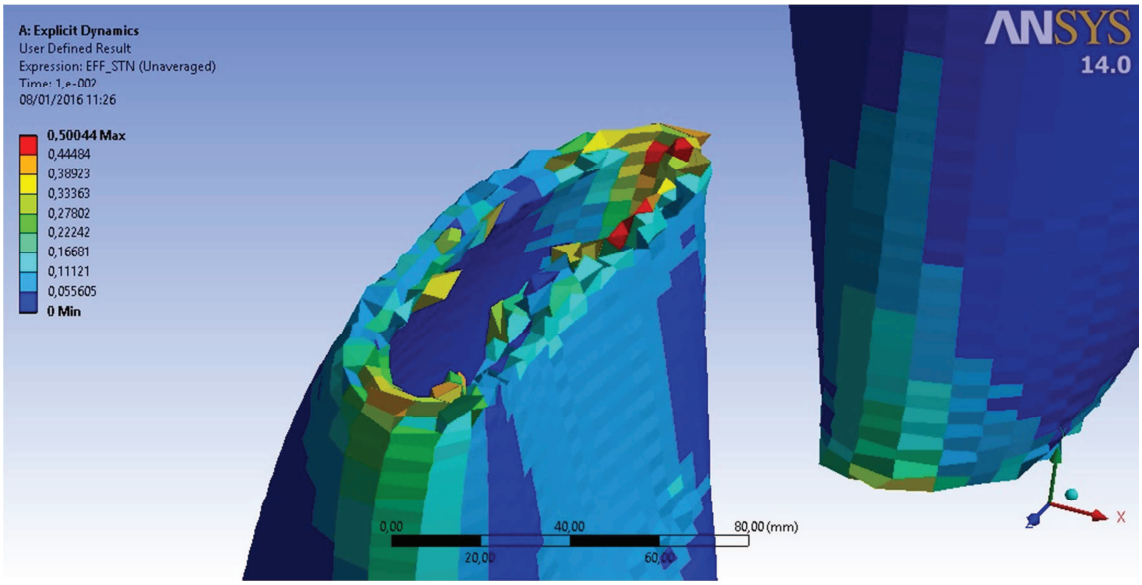


Figura 42 - Distribuição da deformação efetiva para o Estudo 2.

Na Figura 43, observa-se a evolução da tensão equivalente de von Mises com o deslocamento para o corte do Estudo 2. No inicio do processo ,observa-se que o limite de escoamento do material é alcançado antes de 5 mm de deslocamento da gaveta. Quando o deslocamento atinge o valor de 50 mm a maior tensão é atingida.

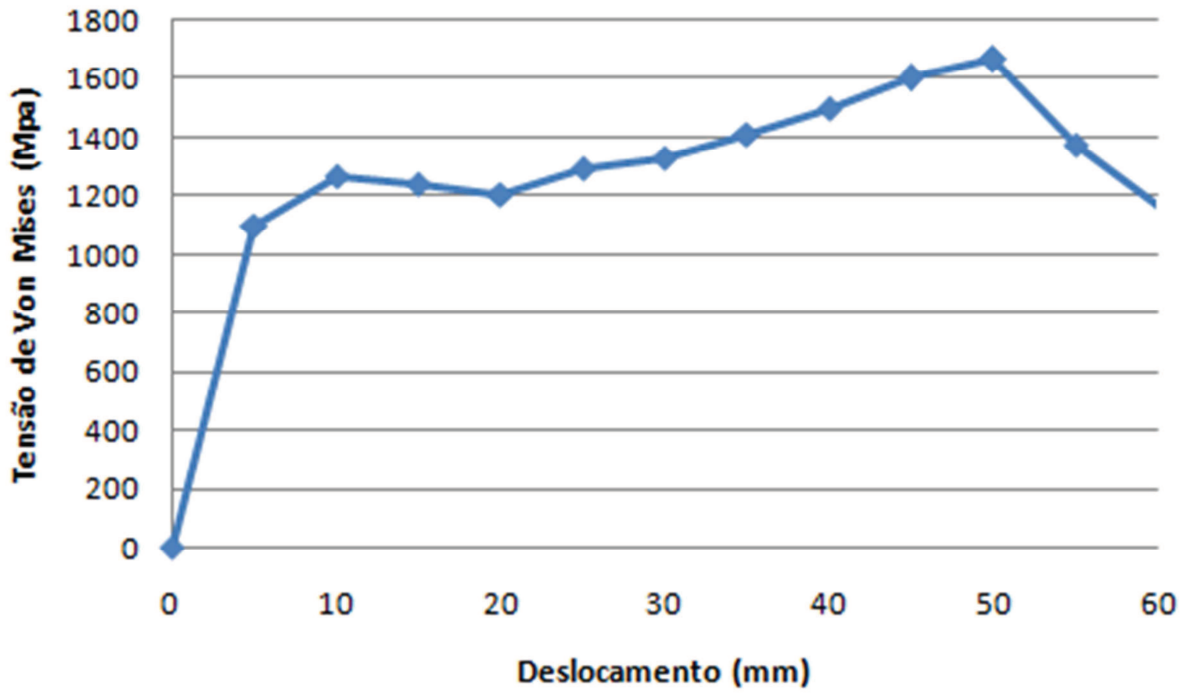


Figura 43– Evolução da tensão de von Mises em função do deslocamento para o Estudo 2.

As Figuras 44 e 45 apresentam as distribuições da tensão equivalente de von Mises e da tensão principal máxima (σ_1) na região do corte para o Estudo 2 no instante em que elas são máximas.

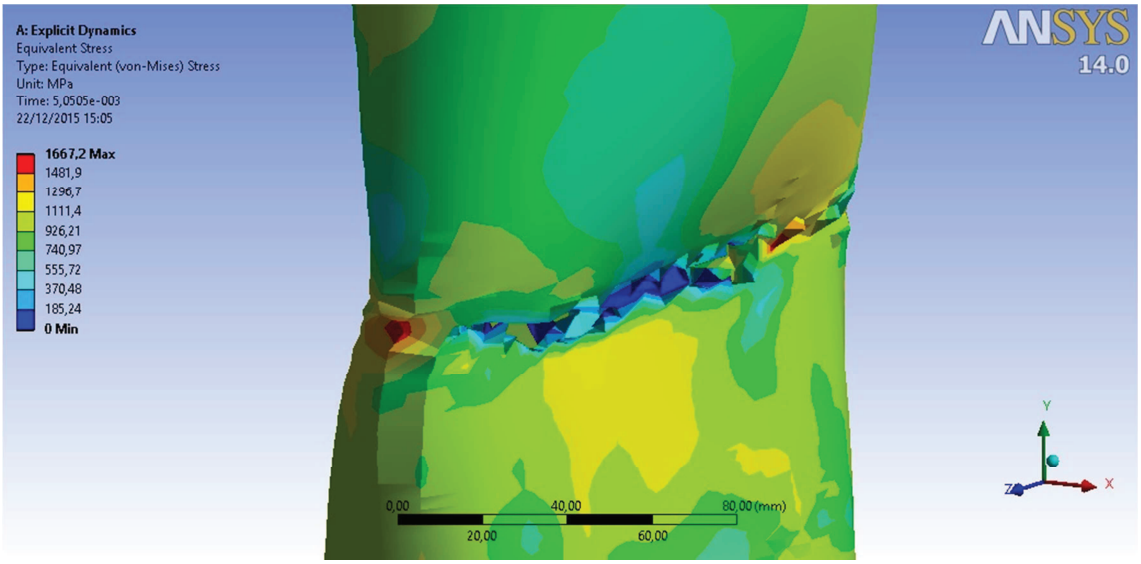


Figura 44 – Distribuição da tensão equivalente de von Mises para o Estudo 2.

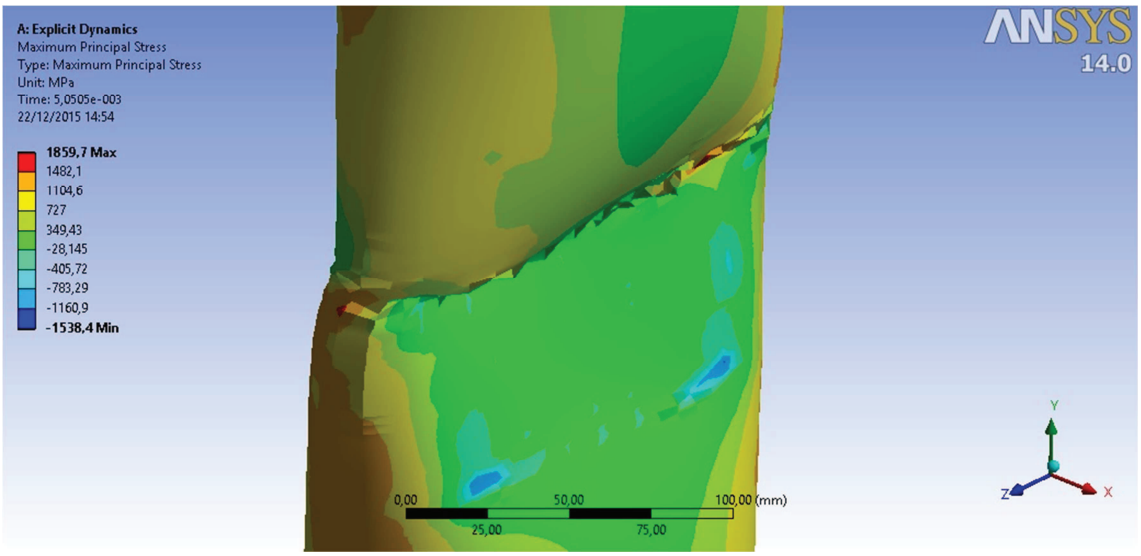


Figura 45 – Distribuição da tensão principal máxima (σ_1) para o Estudo 2.

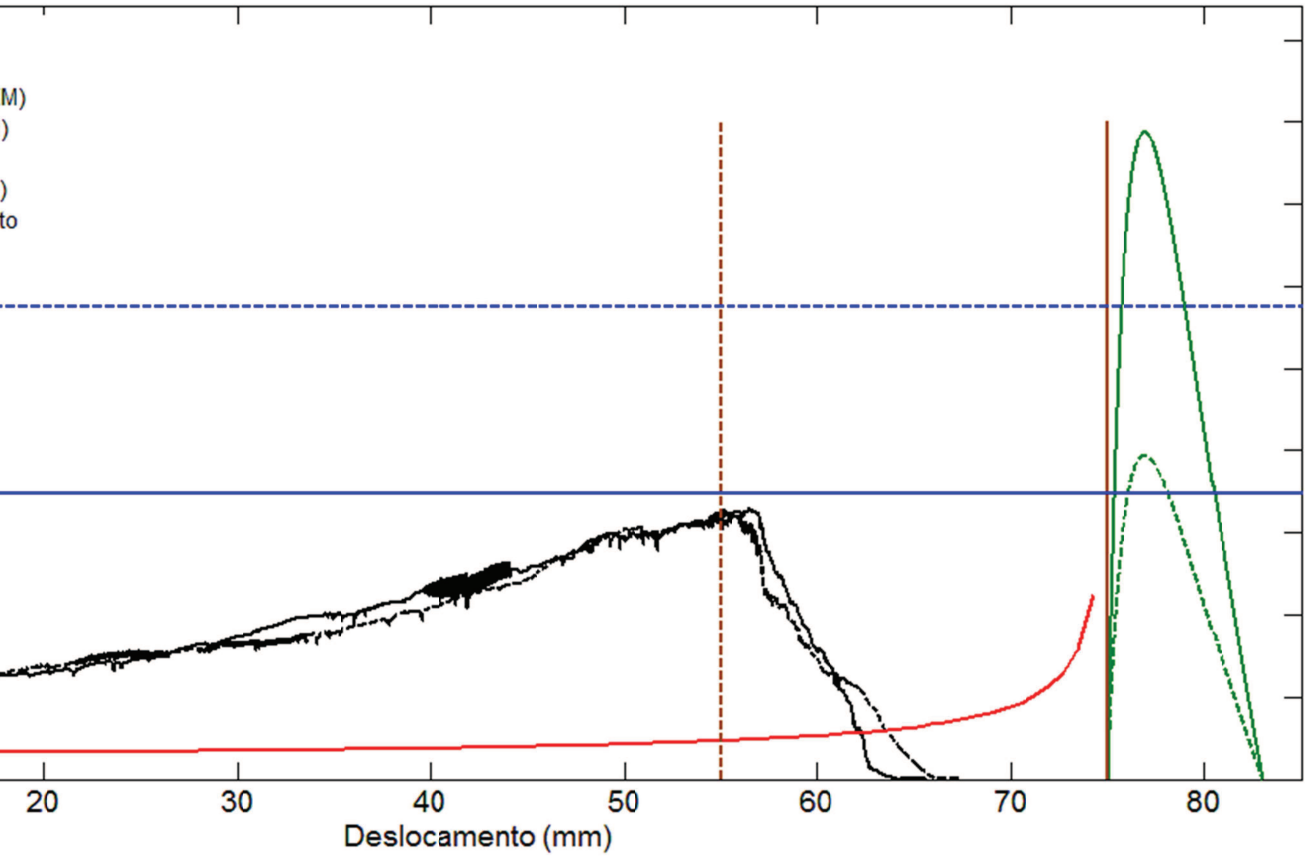
V-2.3 Estudo 3

A Figura 46 apresenta a curva força *versus* deslocamento obtida com o modelo numérico, as curvas com os modelos analíticos e os resultados experimentais. Pode-se observar na figura que a curva da força de amassamento baseada no modelo de DeRuntz [22] e descrita pela Eq. 29. A força de amassamento tem início a partir de aproximadamente 150 kN, que é a força mínima para criar a rótula plástica e iniciar o amassamento do tubo. Ao longo da trajetória da gaveta, observa-se um pequeno crescimento até que o deslocamento se aproxima do valor do raio do tubo. Neste instante observa-se o crescimento abrupto da força, tendo em vista que o modelo não considera penetração da gaveta. Na Figura 46 também é sinalizado através de retas verticais o final do processo de amassamento a partir do modelo de DeRuntz[22] e o alcance da deformação efetiva máxima baseado na Eq. 52 do fator de controle de erosão do modelo numérico desenvolvido.

Observa-se que estes dois valores, ao contrário do estudo 1 e similar ao estudo 2 estão distantes quase 20 mm, sendo a deformação efetiva limite alcançada anteriormente ao amassamento do tubo, demonstrado que o corte inicia-se predominantemente antes do amassamento total do tubo. Levando-se a conclusão que o modelo de duplo estagio ideal, semelhante ao estudo 2 não é consistente para tubos de grau S com limite de escoamento superior a 1000 MPa. A Figura 46 também apresenta a forca *versus* deslocamento do modelo de corte de Zhou [21] considerando os dados de entrada constantes nas Tabelas 6 e 9.

Tabela 9- Dados de entrada para o modelo de Zhou para o Estudo 3.

Estudo 3	
n	0,14
K	2420 MPa
e_f	9
u_f	8 mm
u_i	0 mm



tal (kN)	Zhou (1X)(kN)	Zhou (2X)(kN)	Energia de distorção(kN)	FEM (kN)
6	1970	3940	2873	1653
	+15	+130	+67	-4

us deslocamento. Comparação entre os resultados do modelo numérico, dos modelos analíticos e experimentais. Estudo 3

Na Figura 46, observa-se que força máxima prevista pelo modelo numérico é de 1653 kN obtida quando a gaveta superior atinge o deslocamento de 56 mm. Em relação ao valor obtido experimentalmente de 1716 kN o modelo numérico apresentou boa concordância, resultando em um erro percentual inferior a 4 %. Para este estudo verifica-se que o modelo de duplo estágio não apresenta valores coerentes com os obtidos com o modelo numérico.

A Figura 47 apresenta a geometria final do tubo cortado, obtido pelo modelo numérico desenvolvido neste trabalho. Como pode-se observar, na configuração final que o tubo não está completamente amassado.

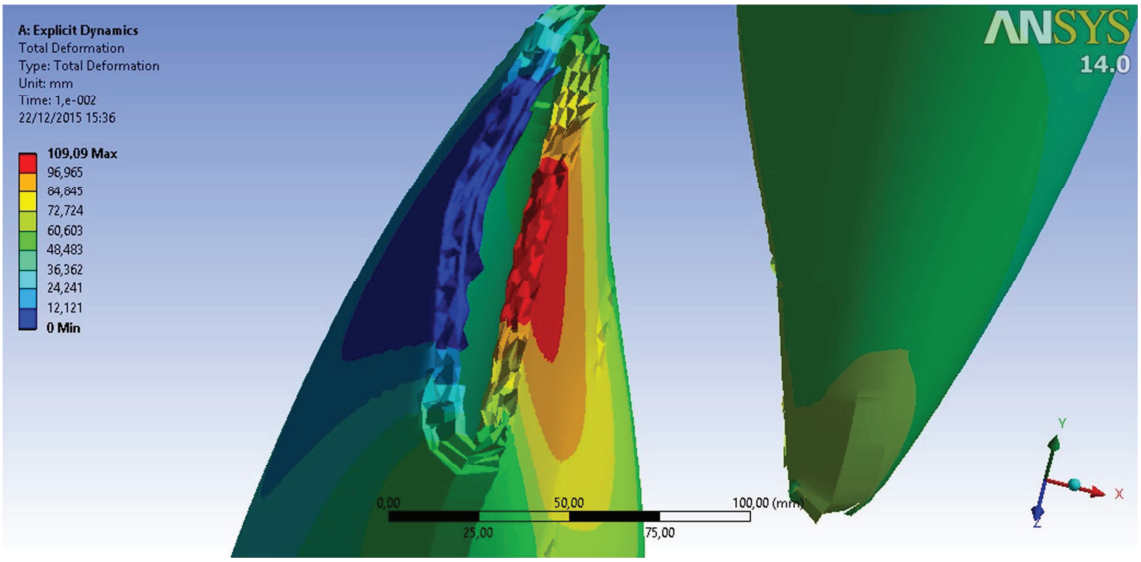
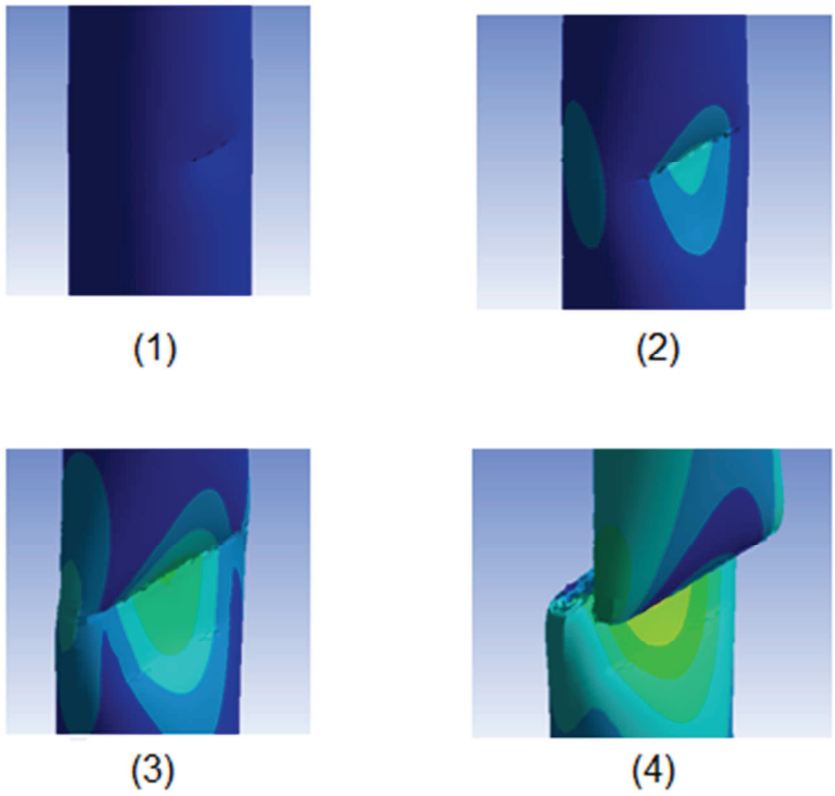


Figura 47 - Distribuição do deslocamento total para o Estudo 3

A Figura 48, apresenta a evolução da deformação efetiva em função do deslocamento da gaveta para o Estudo 3. Na figura são indicados 4 pontos para os quais é apresentada a configuração geometrica do tubo prevista pelo modelo.A figura mostra que o corte tem inicio quando o deslocamento da gaveta atinge 50 mm (Ponto 3).



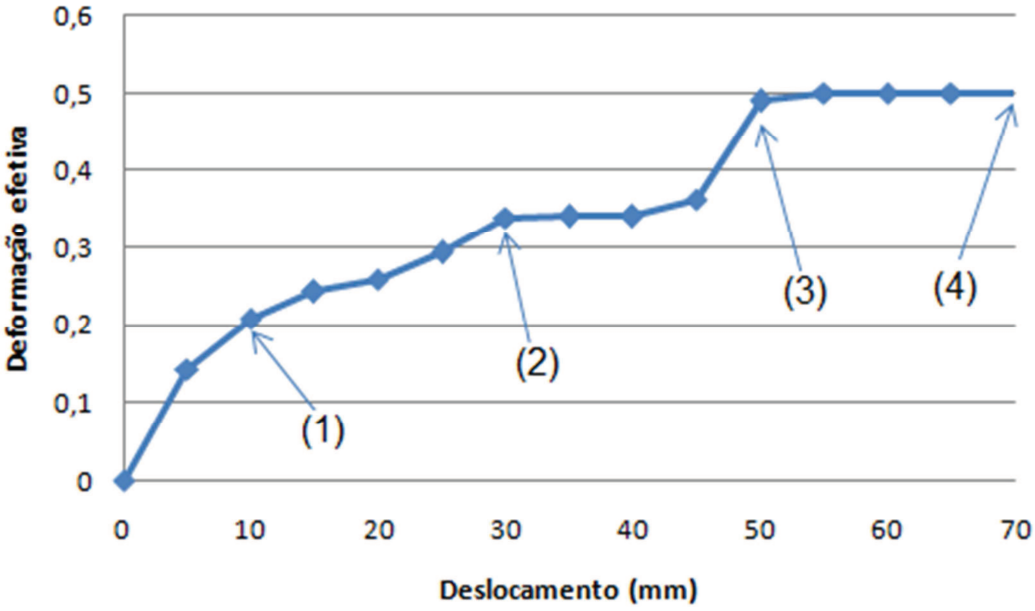


Figura 48 - Deformação efetiva versus deslocamento do Estudo 3 do modelo numérico.

A Figura 49, apresenta a distribuição da deformação efetiva limite no instante final do processo de corte.

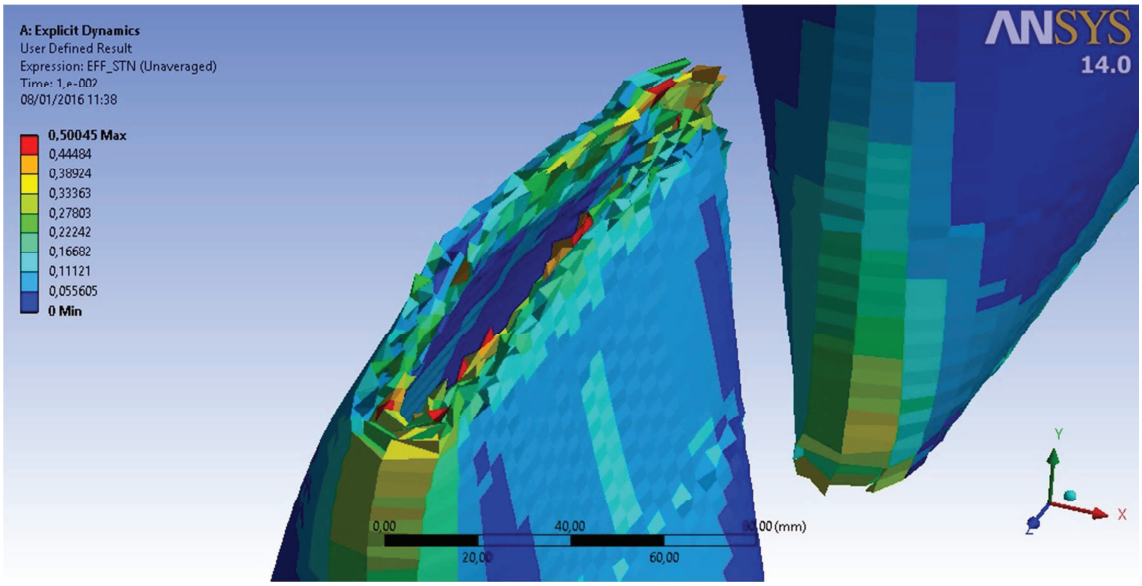


Figura 49 - Distribuição da deformação efetiva para o Estudo 3.

Na Figura 50 observa-se a evolução da tensão equivalente de von Mises com o deslocamento para o corte do Estudo 3. No início do processo o limite de escoamento do material é alcançado antes de 5 mm de deslocamento da gaveta. Quando o deslocamento atinge o valor de 60 mm observa-se o maior valor de tensão.

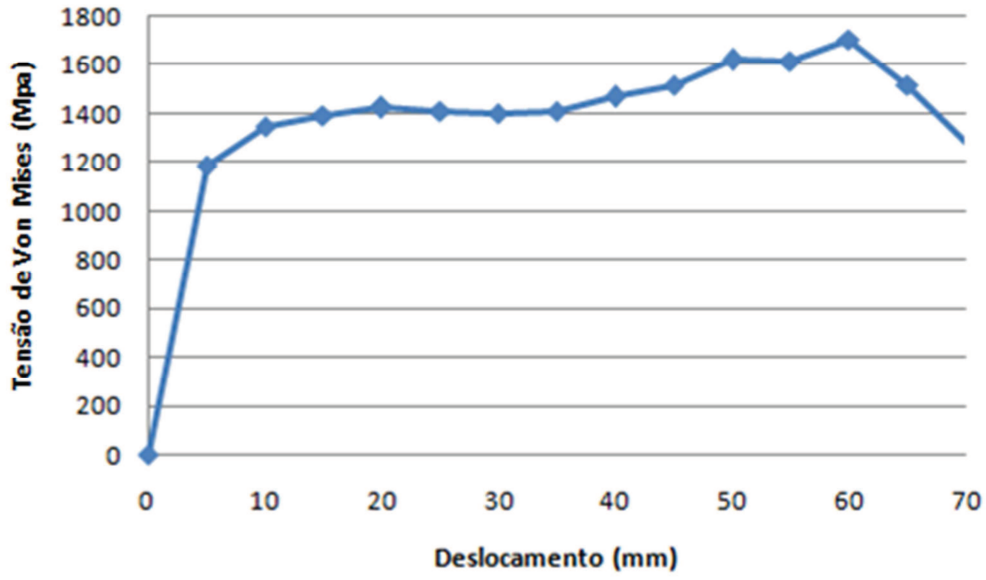


Figura 50 – Evolução da tensão equivalente de von Mises em função do deslocamento para o Estudo 3.

As Figuras 51 e 52 apresentam as distribuições da tensão equivalente de von Mises e da tensão principal máxima (σ_1) na região do corte para o Estudo 3 no instante em que elas são máximas.

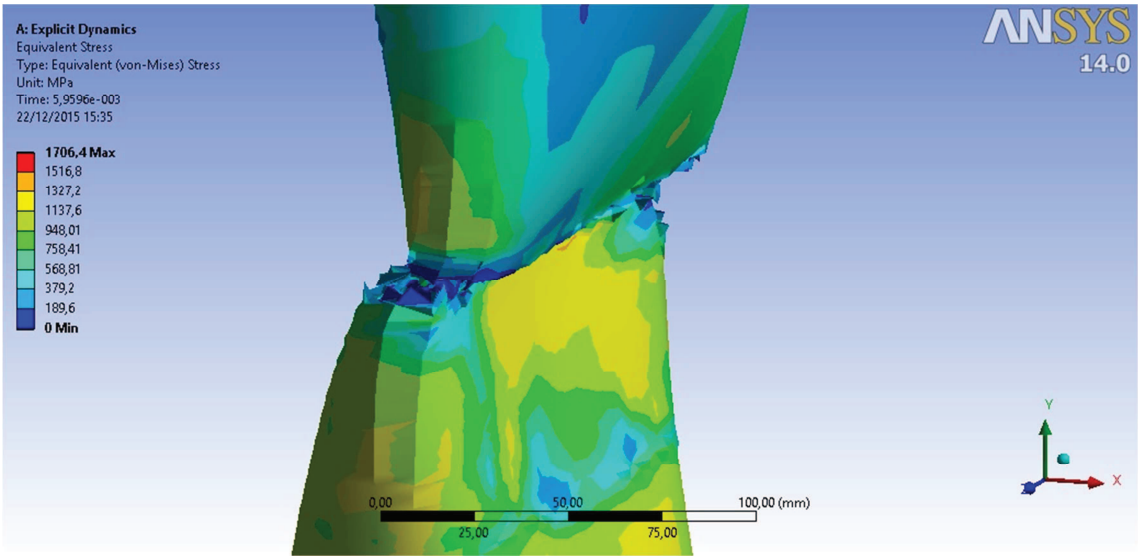


Figura 51 – Distribuição da tensão equivalente de von Mises para o Estudo 3.

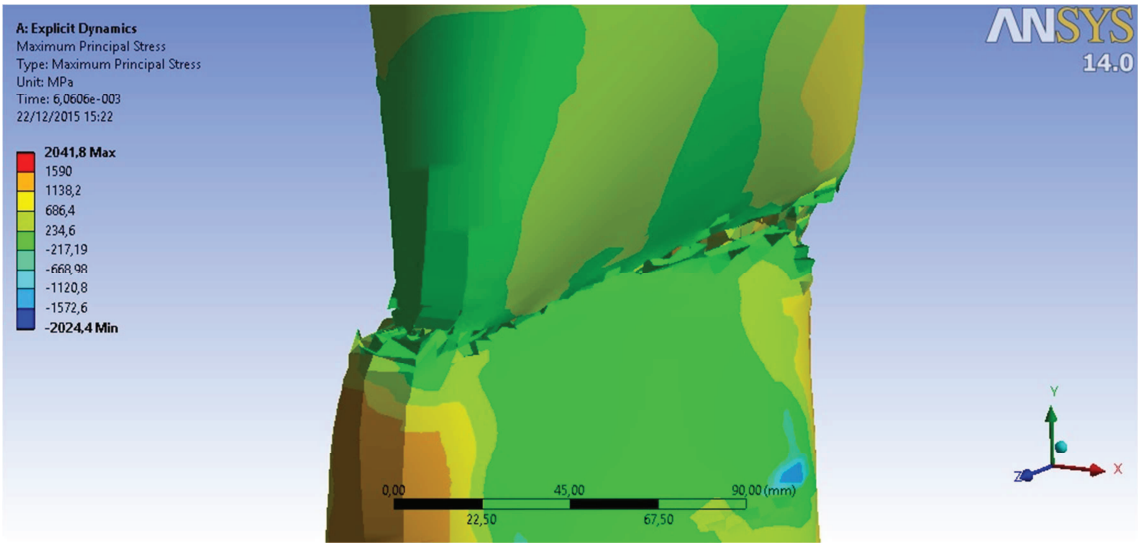


Figura 52 – Distribuição da tensão principal máxima (σ_1) para o Estudo 3.

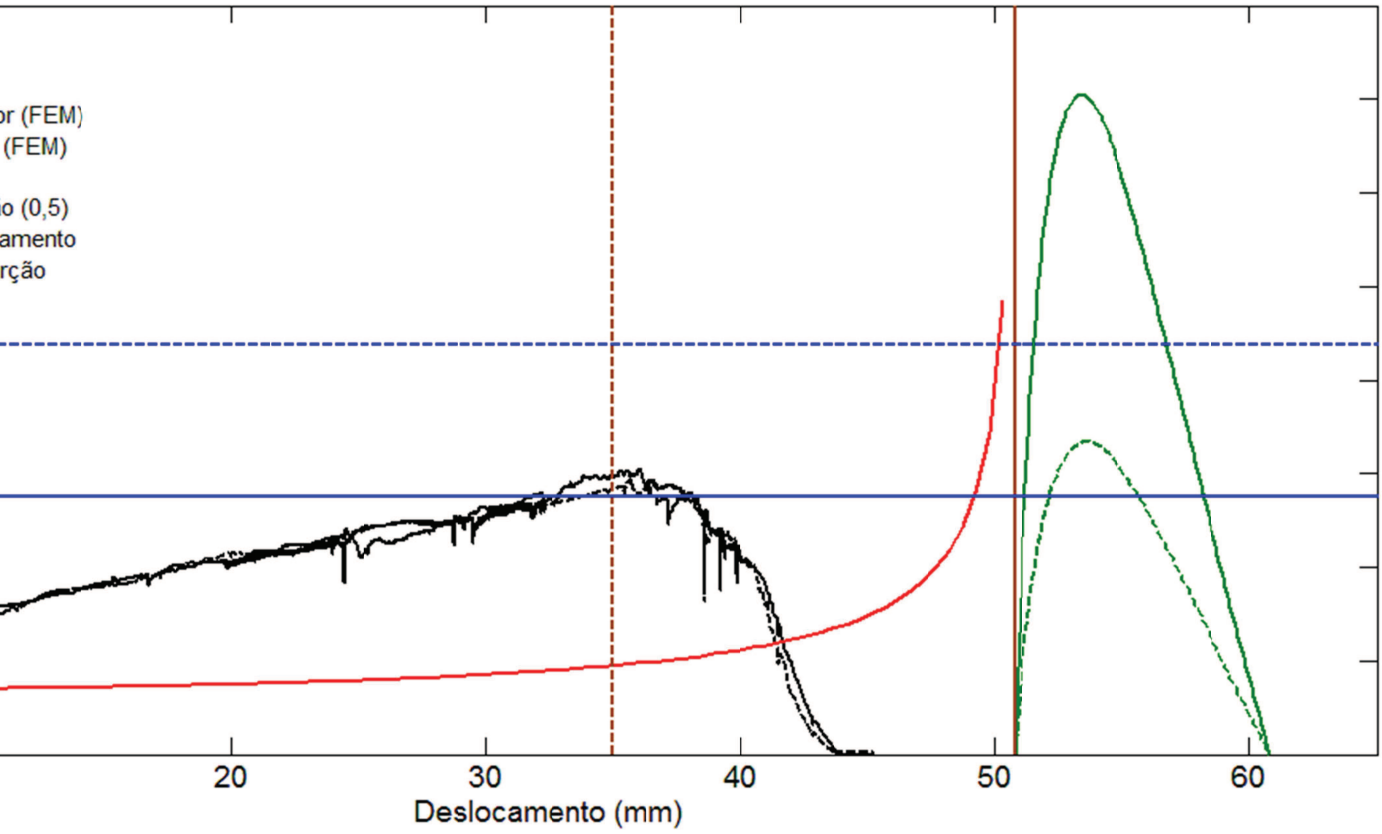
V-2.4 Estudo 4

A Figura 53 apresenta a curva força *versus* deslocamento obtida com o modelo numérico, as curvas com os modelos analíticos e os resultados experimentais. Pode-se observar na figura que a curva da força de amassamento baseada no modelo de DeRuntz [22] e descrita pela Eq. 29. A força de amassamento tem início a partir de aproximadamente 400 kN, que é a força mínima para criar a rótula plástica e iniciar o amassamento do tubo. Ao longo da trajetória da gaveta, observa-se um pequeno crescimento até que o deslocamento se aproxima do valor do raio do tubo. Neste instante observa-se o crescimento abrupto da força, tendo em vista que o modelo não considera penetração da gaveta. Na **F**igura 53 também é sinalizado através de retas verticais o final do processo de amassamento a partir do modelo de DeRuntz [22] e o alcance da deformação efetiva máxima baseado na Eq. 52 do fator de controle de erosão do modelo numérico desenvolvido.

Observa-se que estes dois valores, ao contrário do Estudo 1, e de forma similar aos Estudos 2 e 3, estão separados por uma distância de quase 20 mm, sendo a deformação efetiva limite alcançada anteriormente ao processo de amassamento do tubo, indicando que o corte inicia-se predominantemente antes do amassamento total do tubo. Este mesmo comportamento foi observado para os Estudos 2 e 3, o que indica que o modelo de duplo estágio ideal não representa adequadamente o processo para tubos de grau S e grau G com limite de escoamento superior a 1000 e 800 MPa, respectivamente. A Figura 53 também apresenta a forca versus deslocamento do modelo de corte de Zhou [21], considerando os dados de entrada constantes nas Tabelas 6 e 10.

Tabela 10 - Dados de entrada para o modelo de Zhou para o Estudo 4.

Estudo 4	
n	0,15
K	2150 MPa
e_f	8
u_f	10 mm
u_i	0 mm



rimental (kN)	Zhou (1X)(kN)	Zhou (2X)(kN)	Energia de distorção(kN)	FEM (kN)
1376	1668	3336	1716	1530
	+21	+142	+25	+11

ersus deslocamento. Comparação entre os resultados do modelo numérico, dos modelos analíticos e experimentais. Estudo **4**

Na Figura 53, observa-se que a força máxima prevista pelo modelo numérico é de 1530 kN obtida quando a gaveta superior atinge o deslocamento de 36 mm. Em relação ao valor obtido experimentalmente de 1376 kN o modelo numérico apresentou boa concordância, resultando em um erro percentual inferior a 12 %.

Para este estudo verifica-se que o modelo de duplo estágio não apresenta valores coerentes com os obtidos com o modelo numérico.

A Figura 54 apresenta a geometria final do tubo cortado, obtido pelo modelo numérico desenvolvido neste trabalho. Como pode-se observar, na configuração final o tubo não está completamente amassado.

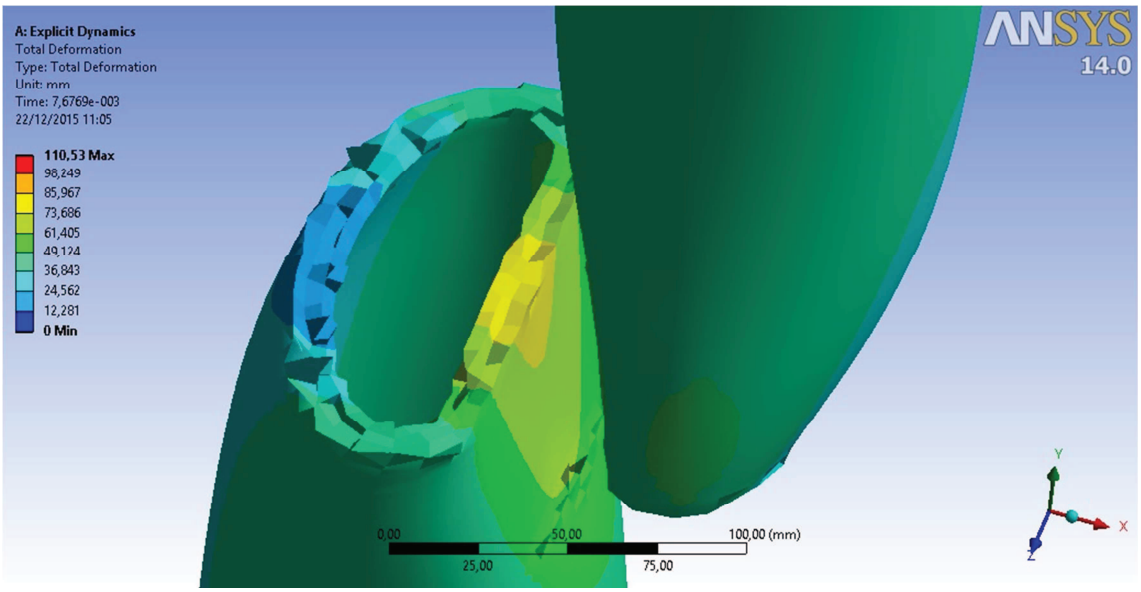


Figura 54 - Distribuição do deslocamento total para o Estudo 4

A Figura 55, apresenta a evolução da deformação efetiva em função do deslocamento da gaveta para o Estudo 4. Na figura 55 são indicados 4 pontos para os quais é apresentada a configuração geometrica do tubo prevista pelo modelo. A figura mostra que o corte tem início quando o deslocamento da gaveta atinge 35 mm (Ponto 3).

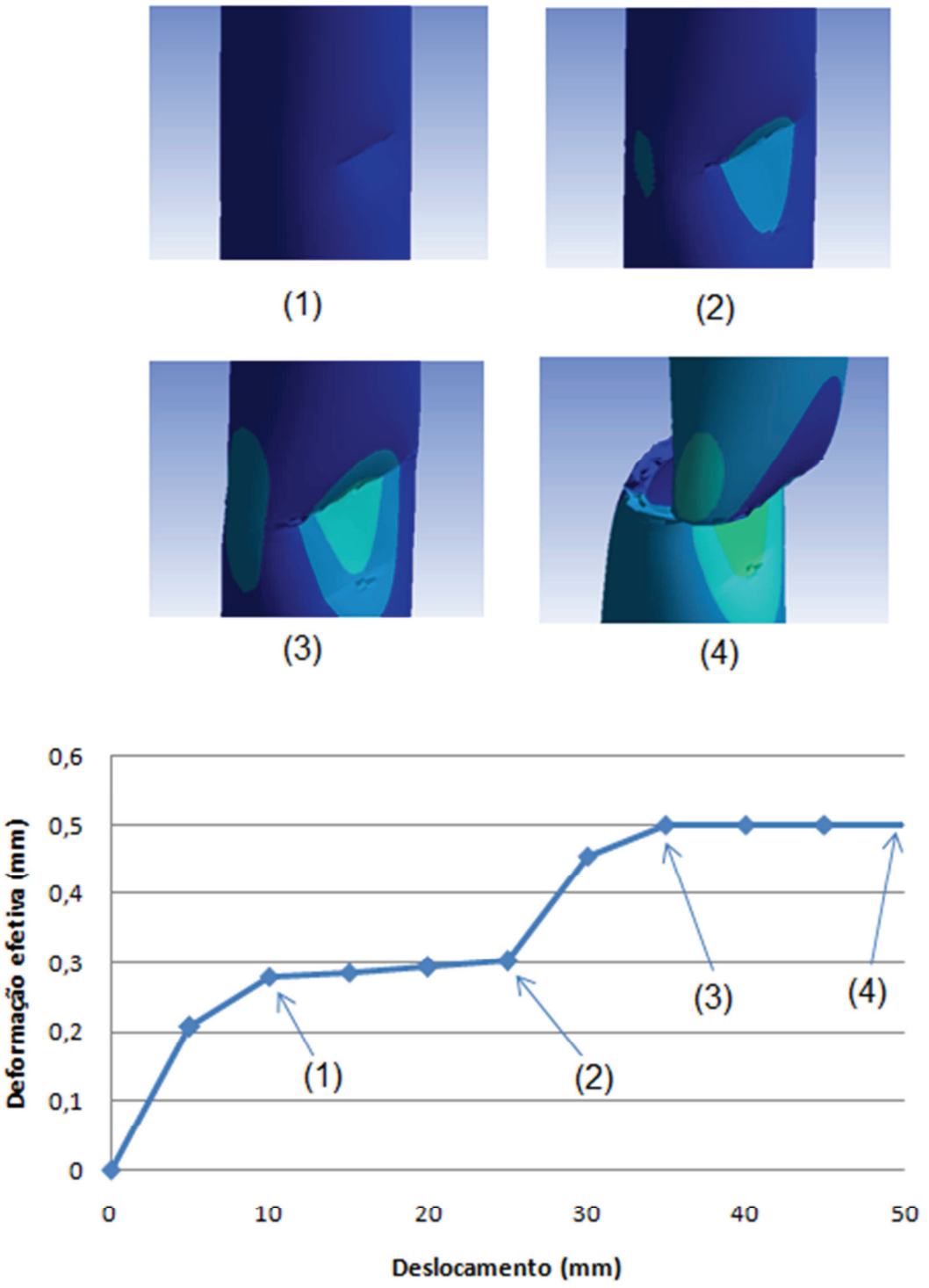


Figura 55 - Deformação efetiva *versus* deslocamento do Estudo 4 do modelo numérico.

A Figura 56, apresenta a distribuição da deformação efetiva limite no instante final do processo de corte.

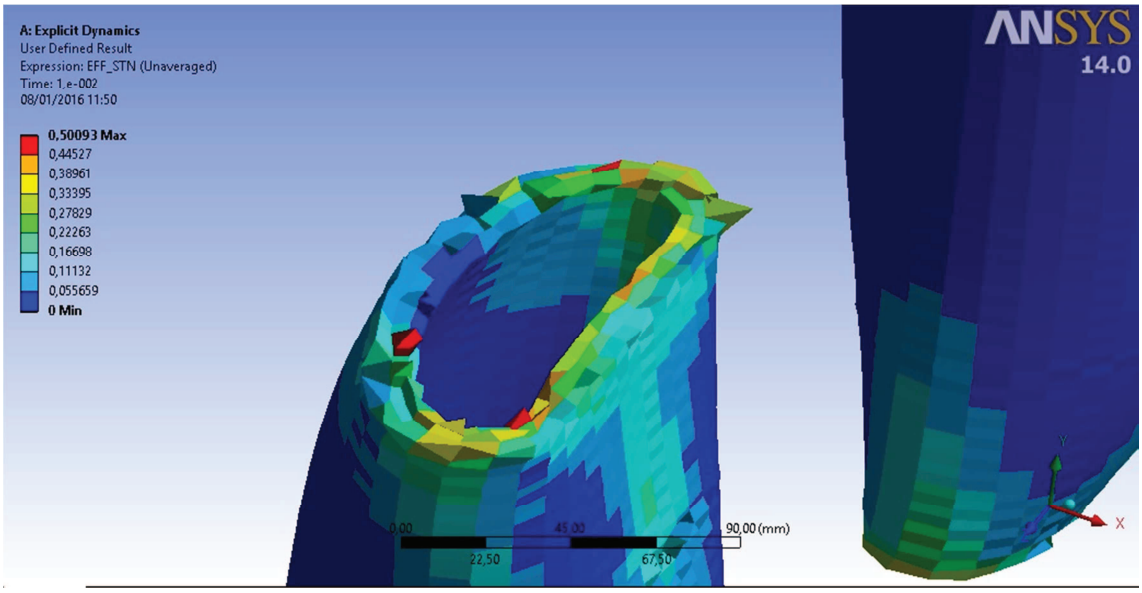


Figura 56 - Distribuição da deformação efetiva para o Estudo 4.

Na Figura 57, observa-se a evolução da tensão de von Mises com o deslocamento para o corte do Estudo 4. No início do processo, observa-se que o limite de escoamento do material é alcançado antes de 5 mm de deslocamento da gaveta. Quando o deslocamento atinge o valor de 40 mm, a maior tensão é atingida.

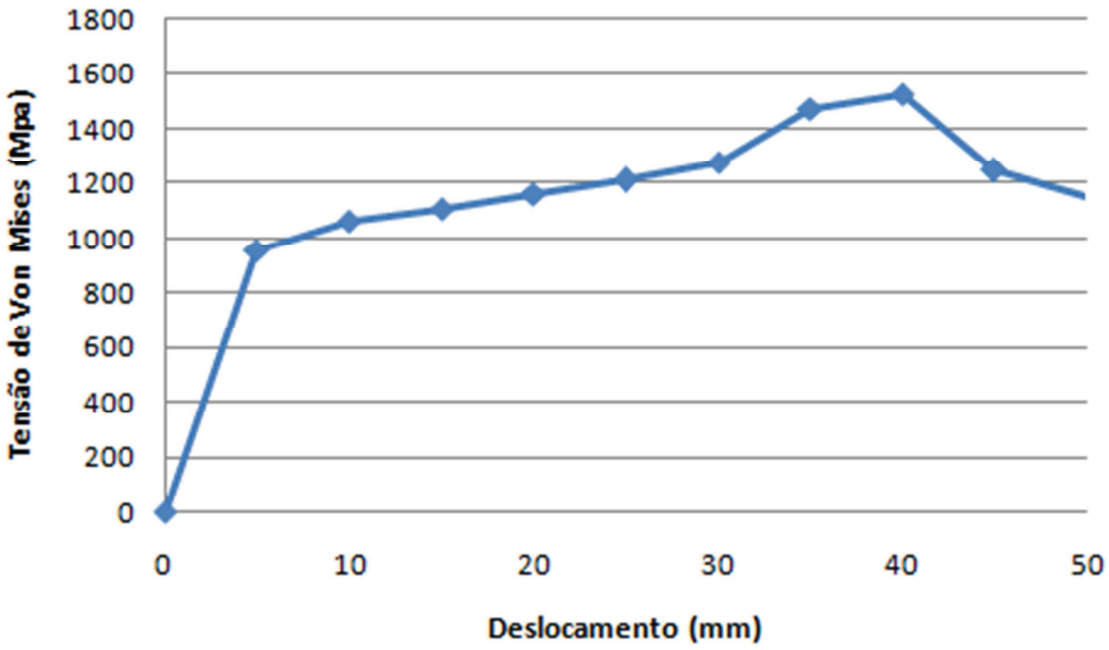


Figura 57 – Evolução da tensão de von Mises em função do deslocamento para o Estudo 4

As Figuras 58 e 59 apresentam as distribuições da tensão equivalente de von Mises e da tensão principal máxima (σ_1) na região do corte para o Estudo 4 no instante em que elas são máximas.

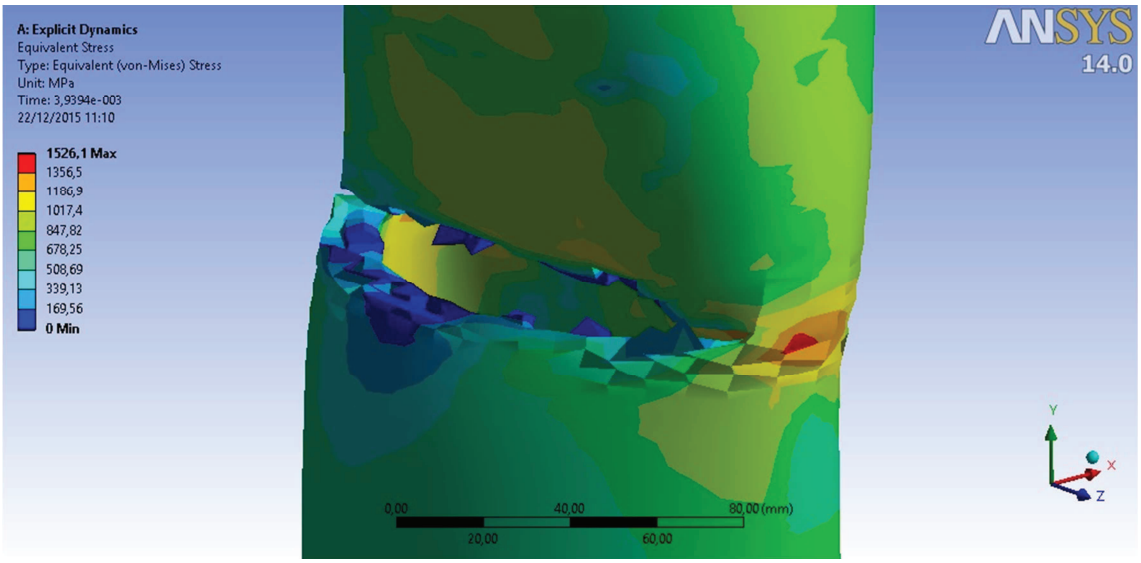


Figura 58 – Distribuição da tensão equivalente de von Mises para o Estudo 4.

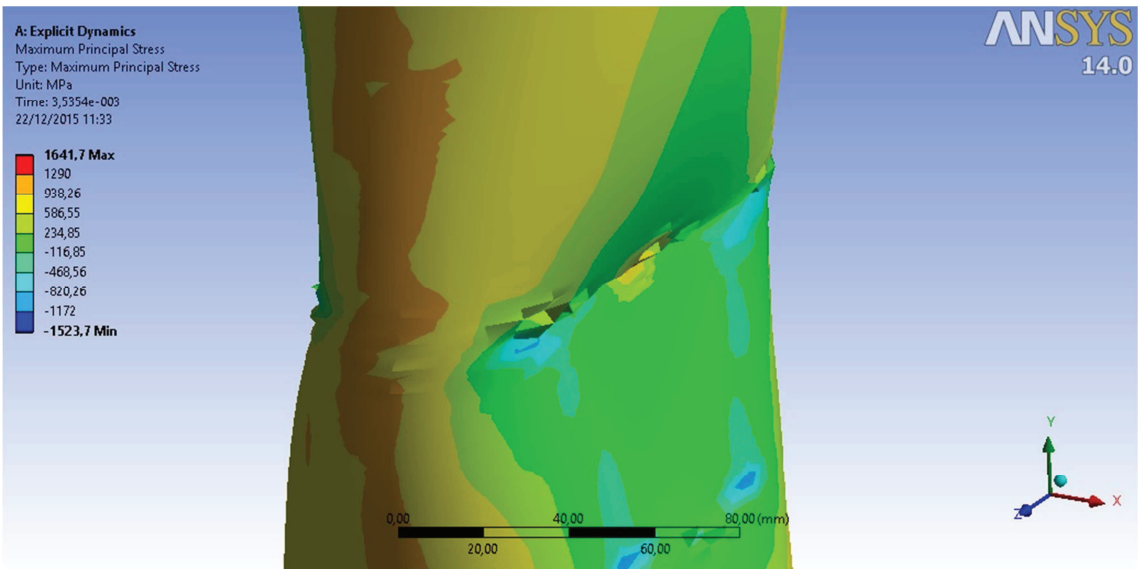


Figura 59 – Distribuição da tensão principal máxima (σ_1) para o Estudo 4.

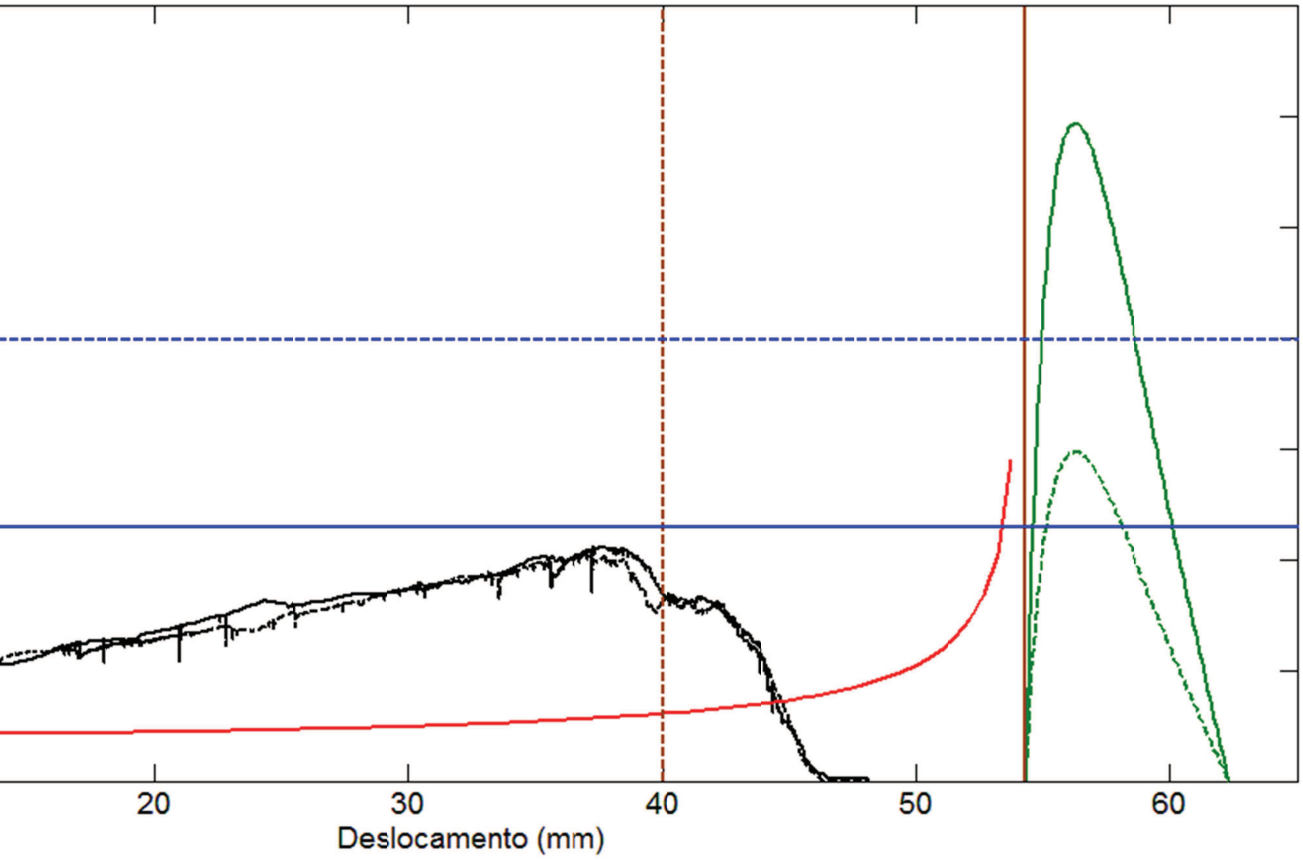
V-2.5 Estudo 5

A Figura 60 apresenta a curva força *versus* deslocamento obtida com o modelo numérico, as curvas com os modelos analíticos e os resultados experimentais. Pode-se observar na figura que a curva da força de amassamento baseada no modelo de DeRuntz [22] descrita pela Eq. 29. A força de amassamento tem início a partir de aproximadamente 200 kN, que é a força mínima para criar a rótula plástica e iniciar o amassamento do tubo. Ao longo da trajetória da gaveta, observa-se um pequeno crescimento até que o deslocamento se aproxima do valor do raio do tubo. Neste instante observa-se o crescimento abrupto da força, tendo em vista que o modelo não considera penetração da gaveta. Na Figura 60 também é sinalizado, através de retas verticais, o final do processo de amassamento a partir do modelo de DeRuntz[22] e o alcance da deformação efetiva máxima baseado na Eq. 54 do fator de controle de erosão do modelo numérico desenvolvido.

Observa-se que estes dois valores, ao contrário do Estudo 1, e de forma similar aos Estudos 2 e 3 e 4, estão distantes quase 15 mm, sendo a deformação efetiva limite alcançada anteriormente ao processo de amassamento do tubo, indicando que o corte inicia-se predominantemente antes do amassamento total do tubo. Este mesmo comportamento foi observado para os Estudos 2,3 e 4 o que indica que o modelo de duplo estágio ideal não representa adequadamente o processo para tubos de grau S e grau G com limite de escoamento superior a 1000 e 800 MPa, respectivamente. A Figura 60 também apresenta a forca *versus* deslocamento do modelo de corte de Zhou [21], considerando os dados de entrada constantes nas Tabelas 6 e 11.

Tabela 11- Dados de entrada para o modelo de Zhou para o Estudo 5.

Estudo 5	
n	0,14
K	2420 MPa
e_f	9
u_f	8 mm
u_i	0 mm



al (kN)	Zhou (1X)(kN)	Zhou (2X)(kN)	Energia de distorção(kN)	FEM (kN)
	1486	2972	1992	1061
	+27	+154	+70	-9

ersus deslocamento. Comparação entre os resultados do modelo numérico, dos modelos analíticos e experimentais. Estudo 5

Na Figura 60, observa-se que a força máxima prevista pelo modelo numérico é de 1061 kN, obtida quando a gaveta superior atinge o deslocamento de37 mm. Em relação ao valor obtido experimentalmente de 1171 kN, o modelo numérico apresentou boa concordância, resultando em um erro percentual inferior a 10 %.

Para este estudo verifica-se que o modelo de duplo estágio não apresenta valores coerentes com os obtidos com o modelo numérico.

A Figura 61 apresenta a geometria final do tubo corte, obtido pelo modelo numérico desenvolvido neste trabalho. Como pode-se observar, na configuração final o tubo não está completamente amassado.

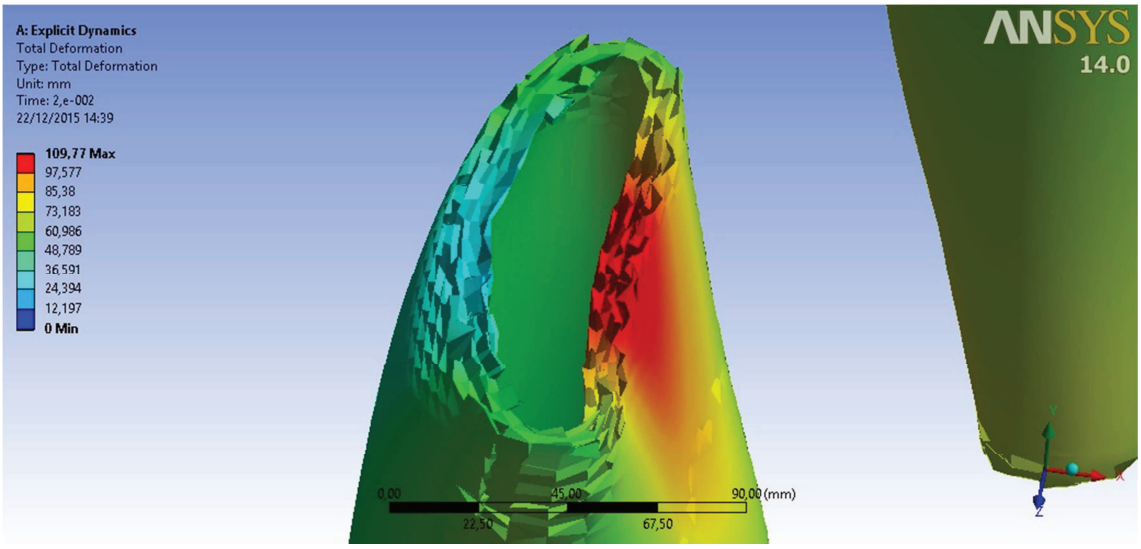
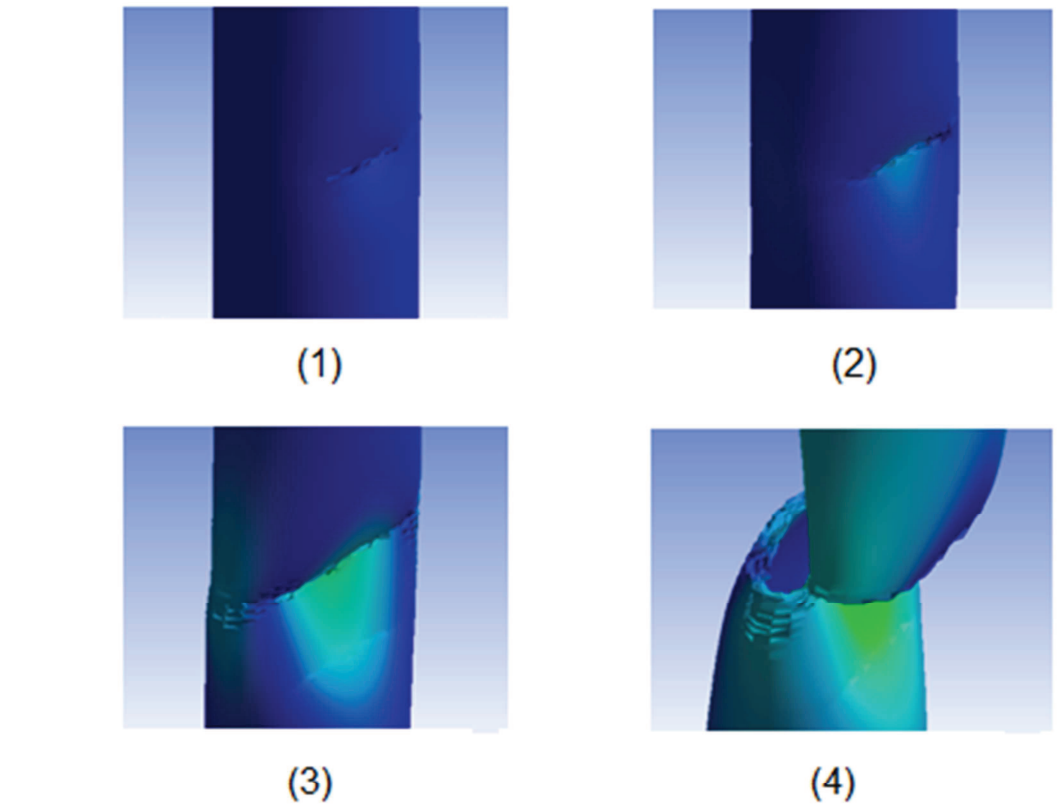


Figura 61 - Distribuição do deslocamento total para o Estudo 5

A Figura 62, apresenta a evolução da deformação efetiva em função do deslocamento da gaveta para o Estudo 5. . Na figura são indicados 4 pontos para os quais é apresentada a configuraçãogeometrica do tubo prevista pelo modelo. A figura mostra que o corte tem início quando o deslocamento da gaveta atinge 40 mm (Ponto 3).



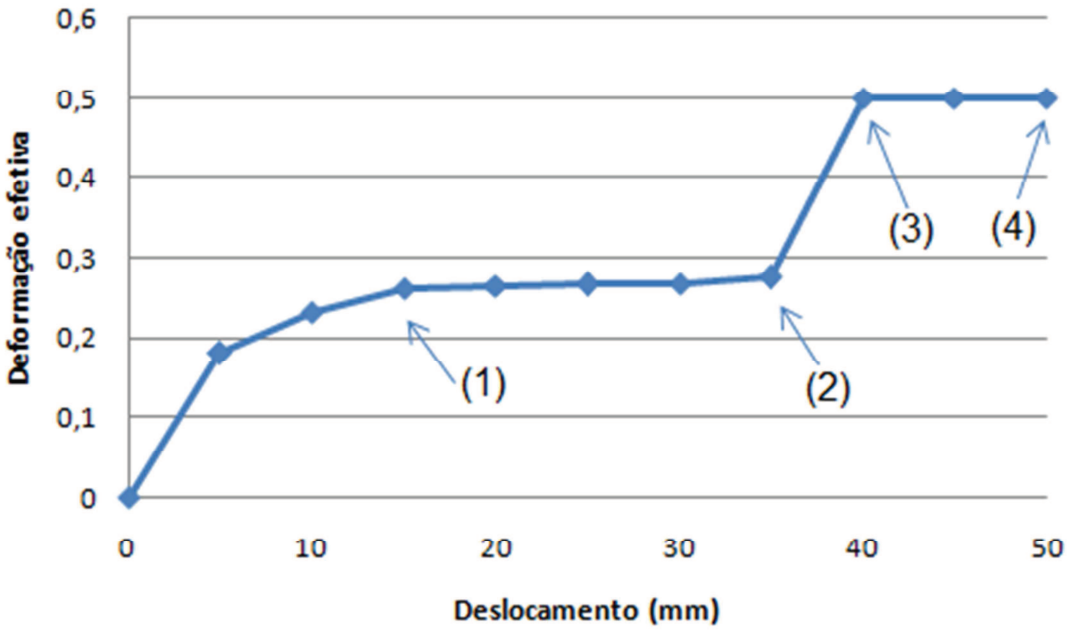


Figura 62 - Deformação efetiva versus deslocamento do estudo 5 do modelo numérico.

Na figura 63, apresenta a distribuição da deformação efetiva limite no instante final do processo de corte.

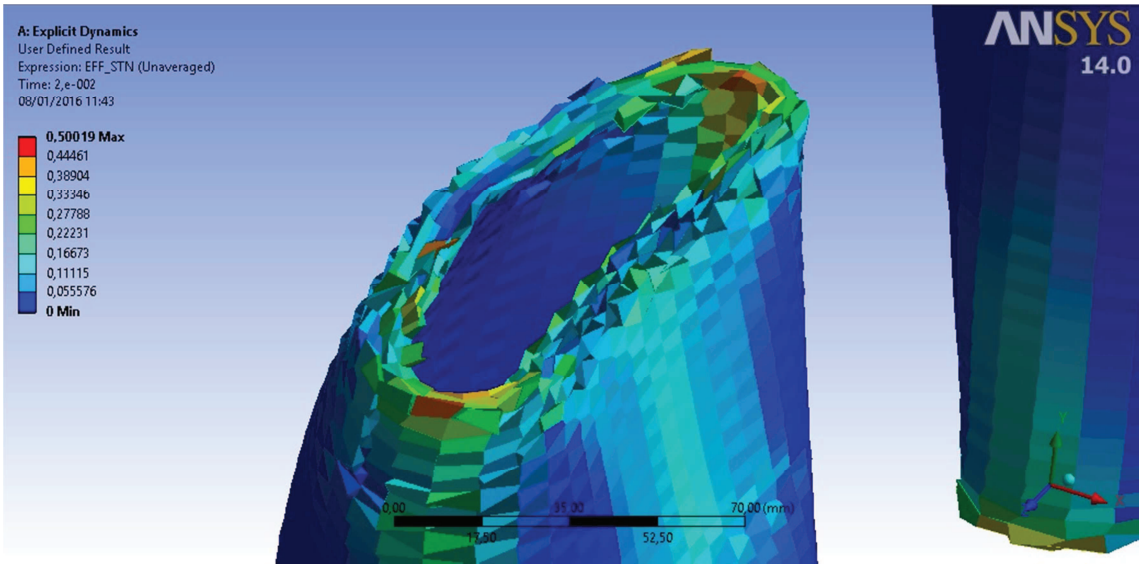


Figura 63 - Distribuição da deformação efetiva para o Estudo 5.

Na Figura 64 observa-se a evolução da tensão equivalente de von Mises com o deslocamento para o corte do Estudo 5. No início do processo observa-se que o limite de escoamento do material é alcançado antes de 5 mm de deslocamento da gaveta. Quando o deslocamento atinge o valor de 40 mm, a maior tensão é atingida.

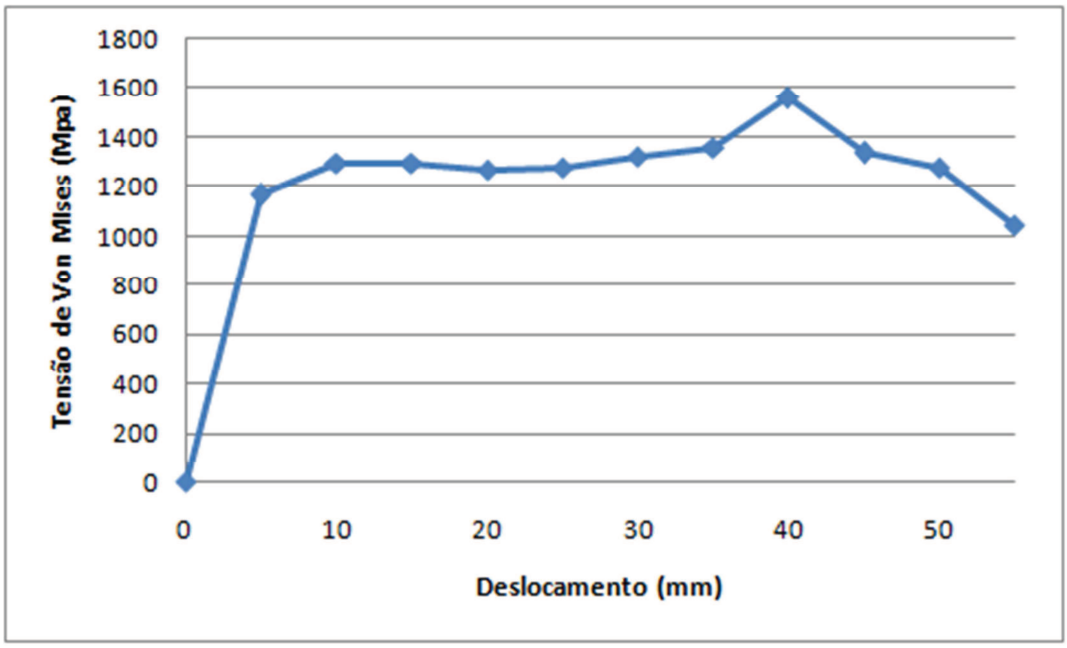


Figura 64 – Evolução da tensão de von Mises em função do deslocamento para o Estudo 5.

As Figuras 65 e 66 apresentam as distribuições da tensão equivalente de von Mises e da tensão principal máxima (σ_1) na região do corte para o Estudo 5 no instante em que elas são máximas.

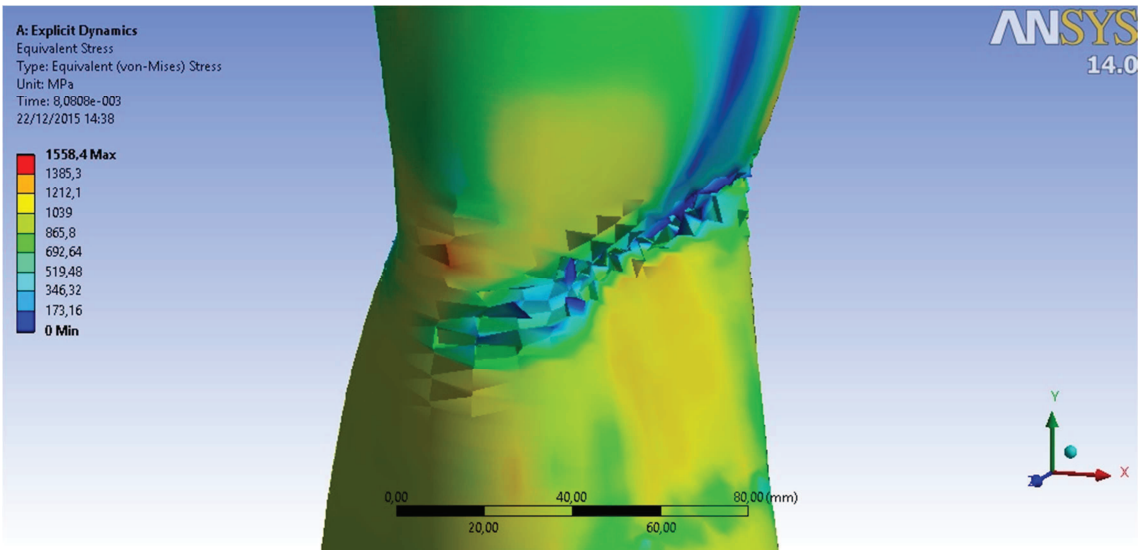


Figura 65 – Distribuição da tensão equivalente de von Mises para o Estudo 5.

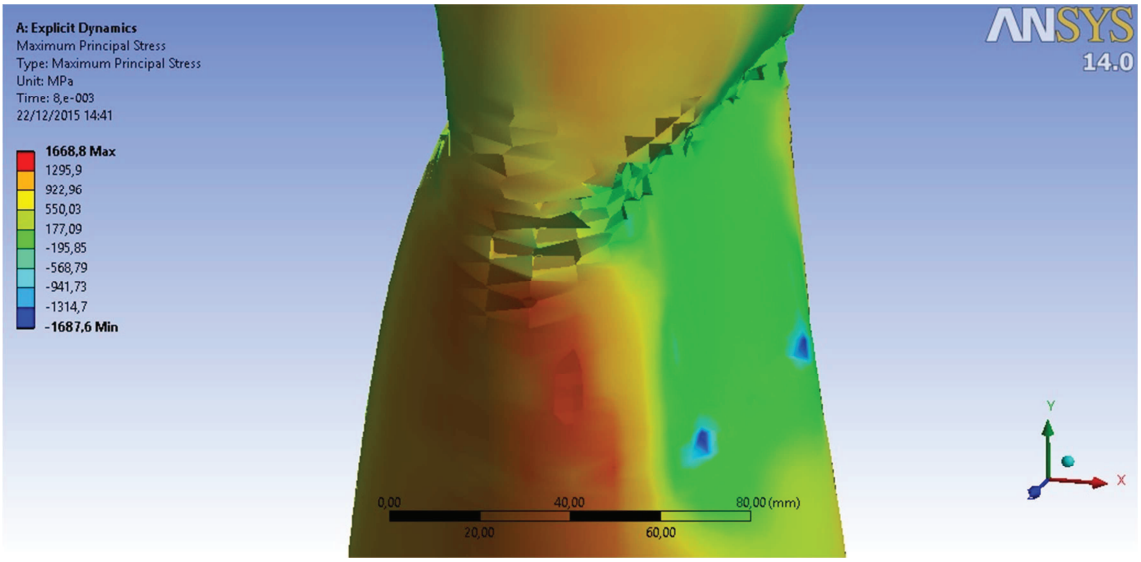


Figura 66 – Distribuição da tensão principal máxima (σ_1) para o Estudo 5.

V-2.6 Análise Comparativa dos 5 Casos

Nesta seção apresenta-se um estudo comparando o comportamento dos 5 casos estudados. Para avaliar o comportamento do modelo analítico em relação aos valores experimentais, dois parâmetros foram calculados: (1) a razão entre a força máxima prevista pelos modelos analíticos de corte e a força máxima obtida nos resultados experimentais e (2) a razão entre o diâmetro externo do tubo e a espessura de parede (*D*/*t*).

A Figura 67 apresenta um gráfico que relaciona estes dois parâmetros. Para o tubo com a razão *D*/*t* inferior a 10 (Estudo 1), o modelo de Zhou [21] utilizando a espessura de corte igual a duas vezes a espessura de parede (2x) apresenta uma melhor concordância com os dados experimentais, observando-se uma razão de 1,15. Já para o modelo considerando a espessura de parede do tubo (1x) obtem-se uma razão inferior a 0,6. Para o Estudo 4 (D/t = 10), o modelo com uma espessura de corte igual à espessura da parede (1x) apresenta uma melhor concordância com os valores experimentais, chegando a uma valor de 0,93, enquanto que para o modelo considerando duas vezes a espessura da parede do tubo (2x) obtém-se uma razão de 1,87. Porém, vale ressaltar que apesar do modelo 1x apresentar melhor concordância, a força estimada não é suficiente para cortar o tubo, uma vez que é inferior ao valor experimental. Para os demais casos (Estudos 2, 3 e 5. com razão D/t igual a 15,2; 18,3 e 13,8, respectivamente), o modelo analítico considerando uma espessura de corte igual à espessura do tubo (1x) apresenta uma melhor concordância com os valores experimentais.

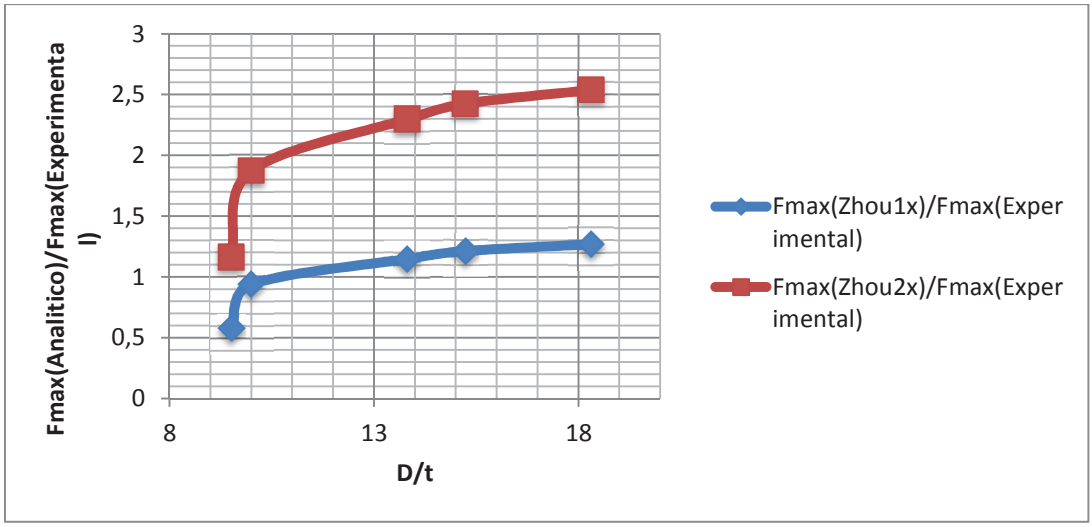


Figura 67 - Razão entre a força máxima prevista pelo modelo analítico e a obtida de dados experimentais em função da razão *D*/*t*.

Observa-se na Figura 67 que para ambas abordagens, utilizando 1x ou 2x a espessura da parede do tubo, a curva mostra uma tendência de estabilização para razões D/t superiores a 10. Porém não é possível afirmar que é um efeito exclusivamente dado pela razão D/t, tendo em vista que outros parâmetros associados ao material e à geometria influenciam o comportamento do processo de corte, como a razão entre o limite de escoamento e o limite de resistência e a relação entre o diâmetro do tubo e o tamanho da gaveta. Nesse sentido seria necessário desenvolver estudos com os tubos de um mesmo material e com o mesmo diâmetro externo, variando-se somente a espessura de parede. Neste trabalho, não foi possível desenvolver análises similares devido à falta de dados experimentais com estas características.

Para verificar o comportamento do modelo numérico em relação aos valores experimentais foi calculada a razão entre a força máxima prevista pelo modelo numérico e a força obtida experimentalmente. Estes resultados são apresentados em função da razão do diâmetro externo do tubo com a espessura de parede (*D*/*t*) na Figura 68. Os valores obtidos pelo modelo numérico possuem em relação aos valores experimentais um erro percentual inferior a 11 %.

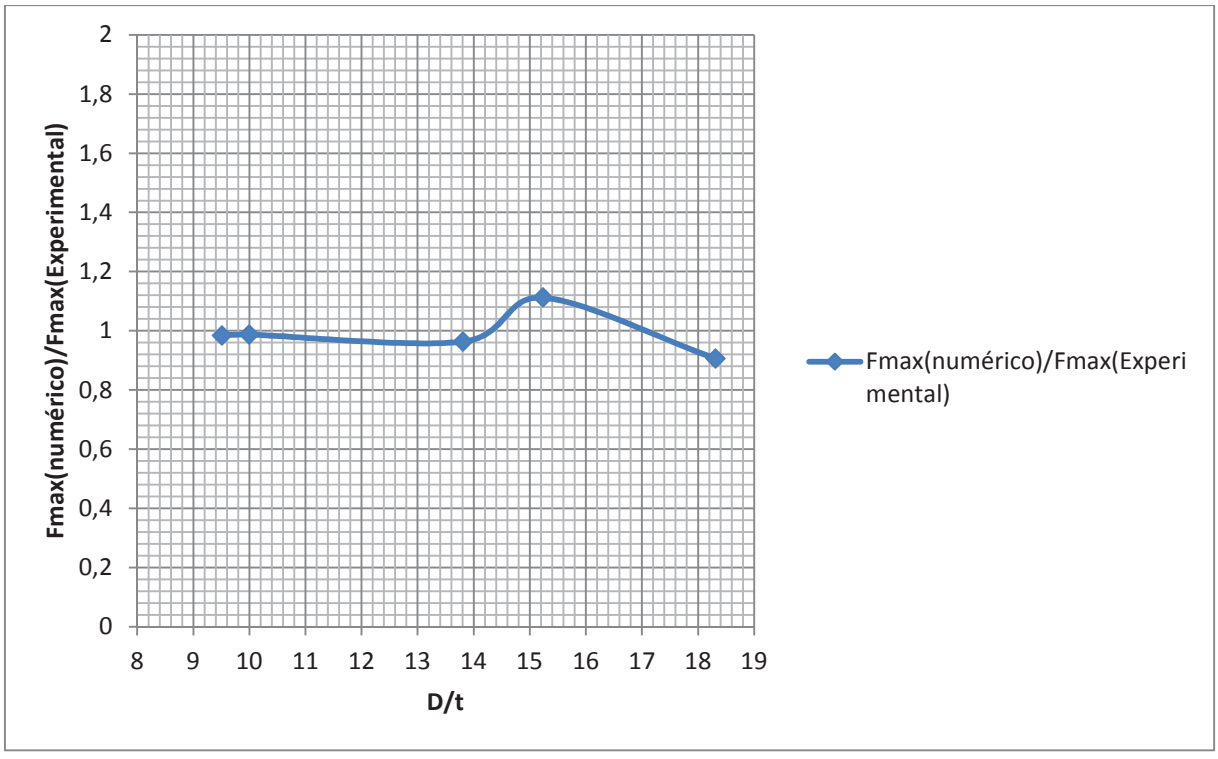


Figura 68 - Razão entre a força máxima prevista pelo modelo numérico e a obtida de dados experimentais em função da razão *D*/*t*.

A Tabela 12 apresenta uma comparação resumida da estimativa da força máxima de corte prevista através dos modelos analíticos e numéricos descritos neste trabalho e os valores experimentais.

Tabela 12 - Comparação entre os resultados do modelo numérico, modelos analíticos e resultados experimentais para a força de corte.

Estudo		Experimental (kN)	Zhou (1X) (kN)	Zhou (2X) (kN)	Energia de distorção (kN)	FEM (kN)
1	Fmax	1260	730	1460	815	1240
	Erro(%)		-42	16	-52	-2
2	Fmax	1740	1630	3260	2244	1718
	Erro(%)		-6	+87	+29	-1
3	Fmax	1716	1970	3940	2873	1653
	Erro(%)		+15	+130	+67	-4
4	Fmax	1376	1668	3336	1716	1530
	Erro(%)		+21	+142	+25	+11
5	Fmax	1171	1486	2972	1992	1061
	Erro(%)		+27	+154	+70	-9

Comparando os valores experimentais da força de corte com os obtidos através do modelo numérico e dos modelos analíticos de corte, observa-se que os resultados numéricos apresentam uma melhor concordância com os experimentais: diferença máxima de 11% para os numéricos e de 154% para os analíticos.

VI - Conclusões

A falha de um poço de exploração de petróleo pode resultar em elevadas perdas econômicas e humanas, além de poder levar a um desastre ecológico. Dessa forma, é essencial que durante a construção de poços de exploração do petróleo sejam incluídos equipamentos de segurança para conter os danos resultantes de uma falha na operação.

O BOP (*Blowout Preventor*) é um equipamento que permite desconectar a plataforma de um poço em situações de emergência através da ação de gavetas cisalhantes que, ao serem acionadas devem cortar os tubos de modo a permitir o fechamento do poço. Normalmente a indústria utiliza modelos analíticos simplificados para a predição da força requerida para corte do tubo. Estes modelos podem levar à estimativa de forças de corte com erros de até 70%.

Neste trabalho foram avaliados 5 casos, envolvendo diferentes materiais e geometrias para os quais existem dados experimentais da força de corte disponíveis. Inicialmente apresenta-se uma metodologia simplificada para análise do processo considerando duas etapas sequenciais: o amassamento total do tubo seguido do seu corte total. Mas, resultados experimentais mostram que a seção transversal do tubo é totalmente cortada (cisalhada) sem ser totalmente amassada. Este comportamento, em conjunto com um grande número de variáveis geométricas (diâmetro, espessura), de material (resistência ao escoamento, resistência a ruptura, coeficiente de encruamento) e de tempo (velocidade de atuação das facas), fizeram que os modelos analíticos existentes, de amassamento de tubos e de corte de chapas, adaptados para estimar as variáveis envolvidas no processo, tivessem um desempenho considerado inconsistente.

Processos envolvendo grandes deformações e deslocamentos, como o corte de tubos que ocorre durante a operação de um BOP, resultam em comportamentos complexos associados à presença de não linearidades geométricas e constitutivas. Para estes casos a modelagem numérica apresenta diversas vantagens, como a capacidade de representar de uma forma mais completa este complexo comportamento.

Neste trabalho desenvolveu-se um modelo baseado no método de elementos finitos explícito para representar o processo de corte. O modelo considera o comportamento elastoplástico e a separação do material através de uma variável de erosão baseada em deformação limite efetiva. O modelo numérico apresenta algumas limitações, como por exemplo, a escolha ideal da deformação efetiva limite do fator de

erosão, que deve ser calibrada com um teste experimental. Porém, após a calibração, o modelo permite estimar a força requerida de corte para diferentes diâmetros e espessura de parede para aquele determinado material.

Os resultados numéricos obtidos apresentaram uma boa concordância com resultados experimentais disponíveis de força máxima de corte na literatura, para os quais se observou uma diferença inferior a 11%. A modelagem numérica proposta permite desenvolver estudos sobre a influência de fatores na força requerida de corte como, por exemplo, a temperatura e a flambagem do tubo dentro do BOP. A modelagem também pode ser utilizada no estudo de otimização da geometria da gaveta, de modo a estabelecer ângulos de corte para reduzir a força de corte.

Algumas sugestões para trabalhos futuros serão apresentadas de forma a se obter análises mais completas e abrangentes em relação ao processo de corte.

a) Realizar testes experimentais variando a relação D/t para um mesmo tubo e comparar com um modelo numérico com objetivo de estudar o comportamento da força requerida para corte.
b) Estudar os efeitos de cargas de compressão /tração sobre o tubo.
c) Efetuar um estudo do efeito da distância entre as gavetas do BOP com o objetivo de minimizar a força requerida.
d) Realizar um mapeamento dos ângulos de corte da ferramenta objetivando sua otimização.
e) Estudar o efeito da diferença de pressão interna e externa sobre a força requerida de corte.
f) Estudar o efeito da velocidade de corte.

VII Referências

[1] CHILDS, G., SATTLER, J., WILLIAMSON, R. Evaluation of Shear Ram capabilities for the U.S. Minerals and Management Service. Requisition No: 3-4025-1001, West Engineering Service Inc., September, 2004

[2] THOMAS, JOSÉ EDUARDO. Fundamentos de engenharia de petróleo. Editora Interciência, Rio de Janeiro, 2001.

[3] RAILSBACK'S,B. Drilling of an oil well. University of Georgia, 2002. Disponível em: <http://www.gly.uga.edu/railsback/1121Lxr19.html>. Acesso em: 30 mar. 2015

[4] O incrível mundo das Plataformas de Petróleo. Disponível em http://wwwo.metalica.com.br/a-maior-estrutura-off-shore-ja-construida-no-brasil.Acesso em : 09/04/2015

[5] SANTOS, OTTO LUIZ ALCÂNTARA. Segurança de poço na perfuração. Editora Blucher, São Paulo, 2013.

[6] US CHEMICAL SAFETY AND HAZARD INVESTIGATION BOARD. investigation report volume 1 explosion and fire at the macondo well. June 5, 2014.

[7] NISIT RUNGRUJIRAT . Basic Design of Subsea BOP Stack with RCD for Riserless Drilling. Faculty of Science and Technology MASTER'S THESIS. June 17th, 2013

[8] TRANSOCEAN. Macondo well incident, Transocean Investigation Report.2011.

[9] ABDULKADIR TEKIN, B.S. Thesis. Blind Shear Ram Blowout Preventers: Estimation of Shear Force and Optimization of Ram Geometry.The Ohio State University, Ohio, 2010.

[10] BARRINGER & ASSOCIATES INC. Shear Ram Blowout Preventer Forces Required, Revised July 10, 2013.

[11] RUSSELL C. HIBBELER. Mechanics of Materials.9th edition. Prentice Hall Ed. 2014

[12] A. GHOSH, V. RAGHU RAM,P. B. POPAT. A new approach to the mechanics of blanking operation: theorical model and experimental verification. Journal of Mechanical Working technology,11 (1985) 215-228.

[13] M. FARZIN, H.R. JAVANI, M. MASHAYEKHI, R. HAMBLI. Analysis of blanking process using various damage criteria. Jornal of Materials Processing Technology, 177(2006) 287-290.

[14] RIDHA HAMBLI. Comparison between Lemaitre and Gurson damage models in crack growth simulation during blanking process. International Journal of Mechanical Sciences, 43 (2001) 2769-2790.

[15] SONG YU, XIAO LONG XIE, JIE ZHANG, ZHEN ZHAO. Ductile fracture modeling of initiation and propagation in sheet-metal blanking processes. Journal of Materials Processing Technology, 187-188 (2007) 169-172.

[16] A. G. ATKINS. On the mechanics of guillotining ductile metals. Journal of Materials Processing Technology, 24 (1990) 245-257.

[17] W. JOHNSON AND R. A. C. SLATER. Survey of slow and fast blanking of metals at ambient and high temperatures. Proc. Int. Conf. "Manufacturing Technology". CIRP-ASTME, p 825 (1967).

[18] W. KLINGENBERGA, U.P. SINGHB.Comparison of two analytical models of blanking and proposal of a new. International Journal of Machine Tools and Manufacture, Volume 45, Issues 4–5, April 2005, Pages 519-527

[19] SOUZA. J.H.C. Estudo do processo de corte de chapas por cisalhamento. UFRGS. PPGEM. Dissertação de mestrado. Porto Alegre,2001.

[20] A. G. ATKINS. On cropping and related processes. Int. Mech, Sci. VoL 22, pp. 215-231. Pergamon Press Ltd., 1980

[21] Q. ZHOU, T. WIERZBICKI.A tension model of blanking and tearing of ductile metal plates, International Journal of Mechanical Sciences 38(3) (1996) 303–324.

[22] J.A. DERUNTZ AND P.G.HODGE, Crushing of a tube between rigid plates. J. Appl. Mech.30,391-395 (1963).

[23] R.H. BURTON AND J.M. CRAIG, An investigation into the energy absorbing properties of metal tubes loaded in the transverse direction. B. Sc. (ENG) Report, University of Bristol, Bristol, England (1963).

[24] REID, S. R. AND YELLA REDDY T. Effect of strain hardening on the lateral compression of tubes between rigid plates, Int. J. of Solid Struct., vol.14, pp. 213-225, 1978.

[25] R.G REDWOOD. Discussion of Crushing of a tube between rigid plates. J. Appl. Mech.31,357-358 (1964).

[26] R. FRISCH-FAY. Flexible bars. Butterworth &Co. Limited. London 1962.

[27] S.A. KARAMANOS, C. ELEFTHERIADIS, Collapse of pressurized elastoplastic tubular members under lateral loads, International Journal of Mechanical Sciences 46 (2004) 35-56.

[28] ANSYS Mechanical User's Guide, Release 2015, November, 2015

[29] LEE,H.H, Finite Element Simulations with Ansys Workbench 14 “theory, applications, case studies”, SDC publications,2014.

[30] K. EVANGELOS. Numerical Analysis of Shear Ram and Experimental Determination of Fracture Parameters. B. Sc. MIT.2012

[31] HALLQUIST, J.O. LS-Dyna Theory manual, Livermore Software technology Corporation, March 2006.

[32] COOK, R.D.,MILKUS, D.S., PLESHA,M.E.,WITT,R.J. Concepts and Applications of Finite Element Analyses, Fourth Edition, John Wiley & Sons, Inc.,2002.

[33] B. LUCCIONI, G. ARAOZ. Erosion criteria for frictional materials under blast load. Mecánica Computacional Vol XXX, pags 1803-1831. Novembro, 2011

[34] M. ABDEL-KADER, A. FOUDA. Mild steel plates impacted by hard projectiles. Jornal of Constructional Research 99 pags 57-71, 2014.

ANEXO I

```
symsycyfu
% Zhou Estudo 1
n=0.17;
d=3.5*25.4;
t=25.4*0.368;
K=1800;
ef=7;
uf=4.7;
ui=0;
u=linspace(0,uf,100);
yf=solve((log(sqrt(1+yf^2)))+yf/(2*(1-n))*sinh((1-n)/0.3639)==...
    (sqrt(3)/2)*ef/(1-n)*sinh((1-n)*(sqrt(3)/2)),yf)
delta_i=ui/(2*yf);
Ksi=2*(uf-ui)/(yf*t);
y0=2*u/(2*delta_i+Ksi*t);
fun=@(x) (log(sqrt(x.^2+1))).^0.17./(x.*(x.^2+1));
z=double(yf);
i=linspace(0,z,100);
I=[integral(fun,i([1]),i([100])) integral(fun,i([2]),i([100]))...
integral(fun,i([3]),i([100])) integral(fun,i([4]),i([100]))...
integral(fun,i([5]),i([100])) integral(fun,i([6]),i([100]))...
integral(fun,i([7]),i([100])) integral(fun,i([8]),i([100]))...
integral(fun,i([9]),i([100])) integral(fun,i([10]),i([100]))...
integral(fun,i([11]),i([100])) integral(fun,i([12]),i([100]))...
integral(fun,i([13]),i([100])) integral(fun,i([14]),i([100]))...
integral(fun,i([15]),i([100])) integral(fun,i([16]),i([100]))...
integral(fun,i([17]),i([100])) integral(fun,i([18]),i([100]))...
integral(fun,i([19]),i([100])) integral(fun,i([20]),i([100]))...
integral(fun,i([21]),i([100])) integral(fun,i([22]),i([100]))...
integral(fun,i([23]),i([100])) integral(fun,i([24]),i([100]))...
integral(fun,i([25]),i([100])) integral(fun,i([26]),i([100]))...
integral(fun,i([27]),i([100])) integral(fun,i([28]),i([100]))...
integral(fun,i([29]),i([100])) integral(fun,i([30]),i([100]))...
integral(fun,i([31]),i([100])) integral(fun,i([32]),i([100]))...
integral(fun,i([33]),i([100])) integral(fun,i([34]),i([100]))...
integral(fun,i([35]),i([100])) integral(fun,i([36]),i([100]))...
integral(fun,i([37]),i([100])) integral(fun,i([38]),i([100]))...
integral(fun,i([39]),i([100])) integral(fun,i([40]),i([100]))...
integral(fun,i([41]),i([100])) integral(fun,i([42]),i([100]))...
integral(fun,i([43]),i([100])) integral(fun,i([44]),i([100]))...
integral(fun,i([45]),i([100])) integral(fun,i([46]),i([100]))...
integral(fun,i([47]),i([100])) integral(fun,i([48]),i([100]))...
integral(fun,i([49]),i([100])) integral(fun,i([50]),i([100]))...
integral(fun,i([51]),i([100])) integral(fun,i([52]),i([100]))...
integral(fun,i([53]),i([100])) integral(fun,i([eq]),i([100]))...

integral(fun,i([55]),i([100])) integral(fun,i([56]),i([100]))...
integral(fun,i([57]),i([100])) integral(fun,i([58]),i([100]))...
integral(fun,i([59]),i([100])) integral(fun,i([60]),i([100]))...
integral(fun,i([61]),i([100])) integral(fun,i([62]),i([100]))...
integral(fun,i([63]),i([100])) integral(fun,i([64]),i([100]))...
integral(fun,i([65]),i([100])) integral(fun,i([66]),i([100]))...
integral(fun,i([67]),i([100])) integral(fun,i([68]),i([100]))...
integral(fun,i([69]),i([100])) integral(fun,i([70]),i([100]))...
integral(fun,i([71]),i([100])) integral(fun,i([72]),i([100]))...
integral(fun,i([73]),i([100])) integral(fun,i([74]),i([100]))...
```

```
integral(fun,i([75]),i([100])) integral(fun,i([76]),i([100]))...
integral(fun,i([77]),i([100])) integral(fun,i([78]),i([100]))...
integral(fun,i([79]),i([100])) integral(fun,i([80]),i([100]))...
integral(fun,i([81]),i([100])) integral(fun,i([82]),i([100]))...
integral(fun,i([83]),i([100])) integral(fun,i([84]),i([100]))...
integral(fun,i([85]),i([100])) integral(fun,i([86]),i([100]))...
integral(fun,i([87]),i([100])) integral(fun,i([88]),i([100]))...
integral(fun,i([89]),i([100])) integral(fun,i([90]),i([100]))...
integral(fun,i([91]),i([100])) integral(fun,i([92]),i([100]))...
integral(fun,i([93]),i([100])) integral(fun,i([94]),i([100]))...
integral(fun,i([95]),i([100])) integral(fun,i([96]),i([100]))...
integral(fun,i([97]),i([100])) integral(fun,i([98]),i([100]))...
integral(fun,i([99]),i([100])) integral(fun,i([100]),i([100]))];
Q=2*(2/sqrt(3))^(n+1)*K.*u/Ksi.*I;
Qmax=Q*3.14*d/2;
Qmax=double(Qmax);
[m,i]=max(Qmax)
ielem=u(i)


% Atkins Estudo 1

d1=25.4*3.5;
t1=25.4*0.368;
K1=1800;
n1=0.17;
T1=K/(2^(1+n1));
w1=0.9;
delta_crit1=[0:0.01:t1];
Fmax=pi*d1/2.*(t1-delta_crit1).*T1.*(delta_crit1/w1).^(n1);
[m,i]=max(Fmax)
plot(u,Qmax,delta_crit1,Fmax)
axis([0 10 0 1600000])
legend('Zhou','Atkins');
ielem=delta_crit1(i);




symsycyfu

% Zhou Estudo 4
n=0.15;
d=5*25.4;
t=25.4*0.5;
K=2150;
ef=7;
uf=7.8;
ui=0;
u=linspace(0,uf,100);
yf=solve((log(sqrt(1+yf^2)))+yf/(2*(1-n))*sinh((1-n)/0.3639)==...
   (sqrt(3)/2)*ef/(1-n)*sinh((1-n)*(sqrt(3)/2)),yf)
delta_i=ui/(2*yf);
Ksi=2*(uf-ui)/(yf*t);
y0=2*u/(2*delta_i+Ksi*t);
fun=@(x) (log(sqrt(x.^2+1))).^0.17./(x.*(x.^2+1));
z=double(yf)
i=linspace(0,z,100);
I=[integral(fun,i([1]),i([100])) integral(fun,i([2]),i([100]))...
```

```
integral(fun,i([3]),i([100])) integral(fun,i([4]),i([100]))...
integral(fun,i([5]),i([100])) integral(fun,i([6]),i([100]))...
integral(fun,i([7]),i([100])) integral(fun,i([8]),i([100]))...
integral(fun,i([9]),i([100])) integral(fun,i([10]),i([100]))...
integral(fun,i([11]),i([100])) integral(fun,i([12]),i([100]))...
integral(fun,i([13]),i([100])) integral(fun,i([14]),i([100]))...
integral(fun,i([15]),i([100])) integral(fun,i([16]),i([100]))...
integral(fun,i([17]),i([100])) integral(fun,i([18]),i([100]))...
integral(fun,i([19]),i([100])) integral(fun,i([20]),i([100]))...
integral(fun,i([21]),i([100])) integral(fun,i([22]),i([100]))...
integral(fun,i([23]),i([100])) integral(fun,i([24]),i([100]))...
integral(fun,i([25]),i([100])) integral(fun,i([26]),i([100]))...
integral(fun,i([27]),i([100])) integral(fun,i([28]),i([100]))...
integral(fun,i([29]),i([100])) integral(fun,i([30]),i([100]))...
integral(fun,i([31]),i([100])) integral(fun,i([32]),i([100]))...
integral(fun,i([33]),i([100])) integral(fun,i([34]),i([100]))...
integral(fun,i([35]),i([100])) integral(fun,i([36]),i([100]))...
integral(fun,i([37]),i([100])) integral(fun,i([38]),i([100]))...
integral(fun,i([39]),i([100])) integral(fun,i([40]),i([100]))...
integral(fun,i([41]),i([100])) integral(fun,i([42]),i([100]))...
integral(fun,i([43]),i([100])) integral(fun,i([44]),i([100]))...
integral(fun,i([45]),i([100])) integral(fun,i([46]),i([100]))...
integral(fun,i([47]),i([100])) integral(fun,i([48]),i([100]))...
integral(fun,i([49]),i([100])) integral(fun,i([50]),i([100]))...
integral(fun,i([51]),i([100])) integral(fun,i([52]),i([100]))...
integral(fun,i([53]),i([100])) integral(fun,i([54]),i([100]))...
integral(fun,i([55]),i([100])) integral(fun,i([56]),i([100]))...
integral(fun,i([57]),i([100])) integral(fun,i([58]),i([100]))...
integral(fun,i([59]),i([100])) integral(fun,i([60]),i([100]))...
integral(fun,i([61]),i([100])) integral(fun,i([62]),i([100]))...
integral(fun,i([63]),i([100])) integral(fun,i([64]),i([100]))...
integral(fun,i([65]),i([100])) integral(fun,i([66]),i([100]))...
integral(fun,i([67]),i([100])) integral(fun,i([68]),i([100]))...
integral(fun,i([69]),i([100])) integral(fun,i([70]),i([100]))...
integral(fun,i([71]),i([100])) integral(fun,i([72]),i([100]))...
integral(fun,i([73]),i([100])) integral(fun,i([74]),i([100]))...
integral(fun,i([75]),i([100])) integral(fun,i([76]),i([100]))...
integral(fun,i([77]),i([100])) integral(fun,i([78]),i([100]))...
integral(fun,i([79]),i([100])) integral(fun,i([80]),i([100]))...
integral(fun,i([81]),i([100])) integral(fun,i([82]),i([100]))...
integral(fun,i([83]),i([100])) integral(fun,i([84]),i([100]))...
integral(fun,i([85]),i([100])) integral(fun,i([86]),i([100]))...
integral(fun,i([87]),i([100])) integral(fun,i([88]),i([100]))...
integral(fun,i([89]),i([100])) integral(fun,i([90]),i([100]))...
integral(fun,i([91]),i([100])) integral(fun,i([92]),i([100]))...
integral(fun,i([93]),i([100])) integral(fun,i([94]),i([100]))...
integral(fun,i([95]),i([100])) integral(fun,i([96]),i([100]))...
integral(fun,i([97]),i([100])) integral(fun,i([98]),i([100]))...
integral(fun,i([99]),i([100])) integral(fun,i([100]),i([100]))];
Q=2*(2/sqrt(3))^(n+1)*K.*u/Ksi.*I;
Qmax=Q*3.14*d/2;
Qmax=double(Qmax);
[m,i]=max(Qmax)
ielem=u(i);


% Atkins Estudo 4

d1=25.4*5;
t1=25.4*0.5;
K1=2150;
```

```
n1=0.15;
T1=K1/(2^(1+n1));
w1=2;
delta_crit1=[0:0.01:t1];
Fmax=pi*d1/2.*(t1-delta_crit1).*T1.*(delta_crit1/w1).^(n1);
[m,i]=max(Fmax)
plot(u,Qmax,delta_crit1,Fmax)
%axis([0 10 0 1600000])
legend('Zhou','Atkins');
ielem=delta_crit1(i);
```

```
symsycyfu
% Zhou Estudo 9
n=0.14;
d=5*25.4;
t=25.4*0.362;
K=2420;
ef=7;
uf=6;
ui=0;
u=linspace(0,uf,100);
yf=solve((log(sqrt(1+yf^2)))+yf/(2*(1-n))*sinh((1-n)/0.3639)==...
   (sqrt(3)/2)*ef/(1-n)*sinh((1-n)*(sqrt(3)/2)),yf)
delta_i=ui/(2*yf);
Ksi=2*(uf-ui)/(yf*t);
y0=2*u/(2*delta_i+Ksi*t);
fun=@(x) (log(sqrt(x.^2+1))).^0.17./(x.*(x.^2+1));
z=double(yf)
i=linspace(0,z,100);
I=[integral(fun,i([1]),i([100])) integral(fun,i([2]),i([100]))...
integral(fun,i([3]),i([100])) integral(fun,i([4]),i([100]))...
integral(fun,i([5]),i([100])) integral(fun,i([6]),i([100]))...
integral(fun,i([7]),i([100])) integral(fun,i([8]),i([100]))...
integral(fun,i([9]),i([100])) integral(fun,i([10]),i([100]))...
integral(fun,i([11]),i([100])) integral(fun,i([12]),i([100]))...
integral(fun,i([13]),i([100])) integral(fun,i([14]),i([100]))...
integral(fun,i([15]),i([100])) integral(fun,i([16]),i([100]))...
integral(fun,i([17]),i([100])) integral(fun,i([18]),i([100]))...
integral(fun,i([19]),i([100])) integral(fun,i([20]),i([100]))...
integral(fun,i([21]),i([100])) integral(fun,i([22]),i([100]))...
integral(fun,i([23]),i([100])) integral(fun,i([24]),i([100]))...
integral(fun,i([25]),i([100])) integral(fun,i([26]),i([100]))...
integral(fun,i([27]),i([100])) integral(fun,i([28]),i([100]))...
integral(fun,i([29]),i([100])) integral(fun,i([30]),i([100]))...
integral(fun,i([31]),i([100])) integral(fun,i([32]),i([100]))...
integral(fun,i([33]),i([100])) integral(fun,i([34]),i([100]))...
integral(fun,i([35]),i([100])) integral(fun,i([36]),i([100]))...
integral(fun,i([37]),i([100])) integral(fun,i([38]),i([100]))...
integral(fun,i([39]),i([100])) integral(fun,i([40]),i([100]))...
integral(fun,i([41]),i([100])) integral(fun,i([42]),i([100]))...
integral(fun,i([43]),i([100])) integral(fun,i([44]),i([100]))...
integral(fun,i([45]),i([100])) integral(fun,i([46]),i([100]))...
integral(fun,i([47]),i([100])) integral(fun,i([48]),i([100]))...
integral(fun,i([49]),i([100])) integral(fun,i([50]),i([100]))...
integral(fun,i([51]),i([100])) integral(fun,i([52]),i([100]))...
integral(fun,i([53]),i([100])) integral(fun,i([54]),i([100]))...
integral(fun,i([55]),i([100])) integral(fun,i([56]),i([100]))...
```

```
integral(fun,i([57]),i([100])) integral(fun,i([58]),i([100]))...
integral(fun,i([59]),i([100])) integral(fun,i([60]),i([100]))...
integral(fun,i([61]),i([100])) integral(fun,i([62]),i([100]))...
integral(fun,i([63]),i([100])) integral(fun,i([64]),i([100]))...
integral(fun,i([65]),i([100])) integral(fun,i([66]),i([100]))...
integral(fun,i([67]),i([100])) integral(fun,i([68]),i([100]))...
integral(fun,i([69]),i([100])) integral(fun,i([70]),i([100]))...
integral(fun,i([71]),i([100])) integral(fun,i([72]),i([100]))...
integral(fun,i([73]),i([100])) integral(fun,i([74]),i([100]))...
integral(fun,i([75]),i([100])) integral(fun,i([76]),i([100]))...
integral(fun,i([77]),i([100])) integral(fun,i([78]),i([100]))...
integral(fun,i([79]),i([100])) integral(fun,i([80]),i([100]))...
integral(fun,i([81]),i([100])) integral(fun,i([82]),i([100]))...
integral(fun,i([83]),i([100])) integral(fun,i([84]),i([100]))...
integral(fun,i([85]),i([100])) integral(fun,i([86]),i([100]))...
integral(fun,i([87]),i([100])) integral(fun,i([88]),i([100]))...
integral(fun,i([89]),i([100])) integral(fun,i([90]),i([100]))...
integral(fun,i([91]),i([100])) integral(fun,i([92]),i([100]))...
integral(fun,i([93]),i([100])) integral(fun,i([94]),i([100]))...
integral(fun,i([95]),i([100])) integral(fun,i([96]),i([100]))...
integral(fun,i([97]),i([100])) integral(fun,i([98]),i([100]))...
integral(fun,i([99]),i([100])) integral(fun,i([100]),i([100]))];
Q=2*(2/sqrt(3))^(n+1)*K.*u/Ksi.*I;
Qmax=Q*3.14*d/2;
Qmax=double(Qmax);
[m,i]=max(Qmax)
ielem=u(i);


% Atkins Estudo 9

d1=25.4*5;
t1=25.4*0.362;
K1=2420;
n1=0.14;
T1=K1/(2^(1+n1));
w1=1;
delta_crit1=[0:0.01:t1];
Fmax=pi*d1/2.*(t1-delta_crit1).*T1.*(delta_crit1/w1).^(n1);
[m,i]=max(Fmax)
plot(u,Qmax,delta_crit1,Fmax)
axis([0 10 0 2000000])
legend('Zhou','Atkins');
ielem=delta_crit1(i);
```