



UNIVERSIDADE FEDERAL DA PARAÍBA
CENTRO DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

JOÃO VINÍCIUS DE MELO ARAUJO E SOUSA

**ANÁLISE NUMÉRICA DE UM ATUADOR PASSIVO LMF PARA UM
MASTRO DE SONDA DE PRODUÇÃO DE PETROLEO**

JOÃO PESSOA – PB

2018

JOÃO VINÍCIUS DE MELO ARAUJO E SOUSA

**ANÁLISE NUMÉRICA DE UM ATUADOR PASSIVO LMF PARA UM
MASTRO DE SONDA DE PRODUÇÃO DE PETROLEO**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à banca examinadora do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal da Paraíba como parte das exigências à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.
Orientador: Prof. Dr. Marcelo Cavalcanti Rodrigues

JOÃO PESSOA – PB

2018

S725p Sousa, Joao Vinicius de Melo Araujo e.

ANÁLISE NUMÉRICA DE UM ATUADOR PASSIVO LMF PARA UM MASTRO
DE SONDA DE PRODUÇÃO DE PETROLEO/ Joao Vinicius de Melo
Araujo e Sousa. - João Pessoa, 2018.
41 f.

Orientação: Marcelo Rodrigues Cavalcanti.
Monografia (Graduação) - UFPB/CT.

1. Atuador. 2. Elementos finitos. 3. Mastro. 4. Ligas
de memória de forma. I. Cavalcanti, Marcelo Rodrigues.
II. Título.

UFPB/BC

JOÃO VINÍCIUS DE MELO ARAUJO E SOUSA

**ANÁLISE NUMÉRICA DE UM ATUADOR PASSIVO LMF PARA UM
MASTRO DE SONDA DE PRODUÇÃO DE PETROLEO**

Trabalho de Conclusão de Curso – TCC, apresentado à banca examinadora do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal da Paraíba como parte das exigências à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, tendo obtido o conceito **APROVADO** conforme a apreciação da banca examinadora:

João Pessoa, 9 de novembro de 2018

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Marcelo Cavalcanti Rodrigues
Departamento de Engenharia Mecânica / Centro de Tecnologia / UFPB

Eng. Caio Fernando Lira Correia Araujo
Departamento de Engenharia Mecânica / Centro de Tecnologia / UFPB

MSc. Daniel Nicolau Lima Alves
Departamento de Engenharia Mecânica / Centro de Tecnologia / UFPB

Dedico este trabalho à minha mãe, a meu pai e o meu irmão pelo apoio, incentivo, paciência e dedicação durante minha trajetória na universidade.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente aos meus pais, Francisco, Adriana, por todo apoio e estímulo não só durante a graduação, mas também em toda minha vida.

Ao meu irmão, Fernando, pela paciência e por todos os momentos de descontração que fizeram com que a minha trajetória até aqui fosse muito mais tranquila e bem aproveitada.

À Morgana, por estar do meu lado em todos os bons e maus momentos, me fazendo nunca desistir e me manter no foco.

Ao Prof. Dr. Marcelo Cavalcanti Rodrigues, por ter sido muito mais do que o orientador deste trabalho, sendo um mentor desde o início do curso, me abrindo portas e me fazendo ter a visão crítica de engenharia que tenho hoje.

Aos amigos de curso, Dener Delmiro, Lucas Vicente, Thalles Emannuel, Tiago Fonseca, Heitor Augusto, Genilton França e Gessé Paulo, pelos momentos de descontração e por serem exemplos de dedicação e estudo, me fazendo ser um aluno e um engenheiro cada vez melhor.

Ao GPii (Grupo de Pesquisa em Integridade e Inspeção) pela imersão no mundo da pesquisa e desenvolvimento tecnológico.

Ao apoio do Programa de Recursos Humanos (PRH – 54) da ANP / MCTI (Agência Nacional de Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis / Ministério da Ciência, tecnologia e Inovação).

“O sucesso nasce do querer, da determinação e persistência em se chegar a um objetivo.
Mesmo não atingindo o alvo, quem busca e vence obstáculos,
no mínimo fará coisas admiráveis”
(José de Alencar)

RESUMO

O presente trabalho apresenta uma análise numérica de um atuador em formato de uma luva de seção retangular para a contenção de elevadas tensões em um mastro de sonda de produção, utilizando o método dos elementos finitos. Em meio a um cenário de cargas com elevadas magnitudes, os mastros de sondas de produção de petróleo são componentes críticos para a segurança e para a performance de toda a sonda, pois, juntamente com as subestruturas e bases, sustentam as maiores cargas vindas das atividades das sondas. Sendo assim, buscando adequação de um mastro aos padrões de projeto estabelecidos pela norma API 4F, através do método dos elementos finitos, foi avaliado um atuador passivo feito em liga de memória de forma, partindo da determinação de regiões críticas do mastro, passando por avaliações de desempenho do atuador e finalizando com um comparativo entre a peça em liga de memória de forma e em aço comercial. Tal atuador foi capaz de agir nos pontos críticos do mastro, diminuindo os níveis de tensões quando esse estava submetido a sua capacidade máxima.

Palavras-Chave: Atuador. Ligas de memória de forma. Elementos finitos. Mastro.

ABSTRACT

The present work presents a numerical evaluation of a rectangular shaped tube actuator for the containment of high stresses in probe production mast, using the finite element method. In the midst of a high magnitude load scenario, the oil production probe masts are critical components for the safety and performance of the entire probe, since, together with the substructures and bases, they sustain the highest loads coming from the activities of the probes. Thus, in order to adapt a mast to the design standards established by the API 4F, through the finite element method, a passive actuator made in a shape memory alloy was evaluated, starting from the determination of critical regions of the mast, passing through evaluations of actuator performance and ending with a comparison between the part made of shape memory alloy and commercial steel. Such an actuator was able to act at the critical points of the mast, reducing the stress levels when it was subjected to its maximum capacity.

Keywords: Actuator. Finite element method. Shape memory alloys. Mast.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Mastro.	15
Figura 2 – Elemento de viga e seus graus de liberdade.	17
Figura 3 – Exemplos de elementos utilizados pelo Ansys.	18
Figura 4 – Efeito memória de forma.	20
Figura 5 – Superelasticidade	21
Figura 6 – Mastro estudado.	22
Figura 7 – Modelamento em software CAD.	24
Figura 8 – Parâmetros de malha do Ansys antes e depois do refinamento.	25
Figura 9 – Malha aplicada.	26
Figura 10 – (a) Carregamento 150 mil libra-força; (b) Área de aplicação da força.	27
Figura 11 – Área de aplicação da condição de contorno (verde)	27
Figura 12 – Distribuição de tensão no mastro sob carregamento máximo	28
Figura 13 – (a) Ponto de apoio da estrutura superior do mastro; (b) Linha de ação da reação de apoio (vermelho) e linha de ação do carregamento (roxo).	28
Figura 14 – (a) Deformação plástica e deformação elástica (b) sob carregamento máximo....	29
Figura 15 – Região adequada para instalação do atuador, considerando os esforços gerados.	30
Figura 16 – Região descartada para instalação do atuador devido aos outros componentes ..	31.
Figura 17 – Atuadores mecânicos (vermelho).....	31
Figura 18 – Região descartada para instalação do atuador devido aos outros componentes...	32
Figura 19 – Distribuição de tensão na luva LMF	33
Figura 20 – Histerese da luva LMF	33
Figura 21 – Distribuição de tensão no mastro com luva ASMT A36.	34
Figura 22 – Tensões apenas no mastro, para o caso da luva ASTM A36	35
Figura 23 – Deformações plásticas na luva ASTM A36.	35

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Propriedades mecânicas dos materiais do mastro	22
Tabela 2 – Propriedades da liga NiTi utilizada... ..	23

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	13
1.1 OBJETIVO GERAL	14
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	14
2 REFERENCIAL TEÓRICO	14
2.1 O MASTRO	14
2.2 API 4F – SPECIFICATION FOR DRILLING AND WELL SERVICING STRUCTURES	16
2.3 MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS	16
2.4 CRITÉRIO DE FALHA ESTÁTICA DE VON MISES	19
2.5 LIGAS DE MEMÓRIA DE FORMA	20
2.5.1 Efeito memória de forma	20
2.5.2 Superelasticidade	21
3 MATERIAIS E MÉTODOS	22
3.1 MATERIAIS	22
3.2 METODOLOGIA APLICADA	23
3.2.1 Modelamento do mastro	23
3.2.2 Análise do mastro em sua capacidade máxima	26
3.2.4 Comparativo entre atuador em LMF e em aço ASTM A 36	28
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO	28
4.1 MASTRO SOB CARGA MÁXIMA	28
4.2 DETERMINAÇÃO DA GEOMETRIA DO ATUADOR	30
4.3 LUVA LMF	32
4.3 LUVA ASTM A36	34
5 CONCLUSÃO	36
6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	37
7 REFERÊNCIAS	38

1 INTRODUÇÃO

Na indústria de óleo e gás são utilizados diversos tipos de componentes, muitos deles submetidos a altas cargas. Devido a esse alto carregamento, originado principalmente pelas condições de pressão, temperatura e profundidade dos poços, os componentes devem ser robustos para que garantam não só os níveis de produção, mas também a segurança dos operadores. Em meio a esse cenário, destacam-se os componentes de sustentação de cargas: o mastro, a subestrutura e a base.

Estes componentes recebem os carregamentos de maiores magnitudes da sonda e merecem uma avaliação cuidadosa no seu projeto. Para tanto, a API estabeleceu a norma API 4F, a qual estabelece os padrões a serem seguidos nos projetos de estruturas metálicas em sondas de produção de petróleo. No tocante ao projeto dos mastros, são feitas considerações que vão desde o projeto, como a recomendação de estudos específicos em elementos finitos, até a manufatura, citando, por exemplo, orientações sobre soldagem da estrutura.

Considerando a etapa de projeto de estruturas metálicas, é comum a utilização de atuadores para que seja garantida a integridade estrutural destas. Mediante esta aplicação, é notória a aplicação de atuadores passivos, devido a sua simplicidade, versatilidade e elevado desempenho. Neste cenário, as ligas de memória de forma, ou ligas inteligentes, se mostram como uma opção interessante para a confecção de tais atuadores.

Unindo a necessidade de um projeto detalhado dos mastros e o desempenho dos atuadores passivos, este trabalho propõe o projeto de um atuador passivo em liga de memória de forma, para conter as tensões e deformações excessivas em um mastro de sonda de produção de petróleo.

1.1 OBJETIVO GERAL

O objetivo geral do presente trabalho é desenvolver o projeto de um atuador em liga de memória de forma para conter os elevados níveis de tensão de um mastro de sonda de perfuração de poços de petróleo, garantindo que esse esteja dentro dos limites estipulados pela norma API 4F.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- a) Modelar o mastro em software CAD;
- b) Fazer estudo do mastro submetido ao carregamento máximo sem a utilização do atuador;
- c) Determinar as regiões críticas do mastro;
- d) Determinar geometria do atuador baseado nas regiões críticas do mastro;
- e) Fazer análise de integridade estrutural do mastro com o atuador;
- f) Fazer análise do comportamento do atuador;
- g) Realizar comparativo entre atuador em LMF e em aço comercial;

2 REFERENCIAL TEÓRICO

Nessa seção, serão abordados tópicos relacionados a fundamentos das ligas de memória de forma, conceitos sobre o método dos elementos finitos e sobre equipamentos de sonda de perfuração de poços de petróleo, bem como aspectos de normas relacionadas a tais equipamentos.

2.1 O MASTRO

Os equipamentos de uma sonda de produção podem ser agrupados em: sistema de sustentação de cargas, de geração e transmissão de energia, de movimentação de carga, de rotação, de circulação, de segurança de poço e de monitoramento.

Como o próprio nome sugere, o sistema de sustentação de cargas é responsável por suportar os esforços das operações desenvolvidas na sonda e é composto por mastro (ou torre), pela subestrutura e pela fundação (ou base). As diversas cargas das operações desempenhadas pela sonda são transmitidas ao mastro, o qual transmite para a subestrutura e esta transmite para a base.



Figura 1 – Mastro.

Fonte: Rosetto (20013).

O mastro é uma estrutura de aço, formada por diversos perfis ou tubos, que limita o espaçamento vertical livre acima da plataforma de trabalho para permitir a execução de manobras. Devido ao comprimento dos tubos empregados nas sondas (aproximadamente 9 metros), os mastros podem ultrapassar 45 metros de altura, divididos em seções de modo que seja facilitado o transporte da sonda de um poço para outro. Já a subestrutura, é uma estrutura composta por vigas metálicas que cria o espaço de trabalho sob a plataforma, onde são instalados os equipamentos de segurança do poço.

O sistema de movimentação de cargas, composto pelo guincho, bloco de coroamento, catarina, cabo de perfuração e elevador, está diretamente relacionado ao sistema de sustentação de cargas. O bloco de coroamento, por exemplo, é fixado na extremidade superior do mastro e o transmite toda a carga suportada por seu cabo de aço.

Devido as dimensões e interações com os outros componentes da sonda que o mastro apresenta, ele suportará as cargas como cargas de içamento, peso próprio e cargas devido a ação do vento. Neste contexto, a norma API 4F aparece como uma regulamentação para que o projeto de mastros, de modo que estes operem de maneira segura.

2.2 API 4F – SPECIFICATION FOR DRILLING AND WELL SERVICING STRUCTURES

A API 4F trata sobre recomendações e requisitos acerca de estruturas metálicas nas operações de perfuração e manutenção de poços. As estruturas abordadas na norma são torres de perfuração de aço, mastros, mastros acorrentados, subestruturas e blocos de coroamento.

Para o caso do projeto de mastros, a recomendação é que sejam estudados os carregamentos do gancho, rotativos, dos tubos estaleirados e cargas ambientais, como, por exemplo, situações de tempestade e ventos; além de considerar o próprio peso da estrutura. Os carregamentos devem ser equivalentes às operações desempenhadas pela sonda e também referente ao procedimento de transporte do mastro, caso seja necessário.

No tocante a determinação das tensões admissíveis, a norma API 4F utiliza os valores da norma AISC 335-89 como base para suas considerações. Para carregamentos estáticos, os valores de tensões admissíveis são iguais, porém, para carregamentos dinâmicos, como carregamentos de vento ou de terremotos, a norma API 4F recomenda que os valores sejam $1/3$ maior que os valores recomendados pela AISC 335-89.

Ainda nas considerações de projeto, a norma trata do modelamento das forças causadas pelo vento, do modelamento de carregamentos dinâmicos e faz ainda considerações acerca do projeto considerando terremotos.

São feitas também considerações a respeito dos materiais utilizados, como, por exemplo, recomendações acerca de testes de material e manufatura do mastro; além das recomendações envolvendo os procedimentos de soldagem, utilizando como base os padrões estabelecidos pela AWS D1.1.

Ao final, a norma comenta sobre as exigências envolvendo o controle de qualidade. Recomendações sobre testes e procedimentos de verificação são elencados, são estabelecidos parâmetros a serem avaliados e metas de qualidades a serem atingidas, sendo uma das exigências da norma a avaliação da estrutura em software de elementos finitos.

2.3 MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

O método dos elementos finitos é uma ferramenta numérica para resolução de problemas envolvendo sistemas contínuos. Neste método, o corpo contínuo é subdividido em uma malha contendo um determinado número de elementos, que são conectados, em suas extremidades, por pontos chamados de nós. Cada elemento tem seu comportamento definido pelos parâmetros

especificados em seus nós (graus de liberdade), sendo esses dependentes do objetivo do estudo e do tipo do elemento empregado.

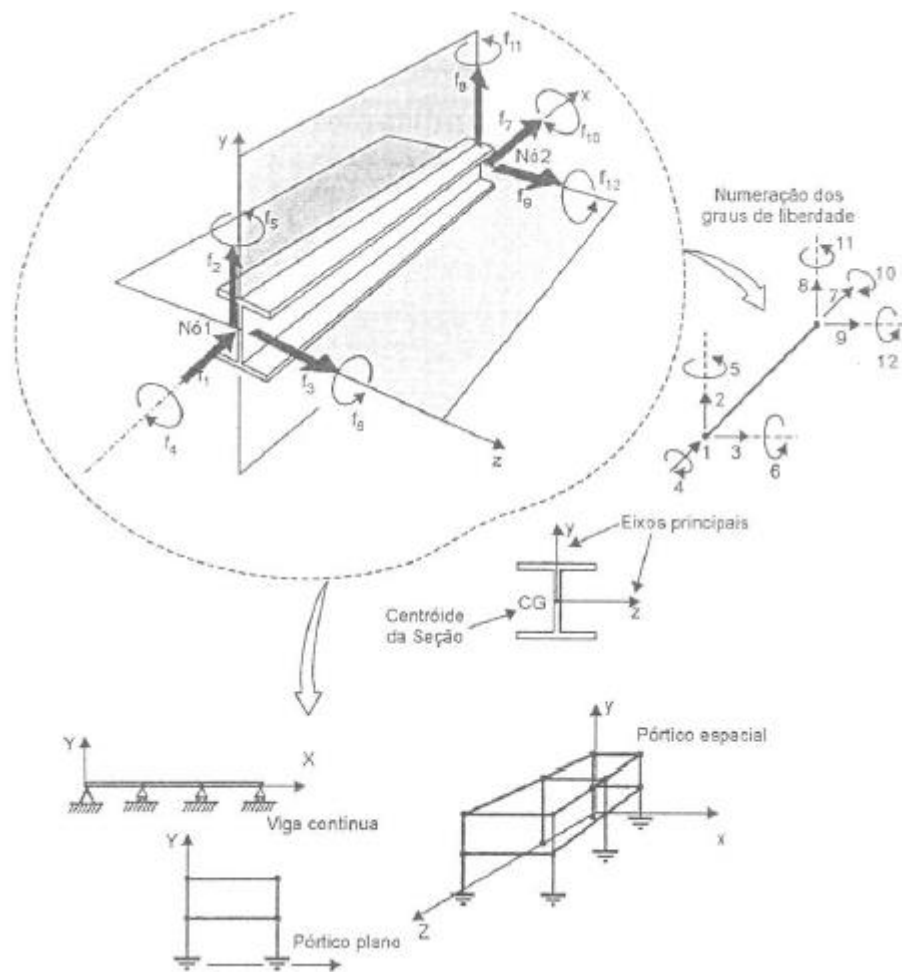


Figura 2 – Elemento de viga e seus graus de liberdade.

Fonte: AVELINO (2013).

Cada situação requer uma escolha adequada de elemento. Os elementos podem ser uni, bi ou tridimensionais, além de também poderem possuir diferentes números de nós e diferentes quantidades de graus de liberdade por nó. O elemento de mola, por exemplo, que é o elemento mais simples empregado no método, é unidimensional e possui dois nós, cada um com apenas um grau de liberdade (deslocamento nodal na direção axial), fazendo com que o elemento de mola só capte informações relativas a carregamentos em sua direção axial.

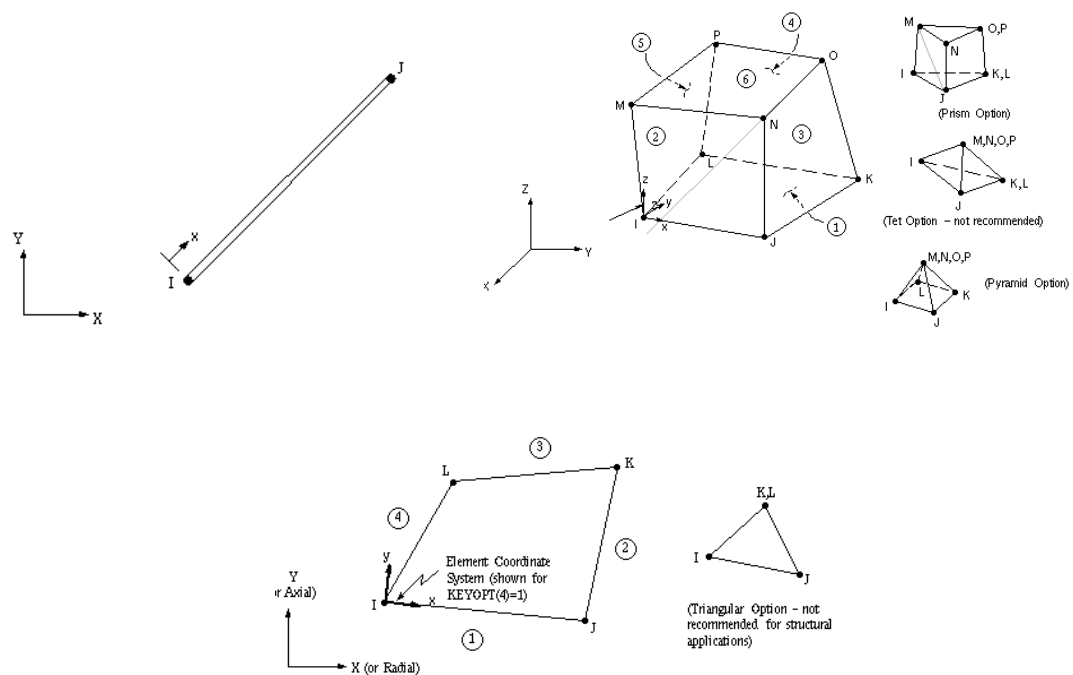


Figura 3 – Exemplos de elementos utilizados pelo Ansys.

Fonte: ANSYS® (2018).

Todo elemento finito tem sua relação força – deslocamento dada pela matriz de rigidez. Dada pela seguinte forma:

$$\{F\} = \{k\}\{x\}$$

A matriz de rigidez do elemento é uma matriz quadrada e sua ordem n é igual ao número de graus de liberdade do elemento, de modo que o sistema de equações obtido através da equação anterior seja possível e determinado.

Para elementos unidimensionais, considerando o regime elástico, a matriz de rigidez dos elementos é determinada a partir dos princípios elementares da resistência dos materiais, sendo possível a determinação de deformações internas ao elemento, a partir dos deslocamentos nodais, de forma exata. Um elemento de tais matrizes de rigidez significa fisicamente o esforço restaurador provocado na coordenada generalizada i , devido a um deslocamento unitário na coordenada generalizada j , mantendo-se todas as outras coordenadas fixas.

Para a formulação de elementos bi e tridimensionais, são adotados princípios de conservação de energia e técnicas de interpolação matemáticas. A energia externa imposta ao elemento se armazena na forma de energia de deformação no elemento, gerando um campo de deformação neste. Tais deformações são definidas por um polinômio de interpolação o qual é baseado nos deslocamentos nodais. O polinômio de interpolação escolhido tem grau

correspondente a quantidade de graus de liberdade do elemento, de modo que o grau é aumentado caso haja a inserção de mais nós no elemento.

Determinada a matriz de rigidez, sabendo as forças aplicadas nos nós e as condições de contorno em cada nó, determinam-se os deslocamentos nos nós e, posteriormente, os valores de tensão e deformação desejados.

2.4 CRITÉRIO DE FALHA ESTÁTICA DE VON MISES

Os critérios de falha estáticas, ou de escoamento, foram elaborados a fim de definir a tensão limite que caracteriza o início do escoamento dos metais com o objetivo de evitar falha. Dentre estes, podemos citar a Teoria de Rankine (Teoria da Tensão Normal Máxima), o Critério de Falha de Mohr, a Teoria de Tresca (Teoria da Tensão Cisalhante Máxima) e a Teoria de Von Mises (Teoria da Energia de Distorção Máxima), sendo o último o critério mais conservador.

A Teoria de Von Mises diz que o escoamento de um material dúctil ocorre quando a energia de distorção por unidade de volume iguala ou excede a energia de distorção por unidade de volume quando o mesmo material escoar em um ensaio de tração simples. Desta maneira, o critério de falha da energia de -distorção máxima tem, levando em conta as três tensões principais, a seguinte forma:

$$\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2] = \sigma_y^2 \quad (1)$$

Uma forma comum de representação do critério de falha da energia de distorção máxima é através da tensão equivalente de von Mises, que é dada por:

$$\sigma' = \frac{\sqrt{2}}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]^{\frac{1}{2}} \quad (2)$$

Ou

$$\sigma' = \frac{\sqrt{2}}{2} [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)]^{\frac{1}{2}} \quad (3)$$

Compara-se então a tensão equivalente de von Mises com a tensão de escoamento de tração e é determinado se o escoamento acontece pelo critério de von Mises.

2.5 LIGAS DE MEMÓRIA DE FORMA

Sob condições termomecânicas específicas, ligas de memória de forma (LMF) podem se submeter a altos níveis de deformação (níveis em torno de 10%), sendo a grande vantagem de sua utilização a capacidade de sofrer deformações e recuperar as condições iniciais depois da carga ser removida ou do material ser aquecido.

Existem muitas ligas com propriedades de memória de forma: Ag-Cd, Au-Cd, Cu-Sn, Ni-Al, Ni-Ti etc. Dentre as LMF conhecidas, a mais utilizada é a NiTi. Também conhecida como Nitinol, esta liga se destaca por ter uma maior ductilidade, alta resistência a corrosão, temperaturas de transformação estáveis, frequente biocompatibilidade e facilidade de aquecimento via eletricidade.

As LMF possuem duas fases, cada uma com uma estrutura cristalina e, portanto, propriedades diferentes. A austenita, com estrutura atômica normalmente cúbica, é a fase presente em temperaturas mais elevadas e a outra, com estrutura atômica podendo variar entre tetragonal, ortorrômbica e monoclinica, presente em temperaturas mais baixas, é a martensita. A martensita, por sua vez, pode estar disposta em duas formas: maclada e não maclada.

2.5.1 Efeito memória de forma

Uma liga LMF apresenta o efeito memória de forma quando é deformada abaixo de A_s , passando de martensita maclada para não maclada, seguido de descarregamento. Após o descarregamento, a liga é aquecida a cima de A_f , fazendo com que atinja a fase de austenita, recuperando o formato original.

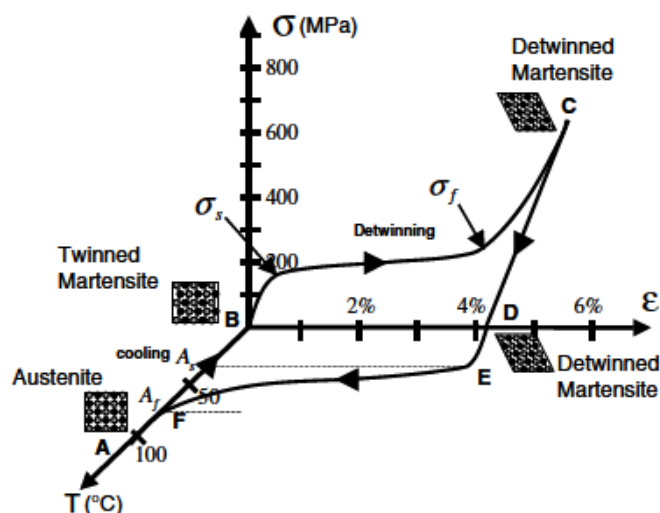


Figura 4 – Efeito memória de forma.

Fonte: LAGOUDAS (2008).

De maneira detalhada, podemos observar o efeito de memória de forma na figura anterior. Iniciando pelo ponto B, parte-se de martensita não maclada e, ao haver o carregamento, chega-se a ponto C, com a formação de martensita não maclada. É feito então o descarregamento e a liga mantém sua estrutura em martensita não maclada. Com o aquecimento até o ponto A, a mudança de fase para austenita inicia em A_s e finaliza em A_f , resultado em recuperação de forma. Finalmente há o resfriamento e a liga volta às condições iniciais.

2.5.2 Superelasticidade

O fenômeno de superelasticidade é induzido pela tensão aplicada na liga a cima da temperatura A_f , a qual vai resultar em um aumento do nível de deformação durante o carregamento e uma recuperação das condições iniciais depois do descarregamento.

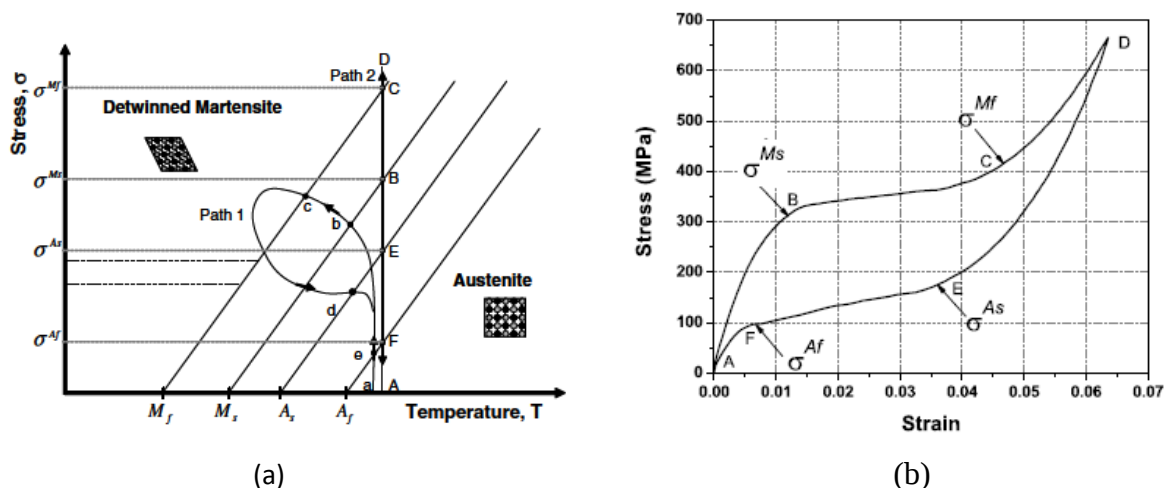


Figura 5 – Superelasticidade.

Fonte: LAGOUDAS (2008).

De maneira mais detalhada, seguindo o caminho ABCDEFA na figura anterior, pode-se observar que, iniciando no ponto A, a liga apresenta deformações elásticas até chegar no ponto B, onde inicia a mudança de fase de austenita para martensita não maclada. A transformação é finalizada no ponto C e, a partir deste ponto até um ponto D, ocorre apenas deformação elástica na fase martensita, não havendo mais nenhuma mudança de fase. Ao descarregar, a transformação para austenita inicia no ponto E e finaliza no ponto F. O ciclo se completa voltando do ponto F para o ponto A, fazendo com que a liga volte às condições iniciais.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Embasado no capítulo anterior, onde é feita a revisão bibliográfica, este capítulo trata do material a ser estudado e dos métodos empregados nos estudos desenvolvidos.

3.1 MATERIAIS

O objeto de estudo é um mastro de sonda de produção terrestre com capacidade para 150.000 lbf, composto, em sua maioria, por tubos retangulares e circulares, vigas I e chapas de seção retangular unidos por soldagem.



Figura 6 – Mastro estudado.

Fonte: Produzida pelo autor (2018).

Os perfis, chapas e tubos são compostos dos materiais listados na Tabela 1, onde, de acordo com as normas API Spec 4F, a tensão na estrutura não deve exceder 1,67 da tensão de escoamento do material.

Tabela 1 – Propriedades mecânicas dos materiais do mastro.

Material	Tensão de escoamento [MPa]	Tensão Admissível [MPa] API 4F
ASTM A-500 Gr C	345	206.6
ASTM A-500 Gr B	350	209,58
ASTM A-36	250	149,7
A-572 Gr 50	345	206.6

Fonte: Produzida pelo autor (2018).

Com relação aos componentes do mastro, é avaliado a possibilidade de inclusão de um atuador passivo, que pode ser em liga NiTi ou ASTM A36.

Tabela 2 – Propriedades da liga NiTi utilizada.

Propriedade	Valor
Módulo de Elasticidade Austenita	22 GPa
Módulo de Elasticidade Martensita	22 GPa
Coeficiente de Poisson	0,33%
Deformação máxima	3,3%
Temperatura de referência	15 °C
Tensão de transformação direta Austenita	80 MPa
Tensão de transformação	65 MPa
Tensão de transformação direta Martensita	55 MPa
Tensão de transformação reversa Martensita	40 MPa

Fonte: Produzida pelo autor (2018).

3.2 METODOLOGIA APLICADA

O presente trabalho foi executado seguindo as etapas:

- Modelamento do mastro;
- Análise numérica do mastro operando em sua capacidade máxima;
- Definição da geometria do atuador;
- Avaliação de integridade estrutural do mastro utilizando o atuador;
- Comparação de desempenho entre peça em ASTM A36 e em NiTi;

3.2.1 Modelamento do mastro

O modelamento do mastro foi realizado em software CAD, baseado em seu desenho técnico, consistindo em uma montagem de 163 componentes em escala 1:1, com 26,09 m de altura. Em seguida, baseado no sólido confeccionado, foi gerada a malha para os estudos numéricos subsequentes.

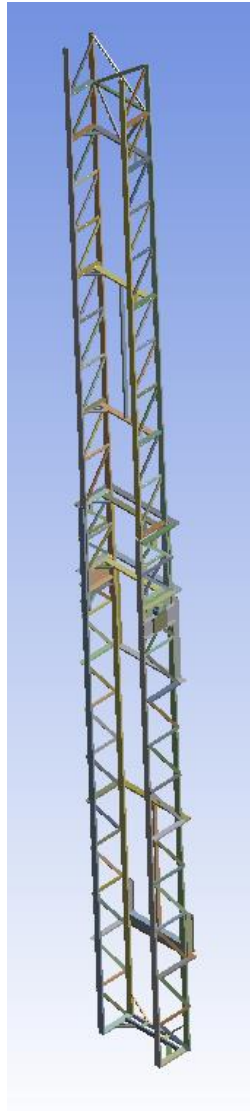


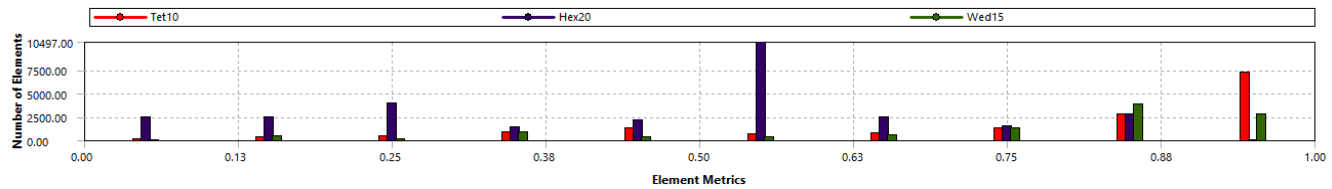
Figura 7 – Modelamento em software CAD.

Fonte: Produzida pelo autor (2018).

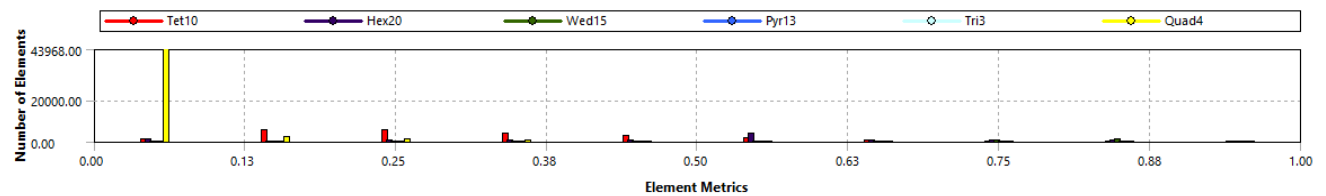
No processo de geração da malha, para garantir a confiabilidade dos resultados, foi feito um estudo de convergência de malha, em que a malha inicial era composta por 55478 elementos e 266424 nós e, por ser totalmente composta por elementos hexaédricos ou tetraédricos, requeria uma carga computacional relativamente elevada para o processamento das análises, sendo um problema para a obtenção de resultados com elevada acuracidade em um tempo razoável. A malha final elaborada para as análises possui elementos hexaédricos, tetraédricos e elementos em casca, totalizando 78613 elementos e 151301 nós. Os elementos em casca foram escolhidos para modelar a maioria dos tubos do mastro, visto que os dados de tensão e deformação ao longo da espessura do tubo não variam de maneira significativa em relação aos valores obtidos nas superfícies interna e externa. Desta maneira, os resultados obtidos com os

elementos de casca, ao oferecer resultados para uma superfície média dos tubos, diminuem a carga computacional exigida para realização das análises sem uma perda significativa na qualidade dos resultados.

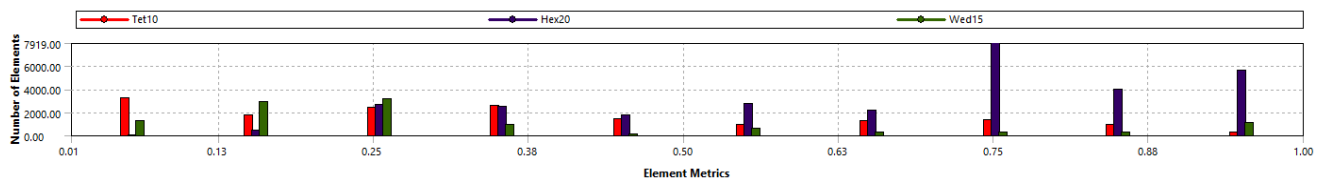
Skewness (Malha preliminar)



Skewness (Malha definitiva)



Orthogonal Quality (Malha preliminar)



Orthogonal Quality (Malha definitiva)

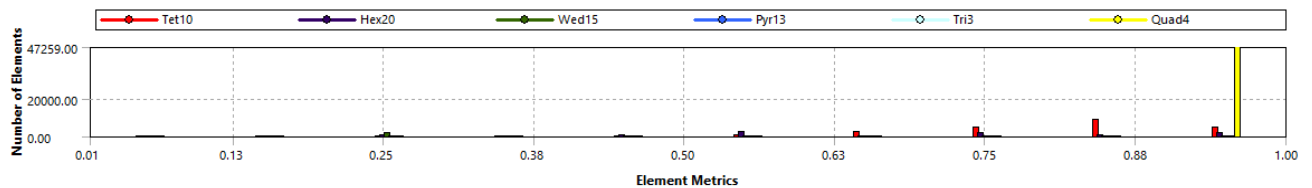


Figura 8 – Parâmetros de malha do Ansys antes e depois do refinamento.

Fonte: Produzida pelo autor (2018).

Baseado nos números observados, percebe-se que a qualidade da malha definitiva, segundo tais critérios de avaliação, é bem mais adequada ao desenvolvimento do estudo, pois quanto mais próximo da unidade for o parâmetro *Orthogonal Quality*, melhor será a malha e quanto menor for o parâmetro *Skewness*, melhor será a malha.



Figura 9 – Malha aplicada.

Fonte: Produzida pelo autor (2018).

3.2.2 Análise do mastro em sua capacidade máxima

Um dos carregamentos suportados pelo mastro é o peso da coluna de perfuração. A coluna, que possui um peso de 150 mil libra-força, acaba transmitindo o efeito de seu peso através do bloco de coroamento, instalada na parte superior do mastro. Para representar este efeito, o peso da coluna de perfuração foi aplicado verticalmente para baixo, sendo seu módulo dividido igualmente entre as 4 superfícies indicadas a seguir.

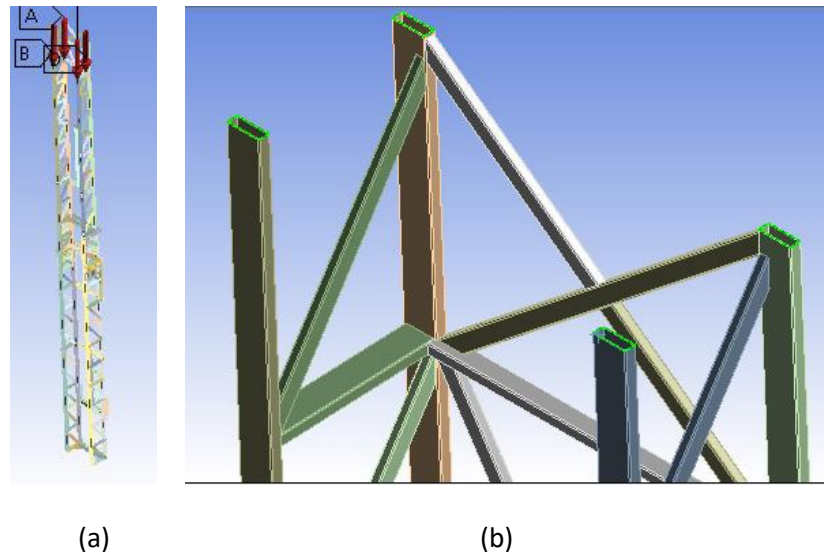


Figura 10 – (a) Carregamento 150 mil libra-força; (b) Área de aplicação da força.

Fonte: Produzida pelo autor (2018).

Foi considerada a gravidade da terra, para que o peso da estrutura fosse considerado, e foi aplicada uma condição de geometria fixa (rotação e rotação nulas) em toda superfície inferior do mastro, representando a fixação do mastro na base, conforme é mostrado na figura abaixo.

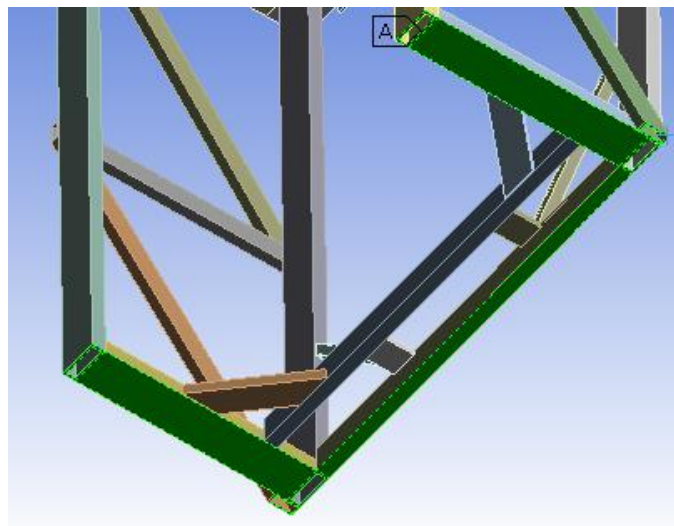


Figura 11 –Área de aplicação da condição de contorno (verde).

Fonte: Produzida pelo autor (2018).

3.2.2 Definição da geometria do atuador

Com os resultados da análise do mastro operando em capacidade máxima, foi avaliado qual região obteve os mais altos níveis de tensão. A partir dessas regiões, é feita a análise das possibilidades de geometria para o atuador, de modo que este diminua os níveis de tensão

observados e não interfira na realização das atividades do mastro. Além disso, a facilidade de confecção também foi levada em conta, dando prioridade para geometrias mais simples.

3.2.4 Comparativo entre atuador em LMF e em aço ASTM A 36

Com o objetivo de verificar os possíveis ganhos da aplicação de ligas com propriedades de memória de forma, foi feita a comparação entre o atuador em LMF e em aço comercial. Foram estudados os comportamentos da peça feita pelos dois materiais, buscando analisar qual proporcionaria a relação entre força gerada por deslocamento que resultasse em menores tensões no mastro.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Esta seção apresenta os resultados dos estudos descritos na seção anterior.

4.1 MASTRO SOB CARGA MÁXIMA

Sob o carregamento de 150 mil libra-força, o mastro apresentou a seguinte distribuição de tensão:

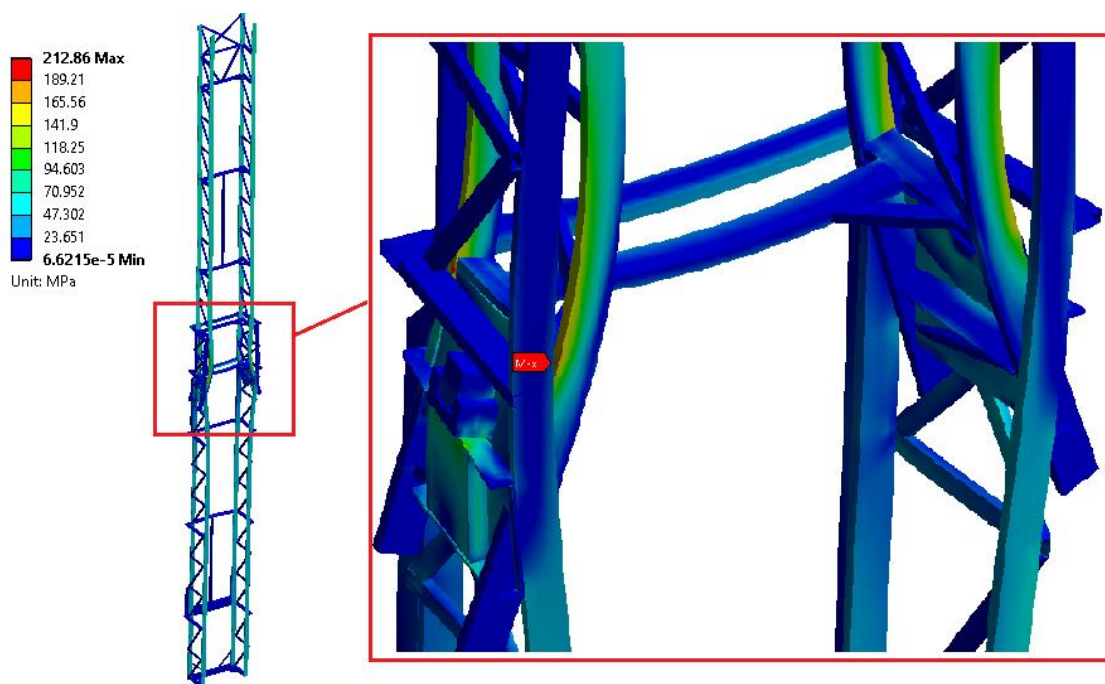


Figura 12 – Distribuição de tensão no mastro sob carregamento máximo.

Fonte: Produzida pelo autor (2018).

Conforme pode ser observado, o carregamento em questão gerou uma tensão máxima de 212,86 MPa nos tubos das colunas superiores do mastro, resultando em um coeficiente de segurança de 1,64, levemente menor do que o recomendado na API 4F.

Como a força é aplicada nas colunas superiores do mastro e também é descentralizada em relação ao apoio dessas, foi gerado, além do carregamento de compressão, o carregamento de flexão nas colunas, comprometendo de maneira mais significativa as colunas superiores.

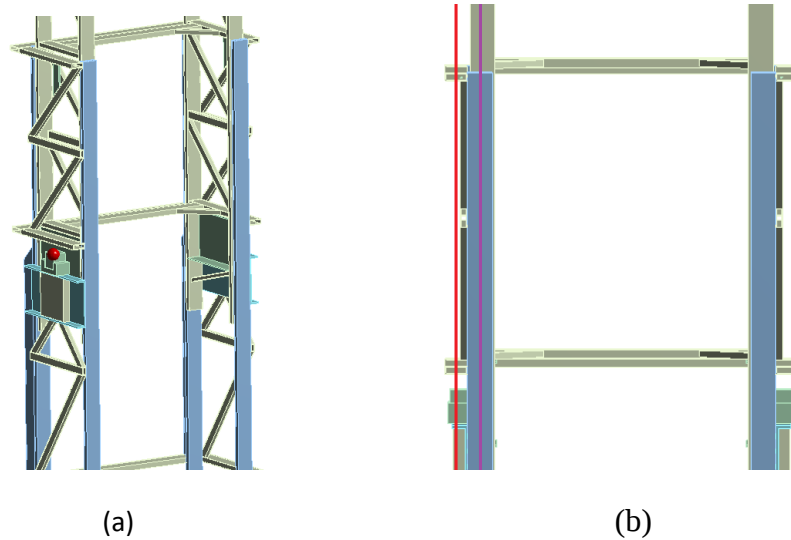


Figura 13 – (a) Ponto de apoio da estrutura superior do mastro; (b) Linha de ação da reação de apoio (vermelho) e linha de ação do carregamento (roxo).

Fonte: Produzida pelo autor (2018).

Pelos níveis de tensão observados, podemos concluir também que, apesar de não atingir o desempenho exigido pela API 4F, não há escoamento da estrutura. Assim como pode ser visto na próxima figura.

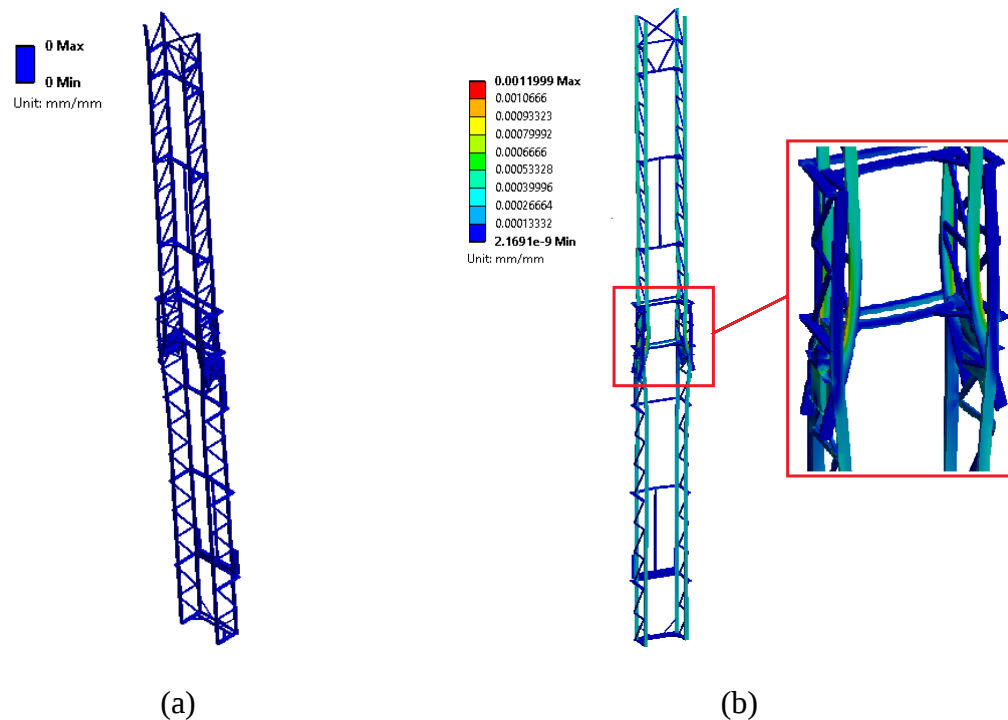


Figura 14 – (a) Deformação plástica e deformação elástica (b) sob carregamento máximo.

Fonte: Produzida pelo autor (2018).

4.2 DETERMINAÇÃO DA GEOMETRIA DO ATUADOR

A partir da análise da estrutura sob o carregamento de 150 mil libra força, percebemos que a região crítica do mastro (colunas superiores) estão submetidas a um carregamento de compressão e a um carregamento de flexão combinados. Logo, vale discutir a viabilidade de utilização do atuador para cada um desses esforços.

Para a carga de compressão, é inviável pensar em um atuador para conter as deformações, pois este teria que gerar uma força muito alta no sentido contrário ao peso da coluna de perfuração para que pudesse gerar resultados significativos.

Para a carga de flexão, buscou-se um atuador que gerasse um momento no sentido contrário ao momento gerado pela força de reação no ponto de apoio das colunas superiores. Sabendo que as deformações do mastro seriam os inputs para o atuador, a região escolhida para a instalação do atuador foi a região de mesma altura onde acontece as maiores deformações nas colunas, pois quanto maiores as deformações e deslocamentos, maior a capacidade do atuador de gerar força.

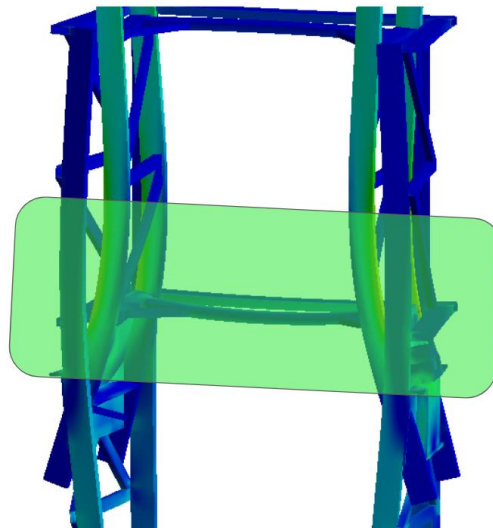


Figura 15 – Região adequada para instalação do atuador, considerando os esforços gerados

Fonte: Produzida pelo autor (2018).

Como a região no vão central do mastro estará ocupada por outros equipamentos da sonda, esta região foi descartada para fins de instalação do atuador.

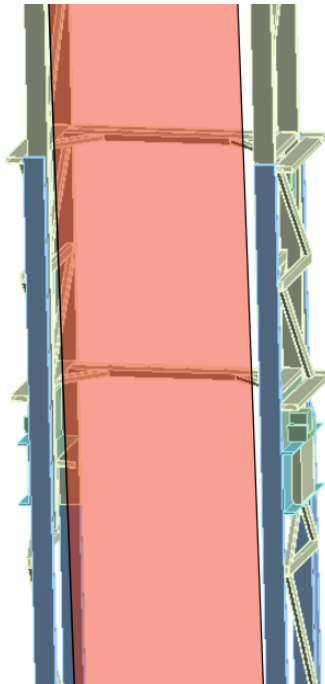


Figura 16 – Região descartada para instalação do atuador devido aos outros componentes

Fonte: Produzida pelo autor (2018).

Considerando que o espaço disponível para instalação do atuador é reduzido e buscando um atuador com geometria simples, foi adotado uma geometria em formato de luva retangular para envolver as colunas superiores e inferiores do mastro. A luva tem 3 mm de espessura e um comprimento de 200 mm, para que cubra toda a região mais comprometida das colunas.

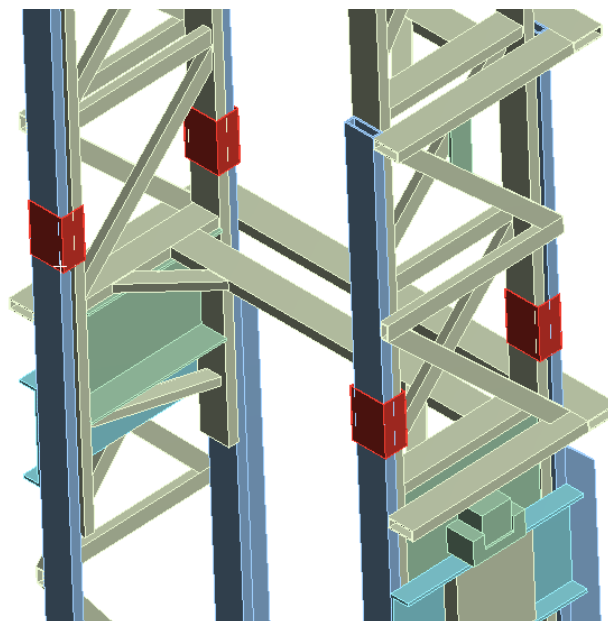


Figura 17 – Atuadores mecânicos (vermelho)

Fonte: Produzida pelo autor (2018).

4.3 LUVA LMF

A distribuição de tensão resultante para a condição do mastro operando em carga máxima com a luva LMF pode ser visto a seguir:

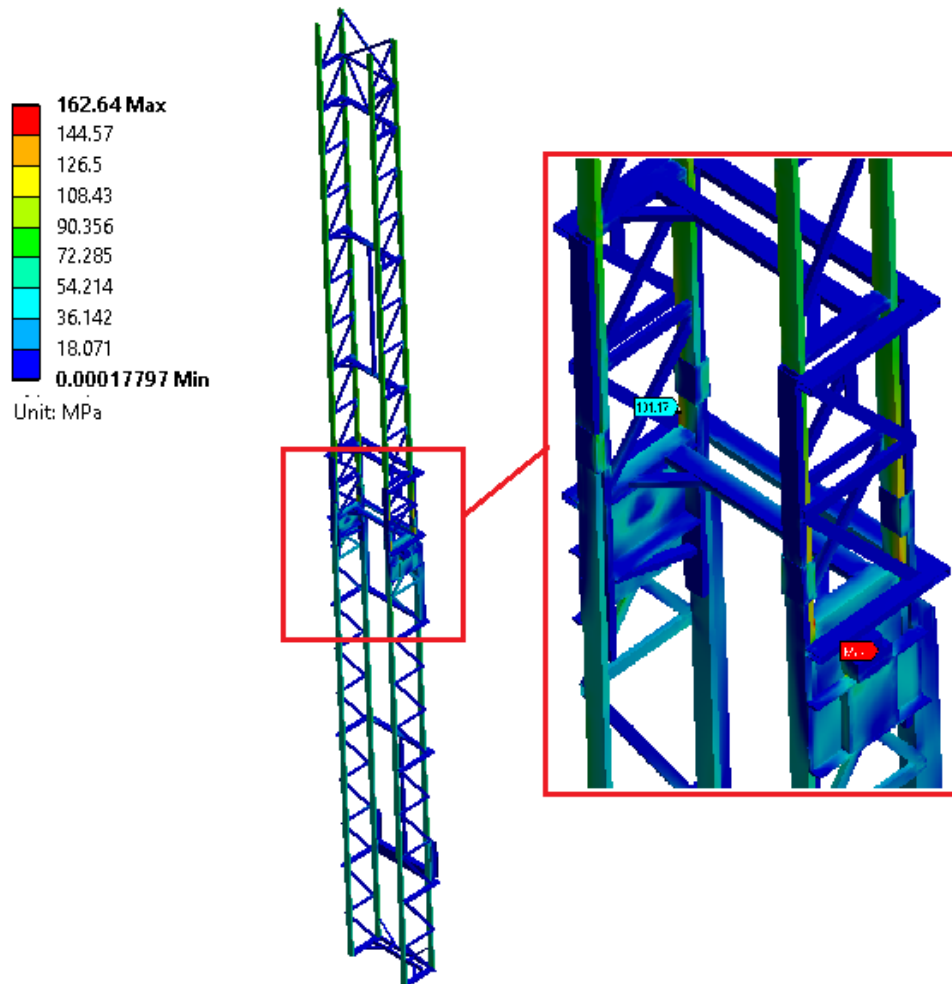


Figura 18 – Região descartada para instalação do atuador devido aos outros componentes

Fonte: Produzida pelo autor (2018).

Conforme pode ser visto na figura anterior, as tensões na região crítica observada anteriormente caíram para valores próximos a 132 MPa, configurando uma redução de aproximadamente 62% nos níveis de tensão naquela região. Porém, quando é considerado o mastro completamente, a nova região crítica é na região de conexão entre as partes superior e inferior do mastro, com tensão máxima de 162 MPa. Desta maneira, obteve-se um aumento no coeficiente de segurança de 1,64 para 2,16, sendo aproximadamente 30% maior do que o limite estipulado pela API 4F.

Analisando apenas a luva LMF, obtemos a seguinte distribuição de tensão:

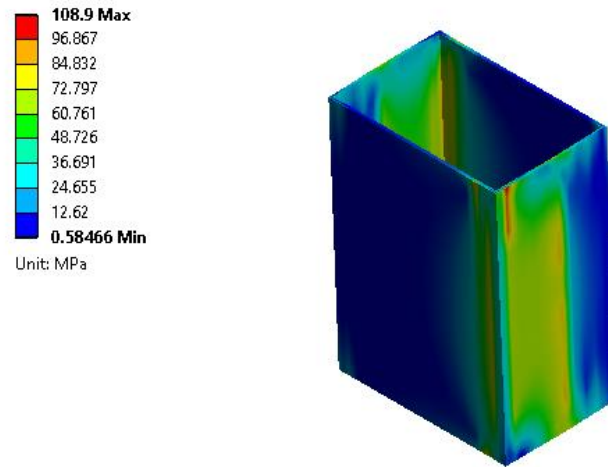


Figura 19 – Distribuição de tensão na luva LMF

Fonte: Produzida pelo autor (2018).

Como já era esperado, as regiões mais comprometidas são as regiões de contato com as colunas do mastro. Foi avaliado o deslocamento médio das paredes internas da luva e foi obtido um valor de 0,25 mm. Ao ser submetida a tal deslocamento com subsequente retirada do carregamento, pode-se observar a curva de histerese a seguir.

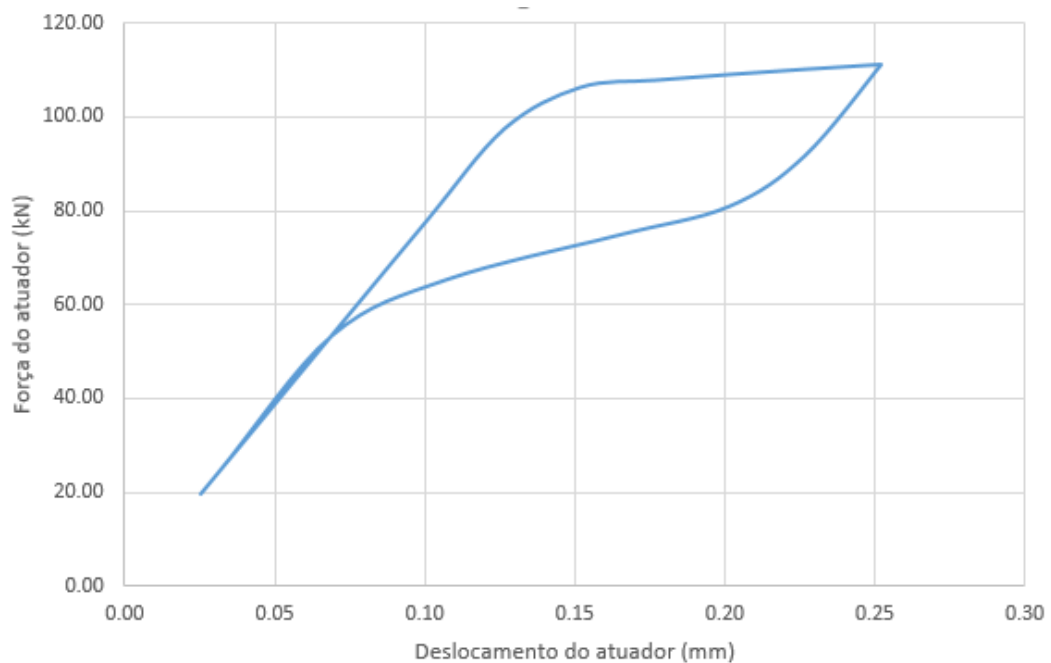


Figura 20 – Histerese da luva LMF

Fonte: Produzida pelo autor (2018).

A luva gerou uma força máxima de 111,28 kN na coluna do mastro. Como a temperatura de referência da liga é menor do que a temperatura ambiente, a luva opera em regime de superelasticidade, fazendo com que o atuador gere força mais rapidamente no início do carregamento do mastro e retire força mais rapidamente no início do descarregamento.

4.3 LUVA ASTM A36

Considerando a luva em ASTM A36, foi obtida a seguinte distribuição de tensão:

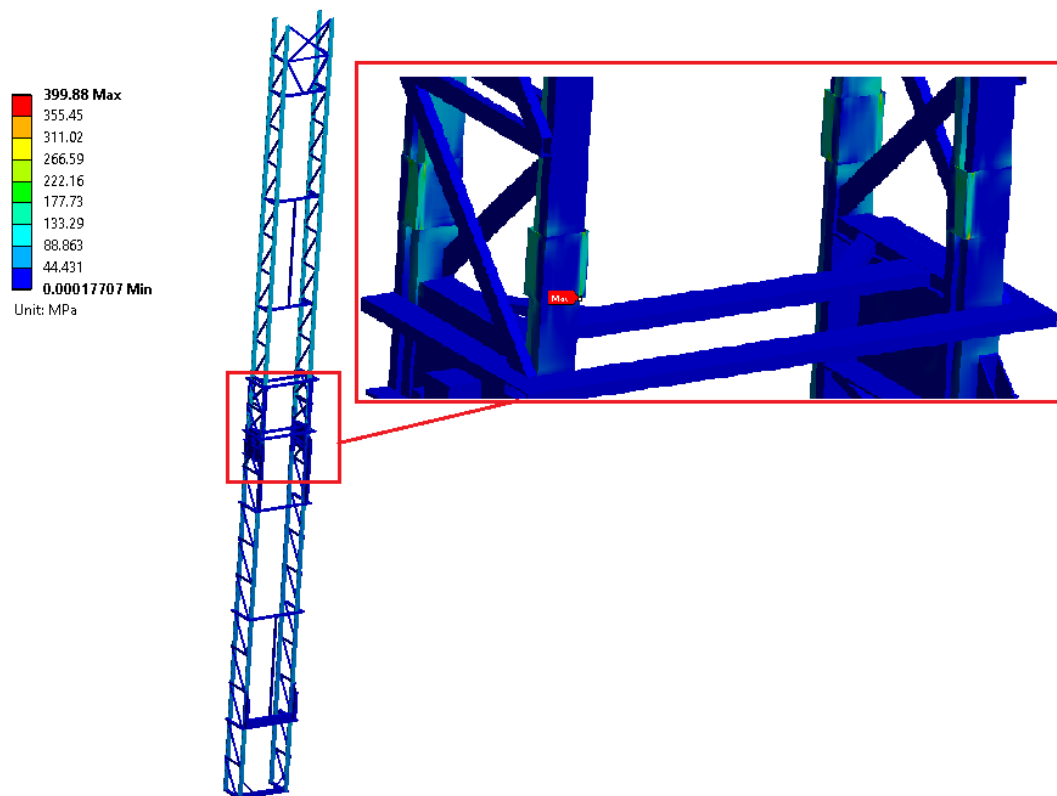


Figura 21 – Distribuição de tensão no mastro com luva ASMT A36

Fonte: Produzida pelo autor (2018).

Pode-se perceber que os níveis de tensão obtidos neste caso foram superiores aos outros até então estudados. A tensão máxima observada foi de 398,88 MPa, significando um aumento de, aproximadamente, 87% em relação ao caso sem a luva. Como resultado, o coeficiente de segurança cai de 1,64, no caso sem a luva, para 0,63.

Como pode ser visto na figura a seguir, se avaliamos as tensões apenas no mastro, percebemos que houve uma queda de 27% na tensão máxima observada, atingindo um valor de 157,34 MPa.

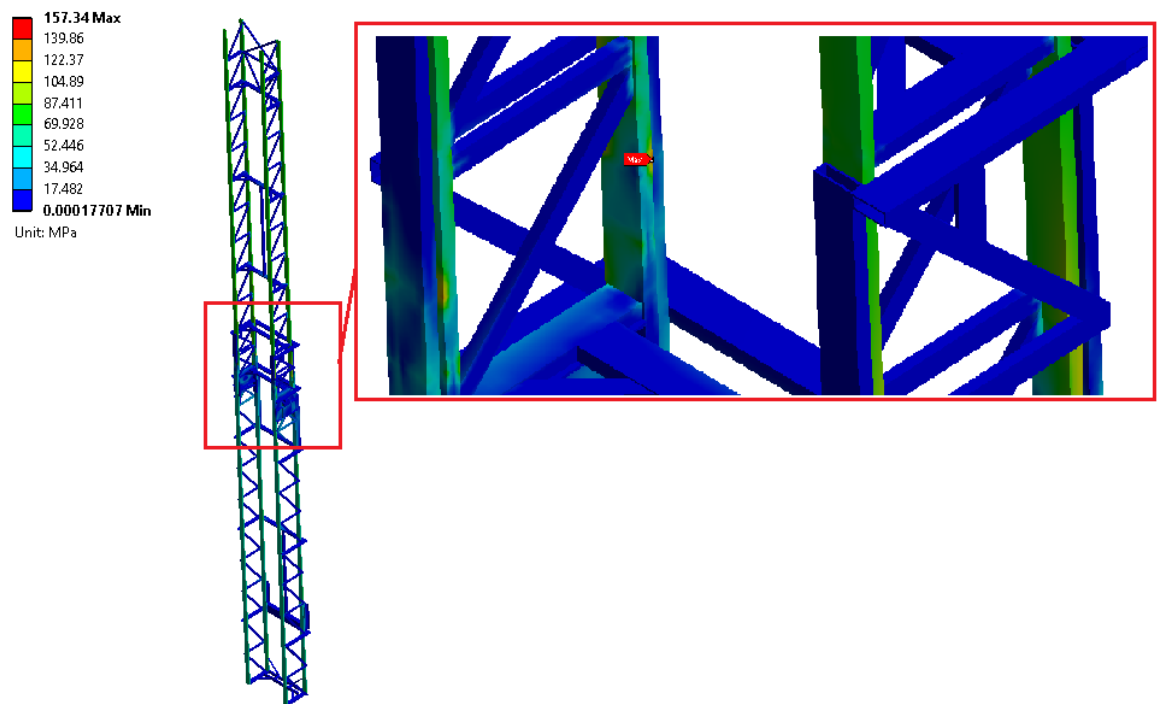


Figura 22 – Tensões apenas no mastro, para o caso da luva ASTM A36

Fonte: Produzida pelo autor (2018).

Analisando apenas a luva, pode ser observado:

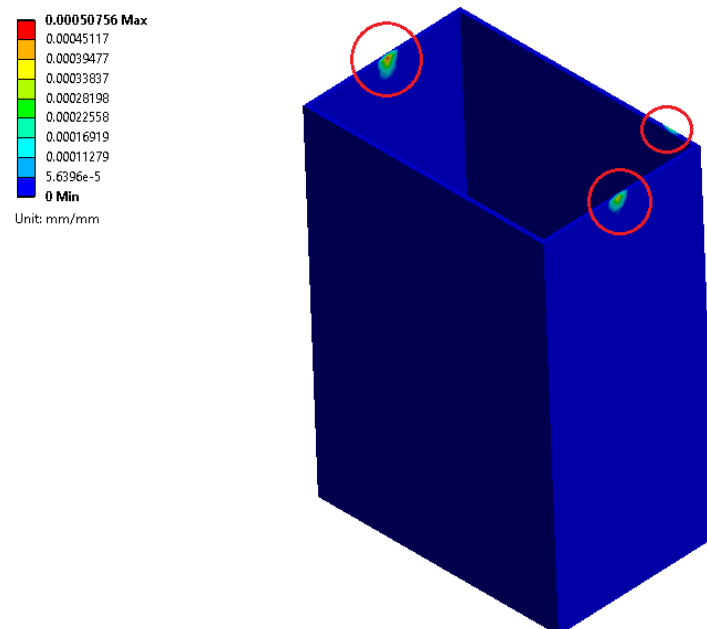


Figura 23 – Deformações plásticas na luva ASTM A36

Fonte: Produzida pelo autor (2018).

Assim como já era esperado, devido aos altos níveis de tensão, houve escoamento nos pontos mostrados na figura anterior. Como os níveis de tensão no mastro diminuíram, novos testes com uma luva em ASTM A36 mais espessa devem ser realizados para que seja encontrado uma espessura em que diminua as tensões no mastro e também se enquadre nas exigências da API 4F.

5 CONCLUSÃO

O estudo proposto permite inferir que o atuador em LMF obteve êxito na diminuição dos níveis de tensão do mastro estudado. Foi observado que a utilização de tal dispositivo teve a melhor performance entre os casos estudados, entretanto, tem como ponto negativo a dificuldade de confecção e o custo elevado.

A comparação entre os diferentes materiais aqui propostos apontou como melhor caso a liga NiTi, porém esta conclusão deve ser limitada a premissa de que foi utilizada uma geometria específica, não significando que, se a espessura fosse diferente, o resultado se manteria. Pode existir um caso em que, com a parede mais espessa, a luva em ASTM tenha uma performance melhor. Além disso, se os custos forem incluídos na análise, pode-se comparar a luva LMF com espessura menor e outra em ASTM A36 com espessura maior e ser obtida outra conclusão.

O fato de ter uma diferença entre a linha de ação do peso da coluna de perfuração e a linha de ação do apoio das colunas superiores gerou uma sobrecarga na coluna superior. Deve-se, portanto, em projetos futuros, minimizar essa distância ou planejar a estrutura com reforços para que o esforço de flexão impeça a estrutura de atingir os padrões exigidos pela API 4F Spec.

6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

- a) Fazer comparativo entre luva LMF e ASTM A36 utilizando outras espessuras e incluir os custos associados a cada opção na análise;
- b) Avaliar comportamento do atuador quando o mastro está submetido a cargas dinâmicas, como, por exemplo, quando está exposto ao efeito do vento;
- c) Avaliar necessidade do atuador se o mastro não fosse dividido em duas partes, totalizando apenas quatro colunas.

7 REFERÊNCIAS

American Petroleum Institute (1995). **API 4F: Specification for Drilling and Well Servicing Structures** (2ª Edição) Washington: API.

ANSYS® Academic Research, Release 17.2, Help System, Static Structural Analysis, ANSYS, Inc.

AURICCHIO, F.; PETRINI, L. A three-dimensional model describing stress-temperature induced solid phase transformations: Solution algorithm and boundary value problems. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 2004. n. 6, v. 61, p. 807–836.

BANDEIRA, E. L.; SAVI, M. A.; MONTEIRO, P. C. C.; NETTO, T. A. Finite element analysis of shape memory alloy adaptive trusses with geometrical nonlinearities. *Archive of Applied Mechanics*, 2006. n. 3-4, v. 76. p. 133–144.

CHOPRA, I. Review of State of Art of Smart Structures and Integrated Systems. *AIAA Journal*, Nov. de 2002. n. 11, v. 40. p. 2145–2187.

Cook, R. D., Malkus, D. S., & Witt, R. J. (2002). **Concepts and Applications of Finite Element Analysis** (4ª Ed.). Nova Iorque: Wiley.

F., Avelino Alves. Elementos finitos – A base da tecnologia CAE, 6 ed. Editora Érica, 2013

FISH, J., BELYTSCHKO, T., (2007). **A First Course in Finite Elements**. John Willey & Sons, Ltd, England.

HUANG, W. Shape Memory Alloys and their Application to Actuators for Deployable Structures, Mar 1998. 192f. Tese (Doutorado em Engenharia) – University of Cambridge, Peterhouse.

KHAJEPOUR, A.; DEHESTANI, H.; GOLNARAGHI, F. A new Shape Memory Alloy Rotary Actuator: Design and Modelling. *International Symposium on Impact and Friction of Solids, Structures and Machines*, p. 4, 1998.

LAGOUDAS, D. C. Shape Memory Alloys: Modeling and Engineering Applications. Springer US, 2008. ISBN 9780387476858. Disponível em: < <https://books.google.com.br/books?id=jYqVrZkqBEC> >.

PAIVA, A.; SAVI, M. A.; BRAGA, A. M. B.; PACHECO, P. M. C. L. A constitutive model for shape memory alloys considering tensile-compressive asymmetry and plasticity. *International Journal of Solids and Structures*, 2005. v. 42. p. 3439–3457.

Rossetto, D. R. **Análise estrutural pelo método de elementos finitos de mastro da sonda de perfuração/produção de poços de petróleo**. 2013. 137p. Dissertação (Mestrado em engenharia).UFRGS.

RAO, A.; SRINIVASA, A. R.; REDDY, J. N. Design of Shape Memory Alloy (SMA) Actuators. Springer, 2015.

THOMAS, José Eduardo. **Fundamentos de engenharia de petróleo**. 2. Ed. Rio de Janeiro: Interciência, 2004.

WILKANDER, Lars et. al.. **Finite element simulation and measurement of welding residual stresses**. Modelling Simul. Mater. Sci. Eng., Vol 2, No. 2, 1994, pp. 845 – 864.

YAN, X. J.; NIE, J. X. Study of a new application form of shape memory alloy superelasticity. Smart Materials & Structures, v. 12, n. 6, p. N14-N23, Dec 2003. ISSN 0964-1726. Disponível em: < ://WOS:000187947400025 >.