

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE
ESCOLA DE ENGENHARIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA OCEÂNICA

ANÁLISE DO COMPORTAMENTO MECÂNICO DE *BRACKETS* DA FUNDAÇÃO DE *FAIRLEADS* DE
UMA PLATAFORMA FPSO ATRAVÉS DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA

por

Kauê Louro Martins

Projeto de Dissertação para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Oceânica

Rio Grande, agosto de 2019.

ANÁLISE DO COMPORTAMENTO MECÂNICO DE *BRACKETS* DA FUNDAÇÃO DE *FAIRLEADS* DE
UMA PLATAFORMA FPSO ATRAVÉS DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA

Por

Kauê Louro Martins

Engenheiro Mecânico

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica (PPGEO) da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande (FURG), como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de Mestre em Engenharia Oceânica.

Área de Concentração: Engenharia Marítima

Orientador: Prof. Dr. Elizaldo Domingues dos Santos

Co-orientador : Prof. Dr. Liércio André Isoldi

Comissão de Avaliação:

| | |
|---|------------|
| Prof. Dr. Elizaldo Domingues dos Santos | PPGEO/FURG |
| Prof. Dr. Liércio André Isoldi | PPGEO/FURG |
| Prof. Dr. Luiz Alberto Oliveira Rocha | UNISINOS |
| Prof. Dr. Paulo Roberto de Freitas Teixeira | PPGEO/FURG |
| Prof. Dr. Mauro de Vasconcellos Real | PPGEO/FURG |

Prof. Dr. Liércio André Isoldi

Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica

Rio Grande, 12 de agosto de 2019.

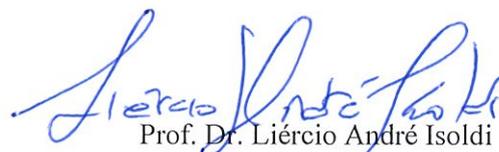
“ANÁLISE DO COMPORTAMENTO MECÂNICO DE BRACKETS DA FUNDAÇÃO DE FAIRLEADS DE UMA PLATAFORMA FPSO ATRAVÉS DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA”

Kauê Louro Martins

Esta dissertação foi julgada adequada para obtenção do título de:

MESTRE EM ENGENHARIA OCEÂNICA

Tendo sido aprovada em sua forma final pela Coordenação de Pós Graduação em Engenharia Oceânica



Prof. Dr. Liércio André Isoldi
Coordenador do PPGEÓ - FURG

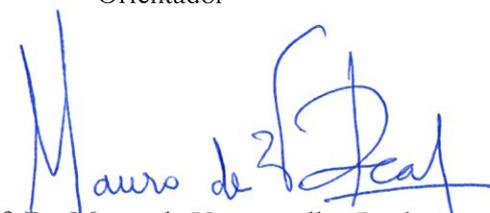
Banca Examinadora:



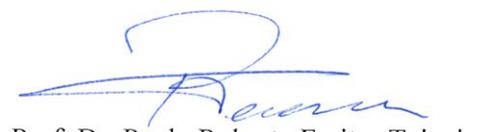
Prof. Dr. Elizaldo Domingos dos Santos
Orientador



Prof. Dr. Liércio André Isoldi
Coorientador



Prof. Dr. Mauro de Vasconcellos Real
Membro Interno –PPGEO / FURG



Prof. Dr. Paulo Roberto Freitas Teixeira
Membro Interno –PPGEO / FURG



Prof. Dr. Luiz Alberto Oliveira Rocha
Membro Externo – PPGEM/UNISINOS

AGRADECIMENTOS

O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior – Brasil (CAPES) – Código de Financiamento 001.

RESUMO

Os sistemas de ancoragem em plataformas de produção de petróleo pois são responsáveis por manter o posicionamento da embarcação mediante ação de cargas ambientais. Usualmente tais sistemas fazem uso de diversas linhas de ancoragem, formadas por amarras e cabos de aço, aliados a diversos equipamentos situados na própria plataforma. Um destes equipamentos é o *fairlead*, uma roldana que guia a linha de ancoragem em direção ao *deck* da plataforma e não permite que cargas torcionais e horizontais se façam presentes nos demais equipamentos do sistema. As geometrias mais usuais de *fairlead* são fixadas a plataforma através de fundações soldadas, conhecidas como *brackets*. Os *brackets* são estruturas robustas compostas por chapas de aço espessas e de alta importância para o correto funcionamento não apenas do *fairlead*, mas de todo o sistema de ancoragem. Diante do exposto, o presente estudo analisou a geometria de *brackets* de sustentação de *fairleads* com chapas menos espessas que as comumente usadas, submetidos a um carregamento equivalente à solicitação ambiental máxima. A pesquisa fez uso do método Design Construtal para analisar o comportamento mecânico de 6 geometrias diferentes de *brackets* em relação ao limite de escoamento através de modelagem computacional desenvolvida na ferramenta Mechanical APDL do software ANSYS, que faz uso do Método dos Elementos Finitos. As geometrias estudadas foram baseadas nos *brackets* em operação na plataforma P-66 da Petrobras. Primeiramente, foram determinadas as cargas ambientais atuando na plataforma e as características das linhas de ancoragem para dois casos, o de carregamento máximo ambiental e o de carregamento máximo acidental, onde 4 linhas do caso anterior foram removidas. Os dados referentes a Bacia de Campos foram empregados nesses cálculos. A plataforma foi considerada estática assim como as cargas atuantes sobre ela. Os *brackets* são constituídos de chapas de aço AH36, com limite de escoamento de 355 MPa, e o carregamento foi aplicado a eles como pressão na região interna de uma furação que envolve um eixo acoplado ao *fairlead*. Para atestar o comportamento seguro dos *brackets*, a tensão máxima de von Mises neles deve ser inferior ao limite de escoamento do aço. As geometrias de *brackets* testadas são consideradas soldadas ao costado e variam entre si pela forma da chapa de aço horizontal. O modelo computacional do *bracket* foi desenvolvido utilizando o elemento finito do tipo sólido e as simulações foram efetuadas com malhas até cerca de 500 mil elementos finitos. Como conclusão, 3 das 6 geometrias extrapolaram a tensão de escoamento do aço, enquanto as outras 3 apresentaram valores em um dos *brackets* com baixo fator de segurança, mas dentro do comportamento linear. Ainda foi possível observar que o uso de chapas mais finas pode propiciar o surgimento de zonas de concentração de tensão, principalmente na região de união entre as chapas e o sólido ao redor da furação onde o carregamento é aplicado.

Palavras chave: Sistema de ancoragem; fundação do *fairlead*; *brackets*; modelagem computacional; comportamento mecânico.

ABSTRACT

Mooring systems on oil production platforms are responsible for maintaining the set positioning of the vessel through environmental loading action. Usually, this system makes use of many mooring lines and several equipment located on the platform to operate them. One of these equipment is fairlead, a pulley that guides the anchor line towards the deck of the platform and does not allow torsional and horizontal loads to be present in the other equipment of the system. The most common fairlead geometries are attached to the platform through welded foundations, known as brackets. The brackets are robust structures composed of steel plates with large thickness, they have high importance for the correct functioning not only of the fairlead but of the entire mooring system. The present study analyzed the geometry of brackets supporting fairleads with plates less thick than those commonly used, subjected to a load equivalent to the maximum environmental request. The research made use of the Design Constructal method to analyze the mechanical behavior of 6 different geometries of brackets in relation to the yielding limit through computational modeling developed in the tool Mechanical APDL of the software ANSYS, that makes use of the Finite Element Method. The geometries studied were based on the brackets in operation on the P-66 platform of Petrobras. In the preliminary stages of the study were determined the environmental loads acting on the platform and the characteristics of the mooring lines for two cases, the maximum environmental state and the maximum accidental state, where 4 lines from the previous case were removed. Data for the Campos Basin were used in these calculations. The platform was considered static as well as the loads acting under it. The brackets are made of AH36 steel plates with a yield limit of 355 MPa, and the loading was applied to them as a pressure in the inner region of a hole that involves a shaft coupled to the fairlead. To attest the safe behavior of the brackets, the von Mises maximum stress on them should be less than the steel yielding limit. The bracket geometries tested are considered welded to the hull and vary by the shape of the horizontal steel plate. The computational model of the bracket was developed using the finite element of the solid type and the simulations were carried out with meshes up to about 500,000 elements. As a conclusion, 3 of the 6 geometries extrapolated the yielding stress limit of the steel, while the other 3 presented values in one of the brackets with low safety factor, but still within the region of linear behavior. It was also possible to observe that the use of thinner plates can lead to the of zones of tension concentration, especially in the region of union between the plates and the solid around the hole where the loading is applied.

Keywords: Mooring system; Fairlead foundations; Brackets; Computational modeling; Mechanical behavior.

ÍNDICE

| | |
|---|----|
| 1. INTRODUÇÃO | 14 |
| 1.1. Motivação | 15 |
| 1.2. Estado da Arte | 17 |
| 1.3. Objetivos | 19 |
| 1.3.1. Objetivos Específicos..... | 19 |
| 2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA..... | 20 |
| 2.1. Tipos de Plataformas | 20 |
| 2.2. Tipos de Sistemas de Ancoragem | 21 |
| 2.3. Equipamentos do Sistema | 23 |
| 2.4. <i>Brackets</i> | 24 |
| 2.5. Linhas de Ancoragem..... | 26 |
| 2.6. Composição das Linhas de Ancoragem | 27 |
| 2.7. Simulação Numérica e Método dos Elementos Finitos..... | 28 |
| 2.8. Design Construtal | 29 |
| 3. METODOLOGIA..... | 31 |
| 3.1. Abordagem quanto à Linha de Ancoragem..... | 31 |
| 3.2. Carregamento Ambiental | 35 |
| 3.3. Estados de Carregamento para Projeto..... | 36 |
| 3.4. Aplicação do Carregamento no <i>Fairlead</i> e nos <i>Brackets</i> | 37 |
| 3.5. Geometria dos <i>Brackets</i> | 38 |
| 3.5.1. Geometria Base | 38 |
| 3.5.2. Geometrias Homogêneas | 40 |
| 3.5.3. Geometrias Mistas..... | 40 |
| 3.6. Aplicação do Design Construtal na geometria dos <i>Brackets</i> | 41 |
| 3.7. Elemento Finito usado na Modelagem Computacional | 42 |
| 4. RESULTADOS E DISCUSSÕES..... | 43 |
| 4.1. Carregamento Ambiental | 43 |
| 4.2. Linha de Ancoragem | 44 |
| 4.3. Carregamento Aplicado nos <i>Brackets</i> | 45 |
| 4.4. Estudo de Sensibilidade de Malha..... | 46 |
| 4.5. Recomendações Geométricas dos <i>Brackets</i> | 52 |
| 5. CONCLUSÕES | 57 |

| | |
|-------------------------------------|----|
| 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS | 58 |
| APÊNDICE A..... | 63 |

LISTA DE FIGURAS

| | |
|--|----|
| Figura 1.1. Exemplo de <i>layout</i> dos equipamentos do sistema de ancoragem do tipo <i>Spread Mooring</i> | 15 |
| Figura 1.2. Região de fricção e flexão dos elos das amarras (Adaptado de Melis et al, 2005). | 16 |
| Figura 1.3. Andaimos para montagem dos <i>brackets</i> e dos <i>fairleads</i> na plataforma FPSO Vitória.... | 16 |
| Figura 2.1. Relação entre tipos de plataformas e profundidade máxima para operação (Adaptado de Palmsquist, 2008)..... | 21 |
| Figura 2.2. Exemplo de sistema do tipo <i>Spread Mooring</i> (Adaptado de Offshore Technology). | 24 |
| Figura 2.3. Conjuntos de <i>brackets</i> empregados nas plataformas P66 e P67 da Petrobras..... | 24 |
| Figura 2.4. <i>Brackets</i> centrais alinhados e fixados ao costado, <i>brackets</i> das extremidades com os <i>fairleads</i> e os eixos já acoplados..... | 25 |
| Figura 2.5. Comparativo entre sistemas do tipo catenária (convencional) e <i>taut leg</i> . (Adaptado de DENO, 2010) | 26 |
| Figura 2.6. Exemplo de composição mista de linhas de ancoragem para um sistema do tipo Turret. (Adaptado de Yaghin e Melchers, 2015) | 28 |
| Figura 3.1. Composição de linha adotada para solução do problema. (Adaptado de Kawasaki, 2010). | 31 |
| Figura 3.2. Elemento infinitesimal da linha de ancoragem catenária. (Nazário, 2015)..... | 32 |
| Figura 3.3. Posição do centroide do <i>fairlead</i> (unidades em mm). | 37 |
| Figura 3.6. Geometria dos <i>brackets</i> da plataforma P-66, usado como base para as geometrias do estudo. | 39 |
| Figura 3.7. Ilustração das geometrias homogêneas (1, 2 e 3) estudadas..... | 40 |
| Figura 3.8. Ilustração das geometrias mistas (4, 5 e 6) estudadas. | 40 |
| Figura 3.9. Exemplo de dimensões e volumes do <i>bracket</i> | 41 |
| Figura 3.10. Elemento SOLID186 (ANSYS, 2013). | 42 |
| Figura 4.1. Dimensões de costado usadas no estudo. | 43 |
| Figura 4.2. Diagrama de corpo livre do problema. | 45 |
| Figura 4.3. Dimensões da furação que envolve o eixo. | 46 |
| Figura 4.4. Distribuição da tensão de von Mises (em MPa) em relação ao número de elementos usados na simulação do <i>bracket</i> inferior com geometria 1..... | 48 |
| Figura 4.5. Distribuição de tensões de von Mises (em MPa) no <i>bracket</i> superior com geometria 4.51 | |
| Figura 4.6. Distribuição de tensões de von Mises (em MPa) no <i>bracket</i> inferior com geometria 4.52 | |
| Figura 5.1. Região concentradora de tensões no <i>bracket</i> superior..... | 53 |
| Figura 5.2. Região concentradora de tensões no <i>bracket</i> inferior..... | 53 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|--|----|
| Tabela 4.1. Dados de entrada referentes à correnteza e ao vento (DNV, 2010 e Horner, 1965)..... | 44 |
| Tabela 4.2. Valores de carregamentos ambientais (em MN)..... | 44 |
| Tabela 4.3. Valores característicos das linhas de ancoragem. | 45 |
| Tabela 4.4. Reações nos <i>brackets</i> (em kN)..... | 46 |
| Tabela 4.5. Valores das pressões aplicadas nos <i>brackets</i> (por eixo)..... | 46 |
| Tabela 4.6. Resultados das simulações realizadas no <i>bracket</i> inferior com geometria 1. | 48 |
| Tabela 4.7. Resumo dos resultados obtidos nas simulações realizadas nos <i>brackets</i> para cargas em estado acidental (ALS)..... | 49 |
| Tabela 4.8. Tensões máximas de von Mises, por extrapolação de Richardson para ALS e por simulação para ULS. | 50 |

LISTA DE SÍMBOLOS

| | |
|----------|---|
| A | área da plataforma exposta a ação do vento ou da correnteza [m ²] |
| A_w | área da plataforma exposta a ação das ondas [m ²] |
| c | coeficiente de arrasto do fluido |
| CA | cargas ambientais [N] |
| ch | comprimento da chapa horizontal do <i>bracket</i> [m] |
| F_l | força estática gerada pelo vento ou pela correnteza [N] |
| F_{fx} | força perpendicular ao costado atuante no <i>fairlead</i> [N] |
| F_{fy} | força no centróide do <i>fairlead</i> na direção do eixo y [N] |
| F_{fz} | força paralela ao costado atuante no <i>fairlead</i> [N] |
| F_h | forças ambientais horizontais [N] |
| F_w | força estática gerada pela ação das ondas [N] |
| g | aceleração da gravidade [m/s ²] |
| H | carregamento ambiental horizontal máximo [N] |
| H_1 | componente horizontal do carregamento na linha de ancoragem no <i>touchdown point</i> (TDP) [N] |
| H_2 | componente horizontal do carregamento na linha de ancoragem no <i>fairlead</i> [N] |
| H_s | altura média das ondas na Bacia de Campos [m] |
| h_v | altura das chapas verticais [m] |
| l_h | largura da chapa horizontal do <i>bracket</i> [m] |
| ma | massa linear da linha de ancoragem [kg/m] |
| N_{ml} | número de linhas de ancoragem [linhas] |
| p | ordem de convergência da solução |
| P_{ix} | pressão no <i>bracket</i> inferior no eixo x [MPa] |
| P_{iy} | pressão no <i>bracket</i> inferior no eixo y [MPa] |
| P_{iz} | pressão no <i>bracket</i> inferior no eixo z [MPa] |
| P_{sx} | pressão no <i>bracket</i> superior no eixo x [MPa] |
| P_{sz} | pressão no <i>bracket</i> superior no eixo z [MPa] |
| R | passo de refinamento de malhas |
| S | comprimento da linha de ancoragem [m] |
| S_{bx} | reação no <i>bracket</i> superior no eixo x [N] |
| S_{bz} | reação no <i>bracket</i> superior no eixo z [N] |
| SF | fator de Segurança |
| S_{ix} | reação no <i>bracket</i> inferior no eixo x [N] |
| S_{iy} | reação no <i>bracket</i> inferior no eixo y [N] |
| S_{iz} | reação no <i>bracket</i> inferior no eixo z [N] |
| t | espessura das chapas do <i>bracket</i> [m] |
| T_1 | tração na linha de ancoragem no <i>touchdown point</i> (TDP) [N] |
| T_2 | tração na linha de ancoragem no <i>fairlead</i> [N] |
| T_p | período de onda [s ⁻¹] |
| T_a | tensão máxima do <i>bracket</i> [MPa] |
| T_e | limite de escoamento do aço [MPa] |
| T_{vm} | tensão contínua [MPa] |
| v | velocidade de incidência do vento ou da correnteza [m/s] |

| | |
|--------------|---|
| $V1$ | componente vertical do carregamento na linha de ancoragem no <i>touchdown point</i> (TDP) [N] |
| $V2$ | componente vertical do carregamento na linha de ancoragem no <i>fairlead</i> [N] |
| $vm1$ | tensão referente a malha menos refinada do intervalo de convergência que atende o passo [MPa] |
| $vm2$ | tensão referente a malha intermediária do intervalo de convergência que atende o passo [MPa] |
| $vm3$ | tensão referente a malha mais refinada do intervalo de convergência que atende o passo [MPa] |
| Vt | volume de material da chapa horizontal do <i>bracket</i> [m ³] |
| w | peso linear submerso da linha [N/s] |
| x | raio de ancoragem [m] |
| y | profundidade de ancoragem [m] |
| γ | inclinação do <i>fairlead</i> em relação ao costado [°] |
| Δs | comprimento do elemento infinitesimal [m] |
| Δx | medida horizontal do elemento infinitesimal [m] |
| Δy | medida vertical do elemento infinitesimal [m] |
| η | inclinação da linha de ancoragem [°] |
| $\vartheta1$ | ângulo em relação a horizontal da linha de ancoragem no <i>touchdown point</i> (TDP) [°] |
| $\vartheta2$ | ângulo em relação a horizontal da linha de ancoragem no <i>fairlead</i> [°] |
| ρ | massa específica do fluido [kg/m ³] |
| φ | restrição de área da chapa horizontal [m ²] |

LISTA DE ABREVIATURAS

| | |
|--------|---|
| ABS | American Bureau of Shipping |
| ALS | Accidental Limit State |
| APDL | ANSYS Parametric Design Language |
| ASME | American Society of Mechanical Engineers |
| BOEMRE | Bureau of Ocean Energy Management, Regulation and Enforcement |
| CALM | Catenary Anchor Leg Mooring |
| CIA | Central Intelligence Agency |
| DICAS | Differentiated Compliance Anchoring System |
| DNV | Det Norske Veritas |
| DP | Dynamic Positioning |
| FEM | Finite Element Method |
| FLS | Fatigue Limit State |
| FPS | Floating Production Storage |
| FPSO | Floating Production Storage Offloading |
| FPU | Floating Production Unit |
| FSO | Floating Storage Offloading |
| FUMA | Floating Unit Mooring Assessments |
| MIUG | Mooring Integrity User Group |
| SALM | Single Point Anchor Leg Mooring |
| SM | Spread Mooring |
| SPM | Single Point Mooring |
| TDP | Touchdown Point |
| TLP | Tension Leg Platform |
| UK HSE | United Kingdom Health and Safety Executive |
| ULS | Ultimate Limit State |

1. INTRODUÇÃO

Com a descoberta de bacias de petróleo em regiões com profundidades maiores que 200 m o uso de plataformas fixas tornou-se inviável, gerando a necessidade de desenvolver embarcações, modificadas ou construídas com a finalidade de produzir e estocar petróleo (Muspratt, 2018). Entretanto, o fato de as embarcações serem móveis, ao contrário do tipo de plataformas para águas menos profundas, as torna suscetíveis à ação de cargas ambientais, como as oriundas de ondas, ventos e correntezas, o que significa um risco para as linhas de raisers, que conectam a plataforma aos poços de petróleo (Sadovnikov et. al., 2012).

A solução encontrada para minimizar os efeitos de tais cargas foi o uso de sistemas de ancoragem que permitissem um menor deslocamento (*offset*) em relação à posição original de projeto da plataforma (*set*). Diversos tipos de sistema de ancoragem foram elaborados, e empregados, almejando minimizar o movimento horizontal e vertical das plataformas de maneira mais eficaz e que garantam um maior grau de segurança quanto à suscetibilidade a falhas. O sistema de ancoragem, ou *Mooring System*, é um dos sistemas mais importantes de uma plataforma de produção de petróleo, pois a perda da posição de maneira indesejada desta pode gerar danos não só à embarcação e seus equipamentos, mas também ao meio ambiente (Almeida, 2006).

Dentre todos os tipos de sistemas de ancoragem o *Spread Mooring* é um dos mais difundidos e consiste em diversas linhas de ancoragem distribuídas ao longo da plataforma, a ligando ao fundo do oceano. A distribuição de linhas tensionadas garante à plataforma a estabilidade necessária para suportar as cargas ambientais em diversas escalas de magnitude e oriundas de diversas direções (Sofec, 2017).

A Figura 1.1 exemplifica um sistema de ancoragem e mostra seus principais componentes, além de explicar suas funções.

A necessidade de evitar que esforços horizontais e torcionais cheguem aos equipamentos principais do sistema, como os guinchos hidráulicos, torna necessário o uso do conjunto *fairlead-brackets*, normalmente no costado do navio, onde tais equipamentos garantem a não existência de esforços torcionais no segmento da linha que possui contato com os demais equipamentos do sistema de ancoragem e equilibrando, ou absorvendo, os esforços gerados pelo ambiente na linha de ancoragem.

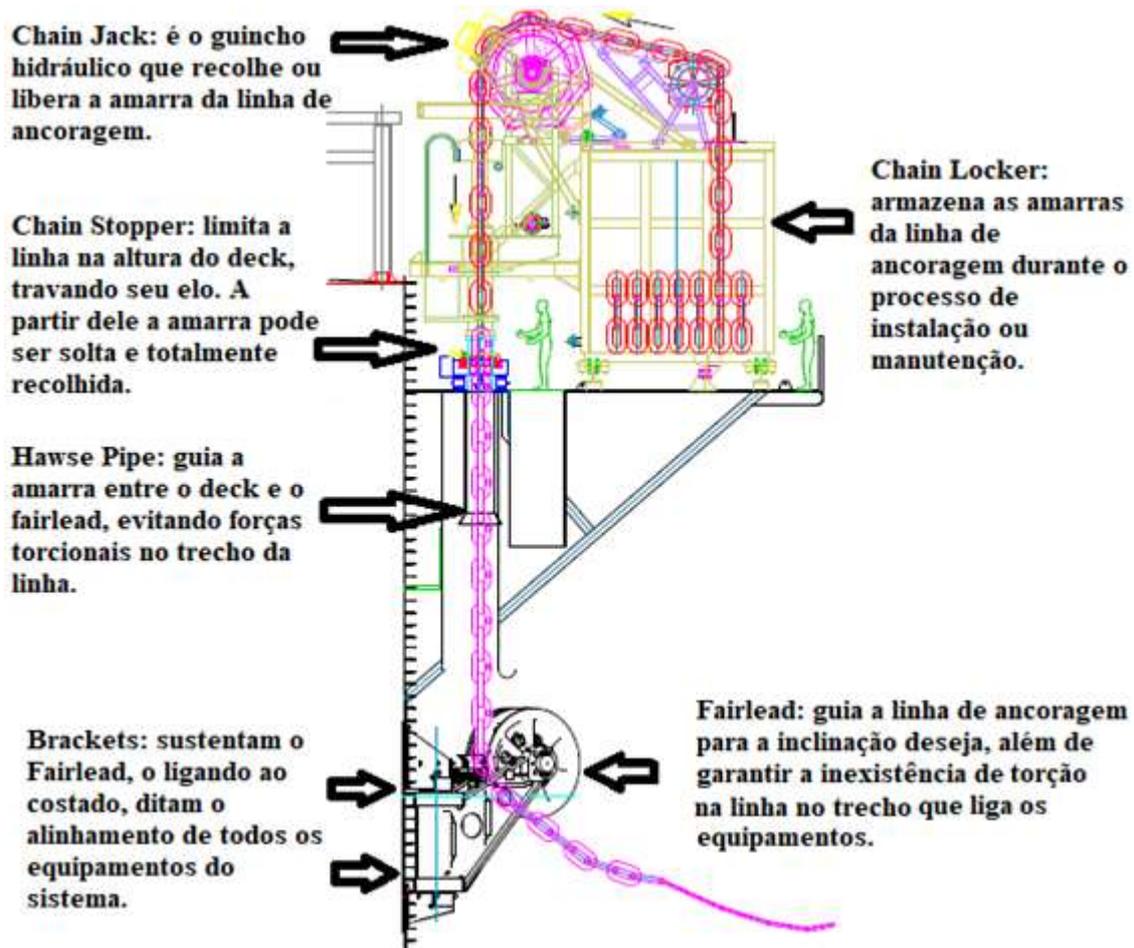


Figura 1.1. Exemplo de layout dos equipamentos do sistema de ancoragem do tipo *Spread Mooring*.

1.1. Motivação

Gordon et al. (2014) catalogou os motivos mais comuns de falhas em sistemas de ancoragem de plataformas usando para isso dados de FPU's (*floating production unit*) situadas no Mar do Norte e incidentes reportados ao UK HSE (*United Kingdom Health and Safety Executive*). Sua pesquisa apontou que os principais componentes do sistema a sofrer tais falhas são os dispositivos em terminações da linha de ancoragem, além da própria linha. Entre os equipamentos em situação de maior criticidade quanto a cargas em fadiga podem ser citados os *fairleads*, os *brackets* e os *hawse pipes*.

O movimento relativo entre os elos das amarras gera uma fricção, principalmente entre o elo fixo no *chain stopper* ou *fairlead* e o primeiro elo seguinte, que está exposto às forças torcionais oriundas das cargas ambientais. Este movimento gera cargas que provocam tensões cada vez mais acentuadas, conforme o desgaste dos elos vai aumentando (Melis et al, 2005). A ação de cargas não previstas nos equipamentos pode resultar em falhas, que em função do comportamento cíclico, tem comumente ocorrido por fadiga. A Figura 1.2 ilustra a movimentação entre elos de uma amarra.



Figura 1.2. Região de fricção e flexão dos elos das amarras (Adaptado de Melis et al, 2005).

Enquanto a abordagem de tais cargas é consideravelmente mais complexa nos elos após o *fairlead*, já que a partir deste ponto a amarra é direcionada para o oceano, o movimento entre elos nos outros pontos críticos citados, como no trecho de amarra entre o *chain stopper* e o *fairlead*, possui análise mais simplificada, tendo em vista que normalmente tais cargas ocorrem, e são potencializadas, por leves desalinhamentos entre os equipamentos do sistema.

O desalinhamento entre os equipamentos pode ser originado por diversos fatores, como região de montagem, planicidade e alinhamento do costado que recebe os *brackets*, ou do *deck* que recebe os demais equipamentos; ou pelo acúmulo de tolerância dimensional nas etapas de fabricação e montagem dos equipamentos do sistema. O *bracket*, que necessita de alinhamento com os reforços internos do costado da plataforma, normalmente é quem dita o alinhamento de todos os demais equipamentos do sistema, sua geometria complexa e robusta é comumente um dificultador na montagem e um dos gargalos na instalação do sistema.

Inclusive a Fig. 1.3 permite se ter uma ideia da escala dos *brackets* e do *fairlead* que está sendo montado.



Figura 1.3. Andaimes para montagem dos *brackets* e dos *fairleads* na plataforma FPSO Vitória.

1.2. Estado da Arte

O preço e a demanda de consumo pelo petróleo impulsionou consideravelmente a evolução desta indústria no século passado, dados da CIA (*Central Intelligence Agency*) em 2015 apontavam que o consumo diário de 21 das maiores economias do mundo era superior a 1 milhão de barris, sendo que para países como os Estados Unidos e a China o consumo é maior que 10 milhões de barris (CIA, 2015). Partindo dos primeiros registros de plataformas para extração de petróleo, na Califórnia, ao fim do século XIX, o poder do capital que é movido por este setor impulsionou, em pouco mais de 60 anos, a construção das primeiras plataformas flutuantes, capazes de operar em regiões do oceano que não eram visíveis da costa, na zona do Golfo do México (AOGHS, 2017).

A veloz evolução na maneira de extrair, produzir e estocar petróleo fez com que os aprendizados referentes às melhores práticas e métodos de projeto, construção e operação dos diversos sistemas que constituem as plataformas flutuantes fossem desenvolvidos muitas vezes ao analisar os erros cometidos e as respostas que os sistemas, até então projetados, davam ao entrar em operação.

Com os sistemas de ancoragem a situação foi a mesma, estudos de caso e alertas de seguranças gerados por certificadoras e proprietárias de plataformas auxiliaram as empresas e entidades ligadas a área a compreender melhor os mecanismos de falhas do sistema e repensar projetos e processos de montagem. Um exemplo disso foi a análise de falha de um sistema de ancoragem na região entre a conexão da amarra com a âncora, resultando no rompimento de uma manilha e duas conexões, relatada pela BOEMRE (*Bureau of Ocean Energy Management, Regulation and Enforcement*), que constatou irregularidades no projeto e nos testes necessários para os materiais que compunham a linha de ancoragem (BOEMRE, 2011).

Outro exemplo de análise que colaborou com esta área de estudo foi o relatório de falha gerado pela Maersk referente ao caso do rompimento de 4 linhas de ancoragem da FPSO (*floating, production, storage and offloading*) *Gryphon*, situada no Mar do Norte, onde em 15 min a plataforma teve um *offset* de aproximadamente 150 m. Após o rompimento da solda em um elo de uma linha de ancoragem com tensão abaixo do projeto, somado ao fato do sistema de posicionamento dinâmico, também implementado na FPSO, não ter respondido após a perda de posição. A análise apontou a necessidade um novo projeto para o sistema de ancoragem, com substituição de todas as linhas, e a criação de uma rotina de testes para o sistema de posicionamento dinâmico (Finucane, 2012).

Entretanto, a existência de diversas falhas de segurança em plataformas operantes e seus equipamentos ainda era algo que seguia preocupando, principalmente, órgãos responsáveis pela fiscalização da área como a HSE britânica, que em 2007 reprovou cerca de 58% das plataformas operantes no mar do norte em seu relatório de segurança (Macalister, 2007), situação que começou a

promover um esforço coletivo das empresas e órgãos envolvidos com sistemas de ancoragem, a fim de modificar este panorama.

Ao mencionar diversas ocorrências de falhas em sistemas de ancoragem, bem como relacionar as principais causas de falhas em linhas de ancoragem e equipamentos do sistema, Gordon et al. (2014) aborda a perspectiva de fabricantes, usuários, qualificadores e órgãos responsáveis por este tipo de sistema e elenca algumas atitudes tomadas a respeito, dentre elas o surgimento do MIUG (*Mooring Integrity User Group*) e da FUMA (*Floating Unit Mooring Assessments*), com o papel de realizar a interface entre todas as entidades e empresas que de alguma maneira estão ligadas a este tipo de sistema a fim de melhor analisar pontos críticos de falhas e determinar práticas ideais de projeto, montagem e utilização de sistemas de ancoragem.

A evolução na maneira de pensar da indústria como modo geral é visível através do surgimento de estudos em etapas de projeto, como o de Qiao et al. (2012), que fizeram uso de simulação numérica para determinar o melhor tipo de *mooring system*, entre sistemas do tipo catenária, *taut leg* e um modelo intermediário entre eles, para uma plataforma do tipo *Spar*, modelo que se assemelha a uma plataforma submersível, mas sua parte inferior é cilíndrica, utilizando como local de estudo o mar do sul da China. Os resultados apontam que o sistema de catenária possui maior grau de amortecimento em relação à movimentação da plataforma em profundidades entre 500 e 1500 m, porém a tensão encontrada nas linhas de ancoragem é superior aos outros modelos, logo, afirmar-se que, quando possível, o uso de sistemas em catenária é ideal para evitar deslocamentos excessivos da plataforma.

Outro exemplo é Vargas et al. (2004) que analisaram numericamente os fatores de concentração de tensão nos elos das amarras que estão em contato com o *fairlead*. Foi possível observar que a interação entre o *fairlead* e a amarra pouco influencia na concentração de tensão nos elos, sendo responsável por 15% da tensão máxima encontrada. A maior parcela encontrada é oriunda do movimento relativo entre o primeiro elo engajado no *fairlead* e o elo anterior, com movimento livre.

Qiao et al. (2014), utilizaram uma região do mar da China para analisar os efeitos da corrosão em linhas de ancoragem de composição mista, com amarras e cabos, de aço e poliéster, a fim de compreender melhor o quanto a vida útil sob fadiga de uma linha de ancoragem é reduzida quando esta sofre efeitos de corrosão. Para tal foi feito uso de simulação numérica e considerado um sistema de ancoragem de uma plataforma semissubmersível. Os resultados obtidos mostraram que os efeitos de corrosão são muito mais críticos na região da linha composta por amarras do que nos cabos, sendo que entre os cabos, o poliéster demonstrou valores maiores quanto à vida útil.

A importância de modelos matemáticos que predizem o comportamento de componentes do sistema de ancoragem é exemplificado através de Azcona et al. (2017) que desenvolvem um código capaz de prever o comportamento de uma linha de ancoragem catenária, quando está encontra-se submetida a carregamentos harmônicos de diferentes períodos. Os resultados obtidos com a validação desse modelo indicam a importância da análise de tensões e do deslocamento da linha, principalmente diante de carregamentos em alta frequência.

Shen et al. (2019) desenvolveram um modelo numérico capaz de prever o movimento da linha de ancoragem de uma turbina eólica submetida a carga cíclica considerando as interações da região da linha disposta sobre o solo no fundo do oceano. Como conclusão foi possível observar que após alguns ciclos a linha tende a escavar o solo devido a sua movimentação, alterando a inclinação da linha em relação ao ponto de contato com o solo e conseqüentemente as tensões atuantes nela.

Ainda se faz importante mencionar que grande parte do desenvolvimento da área se deu pela normatização realizada por empresas como ABS (*American Bureau of Shipping*) e a DNV (*Det Norske Veritas*) que auxiliaram na padronização dos sistemas e práticas a serem empregadas.

Porém, enquanto existe progressão na divulgação de estudos referentes às linhas de ancoragem, em grande parte referentes às amarras e cabos que constituem as linhas, pouca coisa é publicada sobre os equipamentos do sistema. Um dos entraves para isso é a óbvia concorrência entre empresas do ramo e os sigilos de contrato impostos muitas vezes pela empresa contratante.

1.3. Objetivos

Os objetivos do presente trabalho são desenvolver uma metodologia numérica para a modelagem de *brackets* sujeitos a cargas ambientais encontradas em plataformas e a obtenção de recomendações teóricas sobre o design desses dispositivos através do emprego do método do Design Construtal.

1.3.1. Objetivos Específicos

O presente estudo possui os seguintes objetivos específicos:

- Definir valores referentes às cargas ambientais importantes para o sistema de ancoragem de plataformas flutuantes;
- Estipular restrições à geometria dos *brackets*;
- Definir geometria idealizada para os *brackets* e suas variações a serem estudadas;
- Desenvolver modelagem computacional para estudo dos *brackets*;
- Avaliar o efeito da geometria dos *brackets* sobre o desempenho mecânico dos mesmos.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1. Tipos de Plataformas

Em lâminas de água de até aproximadamente 200 m as plataformas fixas são as de uso mais comum. Estas plataformas são instaladas sobre jaquetas, que nada mais são do que estruturas fixas presas ao fundo do oceano, e normalmente possuem capacidade de extração, produção e estocagem de material. Para este tipo de plataforma é comum a existência de ligações com a terra através de gasodutos ou oleodutos (ISI Engenharia, 2011).

Em águas mais profundas as plataformas passam então a ser do tipo semissubmersíveis ou flutuantes, onde independentemente do tipo, a plataforma encontra-se submetida à ação de ondas, ventos e correntes. Tais ações podem ocasionar a movimentação da plataforma, prejudicando os equipamentos e tubulações que conectam esta aos poços de petróleo (Almeida, 2006).

As plataformas semissubmersíveis encontram-se apoiadas em flutuadores submersos que agem como o sistema de lastro da plataforma, regulando sua altura em relação à superfície da água, já as plataformas flutuantes são navios com plantas de processo do material extraído dos poços em seus conveses e praça de máquinas (Petrobras, 2014).

Conforme a capacidade de produzir, processar e armazenar petróleo e gás natural, as plataformas podem ser classificadas como FPU (*floating production unity*), FSO (*floating storage offloading*), FPSO (*floating production storage offloading*) ou FPS (*floating production storage*) (ISI Engenharia, 2011).

Outro tipo de plataforma é a TLP (*tension leg platform*) que se assemelha a semissubmersível, a diferença encontra-se no método de ancoragem, enquanto a semi submersível utiliza várias amarras com âncoras, as plataformas TLP são fixadas por estruturas tubulares presas ao fundo do mar, o que reduz os movimentos da plataforma, porém reduz a aplicação dela a profundidades não tão elevadas (Almeida, 2006).

O modelo de plataforma atual que consegue operar em uma maior faixa de águas muito profundas é o *Spar*. Sua base cilíndrica torna a plataforma menos suscetível à movimentação devido ao carregamento ambiental, pois a menor área da base proporciona maior estabilidade, tornando-a mais segura em águas com mais de 2000 m de profundidade (RigZone, 2018).

A Figura 2.1 esquematiza os tipos de plataforma em relação à faixa de profundidade em que elas normalmente operam. É importante ressaltar que a capacidade de descarregar o petróleo produzido enquanto opera (*offloading*) diferencia a região operacional entre uma plataforma FPSO e uma FPS, sendo a segunda sem esta capacidade.

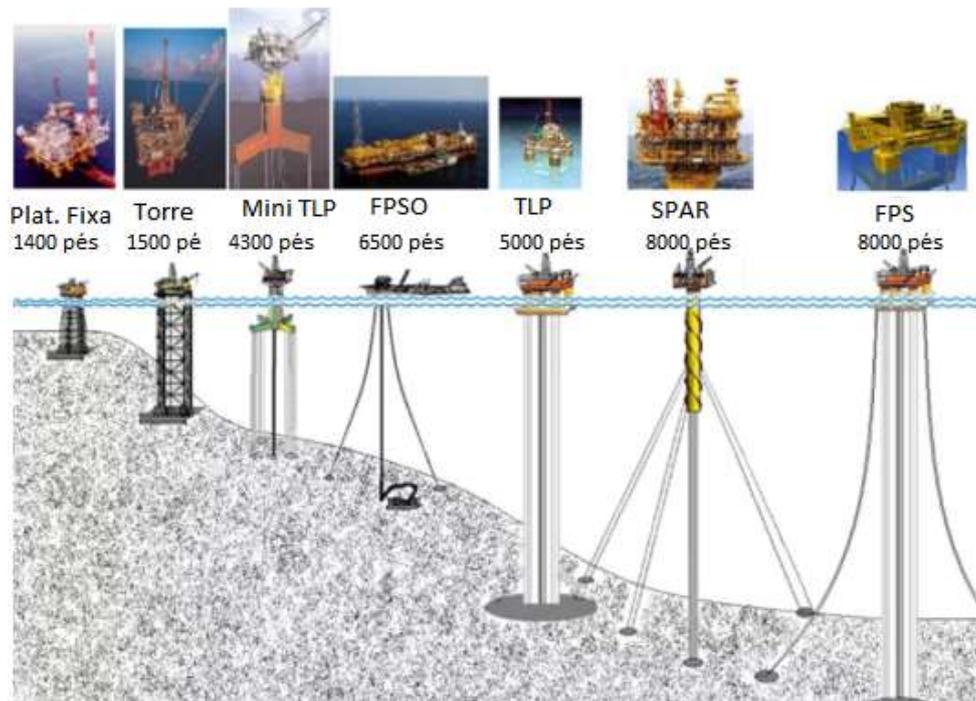


Figura 2.1. Relação entre tipos de plataformas e profundidade máxima para operação (Adaptado de Palmsquist, 2008).

2.2. Tipos de Sistemas de Ancoragem

As plataformas semissubmersíveis e flutuantes possuem sistemas de ancoragens que podem ser classificados como SPM (*Single Point Mooring*), SM (*Spread Mooring*) e DP (*Dynamic Positioning*) (Carbono, 2005).

A ancoragem por um único ponto, ou SPM, consiste em concentrar todas as linhas de ancoragem somente a um ponto, que pode estar na plataforma, como um equipamento, ou externo a ela, como uma boia. O sistema *turret* é um dos mais empregados deste tipo, onde o equipamento, que leva o mesmo nome do sistema, é fixado à plataforma e centraliza todas as linhas de ancoragem, permitindo apenas o movimento giratório da embarcação em torno do seu eixo. Sistemas como o CALM (*Catenary Anchor Leg Mooring*) e o SALM (*Single Point Anchor Leg Mooring*) também são muito empregados, onde ambos possuem o mesmo princípio de funcionamento, a plataforma se liga a uma boia, externa a ela, de dimensões grandes, e esta sim está ancorada ao fundo do oceano, com o CALM sendo por catenárias e o SALM por uma espécie de *raiser* fixo (Pecher et al., 2014).

Os sistemas *Spread Mooring* possuem suas amarras distribuídas ao longo da plataforma, tornando-a mais resistente aos carregamentos ambientais que as plataformas que se utilizam de um ponto de ancoragem apenas. Entre os sistemas compreendidos dentro deste tipo de ancoragem, um dos que mais se destaca é o DICAS (*Differentiated Compliance Anchoring System*), desenvolvido pela Petrobras, que consiste em linhas de ancoragem, com conexões na proa e na popa da plataforma,

possuindo pré-tensões diferentes, permitindo assim que a proa e a popa do navio se adequem aos carregamentos ambientais conforme a rigidez de suas linhas de ancoragem (Kasper et al., 1997).

O mais moderno dos sistemas é o de posicionamento dinâmico, ou DP, onde um conjunto de sensores capta os carregamentos ambientais atuantes na plataforma e, em ligação com o sistema de propulsão, desloca a plataforma a ponto da mesma sofrer o deslocamento máximo permitido, ou desejado. Dependendo do grau de confiabilidade do sistema e do local onde a plataforma se encontra (na proximidade de outras embarcações), é comum o uso do sistema de DP aliado a outro dos tipos de ancoragem já mencionados (Marques, 2017).

A Tabela 2.1 ilustra a comparação entre as vantagens e desvantagens de sistemas de ancoragem por posicionamento dinâmico e por *spread mooring*.

Tabela 2.1. Comparação entre sistemas do tipo *Spread Mooring* e *Dynamic Positioning*.

| | <i>Spread Mooring (SM)</i> | <i>Dynamic Positioning (DP)</i> |
|----------------------------|---|---|
| <i>Vantagens</i> | <ul style="list-style-type: none"> ✓ Não é um sistema complexo que envolve sistema de propulsão, controles de clima ou geradores extras. ✓ Não corre o risco de falha por falta de energia ou falha do sistema. ✓ Não há riscos envolvendo as hélices de propulsão no que diz respeito a interferências abaixo do nível da água. | <ul style="list-style-type: none"> ✓ Fácil manobrabilidade. ✓ Não são necessários equipamentos de ancoragem e linhas de ancoragem. ✓ Não depende da profundidade da água para operar e da existência ou não de obstáculos no fundo do oceano. ✓ Fácil ativação e desativação. |
| <i>Desvantagens</i> | <ul style="list-style-type: none"> ✓ Pouca manobrabilidade uma vez que ancorado. ✓ Necessita de guinchos de equipamentos para o sistema de ancoragem. ✓ Manutenção e troca de correntes pouco aplicáveis em águas profundas. ✓ Uso limitado por obstáculos no fundo do oceano. ✓ Tempo de desancoragem pode ser de dias. | <ul style="list-style-type: none"> ✓ Sistema mais complexo, envolvendo propulsão e geradores de energia. ✓ Alto custo inicial para implementação. ✓ Elevado consumo de combustível. ✓ Chances de perda da posição por falha no sistema ou falta de energia. ✓ Necessária maior manutenção do sistema mecânico. |

2.3. Equipamentos do Sistema

O sistema de ancoragem possui diversos elementos estruturais e equipamentos que interagem direta e indiretamente com a linha de ancoragem e são responsáveis tanto pelas manobras de ancoragem e desancoragem da plataforma, como por possíveis manobras de manutenção. Na sequência é discutida a função de cada um dos principais elementos do sistema.

As amarras, presentes nas extremidades das linhas de ancoragem, são recolhidas ou liberadas através da ação de um guincho hidráulico, que por sua vez é alimentado por uma unidade hidráulica. A quantidade de unidades hidráulicas e de guinchos depende de projeto, onde uma unidade hidráulica pode alimentar vários guinchos ou até mais de uma extremidade da plataforma (Wärtsilä, 2019).

O local para onde os trechos de amarras que são recolhidos, ou até mesmo os trechos extras para manutenção são depositados, é denominado *Chain Locker* (Wärtsilä, 2019). Ele pode ser tanto um elemento estrutural, como uma espécie de recipiente, interno ao casco da plataforma, como um equipamento, podendo ficar acoplado ao guincho e se deslocar com ele. No caso deste guincho ser móvel, as dimensões do *Chain Locker* devem atender o mesmo número de linhas que o guincho ao qual está relacionado.

Como as linhas de ancoragem no sistema do tipo *Spread Mooring* possuem a sua extremidade superior ligada à plataforma, é comum que equipamentos que tenham contato direto com elas não se localizem no *main deck* da plataforma. Portanto, é comum a existência de *Mooring Balconies*, onde os equipamentos referentes a este sistema se localizam, garantindo assim a integridade dos demais equipamentos da plataforma e da tripulação em caso de ruptura de amarras ou cabos, além de criar uma área livre de interferências para a instalação e operação destes equipamentos mais robustos (Wollner, 2016).

O *Chain Stopper* atua quando o guincho termina de movimentar a linha, travando a amarra na elevação do *deck* do *Mooring Balcony* e a mantendo ali até que nova movimentação seja necessária. Sua existência faz com que o guincho não precise ficar em uso intermitentemente e permite o uso de guinchos móveis (Wärtsilä, 2019). Fixado ao costado da plataforma, abaixo do *Mooring Balcony*, encontra-se o *fairlead*, que tem como função absorver os esforços horizontais atuantes nas amarras, evitando assim que estes esforços cheguem a equipamentos localizados no *Mooring Balcony* (Wärtsilä, 2019). O *fairlead* é basicamente uma polia encaixada a um eixo que é preso ao costado através de dois *Brackets*.

Se o *fairlead* evita que os equipamentos no topo do *balcony* sofram esforços horizontais oriundos da amarra, o *Hawse Pipe* atua como um guia para o trecho da linha que vai do *Chain Stopper* ao *fairlead* e seu formato impede que a linha sofra torção neste trecho, assim, evitando o ocorrência

de cargas torcionais devido à amarra em equipamentos como o guincho hidráulico, por exemplo (Shi et al, 2014).

A Figura 2.2 ilustra um sistema de ancoragem com guincho e *Chain Locker* móveis.

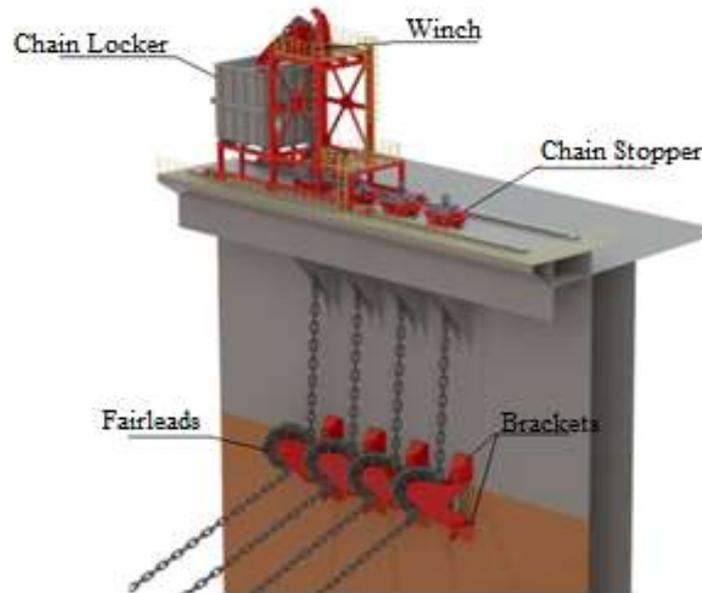


Figura 2.2. Exemplo de sistema do tipo *Spread Mooring* (Adaptado de Offshore Technology).

2.4. *Brackets*

Os *brackets* são estruturas soldadas ao costado que, através de um eixo, suportam o *fairlead*. Sua geometria depende do espaçamento dos reforços internos da embarcação ou de reforços excepcionalmente montados para ele. A Figura 2.3 exemplifica um conjunto de *brackets*.



Figura 2.3. Conjuntos de *brackets* empregados nas plataformas P66 e P67 da Petrobras.

A elevada magnitude dos esforços atuantes neste tipo de equipamento requerem o emprego de grandes espessuras de chapas, comumente acima de 40 mm, resultando normalmente em projetos de solda do tipo penetração total. Neste caso, após o tratamento da superfície, um dos lados é soldado para que então seja removida parte do material presente na raiz da solda, através de goivagem, e só após o outro lado da solda é executado. Esse procedimento busca garantir a não existência de falhas e descontinuidades na solda deste equipamento de grande responsabilidade. É necessária a execução de testes de ultrassom e de líquido penetrante a fim de aprovar a solda de união entre o equipamento e o costado (Petrobras, 2013).

Quanto ao alinhamento e a integridade dos equipamentos do sistema, existem medições e atos que devem ser executados anteriormente à instalação do *bracket* e durante a soldagem do mesmo. Previamente ao posicionamento do *bracket* no costado, o mesmo deve ter sua planicidade avaliada e os reforços internos devem ter sido instalados. Durante o posicionamento dos *brackets* o alinhamento entre eles deve ser controlado e no decorrer da soldagem é necessário que o alinhamento seja mantido, portanto devem ser observadas e controladas as deformações geradas pelo aquecimento do material durante a solda.

Após a soldagem dos *brackets*, o *fairlead* é posicionado entre eles e quando alinhada a furação de todos os componentes, o eixo é instalado, a Figura 2.4 mostra dois conjuntos de *brackets* soldados no costado e dois conjuntos de *brackets* com o *fairlead* já instalado.

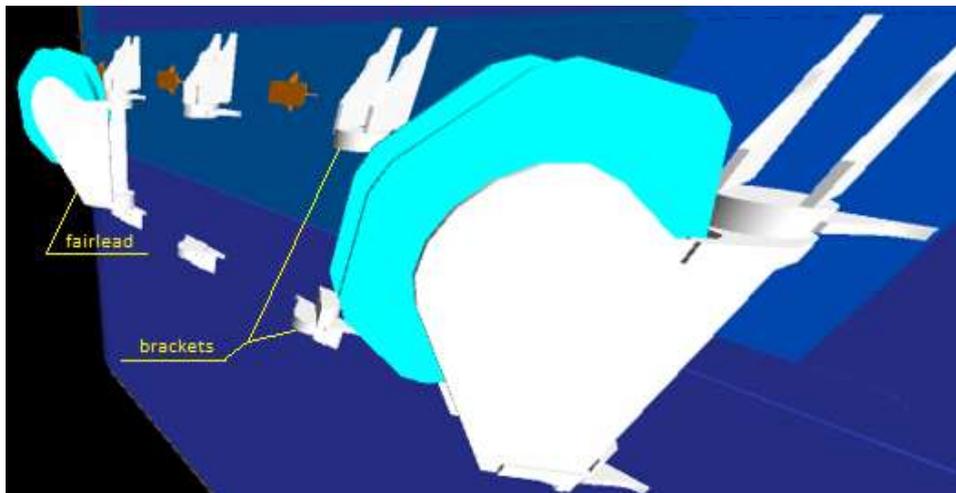


Figura 2.4. *Brackets* centrais alinhados e fixados ao costado, *brackets* das extremidades com os *fairleads* e os eixos já acoplados.

Um detalhe de projeto importante que deve ser levado em conta é a região onde a solda vertical encontra a solda horizontal nos *brackets*. Devido à dificuldade de efetuar a soldagem nesta região, como também pela necessidade de uma solda sem descontinuidades numa região onde a goivagem

removeria metal do equipamento e não o metal inserido pela própria solda, o uso de escalopes, ou chanfros, se faz necessário. A elevada espessura das chapas de metal também é um dificultador no processo de soldagem, demandando uma grande quantidade de material a ser depositado durante a solda.

2.5. Linhas de Ancoragem

Os sistemas de ancoragem podem ser classificados conforme a distribuição da linha de ancoragem abaixo da altura da lâmina de água, onde os principais tipos de ancoragem a se destacar são a ancoragem por catenária e a ancoragem por *taut leg*, conforme ilustrado na Fig. 2.5.

É possível observar também na Figura 2.5 a diferença entre os raios de ancoragem e o comprimento de linhas necessários para os tipos de ancoragem catenária e *taut leg*.

Na ancoragem em catenária a linha possui um trecho encostado na superfície do fundo do oceano, gerando assim esforços de atrito que absorvem as cargas ambientais atuantes na linha, permitindo o uso de âncoras menores e de menor poder de agarre e também reduzindo as cargas atuantes na linha (Lacerda, 2005).

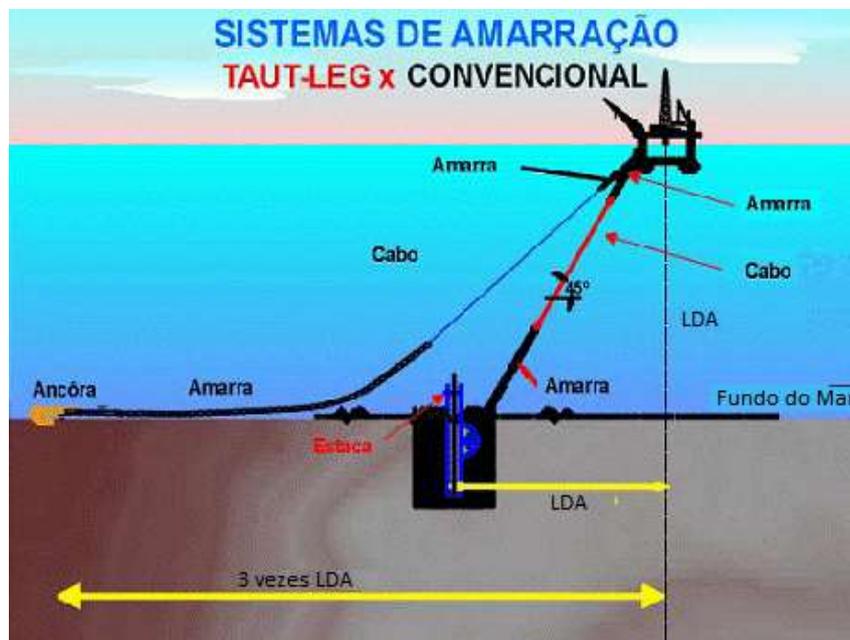


Figura 2.5. Comparativo entre sistemas do tipo catenária (convencional) e taut leg. (Adaptado de DENO, 2010)

Entretanto, o uso deste tipo de ancoragem permite uma maior mobilidade da plataforma, viabilizando o deslocamento por raio de ancoragem, o que pode ser indesejável em caso de campos de exploração com várias plataformas instaladas ou no caso de uso de *raisers* rígidos. Este tipo de

ancoragem demanda uma longa área no fundo do oceano para depósito das amarras e das âncoras, o que pode significar um problema em casos de regiões com outras embarcações ancoradas ou onde há a presença de oleodutos ou gasodutos.

O sistema de ancoragem por *taut leg* é aplicado exatamente onde as limitações de área impedem a aplicação do sistema por catenária, já que no *taut leg*, como o nome sugere, a linha de ancoragem encontra-se tensionada, a um ângulo de aproximadamente 45° com a plataforma, e seu contato com a superfície do fundo do oceano se dá por um ponto apenas, onde a âncora se localiza (DENO, 2010).

As âncoras deste tipo de ancoragem são consideravelmente maiores e com maior capacidade de agarre, tendo em vista a quantidade de cargas que devem suportar. Os *offsets* da plataforma são menores devido à maior rigidez proporcionada pela linha, sanando assim problemas relacionados a *raisers* rígidos e outras embarcações nas proximidades.

2.6. Composição das Linhas de Ancoragem

As linhas de ancoragem normalmente são constituídas por dois ou mais componentes em suas extensões, a fim de combinar as melhores características quanto à resistência e vida útil quando submetida aos esforços atuantes no sistema. As amarras são o elemento mais empregado em sistemas de ancoragem, sendo sua uniformidade na resistência à ruptura um fator desejável nas extremidades da linha, onde há o contato com o solo no fundo do oceano e com os equipamentos que compõe o sistema. Portanto, onde existem esforços de atrito, aos quais cabos são mais sensíveis, e poucos esforços referentes à fadiga, as amarras são utilizadas, devido a sua maior resistência a este tipo de solicitação.

A região central da linha comumente é composta por cabos de aço ou de poliéster. No primeiro caso a alta resistência à tração aliada ao baixo peso quando comparada com as amarras torna o seu uso mais interessante. Porém, o ambiente inóspito à trança metálica obriga o mesmo a ser galvanizado para que possua uma vida útil maior, tornando-o assim mais caro, quando comparado com os cabos de poliéster (Nazário, 2015).

Com aplicação crescente nos últimos anos, os cabos de poliéster possuem como principal fator positivo o fácil manuseio, aliado ao baixo peso e à alta vida útil, podendo esta chegar a 20 anos (Nazário, 2015).

A Figura 2.6 exemplifica uma composição de linha de ancoragem mista.

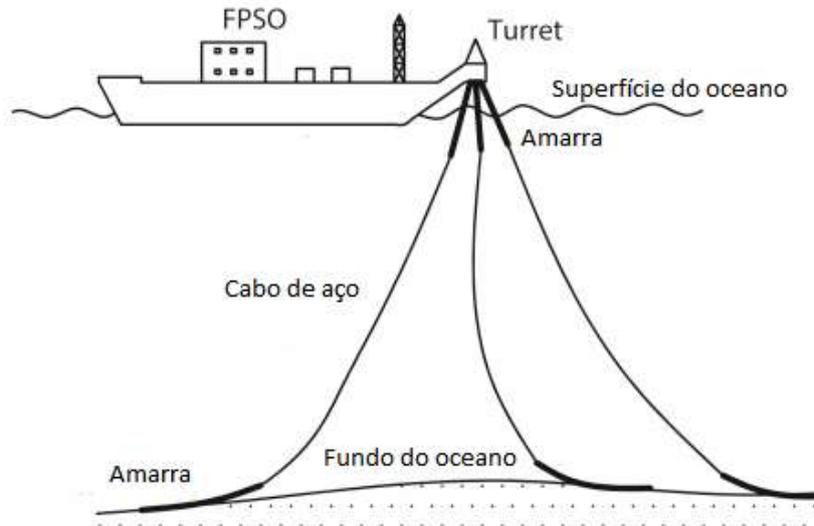


Figura 2.6. Exemplo de composição mista de linhas de ancoragem para um sistema do tipo Turret. (Adaptado de Yaghin e Melchers, 2015)

2.7. Simulação Numérica e Método dos Elementos Finitos

O método dos elementos finitos (FEM) consiste em determinar soluções de problemas de valores de equações diferenciais subdividindo o domínio deste em partes menores, ou elementos finitos. O método tem origem na tentativa de solução de problemas de elasticidade e análise estrutural em geometrias complexas na área de engenharia civil (Hrennikoff, 1941).

A aplicação do método apresenta benefícios no que diz respeito à representação de geometrias complexas e constatação de efeitos localizados, como o concentrações de tensões. O uso do método para simular problemas reais através de computadores propicia ainda maiores vantagens, principalmente na área de pré-projeto, devido à possibilidade de prever o comportamento de equipamentos e estruturas através de simulação numérica.

Devloo (2005) considera o ato de simular um ato natural, presente na vida humana em períodos anteriores ao desenvolvimento de computadores, pois se assemelha ao ato de imaginar a reação de objetos reais aos estímulos/carregamentos desejados.

Já Pegden et al. (1990) apresenta uma definição mais direta e completa, focada especificamente em simulação numérica, quando cita simulação como sendo a réplica através de um modelo computacional de um sistema real, a fim de realizar experimentos neste modelo com o propósito de criar ou avaliar métodos de operação ou entender seu funcionamento.

A evolução dos computadores propicia a criação de softwares cada vez mais completos e capazes de simulações mais próximas da realidade. Um desses softwares é o ANSYS, software empregado neste estudo.

O ANSYS é um software de elementos finitos dedica à engenharia, sendo empregado para prever o comportamento de um produto ou objeto diante de condições do mundo real (ANSYS, 2018). O software é capaz de executar análises de diversos tipos, como análise estática, análise modal, análise harmônica, análise de flambagem e análise espectral, por exemplo.

Assim, o presente trabalho simula o comportamento do modelo computacional de *brackets* sob o carregamento proposto no software ANSYS, que faz uso do método de elementos finitos para determinar as tensões resultantes no modelo proposto.

2.8. Design Construtal

A Teoria Construtal é a visualização de que todos sistemas de fluxo/escoamento seguem um princípio físico (Lei Construtal) e tem como base que todo sistema de dimensões finitas sujeito a algum movimento modifica sua configuração geométrica em direção a maximização do acesso aos fluxos/escoamentos no sistema. Esse processo ocorre tanto em sistemas animados, como em um ser vivo, ou inanimados, como uma rede de comunicação entre computadores (Bejan e Zane, 2012).

Bejan e Zane (2012) então afirmam que as formas geométricas encontradas na natureza são resultado desse princípio físico ditado pela Teoria Construtal. Assim, essa teoria explica o funcionamento de qualquer sistema dinâmico, tendo abrangência universal, portanto trata-se de uma lei, a Lei Construtal. A lei diz que tudo que se encontra em movimento é um sistema de fluxo/escoamento, e esses sistemas adotam formas geométricas ao longo do tempo com o objetivo de facilitar o fluxo de maneira mais eficaz diante das restrições encontradas. Sendo assim, as formas encontradas hoje na natureza são o resultado natural dessa adaptação do fluxo/escoamento as resistências encontradas ao longo do tempo.

O método Design Construtal é a maneira pela qual a Lei Constructal é aplicada em qualquer sistema de fluxo/escoamento e é baseado no princípio de restrições e objetivos. Basicamente, deve-se estabelecer todas as restrições do sistema (geométricas, físicas e tecnológicas) e se definir indicadores de performance para o sistema (exemplo: minimizar magnitude das tensões em um material sujeito a solicitação mecânica). Posteriormente as definições das restrições e indicadores de performance, algumas variáveis ou razões geométricas são variadas no sentido de avaliar seus efeitos sobre o indicador de performance. Contudo, para isso é necessário antes de tudo, o entendimento do problema físico a ser estudado, sendo necessário resolver o problema para cada configuração geométrica estudada (Bejan e Lorente, 2008; Dos Santos et al, 2017).

Em estruturas mecânicas pode-se usar a mesma analogia, considerando a distribuição de tensão como um fluxo (“fluxo de tensões”) que se desenvolve ao longo do arranjo ou da geometria

mecânica, sendo assim, a estrutura com melhor desempenho é a que apresenta uma distribuição de tensões mais homogênea, com menores concentrações e valores de tensão (Bejan e Lorente, 2008).

Exemplos da aplicação do método em estruturas metálicas são encontrados em Cunha et al. (2018) e Troina (2017), onde o Design Construtal auxilia na obtenção de geometrias para chapas metálicas com enrijecedores soldados que apresentem menor deflexão central quando submetidas a carregamento transversal uniforme. Uma relação entre o volume da chapa e dos enrijecedores é adotada como restrição, enquanto o número de enrijecedores e suas dimensões são os graus de liberdade do estudo. O indicador de performance é a deflexão no centro da chapa, onde a melhor configuração geométrica é a que apresenta menor deflexão.

Portanto, Método do Design Construtal não é necessariamente uma ferramenta de otimização, mas sim um norteador no processo de obtenção de uma geometria, onde os graus de liberdade são variados mediante um ambiente que apresenta restrições globais, a fim de obter arranjos geométricos que apresentem melhores desempenhos (buscando maximizar ou minimizar algum indicador de performance). Para realizar a otimização geométrica nos sistemas de fluxo/escoamento deve se associar alguma metodologia de otimização associada ao método Design Construtal, que acaba sendo usado para definir o espaço de busca de configurações geométricas. Entre as metodologias de otimização, diversas técnicas tem sido empregadas na literatura, desde a busca exaustiva, onde todas possibilidades são testadas com um incremento fixo ou variável, até heurísticas como Algoritmos Genéticos, Simulated Annealing e mais recentemente o método de Evolução Diferencial (Lorenzini et al., 2014; Gonzales et al., 2015; Gonzales et al., 2018).

Assim, para o presente trabalho, foi realizada uma primeira tentativa de aplicação do método do Design Construtal para avaliar o comportamento mecânico de algumas geometrias de *brackets* de sustentação de *fairleads*, onde o índice de desempenho dessas configurações se deu pela distribuição de tensões de von Mises. Vale lembrar que, uma vez que se trata de um problema de elevada complexidade, a avaliação geométrica ficou restrita a alguns casos. Assim, o método Design Construtal foi usado para a avaliação geométrica do sistema buscando identificar parâmetros geométricos com sensibilidade no problema, não havendo uma preocupação com a otimização geométrica dos *brackets*.

3. METODOLOGIA

3.1. Abordagem quanto à Linha de Ancoragem

A abordagem de linhas de ancoragem como inextensíveis em etapas de pré-projeto é bastante comum, Lacerda (2005), ao analisar o efeito da extensibilidade nas linhas de ancoragem para um sistema do tipo catenária observou que as linhas inextensíveis rompem com cargas 40% inferiores do que as linhas extensíveis, tornando assim a consideração de linha inextensível uma abordagem mais conservadora. Logo, com base nas Figs. 3.1 e 3.2, é possível determinar a equação característica da linha de ancoragem.

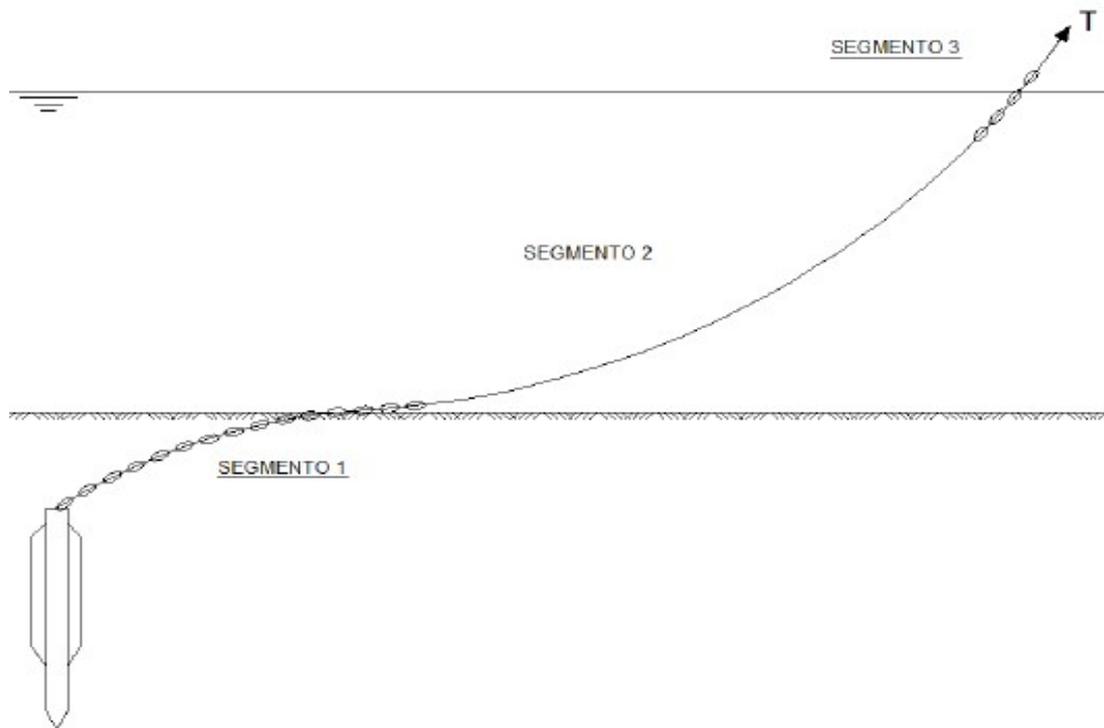


Figura 3.1. Composição de linha adotada para solução do problema. (Adaptado de Kawasaki, 2010).

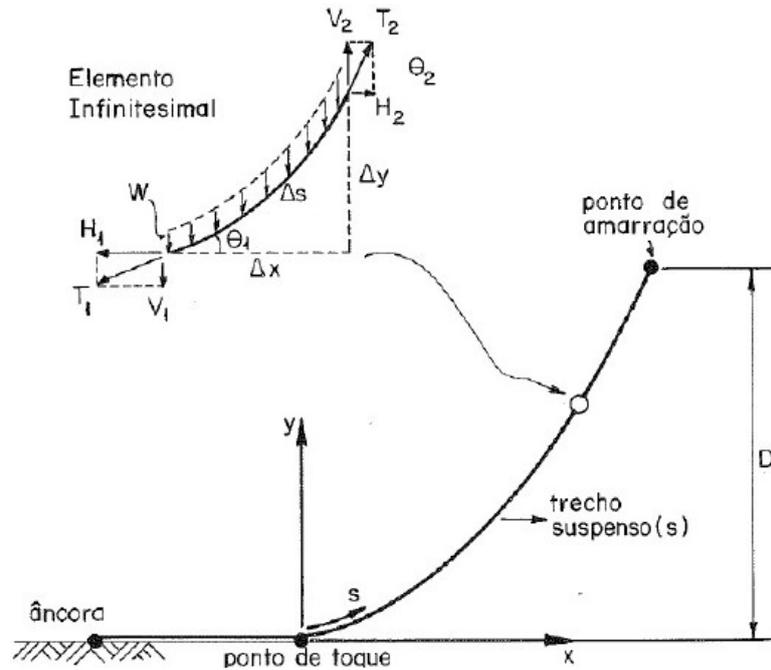


Figura 3.2. Elemento infinitesimal da linha de ancoragem catenária. (Nazário, 2015)

O presente trabalho faz uso do equacionamento proposto por Kawasaki (2010) e Nazário (2015), exposto na sequência, para determinar o comprimento de uma linha de ancoragem catenária inextensiva.

É importante destacar que premissas de superfície do fundo do oceano plana e rigidez axial da linha de ancoragem infinita devem ser adotadas para que o equacionamento seja válido.

Portanto, assume-se que o somatório de forças horizontais é nulo (ver Fig. 3.2).

$$\Sigma F_h = 0 = H_2 - H_1 \quad (3.1)$$

onde:

$$H_1 = T_1 \cdot \cos(\theta_1) \quad (3.2)$$

$$H_2 = T_2 \cdot \cos(\theta_2) \quad (3.3)$$

Desta forma, considera-se o somatório de forças verticais iguais a zero (ver Fig. 3.2).

$$\Sigma F_v = 0 = V_2 - V_1 - (w \cdot \Delta s) \quad (3.4)$$

onde:

$$V_1 = T_1 \cdot \sin(\theta_1) \quad (3.5)$$

$$V_2 = T_2 \cdot \sin(\theta_2) \quad (3.6)$$

sendo: w o peso linear submerso da linha e Δs o comprimento do elemento infinitesimal.

Então, substituindo as Eqs. (3.2), (3.3), (3.5) e (3.6) na Eq. (3.4), obtém-se:

$$H \cdot \Delta[\tan(\theta)] = w \cdot \Delta s \quad (3.7)$$

É possível considerar que o elemento infinitesimal possui formato triangular (ver Fig. 3.2), onde Δx e Δy são os catetos. Sendo assim:

$$\Delta s^2 = \Delta x^2 + \Delta y^2 \quad (3.8)$$

Ao isolar o termo Δs , fazendo uso da relação trigonométrica $\tan(\theta) = \Delta y/\Delta x$ e substituindo o resultado na Eq. (3.7), tem-se:

$$H \cdot \Delta \left(\frac{\Delta y}{\Delta x} \right) = w \cdot \Delta x \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{\Delta y}{\Delta x} \right)^2} \quad (3.9)$$

Para o limite, $\Delta s \rightarrow 0$:

$$H \cdot \left(\frac{d^2 y}{dx^2} \right) = w \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{dy}{dx} \right)^2} \quad (3.10)$$

A Equação (3.10) é a equação diferencial da linha de ancoragem em catenária. Considerando $\eta = dy/dx$ e integrando para obter as equações de equilíbrio estático, tem-se:

$$\frac{H}{w} \cdot \frac{d\eta}{dx} = \sqrt{1 + \eta^2} \quad (3.11)$$

$$\int dx = \frac{H}{w} \cdot \int \frac{d\eta}{\sqrt{1 + \eta^2}} \quad (3.12)$$

$$x = \frac{H}{w} \cdot \sinh^{-1}(\eta) + c1 \quad (3.13)$$

Evidenciando η :

$$\eta = \sinh \left[\frac{w}{H} \cdot (x - c1) \right] \quad (3.14)$$

Considerando que no ponto de contato com o solo ($x = 0$), também chamado de TDP (*Touchdown Point*) a inclinação η da linha de ancoragem é nula.

$$\sinh \left[\frac{w}{H} \cdot (-c1) \right] = 0 \Rightarrow c1 = 0 \quad (3.15)$$

onde w e H são diferentes de 0. Assim, desfazendo a substituição de $\eta = dy/dx$ e integrando:

$$\int dy = \int \sinh \left(\frac{w \cdot x}{H} \right) dx \quad (3.16)$$

$$y = \frac{H}{w} \cdot \cosh \left(\frac{w \cdot x}{H} \right) + c2 \quad (3.17)$$

Para o ponto de origem (0,0), o valor de \cosh é 1, logo:

$$c2 = -\frac{H}{w} \quad (3.18)$$

assim:

$$y = \frac{H}{w} \cdot \cosh\left(\frac{w \cdot x}{H}\right) - 1 \quad (3.19)$$

Colocando x em evidência:

$$x = \frac{H}{w} \cdot \cosh^{-1}\left(\frac{w \cdot y}{H}\right) + 1 \quad (3.20)$$

Tem-se assim os valores de x , que é a projeção horizontal do comprimento da linha de ancoragem, em função da projeção vertical do comprimento da linha de ancoragem (y), ou seja, o raio de ancoragem em função da profundidade.

O próximo passo consiste na busca pelo equacionamento do comprimento da linha de ancoragem catenária, para tal adota-se a Eq. (3.8) na sua forma diferencial, com o fator Δs em evidência. Na sequência a Eq. (3.14) é substituída na Eq. (3.8), resultando em:

$$\int ds = \int \sqrt{1 + \sinh^2\left(\frac{w \cdot x}{H}\right)} dx \quad (3.21)$$

Integrando a Eq. (3.21) tem-se:

$$S = \frac{H}{w} \cdot \sinh\left(\frac{w \cdot x}{H}\right) + c3 \quad (3.22)$$

Como em $x = 0$, S é igual a 0, $c3$ é nulo, assim, a Eq. (3.23) é a equação do comprimento da linha de ancoragem, para valores de H e w constantes e diferentes de 0.

$$S = \frac{H}{w} \cdot \sinh\left(\frac{w \cdot x}{H}\right) \quad (3.23)$$

Nazário (2015) menciona a importância da densidade linear e os efeitos que o peso linear da linha “molhada” podem resultar, influenciando diretamente no comprimento da linha. As equações até então desenvolvidas admitem que as cargas horizontais H e o peso linear w são constantes, porém o peso específico da linha de ancoragem na região submersa é, na verdade, o peso do material, menos o empuxo. Assim, para a mesma carga horizontal, a variação do peso específico altera o comprimento da catenária. O aumento do peso da linha, quando seca, resulta em uma catenária mais curta, com raio de ancoragem menor.

Desconsiderando as restrições quanto ao tamanho de raio, foi adotado neste estudo uma amarra com peso linear equivalente a uma composição de amarras em condição totalmente submersa. Por mais que essa condição apresente um peso linear inferior a de uma linha de amarras secas, a desconsideração da região composta por cabos já consiste num dimensionamento elevado para o peso da linha.

A carga horizontal fixa (H) é igual ao somatório de cargas ambientais (CA) dividido pelo número de linhas de ancoragem do sistema (Nml).

$$H = \frac{\sum CA}{Nml} \quad (3.24)$$

3.2. Carregamento Ambiental

A consideração do efeito das cargas ambientais no projeto não somente do sistema de ancoragem, mas de vários subsistemas da plataforma, é de grande importância. Dentre os fatores que originam de cargas ambientais citados pela DNV (2010), o presente estudo julga relevante considerar em seus cálculos vento, correnteza e ondas. Essa escolha se faz devido à magnitude, mensurabilidade do efeito, relevância no estudo e periodicidade de ocorrência.

Andrade et al. (1995) divide as cargas de caráter hidrodinâmico oriundas das condições ambientais em uma parcela constante com o tempo provocando um deslocamento estático médio em relação à posição original da plataforma e uma parcela dinâmica e oscilatória gerada por ventos e ondas que deve ser adicionada ao deslocamento médio imposto pela primeira parcela.

Neste estudo as componentes oscilatórias são desconsideradas, embora um dos principais mecanismos de falha dos *brackets* seja por carregamento cíclico originando fadiga. Entretanto, aqui a análise da geometria do equipamento tem por objetivo observar a resistência quanto à carga máxima, não a vida útil em relação à carga cíclica.

A carga estática gerada pela ação do vento ou da correnteza pode ser determinada por (DNV, 2010):

$$F1 = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot c \cdot A \cdot v^2 \quad (3.25)$$

onde: $F1$ é a força estática, ρ é a massa específica do fluido, c é o coeficiente de arrasto, A é a área da plataforma exposta a carga e v é a velocidade incidente da carga.

Todos os fatores são referentes a um determinado ângulo de incidência da carga, sendo esta equação aplicável tanto para a parcela referente ao vento, quanto a da correnteza, diferenciando apenas que a carga que diz respeito ao vento provém do arrasto aerodinâmico atuante na região da linha de ancoragem acima da lâmina de água, enquanto a parcela da correnteza é gerada pela interação do escoamento com a região submersa da amarra.

A carga gerada pelas ondas foi obtida através de análise conservadora, proposta por Bergdahl e Kofoed (2015), que supõem que o objeto de estudo reflete integralmente a onda média, sendo aplicável em análise de ondas irregulares. Essa carga pode ser definida por:

$$F_w = \frac{\rho \cdot g \cdot H_s \cdot A_w}{32} \quad (3.26)$$

onde: F_w é a força gerada pelas ondas, g é a aceleração da gravidade, H_s é a altura média das ondas na Bacia de Campos e A_w é a área da plataforma exposta a carga.

Este método conservador foi preterido para a análise, a fim de obter uma maior segurança na solução do problema, tendo em vista as simplificações já adotadas, como a obtenção da tensão da amarra considerando os esforços ambientais puramente horizontais e a desconsideração das cargas oscilatórias.

3.3. Estados de Carregamento para Projeto

Em DNV (2015), são citados três estados limites a serem considerados no projeto de um sistema de ancoragem, sendo eles o ULS (*Ultimate Limit State*), o ALS (*Accidental Limit State*) e o FLS (*Fatigue Limit State*).

O ULS consiste no estado em que o carregamento ambiental atuando sobre o sistema é máximo, sendo assim, ao assegurar a integridade para essa situação, é garantido que todas as linhas de ancoragem e os equipamentos do sistema manterão o posicionamento da plataforma para as condições ambientais mais extremas previstas.

O ALS, segundo a norma, abrange o cenário onde uma linha de ancoragem ou um dos equipamentos que a mantém falhou por algum motivo, sendo então necessário que as demais linhas suportem a carga extra. No relatório de Finucane (2012), a embarcação perde a posição de projeto após diversas linhas romperem em sequência devido à sobrecarga gerada pela falha de uma primeira linha, exemplificando assim a importância da consideração deste tipo de carregamento.

Por fim, o FLS aborda a ação dos carregamentos oscilatórios nas linhas e nos equipamentos, analisando a vida útil destes para o estado de fadiga. Devido ao atrito no movimento dos elos, já mencionado anteriormente, e as diversas regiões soldadas não só nos *brackets*, mas também entre eles e o costado, este tipo de análise se faz de extrema importância.

Para o presente estudo foram considerados apenas os dois primeiros estados limites (ULS e ALS). Para o limite acidental (ALS) foram consideradas 4 linhas a menos no projeto da plataforma, mantendo o mesmo carregamento máximo ambiental aplicado sobre a plataforma.

3.4. Aplicação do Carregamento no *Fairlead* e nos *Brackets*

As cargas horizontais e verticais geradas pelo carregamento ambiental foram consideradas agindo no centroide do *fairlead*. Uma inclinação (γ) de 25° do *fairlead* em relação ao costado foi adotada, decompondo assim o esforço horizontal nos eixos x e z .

$$Ffx = H \cdot \sin(\gamma) \quad (3.27)$$

$$Ffz = H \cdot \cos(\gamma) \quad (3.28)$$

onde: Ffx é a parcela de carga no centroide do *fairlead* no eixo x e Ffz é a parcela de carga no centroide do *fairlead* no eixo z .

A partir deste ponto, com a distância do centroide do *fairlead* em relação aos *brackets* definida (ver Fig. 3.3), faz-se uso das equações de equilíbrio estático para determinar as reações nos *brackets*, sendo que apenas o *bracket* inferior apresenta restrição no eixo y .

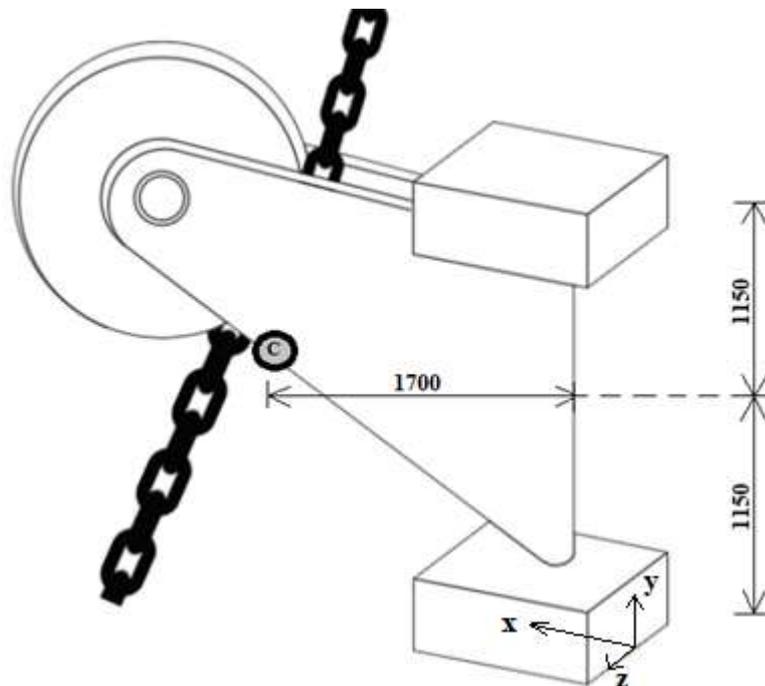


Figura 3.3. Posição do centroide do *fairlead* (unidades em mm).

É importante destacar que a condição de engaste foi aplicada nas áreas onde as chapas dos *brackets* são soldadas ao costado (ver Fig. 3.4).

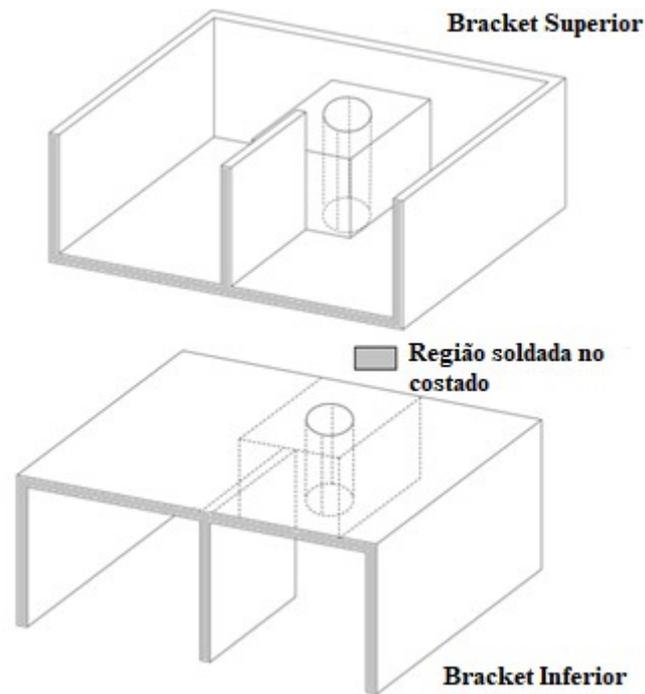


Figura 3.4. Região dos *brackets* soldada no costado.

Por fim, as reações encontradas nos *brackets* foram aplicadas como pressão nas áreas internas da furação que recebe o eixo. A Figura 3.5 ilustra a região onde as cargas foram aplicadas.

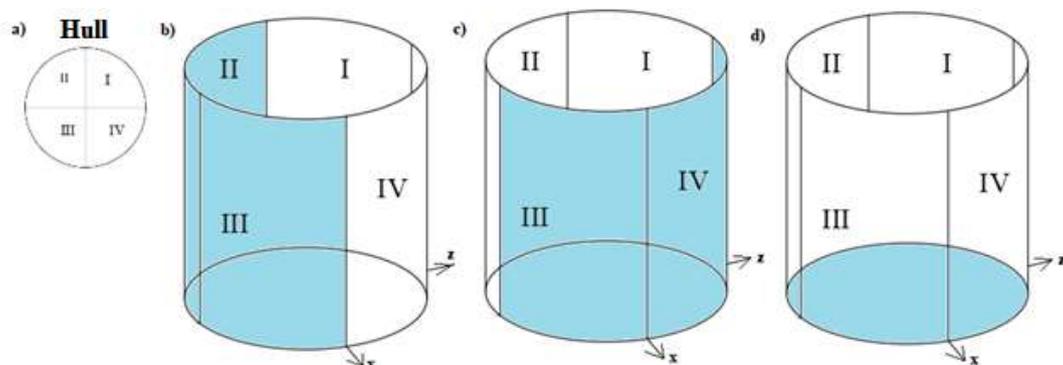


Figura 3.5. a) Divisão de quadrantes em relação ao costado. b) Região de aplicação de carregamento no eixo z . c) Região de aplicação de carregamento no eixo x . d) Região de aplicação de carregamento no eixo y .

3.5. Geometria dos *Brackets*

3.5.1. Geometria Base

As geometrias propostas neste trabalho tomaram como base o formato dos *brackets* em operação nas plataformas P-66 e P-67 da Petrobras, ilustrado na Fig. 3.6.

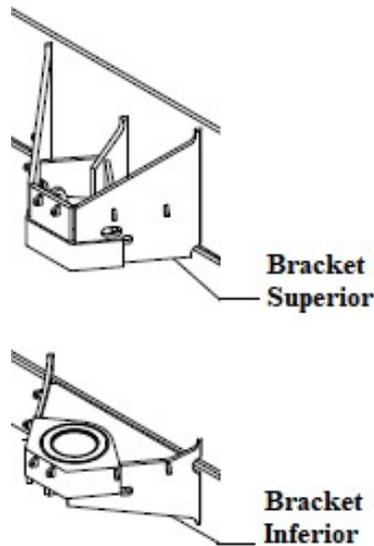


Figura 3.4. Geometria dos *brackets* da plataforma P-66, usado como base para as geometrias do estudo.

Os *brackets* das plataformas são fabricados com chapas de espessura de 40 mm, porém, para esse estudo, foram propostas geometrias com chapas de 10 mm, a fim de observar se uma estrutura menos robusta, que propiciaria soldagem e instalação mais simples, suportaria ao carregamento máximo ambiental imposto dentro do regime de comportamento linear.

A distância da furação, de 150 mm de raio, para o costado mantém-se invariável, com centro à 650 mm no eixo x , e centralizada, à 900 mm, no eixo z . A profundidade da furação é de 350 mm e a chapa que restringe o movimento no eixo y no *bracket* inferior possui espessura de 50 mm.

A altura das chapas verticais também é fixa em 600 mm. O comprimento das chapas verticais varia para se adequar a geometria da chapa horizontal.

O sólido que envolve o furo tem distância fixa do costado a 400 mm. As laterais mantêm-se a 100 mm da furação até o ponto onde entram em contato com as chapas laterais verticais, enquanto a face do sólido mais distante do costado coincide com a chapa vertical frontal do *bracket*. Portanto, o sólido tem seu volume variando conforme a geometria proposta para a chapa horizontal.

O volume da única chapa horizontal é constante, sendo que como já mencionado, sua espessura é fixa, assim, a geometria é variada alterando suas outras duas dimensões. Ao total são propostas 6 geometrias para os *brackets* em análise.

3.5.2. Geometrias Homogêneas

Foi possível dividir as geometrias aplicadas na chapa horizontal em dois grupos, as geometrias homogêneas e as geometrias mistas, onde o segundo grupo é uma união de duas geometrias homogêneas ou uma geometria homogênea com outra geometria não adotada anteriormente.

Cada grupo conta com metade das geometrias estudadas, ou seja, três geometrias. Nos casos homogêneos tem-se a geometria 1, 2 e 3, representadas por áreas 100% triangular, trapezoidal e retangular, respectivamente. A Figura 3.7 apresenta as geometrias homogêneas estudadas.

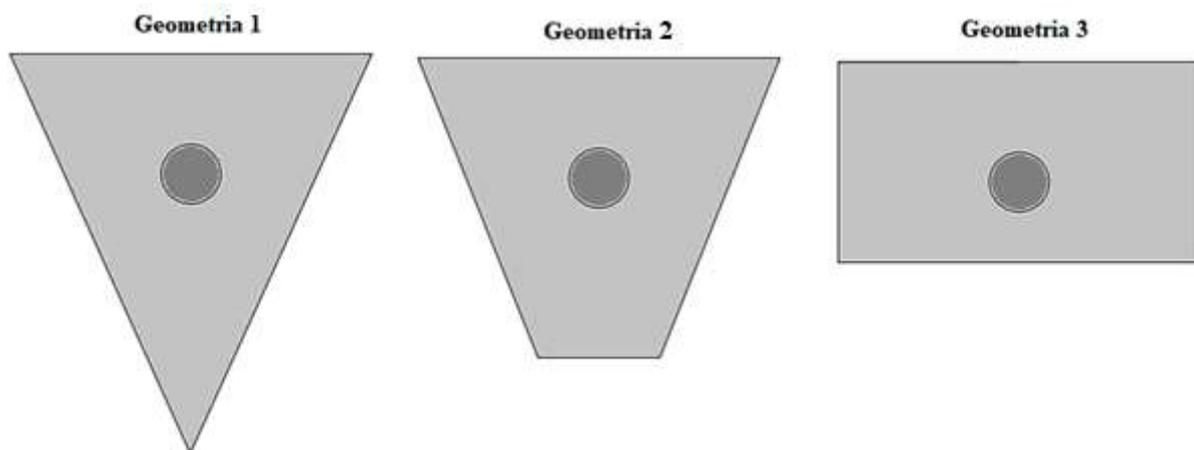


Figura 3.5. Ilustração das geometrias homogêneas (1, 2 e 3) estudadas.

3.5.3. Geometrias Mistas

As geometrias mistas, representadas na Fig. 3.8, são as de número 4 (60% retangular e 40% elíptica), 5 (50% retangular e 50% triangular) e 6 (50% retangular e 50% trapezoidal).

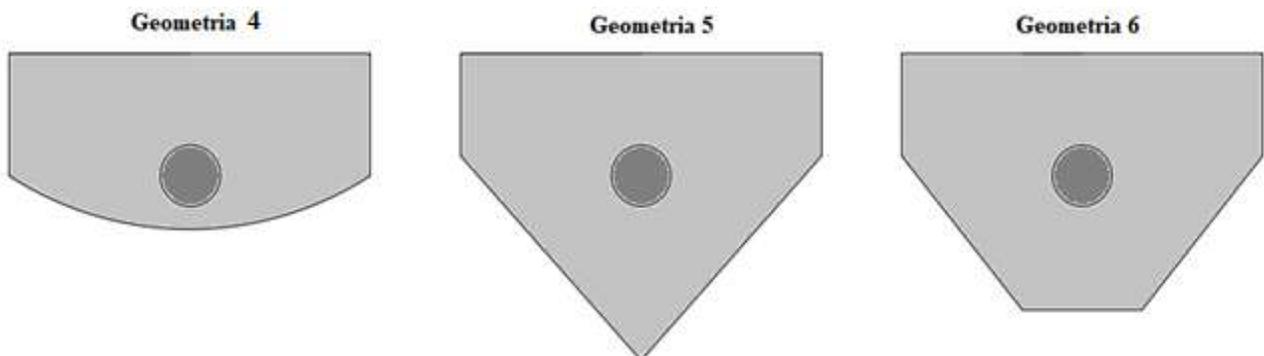


Figura 3.6. Ilustração das geometrias mistas (4, 5 e 6) estudadas.

É importante salientar que a mudança na geometria estudada da chapa horizontal altera a geometria do volume ao redor da furação e as dimensões das chapas verticais, onde excepcionalmente no caso da geometria 1 (100% triangular), a chapa vertical frontal do *bracket* não existe.

3.6. Aplicação do Design Construtal na geometria dos *Brackets*

As geometrias propostas para avaliação são resultado da manutenção de algumas restrições globais impostas ao problema, como a espessura das chapas metálicas, as áreas soldadas ao costado, a localização da furação por onde passa o eixo, a altura das chapas verticais e o volume de material da chapa horizontal.

Os dados que se alteram no problema são o volume de material das chapas verticais e do sólido ao redor da furação e a geometria da chapa horizontal. Como o volume de material da chapa horizontal não varia, assim como sua espessura, apenas a relação (φ) entre o seu comprimento (ch) e sua largura (lh) se altera, conforma a equação:

$$Vt = t \cdot ch \cdot lh \rightarrow \varphi = ch \cdot lh = \frac{Vt}{t} \quad (3.29)$$

onde: Vt é o volume de material da chapa horizontal, t é a espessura das chapas do *bracket*, ch é o comprimento da chapa horizontal do *bracket* e lh é a largura da chapa horizontal do *bracket*.

Portanto, o volume de material das chapas verticais $V1$, $V2$ e $V3$ fica relacionado as dimensões do comprimento (ch) ou da largura (lh), mantendo a espessura (t) e sua altura (hv) constantes (ver Fig. 3.9).

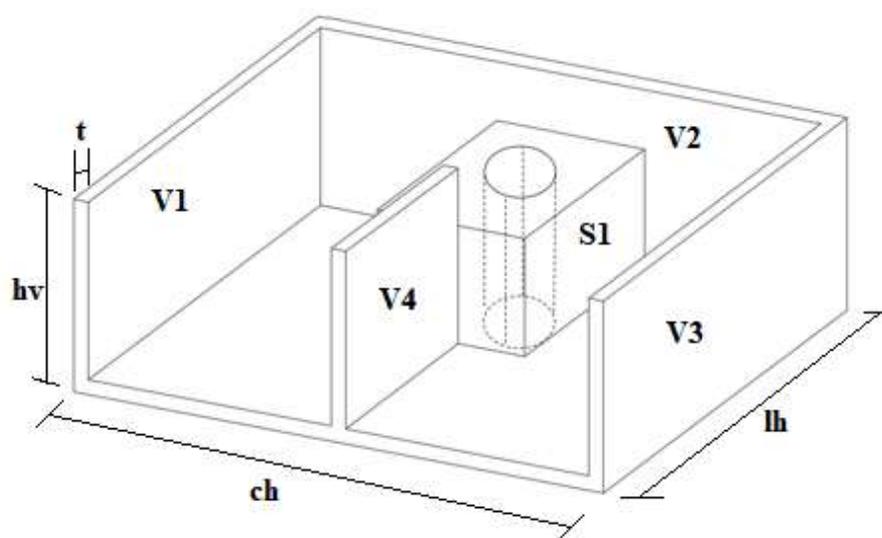


Figura 3.7. Exemplo de dimensões e volumes do *bracket*.

Para o caso da chapa vertical $V4$, tanto o volume de material, quanto sua geometria, não se alteram em nenhuma das simulações. O sólido $S1$ tem seu volume e geometria modificados conforme o arranjo das chapas $V1$, $V2$ e $V3$.

Além das chapas dispostas na Fig. 3.9 existem dois enrijecedores dispostos entre a chapa $V4$ e as chapas externas $V1$ e $V3$. Eles possuem mesma altura e espessura das chapas verticais, com seu comprimento variando conforme a posição das chapas externas.

Por fim, o indicador de performance do problema é o valor máximo de tensão de von Mises encontrado em cada design, onde através de comparação com o limite de escoamento do aço AH-36 são determinadas as melhores e piores geometrias. A variação da geometria dos *brackets* tem como propósito buscar minimizar a máxima tensão de von Mises.

3.7. Elemento Finito usado na Modelagem Computacional

A modelagem computacional e as simulações foram realizadas na ferramenta Mechanical APDL (*ANSYS Parametric Design Language*) do software ANSYS, fazendo uso do elemento SOLID186 (Fig. 3.10), que é composto por 20 nós, os quais possuem 3 graus de liberdade por nó, que são a translação nos eixos x , y e z (Zienkiewicz et al, 2005). A função de interpolação utilizada nesse elemento foi a tetraédrica. A escolha desse elemento se deu devido à necessidade de discretizar de maneira mais precisa a região em torno da furação que recebe o eixo de sustentação do *fairlead*.

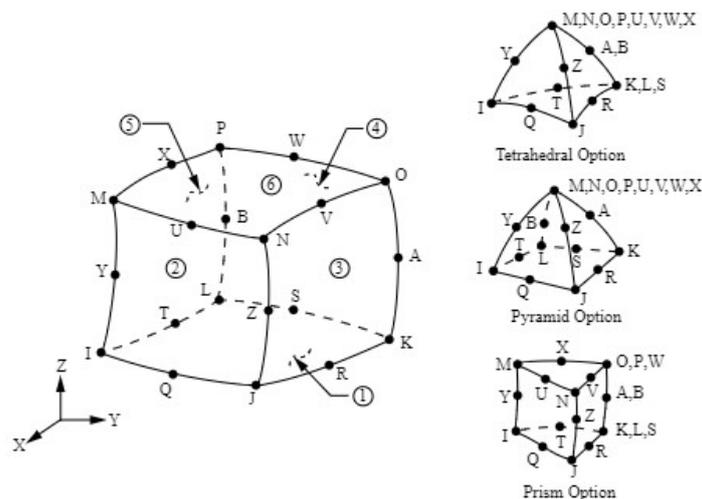


Figura 3.8. Elemento SOLID186 (ANSYS, 2013).

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Primeiramente, são definidos os valores de carregamento ambiental no modelo numérico e as características das linhas de ancoragem mediante a ação destes. Em um segundo momento é analisada a convergência da discretização espacial empregada e, ao final, novas recomendações sobre a influência da geometria sobre as tensões dos brackets são propostas.

4.1. Carregamento Ambiental

Para determinar o carregamento ambiental os valores de velocidade de vento e correnteza para a Bacia de Campos foram obtidos através de DNV (2010), o coeficiente de arrasto foi considerado igual ao de uma placa plana perpendicular a um escoamento bidimensional (Horner, 1965). As dimensões de altura do casco da plataforma, de 280 m de comprimento, que resultaram nas áreas sob incidência do carregamento podem ser vistas na Fig. 4.1, enquanto os valores utilizados nos cálculos são apresentados na Tab. 4.1.

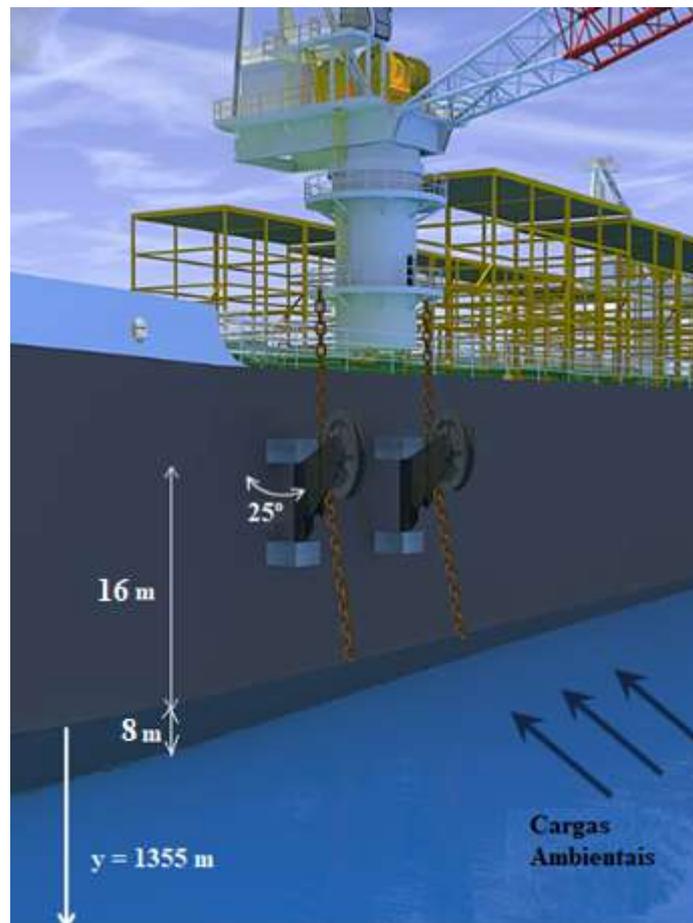


Figura 4.1. Dimensões de costado usadas no estudo.

Tabela 4.1. Dados de entrada referentes à correnteza e ao vento (DNV, 2010 e Horner, 1965).

| Fator | Correnteza | Vento |
|--|------------|-------|
| velocidade (m/s) | 1,6 | 35 |
| coeficiente de arrasto | 2 | 2 |
| área submetida a carga (m ²) | 2240 | 4480 |
| massa específica (kg/m ³) | 1040 | 1,3 |

Onde para correnteza foi considerada a área de movimento de partículas de água em águas profundas (Dean e Dalrymple, 1991).

Para a parcela referente à ação das ondas, a altura da onda tomada como base foi a obtida em DNV(2010). Porém, como a medida é de uma onda média e busca-se determinar o carregamento ambiental máximo, na área de ação da onda foi atribuído um acréscimo de 35% à abrangência da altura da onda no costado. Isso equivale a considerar o movimento de partículas de primeira ordem de uma onda com 16 m de altura (da cava à crista), ao invés de considerar mais de uma ordem (movimentação de partículas abaixo da cava) para uma onda de 8 m de altura. Efetivamente, essa alteração inclui no cálculo uma altura de 4 m e uma área de 1120 m².

Os valores encontrados para cada carregamento e seu somatório são apresentados na Tab. 4.2.

Tabela 4.2. Valores de carregamentos ambientais (em MN)

| Origem | Total | por linha (24 linhas) | por linha (20 linhas) |
|------------|-------|-----------------------|-----------------------|
| Vento | 6,69 | 0,28 | 0,33 |
| Correnteza | 5,96 | 0,25 | 0,30 |
| Ondas | 11,43 | 0,48 | 0,57 |
| Total | 24,08 | - | - |

4.2. Linha de Ancoragem

O peso linear da linha de ancoragem composta integralmente por amarras foi determinado com o valor da massa linear submersa, obtida em Brasil Amarras, multiplicado pela aceleração da gravidade, como:

$$w = ma \cdot g \quad (4.1)$$

onde: w é o peso linear da linha de ancoragem e ma é a massa linear da linha de ancoragem.

A profundidade adotada para ancoragem foi a do campo de Jubarte, localizado na Bacia de Campos, de 1355 m (ANP, 2018). Aplicando os valores de entrada de peso linear, profundidade e carga horizontal, foi possível determinar as características da linha, como seu ângulo de inclinação em relação ao costado, seu comprimento até o *Touchdown Point* e as tensões presentes na mesma e que posteriormente foram aplicadas no centroide do *fairlead*. A Tabela 4.3 apresenta os valores característicos da linha.

Tabela 4.3. Valores característicos das linhas de ancoragem.

| Característica | Para 24 linhas | Para 20 linhas |
|--|----------------|----------------|
| Comprimento da linha (m) | 1554,52 | 1584,22 |
| Raio de ancoragem (m) | 761,91 | 820,81 |
| Inclinação em relação ao costado (°) | 60,60 | 58,80 |
| Carga no <i>fairlead</i> (no eixo x) (kN) | 421,38 | 505,66 |
| Carga no <i>fairlead</i> (no eixo y) (kN) | 1780,55 | 1987,95 |
| Carga no <i>fairlead</i> (no eixo z) (kN) | 902,96 | 1083,55 |

4.3. Carregamento Aplicado nos *Brackets*

Aplicando as equações de equilíbrio no conjunto *brackets-fairlead* foi possível determinar as reações nos dois *brackets* à carga atuante no centróide do *fairlead*. A Figura 4.2 apresenta o diagrama de corpo livre do problema e a Tab. 4.4, os valores encontrados.

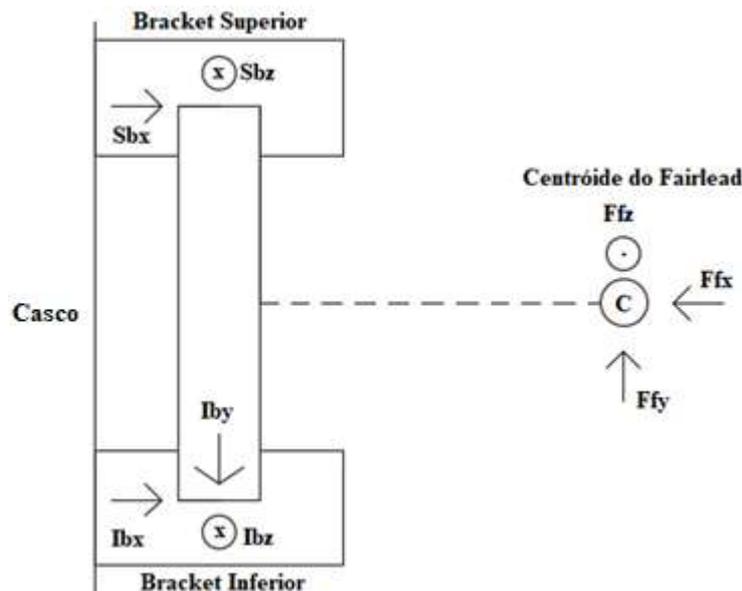


Figura 4.2. Diagrama de corpo livre do problema.

Tabela 4.4. Reações nos *brackets* (em kN).

| Carregamento | Para 24 linhas (kN) | Para 20 linhas (kN) |
|---|---------------------|---------------------|
| Reação no eixo x no <i>Bracket Superior</i> (Sbx) | -1105,37 | -1258,66 |
| Reação no eixo z no <i>Bracket Superior</i> (Sbz) | 785,18 | 942,22 |
| Reação no eixo x no <i>Bracket Inferior</i> (Ibx) | 1526,75 | 1680,05 |
| Reação no eixo y no <i>Bracket Inferior</i> (Iby) | 1780,55 | 1987,95 |
| Reação no eixo z no <i>Bracket Inferior</i> (Ibz) | 785,18 | 942,22 |

As reações obtidas foram aplicadas na região interna da furação que recebe o eixo, sendo que no *bracket* superior a carga referente ao eixo x apresenta valor negativo, sendo assim, ao invés de ser aplicada nos quadrantes III e IV, como a carga do *bracket* inferior, ela age sobre os quadrantes mais distantes do costado, o I e o II. A Figura 4.3 traz as dimensões da furação e a Tab. 4.5 a pressão aplicada por eixo em cada *bracket*.

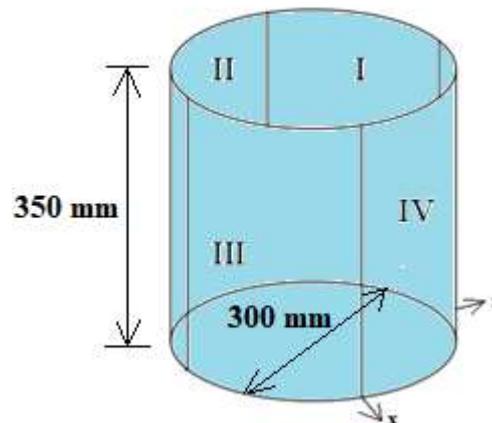


Figura 4.3. Dimensões da furação que envolve o eixo.

Tabela 4.5. Valores das pressões aplicadas nos *brackets* (por eixo).

| Pressão | Para 24 linhas (MPa) | Para 20 linhas (MPa) |
|--|----------------------|----------------------|
| Pressão no eixo x no <i>Bracket Superior</i> (Psx) | 10,5 | 12,0 |
| Pressão no eixo z no <i>Bracket Superior</i> (Psz) | 7,5 | 9,0 |
| Pressão no eixo x no <i>Bracket Inferior</i> (Pix) | 14,5 | 16,0 |
| Pressão no eixo y no <i>Bracket Inferior</i> (Piy) | 25,2 | 28,0 |
| Pressão no eixo z no <i>Bracket Inferior</i> (Piz) | 7,5 | 9,0 |

4.4. Estudo de Sensibilidade de Malha

Existem diversos critérios para análise estrutural linear que permitem averiguar a convergência de malhas e a redução do erro de truncamento, porém a aplicação de cada critério varia conforme a precisão requerida em cada problema de engenharia.

Métodos como SERR, SDSG e SEPC são alguns dos mais empregados para análise do erro numérico como função da discretização do domínio do cálculo. Basicamente os três métodos fazem uso da diferença entre tensões elementares e nodais para determinar o erro numérico da solução, entretanto, regiões singulares da estrutura normalmente são descartadas destas análises devido ao diferente gradiente de tensões apresentado em relação ao resto do domínio (ESSS, 2009).

A ASME (*American Society of Mechanical Engineers*) (V&V 10.1, 2012) e Roache (1998) propõem uma solução para os problemas de convergência que consiste na solução deste com malhas refinadas usando o mesmo fator de redução do tamanho máximo de elemento empregado. A ideia é aplicar tamanhos de elementos o mais próximos possíveis de zero, buscando que parte destas malhas apresentem valores assintóticos, para então realizar uma extrapolação para tamanho de elemento 0, assumindo que o valor encontrado é o valor da tensão máxima “real”. A precisão desse método depende diretamente do fator aplicado na variação das malhas e na proximidades dela com o tamanho de elemento 0.

Devido ao recurso computacional necessário para rodar simulações com tamanhos de elementos próximos de 0 para a geometria dos *brackets*, que resultariam em milhões de elementos, e de exatamente a região singular do *bracket* ser a de interesse na análise, pois é a que apresenta as tensões máximas de von Mises que foram comparadas com o limite de escoamento de 355 MPa, a metodologia aplicada para determinar convergência de malhas foi apenas baseada nas mencionadas anteriormente.

Assim, foram efetuadas as simulações buscando valores assintotos para malhas com diversos tamanhos de elemento máximo, que variaram entre 33 e 12,2 mm, onde buscou-se valores convergentes para tensão máxima de von Mises, sem o uso de uma variação de tamanho específico, mas sim buscando obter análises até aproximadamente 500.000 elementos.

Outros critérios adotados foram o de que os valores convergentes não podiam se alternar entre as regiões no limiar entre ocorrer ou não o escoamento do material em análise, e que no mínimo 5 malhas deveriam apresentar valores convergentes, sendo que a diferença do número de elementos entre a malha menos refinada e a mais refinada deveria ser de no mínimo 135.000 elementos, a fim de obter um *range* grande entre as malhas.

As simulações foram realizadas para a situação de estado de limite acidental (ALS), onde a plataforma é mantida estática por apenas 20 linhas de ancoragem, pois este é o carregamento máximo ao qual os *brackets* foram submetidos neste estudo. Para determinar a tensão máxima de von Mises com 24 linhas de ancoragem, uma simulação com a malha mais refinada das que apresentaram valores convergentes foi realizada, com o carregamento aplicado referente ao cenário de estado limite último (ULS) e 24 linhas mantendo o posicionamento da plataforma.

Devido ao diferente comportamento da distribuição de tensões entre os *brackets* inferior e superior, a análise de convergência de malhas foi efetuada individualmente para cada geometria em cada um dos *brackets*. Na sequência é apresentada a distribuição da tensão de von Mises em função do número de elementos e a convergência encontrada para o caso do *bracket* inferior da geometria 1 (100% triangular), na Fig. 4.4 e na Tab. 4.6, respectivamente.

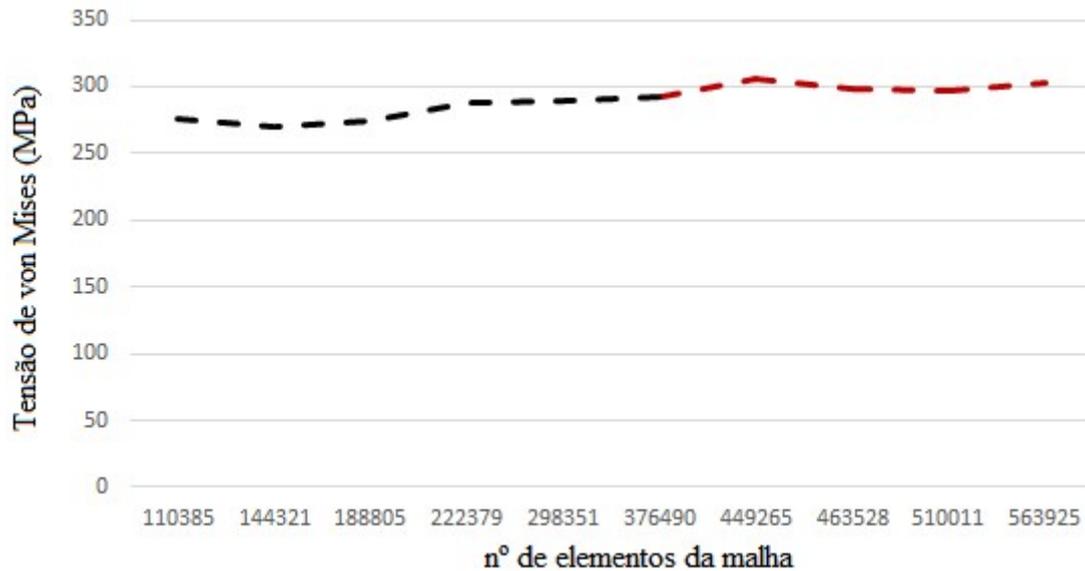


Figura 4.4. Distribuição da tensão de von Mises (em MPa) em relação ao número de elementos usados na simulação do *bracket* inferior com geometria 1.

Tabela 4.6. Resultados das simulações realizadas no *bracket* inferior com geometria 1.

| Tamanho máximo do elemento (mm) | Número de elementos da malha | Número de nós da malha | Tensão máxima de von Mises (MPa) |
|---------------------------------|------------------------------|------------------------|----------------------------------|
| 30,0 | 110385 | 178068 | 275,83 |
| 27,0 | 144321 | 229928 | 270,58 |
| 24,0 | 188805 | 298814 | 273,93 |
| 22,0 | 222379 | 352147 | 288,52 |
| 21,0 | 298351 | 459718 | 289,77 |
| 19,0 | 376490 | 576490 | 292,57 |
| 18,0 | 449265 | 681591 | 305,54 |
| 17,5 | 463528 | 703113 | 298,33 |
| 17,0 | 510011 | 771711 | 297,50 |
| 16,5 | 563925 | 849589 | 303,30 |

É possível observar convergência nas malhas do *bracket* inferior a partir da malha com 376.490 elementos (ver Fig. 4.4). A diferença entre o maior e o menor valor entre a tensão máxima de von Mises encontrada na região de convergência é de 4,24%. O mesmo intervalo apresenta tensão máxima média de 299,44 MPa e desvio padrão de 5,11 MPa.

O deslocamento máximo encontrado nos nós em todas as simulações apresentou valores inferiores a 2 mm, ou seja, valores correspondentes a 0,11%, 0,20% e 0,30% do comprimento, largura e altura dos *brackets*, respectivamente, justificando assim este fator não ter sido considerado como determinante para que qualquer uma das geometrias tivesse sua aplicação invalidada, mantendo-se o critério eliminatório apenas na comparação entre a tensão máxima de von Mises encontrada e o limite de escoamento do material que compõe os *brackets*.

Os resultados das simulações e os gráficos referentes aos *brackets* de todas as geometrias apresentaram tendência similar aos apresentados e, por simplicidade, podem ser vistos de maneira mais detalhada no Apêndice A. Na Tabela 4.7 é apresentado, de forma compilada, os valores obtidos nas simulações efetuadas para cada geometria, onde os resultados destacados em vermelho são os que extrapolam o valor do limite de escoamento de 355 MPa.

Tabela 4.7. Resumo dos resultados obtidos nas simulações realizadas nos *brackets* para cargas em estado acidental (ALS).

| <i>Bracket</i> | Geometria | Tensão de von Mises Máxima máxima (MPa) | Tensão de von Mises média (MPa) | Desvio Padrão (MPa) | Varição entre os limites (%) |
|----------------|-----------|---|---------------------------------|---------------------|------------------------------|
| Superior | 1 | 208,66 | 203,62 | 3,78 | 3,66 |
| | 2 | 211,02 | 206,55 | 4,50 | 4,85 |
| | 3 | 279,55 | 273,82 | 5,02 | 4,43 |
| | 4 | 410,83 | 407,20 | 3,10 | 2,02 |
| | 5 | 380,09 | 368,16 | 8,87 | 5,41 |
| | 6 | 382,43 | 373,94 | 6,50 | 4,71 |
| Inferior | 1 | 305,54 | 299,44 | 5,11 | 4,24 |
| | 2 | 349,26 | 340,16 | 8,36 | 5,51 |
| | 3 | 344,52 | 335,91 | 6,58 | 5,21 |
| | 4 | 348,23 | 334,42 | 8,64 | 6,57 |
| | 5 | 335,85 | 324,61 | 9,39 | 6,21 |
| | 6 | 346,14 | 340,00 | 6,04 | 4,15 |

É importante notar o problema da alta variação de resultados no trecho de malhas não assintóticas, com variações que ultrapassam 50 MPa entre os resultados. A variação reduz consideravelmente nos intervalos convergentes, para aproximadamente 20 MPa, entrando dentro dos parâmetros estabelecidos no estudo. Porém, a fim de obter um valor único para ser comparado com o limite de escoamento, fez-se necessário a implementação de um método matemático, chamado de Extrapolação de Richardson.

Abordando uma metodologia similar a proposta pela ASME, já mencionada, foi escolhido trabalhar com um artifício de aproximação conhecido como Extrapolação de Richardson (Roache, 1998), onde adotando um mesmo passo (r) para o número de elementos das malhas convergentes, obtém-se o valor da tensão de von Mises para uma discretização com uma malha de infinitos elementos (Tvm), o que pode-se comparar a malha com elemento de tamanho igual a 0, da norma V&V10.1.

Para tal, foram usadas 3 malhas dentro do intervalo de convergência obtido com o estudo de sensibilidade de malha. Posteriormente, são obtidas a ordem de convergência de solução (p) e a estimativa de valor da variável quando tem-se um domínio contínuo (Tmv) que são dados, respectivamente, por:

$$p = \frac{\ln\left(\frac{vm1 - vm2}{vm2 - vm3}\right)}{\ln(r)} \quad (4.2)$$

$$Tvm = vm3 + \frac{vm3 - vm2}{r^p - 1} \quad (4.3)$$

onde: p é a ordem de convergência da solução, r é o passo de refinamento de malha, $vm1$ é variável primária (tensão) referente a malha menos refinada dentro do intervalo de convergência a atender o passo, $vm2$ é a variável primária (tensão) referente à malha intermediária dentro do intervalo de convergência a atender o passo, $vm3$ é variável primária (tensão) referente à malha mais refinada dentro do intervalo de convergência a atender o passo e Tvm é a variável primária (tensão) de valor contínuo.

Assim, a Tab. 4.8, apresenta os valores encontrados para as tensões de von Mises aplicando o método da Extrapolação de Richardson. Somados a estes resultados, estão os das simulações, com a malha mais refinada, para as pressões equivalentes a 24 linhas. Para estas, apenas uma simulação foi realizada.

Tabela 4.8. Tensões máximas de von Mises, por extrapolação de Richardson para ALS e por simulação para ULS.

| Geometria | n° de linhas | tensão de von Mises no <i>bracket</i> superior (MPa) | tensão de von Mises no <i>bracket</i> inferior (MPa) |
|-----------|--------------|--|--|
| 1 | 20 | 201,03 | 334,57 |
| | 24 | 179,82 | 272,07 |
| 2 | 20 | 213,82 | 324,12 |
| | 24 | 183,00 | 299,25 |
| 3 | 20 | 281,31 | 326,37 |
| | 24 | 248,51 | 301,56 |
| 4 | 20 | 406,10 | 379,78 |
| | 24 | 370,77 | 313,04 |
| 5 | 20 | 385,49 | 313,01 |
| | 24 | 338,04 | 282,23 |
| 6 | 20 | 379,93 | 370,99 |
| | 24 | 333,78 | 310,26 |

Novamente encontram-se destacadas as geometrias que apresentaram tensões acima do limite de escoamento, sendo importante observar que aplicando a extrapolação de Richardson dois casos de *brackets* inferiores também ultrapassaram o limite, diferentemente da análise com a tensão máxima encontrada.

Abaixo são apresentadas (ver Figs. 4.5 e 4.6) as distribuições de tensões de von Mises por nó para os *brackets* superior e inferior da geometria 4, que apresentou maiores resultados, para as simulações com carregamento referente a 24 linhas de ancoragem (ULS).

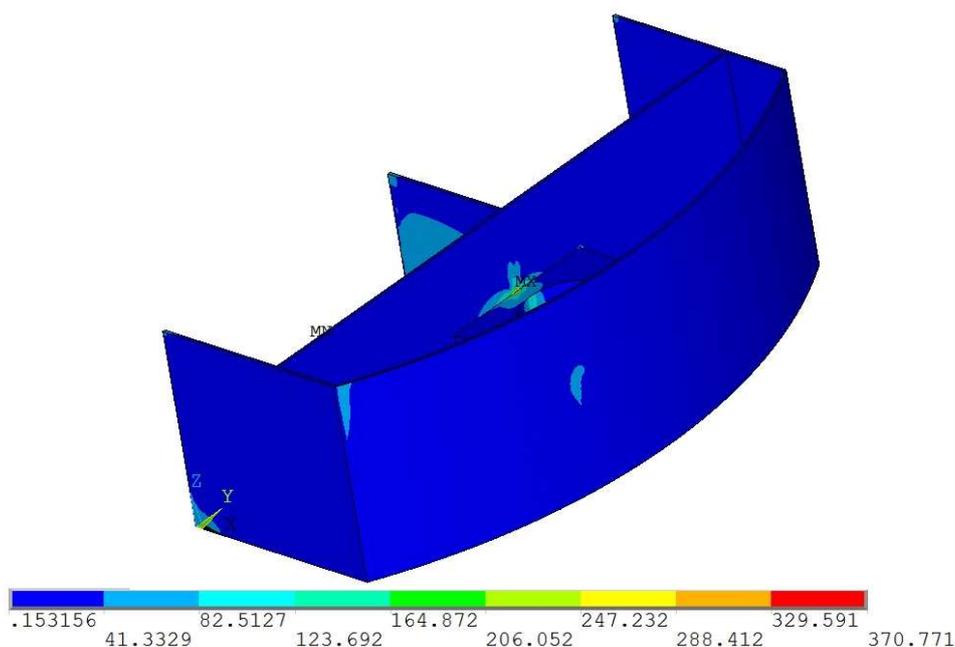


Figura 4.5. Distribuição de tensões de von Mises (em MPa) no *bracket* superior com geometria 4.

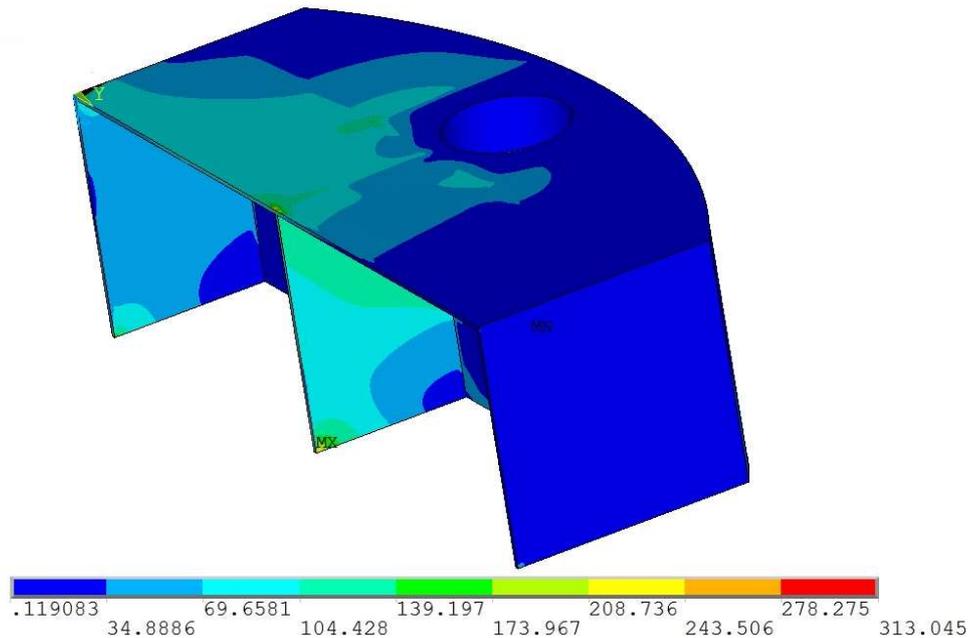


Figura 4.6. Distribuição de tensões de von Mises (em MPa) no *bracket* inferior com geometria 4.

É possível notar que as maiores concentrações de tensão estão na chapa vertical central, para ambos os casos (ver Figs. 4.5 e 4.6), entretanto a região que apresenta um pico de tensão varia de um *bracket* para o outro. Em contrapartida, a região do *bracket* mais distante do costado apresenta uma grande faixa com distribuição de tensões consideravelmente mais baixa, independente de geometria ou *bracket*, mesmo nos casos para *brackets* superiores, onde a pressão é aplicada nos quadrantes mais externos da furação.

As distribuições de tensões referentes as demais geometrias, que no geral apresentaram comportamento similar as apresentadas nas Figs. 4.5 e 4.6, podem ser vistas em detalhes no Apêndice A.

4.5. Recomendações Geométricas dos *Brackets*

A utilização de chapas mais finas na constituição dos *brackets* provocou tensões consideravelmente elevadas na estrutura, principalmente na chapa vertical do centro, soldada junto ao costado. No *bracket* superior é possível observar que a região de união entre o volume sólido ao redor da furação e essa chapa concentra as maiores tensões (ver Fig. 5.1).

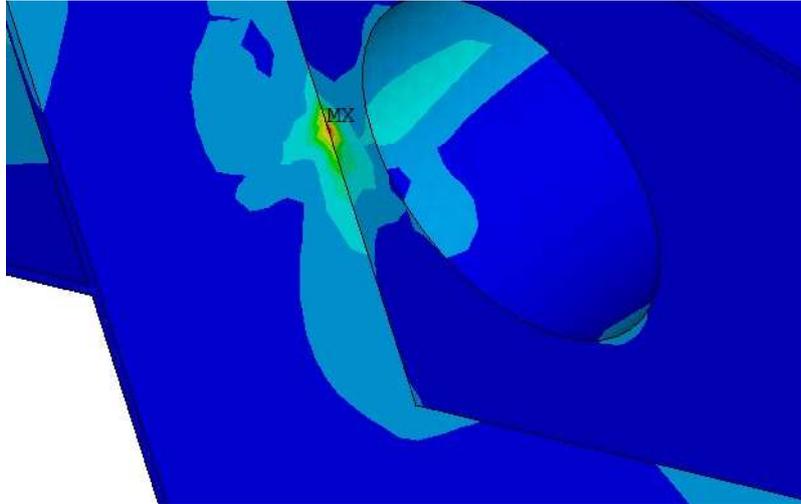


Figura 4.7. Região concentradora de tensões no *bracket* superior.

Essa região de “descontinuidade” geométrica apresenta uma concentração de tensões menos acentuada no *bracket* inferior, sendo o pico de tensões presente próximo à região soldada da mesma chapa vertical, mas ainda assim é possível observar uma faixa com tensões com valores de aproximadamente 50% da tensão máxima na zona de descontinuidade (ver Fig. 5.2).

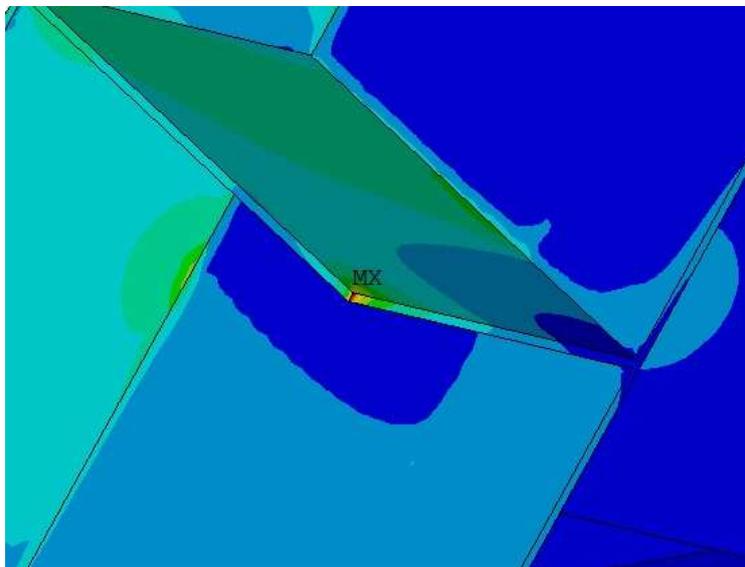


Figura 4.8. Região concentradora de tensões no *bracket* inferior.

É possível que o efeito da redução brusca de espessura seja minimizado no *bracket* inferior devido à existência de uma faixa com 50 mm a mais de altura, em comparativo com o *bracket* superior, responsável por selar a parte inferior da furação que recebe o eixo.

A variação do volume em torno da furação em relação ao grau de liberdade não apresentou uma influência conclusiva em relação aos resultados. Adotando o *bracket* superior como amostra,

embora o segundo maior volume seja o da geometria com a menor tensão máxima (geometria 1 – volume de $0,192 \text{ m}^3$) e o menor volume seja compatível com a geometria de maior tensão máxima (geometria 4 – $0,067 \text{ m}^3$), o mesmo comportamento não é observado para casos como o da geometria 3 e da geometria 5, onde a segunda apresenta um maior volume de material e ao mesmo tempo tensões aproximadamente 100 MPa maiores.

Um fator de maior influência na eficiência das geometrias foi a distribuição das tensões ao longo da chapa horizontal, principalmente na faixa próxima à união com o sólido, onde as geometrias que mantiveram-se abaixo do limite de escoamento apresentam uma faixa de tensão acima de 30% da tensão média ao longo de toda extensão da chapa horizontal nesta região, enquanto as geometrias com tensões acima de 355 MPa possuem a mesma concentração apenas em um lado da chapa horizontal (ver Apêndice A).

Conforme já mencionado, as tensões máximas, principalmente nos *brackets* inferiores, mesmo em casos abaixo do limite de escoamento, apresentam valores bastante próximos dos 355 MPa, muito em conta da redução abrupta de espessura, sendo assim, a título de comparação, foram efetuadas simulações para *brackets* com chapas de 40 mm de espessura a fim de confirmar as conclusões obtidas até o momento.

A geometria 1, uma das que não extrapolou o limite de escoamento foi adotada e o resultado pode ser visto nas Figs. 4.9 e 4.10, para os *brackets* superior e inferior, respectivamente.

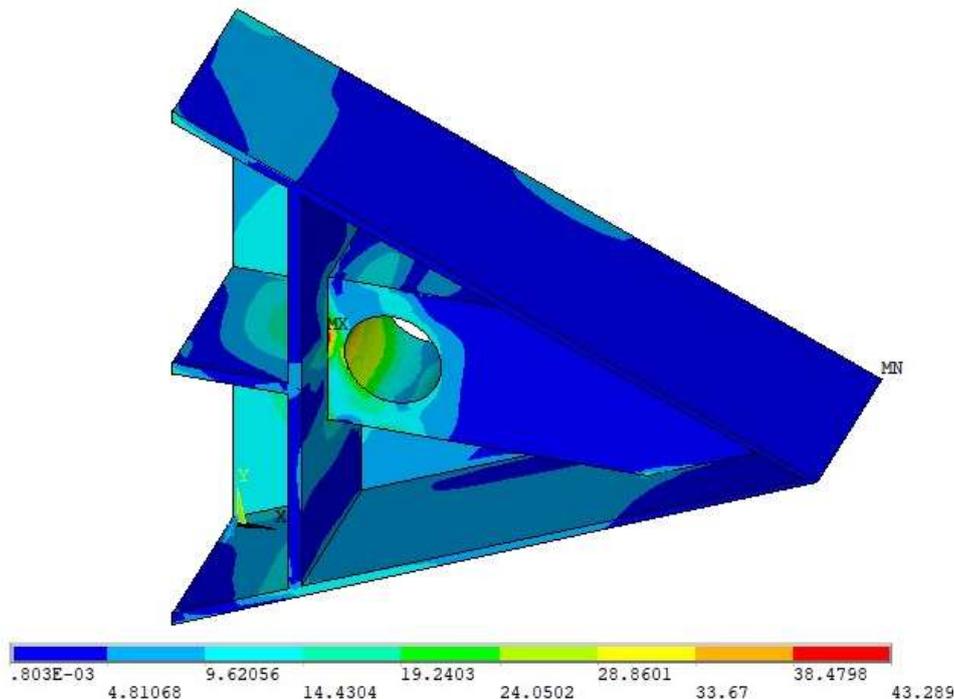


Figura 4.9. Distribuição de tensões de von Mises (em MPa) no *bracket* superior com chapas de 40 mm.

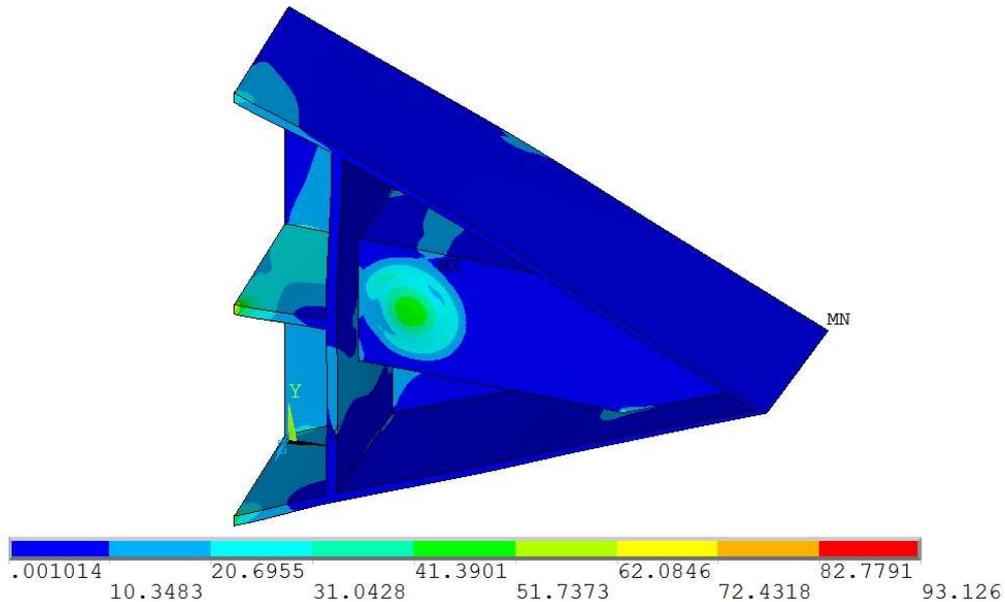


Figura 4.10. Distribuição de tensões de von Mises (em MPa) no *bracket* inferior com chapas de 40 mm.

As simulações foram realizadas com malhas de aproximadamente 300 mil elementos e tensões equivalentes ao ALS, nelas é possível observar que a magnitude das tensões máximas é consideravelmente menor que as encontradas em *brackets* com chapas mais finas.

A distribuição de tensões segue elevada em torno da zona com grande redução de espessura, principalmente no *bracket* superior. O *bracket* inferior, agora com chapas de espessura bem mais próxima a da espessura abaixo da furação teve sua região concentradora de tensão alterada para dentro do sólido que recebe o eixo.

Adotando o limite de escoamento como a tensão de ruptura e as tensões encontradas como tensões admissíveis, foi calculado o fator de segurança, apenas com intuito comparativo entre as geometrias com chapas de espessuras de 10 e 40 mm.

$$SF = \frac{Te}{Ta} \quad (5.1)$$

onde: SF é o fator de segurança, Te é a tensão de escoamento do aço e Ta é a tensão máxima obtida.

Para o caso com chapas de 40 mm de espessura os valores de segurança encontrados foram de 8,02 e 3,81, para os *brackets* superior e inferior, respectivamente, enquanto que para chapas com 10 mm, os valores foram de 1,69 e 1,06. Embora dentro da região de segurança, o *bracket* inferior com chapas de 10 mm encontra-se muito próximo do limite, para a análise estática efetuada.

Esses resultados indicam também que podem ser aplicadas geometrias com diferentes espessuras para os *brackets* inferior e superior.

Conforme estabelecido anteriormente, o estudo realizado toma como base um *bracket* constituído de aço AH36, um material amplamente usado na indústria naval. Sendo assim, o limite de escoamento, que determina o fim da região onde o material possui comportamento elástico, é de 355 MPa.

Das 6 geometrias para chapas horizontais analisadas em ambos os *brackets*, os resultados indicam que as geometrias 4, 5 e 6 não são recomendadas uma vez que a tensão máxima encontrada supera o limite de escoamento do material, sendo que no primeiro e no último caso tanto o *bracket* inferior, quanto o superior, apresentaram tensões superiores ao valor limite.

As geometrias 1, 2 e 3 apresentaram valores de tensão máxima abaixo do limite de escoamento para ambos os *brackets*, porém no caso do *bracket* inferior a tensão máxima para todos os casos é bastante próxima do limite de escoamento, principalmente no caso da geometria 1, oferecendo assim um baixo fator de segurança.

Devido a concentração de tensão apresentar valores mais elevados em apenas uma região específica da geometria, para os casos onde o limite de escoamento foi superado, uma análise de tensões não linear, adotando um comportamento elasto-plástico para o material, talvez possibilite uma análise diferente, com uma distribuição de tensões mais dispersa e valores máximos menores.

5. CONCLUSÕES

Utilizando o modelo matemático e numérico desenvolvido, foi possível analisar às tensões presentes em *brackets* de sustentação de *fairleads* do sistema de ancoragem do tipo *Spread Mooring* de uma plataforma flutuante, submetidos ao carregamento ambiental de vento, correnteza e ondas.

Foram analisadas 6 configurações geométricas definidas de acordo com os princípios do método do Design Construtal. Mesmo com uma espessura de chapas 4 vezes menor que o modelo real adotado como base, foi possível obter configurações a tensões inferiores a tensão de escoamento do material.

Todas as configurações geométricas homogêneas apresentaram tensões abaixo do limite de escoamento do aço AH-36, enquanto todas as geometrias mistas extrapolaram o limite em ao menos um dos *brackets*. Independente da geometria, para ambos os *brackets* a região concentradora de tensões máximas está localizada na chapa vertical central soldada no costado.

Uma vez que o *bracket* superior sofre solicitações menores que o *bracket* inferior, a tensão máxima no *bracket* inferior é maior que a do *bracket* superior para a mesma geometria de chapa horizontal. Além disso, os resultados indicam que os *brackets* superior e inferior podem ser projetados com espessuras e geometrias diferentes entre si.

Por fim, pode-se concluir que os resultados mostraram uma diferença de aproximadamente 2 vezes para o melhor e o pior caso no *bracket* inferior, geometrias 1 e 4, respectivamente, indicando que o design é um fator importante neste tipo de problema. Dessa forma, um estudo específico de avaliação geométrica das geometrias com configuração 1 podem conduzir a resultados ainda melhores.

Recomenda-se como continuidade desse estudo realizar uma análise elastoplástica das configurações estudadas, incluindo o carregamento cíclico e considerando os efeitos de fadiga, principalmente nas tensões soldadas e na união entre o sólido ao redor da furação e a chapa vertical central. Além disso, aproximar mais o modelo da configuração real, incluindo chanfros e furações, bem como analisar outras configurações geométricas para o problema.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ALMEIDA, J. **Introdução à Indústria do Petróleo / FURG – CTI**. Petrobras – Petróleo Brasileiro S. A. Rio Grande, 2006.
- ANDRADE, B. L. R. **Sistema de Ancoragem e Posicionamento**. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 1995. 125 p.
- ANP, Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis. JUBARTE (Parque das Baleias). 2016. http://www.anp.gov.br/WWWANP/images/planos_desenvolvimento/Jubarte.pdf. Acesso em: 3 de abril de 2018.
- AOGHS, American Oil & Gas Historical Society. **Offshore Petroleum History**. 2014. <https://aoghs.org/offshore-history/offshore-oil-history/>. Acesso em: 30 de março de 2018.
- AZCONA, J.; MUNDUATE, X.; GONZÁLEZ, L.; & NYGAARD, T. A. Experimental validation of a dynamic mooring lines code with tension and motion measurements of a submerged chain. **Ocean Engineering**, v. 129, p. 415-427, 2017.
- BEJAN, A.; LORENTE, S. **Design with Constructal Theory**. Wiley, Hoboken, 2008.
- BEJAN, A.; ZANE, J. P. **Design in Nature: How the Constructal Law governs evolution in biology, physics, technology, and social organizations**. Doubleday, New York, 2012.
- BERGDAHL, L.; KOFOED, J. P. **Simplified Design Procedures for Moorings of Wave-Energy Converters: Deliverable 2.2**. DCE Technical Report n°172. Department of Civil Engineering. Aalborg University. 2015.
- BOEMRE, Bureau of Ocean Energy Management, Regulation and Enforcement. Catastrophic Failures in Mooring Systems Possibly Put Floating Structures at Risk, **Safety Alert No. 296**, 2011.
- BRASIL AMARRAS. Catálogo de Seleção de Amarras. 2013. https://www.offshore-europe.co.uk/_novadocuments/30274?v=635060256706000000. Acesso em: 7 de abril de 2018.
- CARBONO, A. 2005. **Otimização da Disposição de Linhas de Ancoragem Utilizando Algoritmos Genéticos**. Tese de Mestrado do curso de Pós Graduação em Engenharia Civil, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.
- CIA, Central Intelligence Agency. The World Factbook. 2017. <https://www.cia.gov/library/publications/resources/the-world-factbook/rankorder/2246rank.html>. Acesso em: 28 de março de 2018.
- CUNHA, M. L.; TROINA, G. S.; DOS SANTOS, E. D.; ROCHA, L. A. O.; ISOLDI, L. A. Computational Modeling and Constructal Design Method Applied to the Geometric Optimization of Stiffened Steel Plates Subjected to Uniform Transverse Load. **Engineering Structures and Materials**, 2018.).
- DEAN, R. G.; DALRYMPLE, R. A. 1991. **Water wave mechanics for engineers and scientists**. World Scientific Publishing Company.

- DENO, Dep. de Eng. Naval e Oceânica da Escola Politécnica da UFRJ. 2010. http://www.deno.oceanica.ufrj.br/deno/prod_academic/relatorios/2010/Debora_Luiz. Acesso em: 15 de março de 2018.
- DEVLOO, P. R. B. Simulação numérica. **MultiCiência: A Linguagem da Ciência**, n. 4, p. 1-13, 2005.
- DNV, Det Norske Veritas. C205 Environmental conditions and environmental loads. **Recommended Practice**, 2010.
- DNV, Det Norske Veritas. OS-301. **Offshore Standard, Position Mooring**. 2015.
- DOS SANTOS, E. D.; ISOLDI, L. A.; GOMES, M. N.; ROCHA, L. A. O. The Constructal Design Applied to Renewable Energy Systems. In: Eduardo Rincón-Mejía; Alejandro de las Heras (Org.). **Sustainable Energy Technologies**. 1ed. Boca Raton: CRC Press - Taylor & Francis Group, 2017, v. 1, p. 63-87
- ENSUS. 2015. Elementos Finitos - O que é? Quando utilizar? Quais os benefícios? <http://ensus.com.br/elementos-finitos-quais-os-beneficios/>. Acesso em: 23 de abril de 2018.
- ESSS, Engineering Simulation and Scientific Software. 2009. Fontes de erro: identificar, quantificar e reduzir a intervalos aceitáveis. <https://www.esss.co/blog/fontes-de-erro-identificar-quantificar-e-reduzir-a-intervalos-aceitaveis>. Acesso em: 15 de abril de 2019.
- FINUCANE, Mike. Details of Gryphon incident of 4th February 2011 and lessons learned. **Maersk Oil**, 2012.
- GONZALES, G. V.; ESTRADA, E. da S. D.; EMMENDORFER, L. R.; ISOLDI, L. A.; XIE, G.; ROCHA, L. A. O.; DOS SANTOS, E. D. A comparison of simulated annealing schedules for constructal design of complex cavities intruded into conductive walls with internal heat generation. **Energy** (Oxford), v. 93, p. 372-382, 2015.
- GONZALES, G. V.; DOS SANTOS, E. D.; NETO, A. J. S. Uma Comparação Entre os Algoritmos de Evolução Diferencial e Recozimento Simulado Associados ao Design Construtal Para a Otimização Geométrica de uma Cavidade em Forma de Duplo-T. **Revista Mundi Engenharia, Tecnologia e Gestão**, v. 3, p. 85-1-85-19, 2018.
- GORDON, R. B.; BROWN, M. G.; ALLEN, E. M. Mooring Integrity Management: A State-of-the-Art Review. In: **Offshore Technology Conference**. Offshore Technology Conference, 2014.
- HOERNER, S. F. **Fluid Dynamic Drag**. Hoerner Fluid Dynamics, 1965.
- HRENNIKOFF, A. Solution of problems of elasticity by the framework method. **J. appl. Mech.**, 1941.
- ISI Engenharia. O Mundo das Plataformas de Petróleo. 2011. <http://www.isiengenharia.com.br/wordpress/espaco-do-engenheiro/o-mundo-das-plataformas-de-petroleo-2>. Acesso em: 6 de fevereiro de 2018.

- KASPER, F.; BARROS, M.; ROSSI, R.; MASETTI, I.; FALKENBERG, E.; KARLSEN, S.; WACLAWEK, I. DICAS-a new mooring concept for FPSO's. In: **Offshore Technology Conference**. Offshore Technology Conference, 1997.
- KAWASAKI, P. Y., 2010. **Análise de Linhas de Ancoragem de Plataformas Oceânicas Considerando Diversos Tramos e o Trecho Enterrado da Linha**. Tese de Doutorado. Universidade Federal do Rio de Janeiro.
- LACERDA, T. Â. G., 2005. **Análise de Sistemas de Ancoragem de Plataformas Flutuantes**. Tese de conclusão do curso de Engenharia Civil, Departamento de Mecânica Aplicada e Estruturas, Universidade Federal do Rio de Janeiro.
- LORENZINI, G.; BISERNI, C.; ESTRADA, E. D.; ISOLDI, L. A.; Dos Santos, E. D.; ROCHA, L. A. O. Constructal Design of Convective Y-Shaped Cavities by Means of Genetic Algorithm. **Journal of Heat Transfer**, v. 136, p. 071702-071702-10, 2014.
- MACALISTER, Terry. More than Half of North Sea oil rigs fail Safety Checks. **The Guardian**. Publicado em: 22 de novembro de 2007. <https://www.theguardian.com/business/2007/nov/22/oil>. Acesso em: 28 de março de 2018.
- MARQUES, Felipe. Entenda de Maneira simples como Funciona o Sistema de Posicionamento Dinâmico. Grupo Portal Marítimo. 2017. <http://www.portalmaritimo.com/2017/02/17/entenda-de-maneira-simples-como-funciona-um-sistema-de-posicionamento-dinamico/>. Acesso em: 25 de março.
- MELIS, C.; JEAN, P.; VARGAS, P. Out-of-plane bending testing of chain links. In: **ASME 2005 24th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering**. American Society of Mechanical Engineers, 2005. p. 163-172.
- MUSPRATT, A. **Guide to FPSO (Floating Production Storage and Offloading)**. <https://www.oilandgasiq.com/fpso-flng/articles/guide-to-floating-production-storage-and-offloading-fpso>. Acesso em: 15 de abril de 2019.
- NAZÁRIO, V. C., 2015. **Modelagem de Sistemas de Ancoragem Utilizando Catenária Inelástica**. Projeto de Conclusão do Curso de Engenharia Naval, Centro de Joinville, Universidade Federal de Santa Catarina.
- OFFSHORE TECHNOLOGY. SAS Offshore. <https://www.offshore-technology.com/contractors/lifting/saswinches/attachment/saswinches9/>. Acesso em: 30 de janeiro de 2018.
- PALMQUIST, M. Hurricanes Enter the Offshore Oil Drilling Debate. **Pacific Standart**. Publicado em: 19 de setembro de 2008. <https://psmag.com/news/hurricanes-enter-the-offshore-oil-drilling-debate-4236>. Acesso em: 15 de abril de 2018.
- PECHER, A.; FOGLIA, A.; KOFOED, J. P. Comparison and sensitivity investigations of a CALM and SALM type mooring system for wave energy converters. **Journal of Marine Science and Engineering**, v. 2, n. 1, p. 93-122, 2014.
- PEGDEN, C.D.; SHANNON, R.E.; SADOWSKI, R.P. Introduction to Simulation Using SIMAN. **McGraw-Hill**, New York, USA. v. 2. 1990.

- PETROBRAS, Petróleo Brasileiro S.A. **N-1594 Ensaio Não Destrutivo – Ultrassom de Solda**. Revisão H. CONTEC. 2013.
- PETROBRAS, Petróleo Brasileiro S.A. **Tipos de Plataformas**. 2014. <http://www.petrobras.com.br/infograficos/tipos-de-plataformas/desktop/index.html>. Acesso em: 27 de março de 2018.
- QIAO, D.; LI, B.; OU, J. Comparative Analysis on Coupling Effects between an Innovative Deep Draft Platform and Different Mooring Models. **Brodogradnja: Teorija i praksa brodogradnje i pomorske tehnike**, v. 63, n. 4, p. 318-328, 2012.
- QIAO, D.; YAN, J.; OU, J. Fatigue analysis of deepwater hybrid mooring line under corrosion effect. **Polish Maritime Research**, v. 21, n. 3, p. 68-76, 2014.
- RIGZONE. **How Do Spars Work?** 2018. https://www.rigzone.com/training/insight.asp?insight_id=307&c_id=. Acesso em: 13 de abril de 2018.
- ROACHE, P. J. **Verification and validation in computational science and engineering**. Hermosa, 1998.
- SADOVNIKOV, D.; SUJKOWSKI, P.; DROBYSHEVSKI, Y. Maintaining Integrity of FPSO Mooring System. 2012.
- SHEN, K.; GUO, Z.; WANG, L. Prediction of the whole mooring chain reaction to cyclic motion of a fairlead. **Bulletin of Engineering Geology and the Environment**, v. 78, n. 4, p. 2197-2213, 2019.
- SHI, J. W.; LI, H. Y.; LI, B. Z. The design of the hawse pipe and intelligent positioning. In: **Advanced Materials Research**. Trans Tech Publications, 2014. p. 824-828.
- SOFEC, Specialized Offshore Facilities and Engineered Components. Mooring Systems – Spread Mooring. <http://www.sofec.com/>. Acesso em: 20 de maio de 2019.
- TROINA, G. S., 2017. **Modelagem Computacional e Método Design Construtal Aplicados à Otimização Geométrica de Placas Finas de Aço com Enrijecedores Submetidas a Carregamento Transversal Uniforme**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Oceânica, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica, Universidade Federal do Rio Grande.
- VARGAS, P. M.; HSU, T. M.; LEE, W.K. Stress Concentration Factors for Stud-Less Mooring Chain Links in Fairleads. In: **ASME 2004 23rd International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering**. American Society of Mechanical Engineers, 2004. p. 909-917, 2004.
- V&V, ASME. **V&V 10.1-2012: An Illustration of the Concepts of Verification and Validation in Computational Solid Mechanics**. American Society of Mechanical Engineers, New York, 2012.
- WÄRTSILÄ. Wärtsilä Encyclopedia of Marine Technology. <https://www.wartsila.com/encyclopedia> Acesso em: 4 de fevereiro de 2019.

WOLLNER, Gabriel Campagnac. **Arranjos de convés de FPSOs para operação no pré-sal**. Tese de Doutorado. Universidade Federal do Rio de Janeiro.

YAGHIN, A. L.; MELCHERS, R. E. Long-term inter-link wear of model mooring chains. *Marine Structures*, v. 44, p. 61-84, 2015.

ZIENKIEWICZ, O. C.; TAYLOR, R. L.; ZHU, J. Z. **The finite element method: its basis and fundamentals**. Elsevier, 2005.

APÊNDICE A

A.1. *Bracket Superior*

- Geometria 1

Na Figura A.1 é possível observar a convergência de valores a partir de malhas com 212 mil elementos finitos. A variação encontrada entre o valor máximo e mínimo a partir deste ponto é de 3,66%, sendo o valor médio da tensão de von Mises máxima entre as 5 malhas assintotas de 203,62 MPa, com desvio padrão de 3,78 MPa (ver Tab. A.1). A distribuição das tensões no *bracket* são apresentadas na Fig. A.2.

Figura A.1. Distribuição da tensão máxima de von Mises (em MPa) pelo número de elementos da malha utilizada na simulação do *bracket superior* da geometria 1.

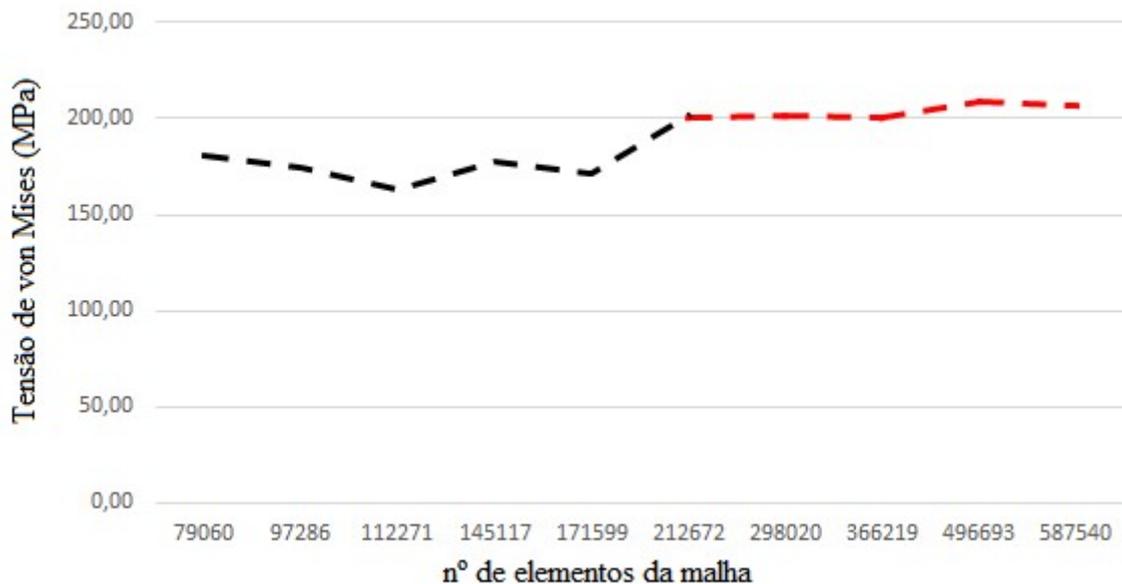
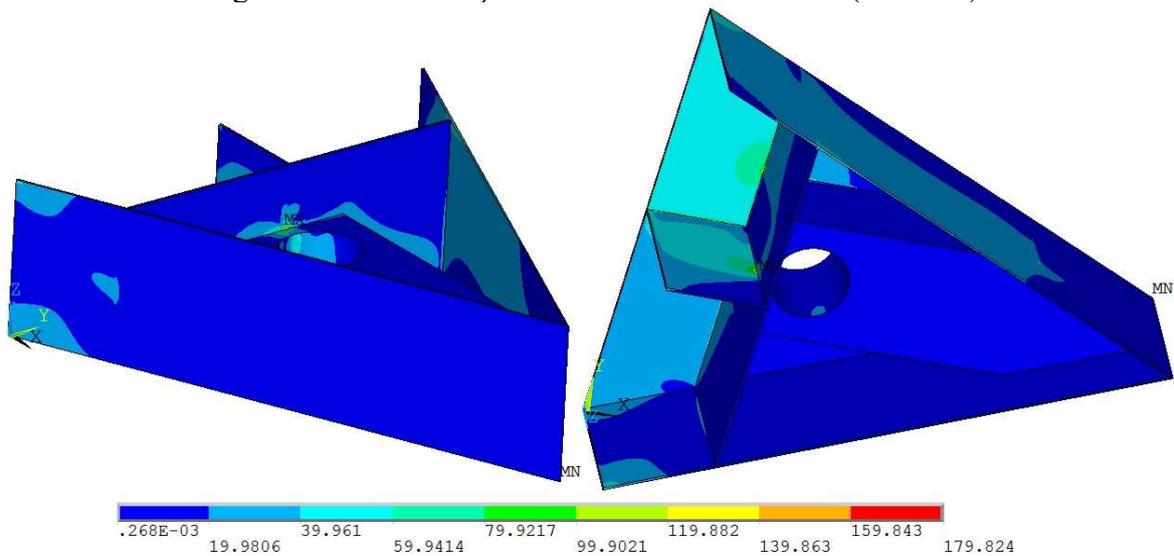


Tabela A.1. Valores das simulações realizadas no *bracket superior* da geometria 1.

| Tamanho máximo do elemento (mm) | Número de elementos da malha | Número de nós da malha | Tensão Máxima de von Mises (MPa) |
|---------------------------------|------------------------------|------------------------|----------------------------------|
| 33,0 | 79060 | 130508 | 181,20 |
| 30,5 | 97286 | 159623 | 174,70 |
| 29,0 | 112271 | 182323 | 162,82 |
| 26,0 | 145117 | 233508 | 177,35 |
| 24,0 | 171599 | 275291 | 171,52 |
| 21,8 | 212672 | 340961 | 201,05 |
| 19,0 | 298020 | 466904 | 201,38 |
| 18,5 | 366219 | 565538 | 200,34 |
| 16,6 | 496693 | 757599 | 208,68 |
| 15,5 | 587540 | 892614 | 206,66 |

Figura A.2. Distribuição de tensões de von Mises (em MPa).



- Geometria 2

Na Figura A.3 é possível observar a convergência de valores a partir de malhas com 266 mil elementos finitos. A variação encontrada entre o valor máximo e mínimo a partir deste ponto é de 4,85%, sendo o valor médio da tensão de von Mises máxima entre as 5 malhas assintotas de 206,55 MPa, com desvio padrão de 4,50 MPa (ver Tab. A.2). A distribuição das tensões no *bracket* são apresentadas na Fig. A.4.

Figura A.3. Distribuição da tensão máxima de von Mises (em MPa) pelo número de elementos da malha utilizada na simulação do *bracket* superior da geometria 2.

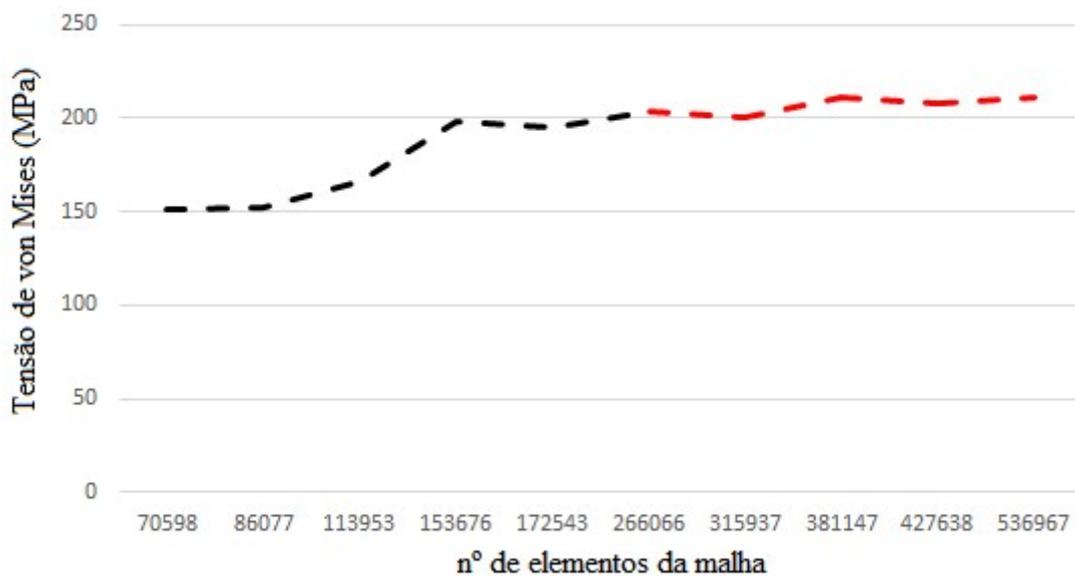
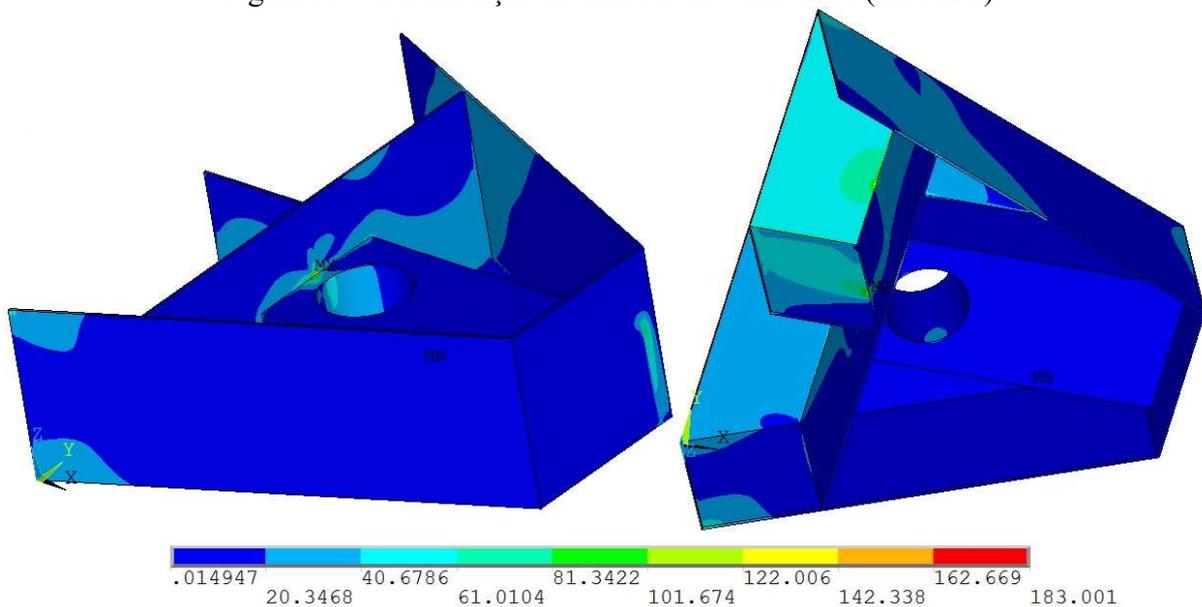


Tabela A.2. Valores das simulações realizadas no *bracket* superior da geometria 2.

| Tamanho máximo do elemento (mm) | Número de elementos da malha | Número de nós da malha | Tensão máxima de von Mises (MPa) |
|---------------------------------|------------------------------|------------------------|----------------------------------|
| 33,0 | 70598 | 118688 | 151,07 |
| 30,0 | 86077 | 144343 | 151,68 |
| 27,0 | 113953 | 187700 | 166,54 |
| 24,0 | 153676 | 250116 | 198,42 |
| 22,5 | 172543 | 279401 | 195,37 |
| 18,5 | 266066 | 429356 | 203,15 |
| 17,5 | 315937 | 500126 | 200,78 |
| 17,0 | 381147 | 595938 | 211,02 |
| 16,5 | 427638 | 664002 | 207,26 |
| 15,0 | 536967 | 828786 | 210,52 |

Figura A.4. Distribuição de tensões de von Mises (em MPa).



- Geometria 3

Na Figura A.5 é possível observar a convergência de valores a partir de malhas com 232 mil elementos finitos. A variação encontrada entre o valor máximo e mínimo a partir deste ponto é de 4,43%, sendo o valor médio da tensão de von Mises máxima entre as 5 malhas assintotas de 273,82 MPa, com desvio padrão de 5,02 MPa (ver Tab. A.3). A distribuição das tensões no *bracket* são apresentadas na Fig. A.6.

Figura A.5. Distribuição da tensão máxima de von Mises (em MPa) pelo número de elementos da malha utilizada na simulação do *bracket* superior da geometria 3.

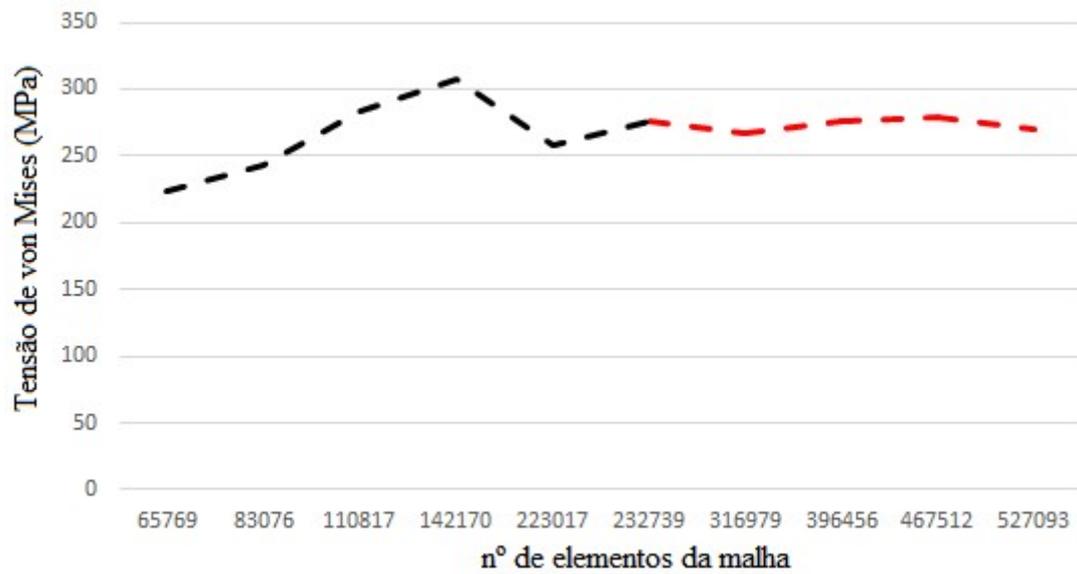
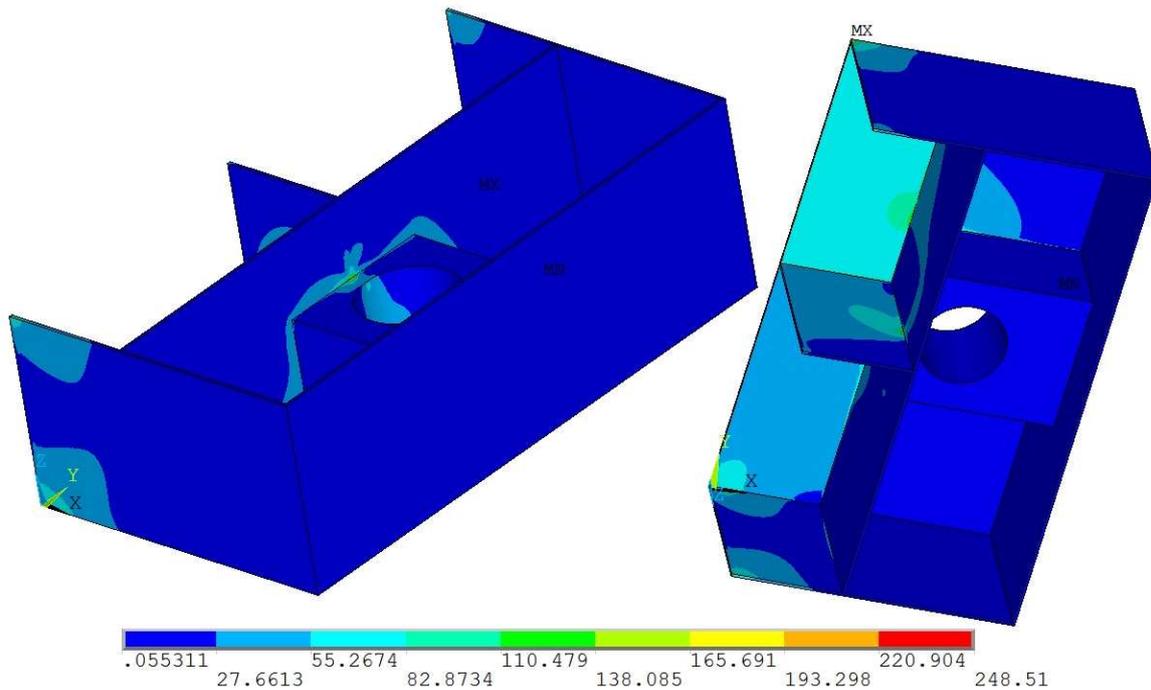


Tabela A.3. Valores das simulações realizadas no *bracket* superior da geometria 3.

| Tamanho máximo do elemento (mm) | Número de elementos da malha | Número de nós da malha | Tensão máxima de von Mises (MPa) |
|---------------------------------|------------------------------|------------------------|----------------------------------|
| 30,0 | 65769 | 117385 | 222,89 |
| 27,0 | 83076 | 146740 | 242,74 |
| 24,0 | 110817 | 193423 | 283,20 |
| 20,5 | 142170 | 246341 | 307,09 |
| 17,5 | 223017 | 381088 | 258,11 |
| 17,3 | 232739 | 398067 | 275,88 |
| 15,4 | 316979 | 531510 | 267,17 |
| 14,1 | 396456 | 655848 | 276,32 |
| 13,3 | 467512 | 767558 | 279,55 |
| 12,8 | 527930 | 860912 | 270,20 |

Figura A.6. Distribuição de tensões de von Mises (em MPa).



- Geometria 4

Na Figura A.7 é possível observar a convergência de valores a partir de malhas com 248 mil elementos finitos. A variação encontrada entre o valor máximo e mínimo a partir deste ponto é de 2,02%, sendo o valor médio da tensão de von Mises máxima entre as 5 malhas assintotas de 407,20 MPa, com desvio padrão de 3,10 MPa (ver Tab. A.4). A distribuição das tensões no *bracket* são apresentadas na Fig. A.8.

Figura A.7. Distribuição da tensão máxima de von Mises (em MPa) pelo número de elementos da malha utilizada na simulação do *bracket* superior da geometria 4.

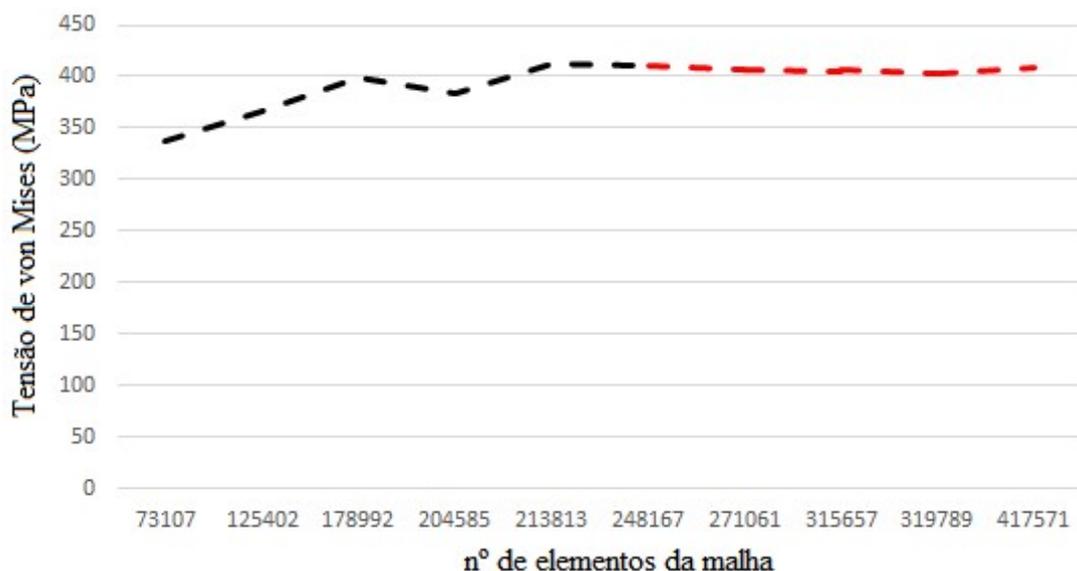
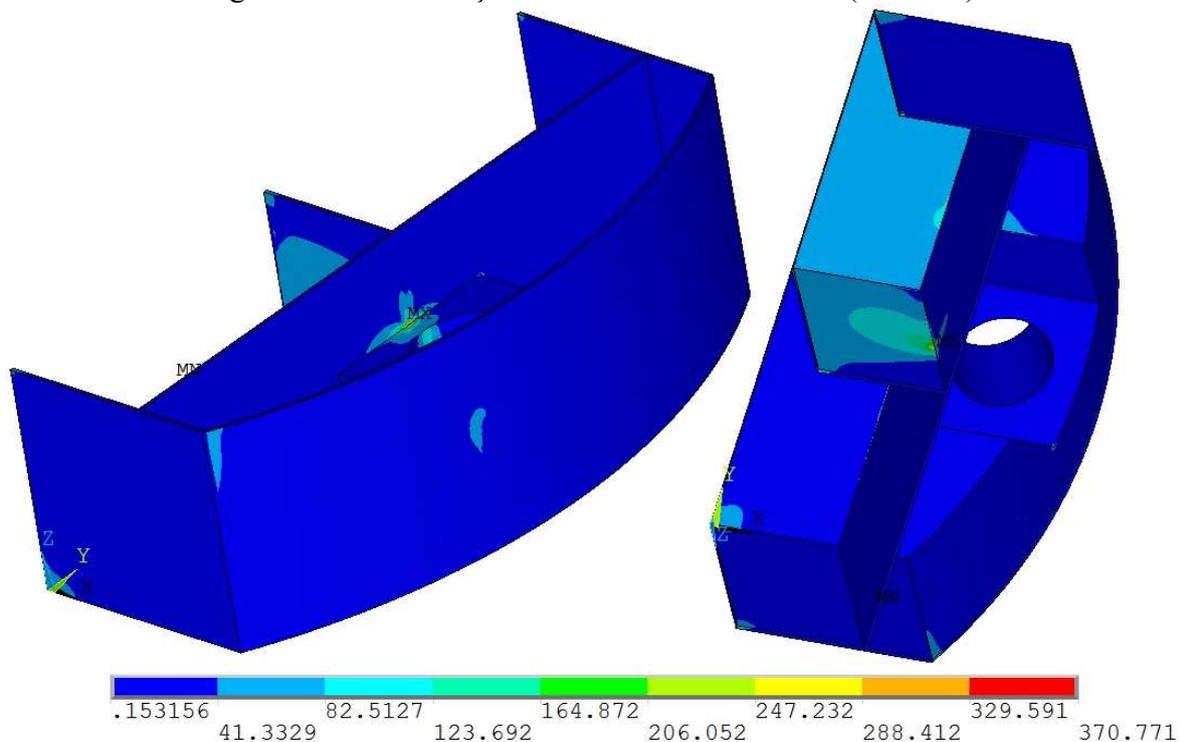


Tabela A.4. Valores das simulações realizadas no *bracket* superior da geometria 4.

| Tamanho máximo do elemento (mm) | Número de elementos da malha | Número de nós da malha | Tensão máxima de von Mises (MPa) |
|---------------------------------|------------------------------|------------------------|----------------------------------|
| 25,0 | 73107 | 132438 | 337,57 |
| 20,0 | 125402 | 221234 | 366,43 |
| 17,1 | 178992 | 312536 | 399,89 |
| 16,0 | 204585 | 356145 | 383,23 |
| 15,5 | 213813 | 371440 | 413,31 |
| 14,8 | 248167 | 428683 | 410,83 |
| 14,4 | 271061 | 462849 | 407,33 |
| 13,9 | 315657 | 532615 | 406,42 |
| 13,8 | 319789 | 539168 | 402,54 |
| 12,3 | 417571 | 698446 | 408,00 |

Figura A.8. Distribuição de tensões de von Mises (em MPa).



- Geometria 5

Na Figura A.9 é possível observar a convergência de valores a partir de malhas com 248 mil elementos finitos. A variação encontrada entre o valor máximo e mínimo a partir deste ponto é de 5,41%, sendo o valor médio da tensão de von Mises máxima entre as 5 malhas assintotas de 368,16 MPa, com desvio padrão de 8,87 MPa (ver Tab. A.5). A distribuição das tensões no *bracket* são apresentadas na Fig. A.10.

Figura A.9. Distribuição da tensão máxima de von Mises (em MPa) pelo número de elementos da malha utilizada na simulação do *bracket* superior da geometria 5.

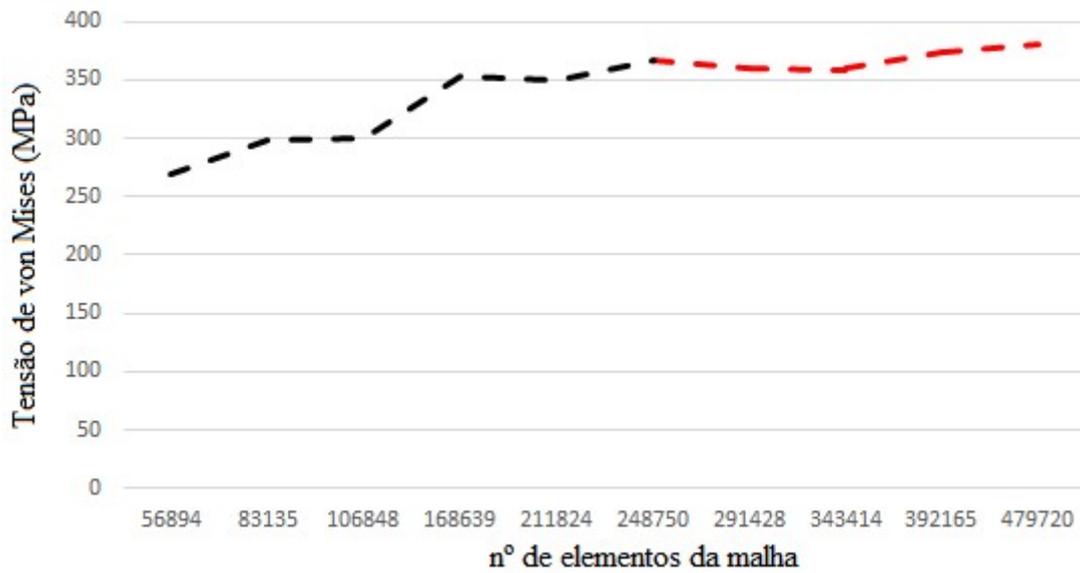
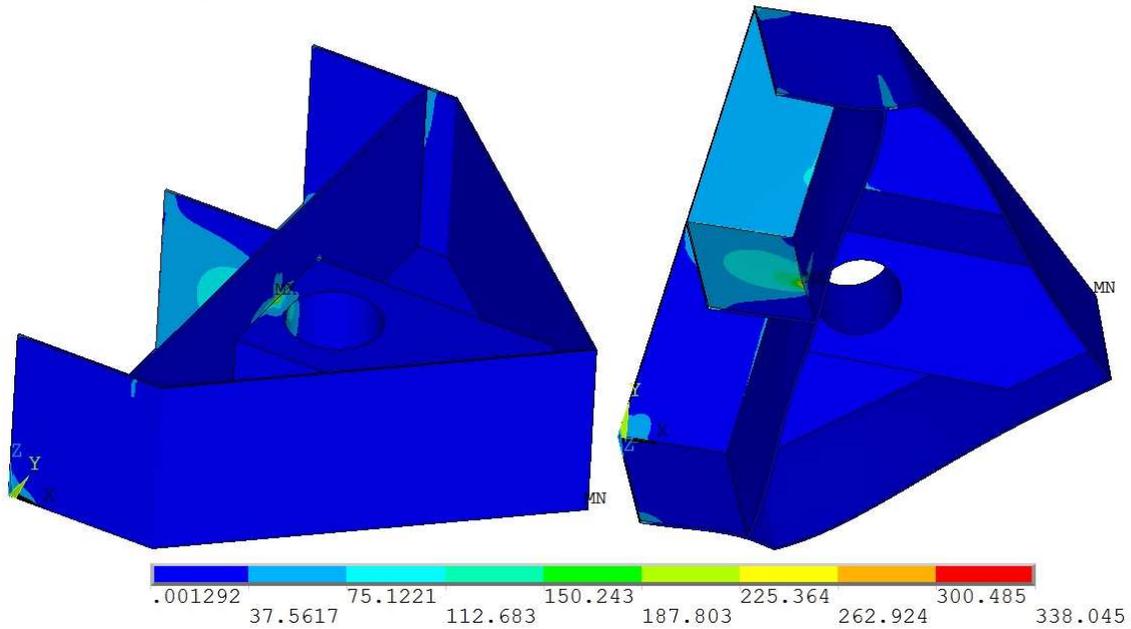


Tabela A.5. Valores das simulações realizadas no *bracket* superior da geometria 5.

| Tamanho máximo do elemento (mm) | Número de elementos da malha | Número de nós da malha | Tensão máxima de von Mises (MPa) |
|---------------------------------|------------------------------|------------------------|----------------------------------|
| 30,0 | 56894 | 97906 | 269,27 |
| 28,5 | 83135 | 140285 | 298,28 |
| 27,0 | 106848 | 178301 | 299,98 |
| 22,5 | 168639 | 276575 | 353,18 |
| 20,0 | 211824 | 346668 | 350,14 |
| 18,5 | 248750 | 406473 | 367,35 |
| 17,9 | 291428 | 467477 | 360,06 |
| 17,0 | 343414 | 544919 | 359,51 |
| 16,5 | 392165 | 616139 | 373,77 |
| 15,3 | 479720 | 749411 | 380,09 |

Figura A.10. Distribuição de tensões de von Mises (em MPa).



- Geometria 6

Na Figura A.11 é possível observar a convergência de valores a partir de malhas com 212 mil elementos finitos. A variação encontrada entre o valor máximo e mínimo a partir deste ponto é de 3,66%, sendo o valor médio da tensão de von Mises máxima entre as 5 malhas assintotas de 203,62 MPa, com desvio padrão de 3,78 MPa (ver Tab. A.6). A distribuição das tensões no *bracket* são apresentadas na Fig. A.12.

Figura A.11. Distribuição da tensão máxima de von Mises (em MPa) pelo número de elementos da malha utilizada na simulação do *bracket* superior da geometria 6.

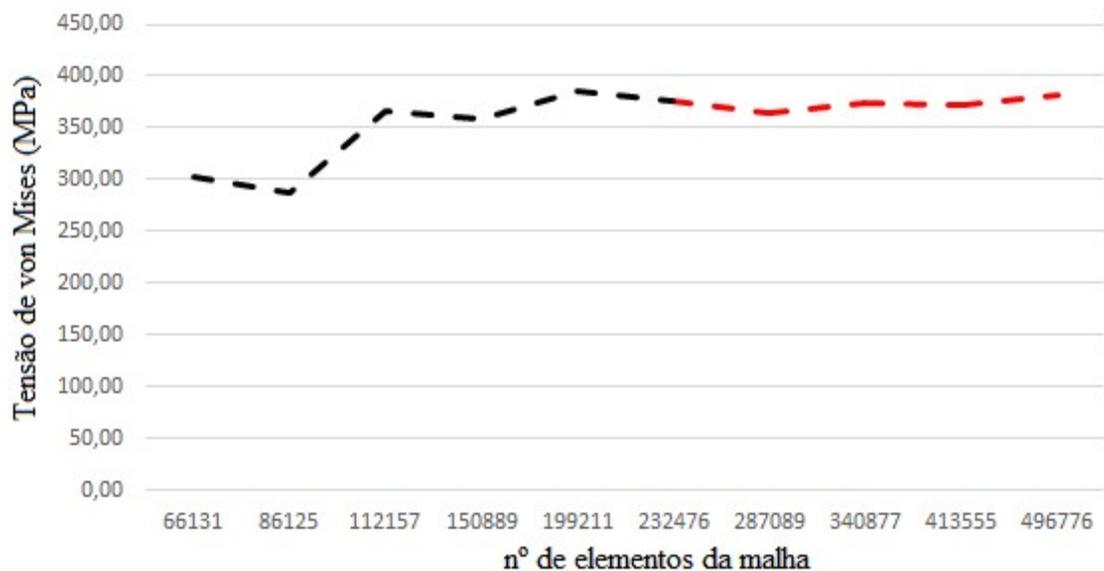
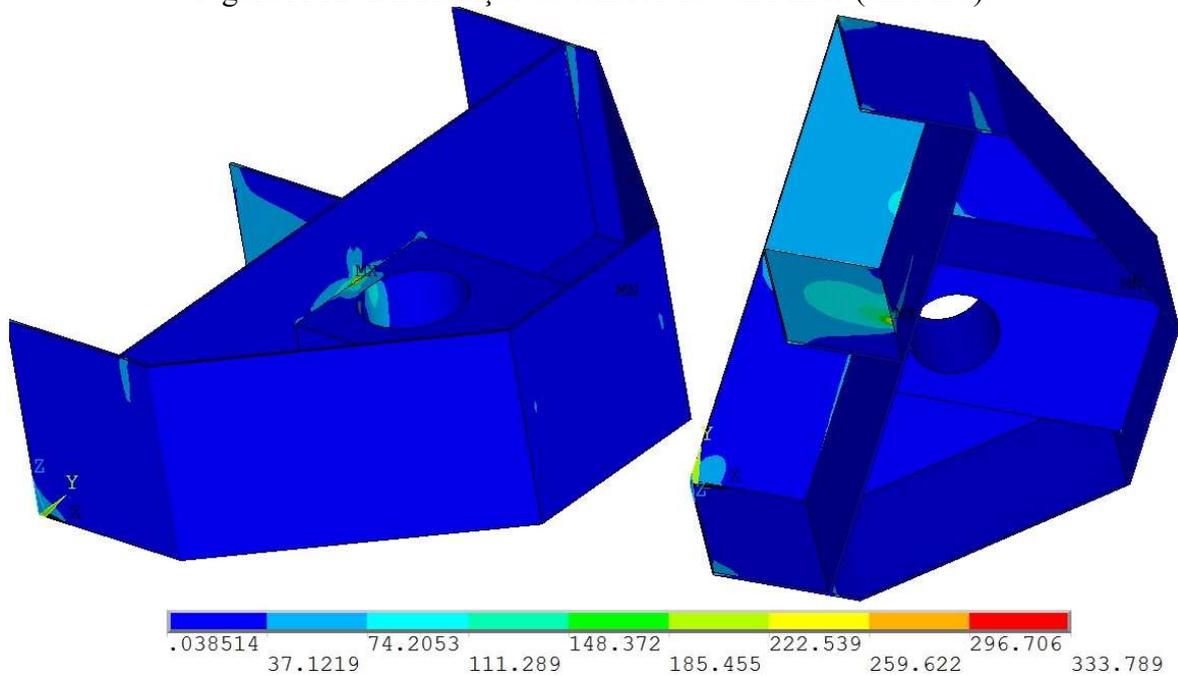


Tabela A.6. Valores das simulações realizadas no *bracket* superior da geometria 6.

| Tamanho máximo do elemento (mm) | Número de elementos da malha | Número de nós da malha | Tensão máxima de von Mises (MPa) |
|---------------------------------|------------------------------|------------------------|----------------------------------|
| 32,0 | 66131 | 114138 | 302,80 |
| 29,0 | 86125 | 146516 | 286,56 |
| 26,0 | 112157 | 187848 | 365,56 |
| 23,0 | 150889 | 249694 | 358,37 |
| 20,0 | 199211 | 329296 | 384,65 |
| 18,7 | 232476 | 383751 | 375,86 |
| 17,0 | 287089 | 468672 | 364,41 |
| 16,5 | 340877 | 546756 | 374,45 |
| 15,5 | 413555 | 658052 | 372,55 |
| 14,4 | 496776 | 783138 | 382,43 |

Figura A.12. Distribuição de tensões de von Mises (em MPa).



A.2. Bracket Inferior

- Geometria 1

A Figura A.13 mostra os valores máximos de tensão de von Mises encontrados durante as simulações. É possível observar que os valores convergem a partir de malhas com 376 mil elementos. O intervalo assintótico apresenta valor de tensão máxima média de 299,44 MPa, com desvio padrão

de 5,11 MPa. A variação entre os valores máximos de tensão é de 4,24% (ver Tab. A.7). A distribuição de tensões no bracket é apresentada na Fig. A.14.

Figura A.13. Distribuição da tensão máxima de von Mises (em MPa) pelo número de elementos da malha utilizada na simulação do *bracket* inferior da geometria 1.

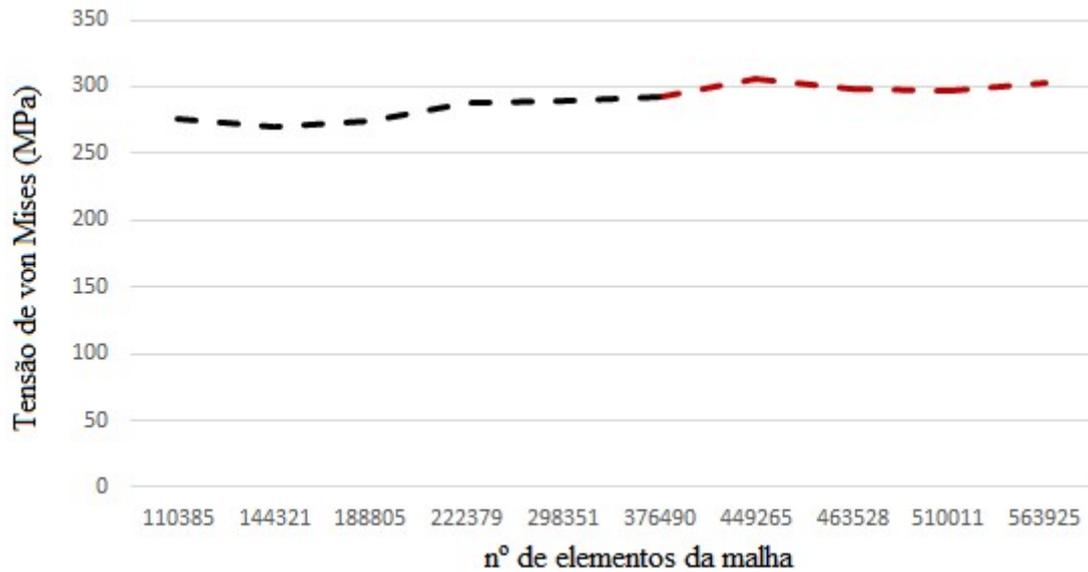
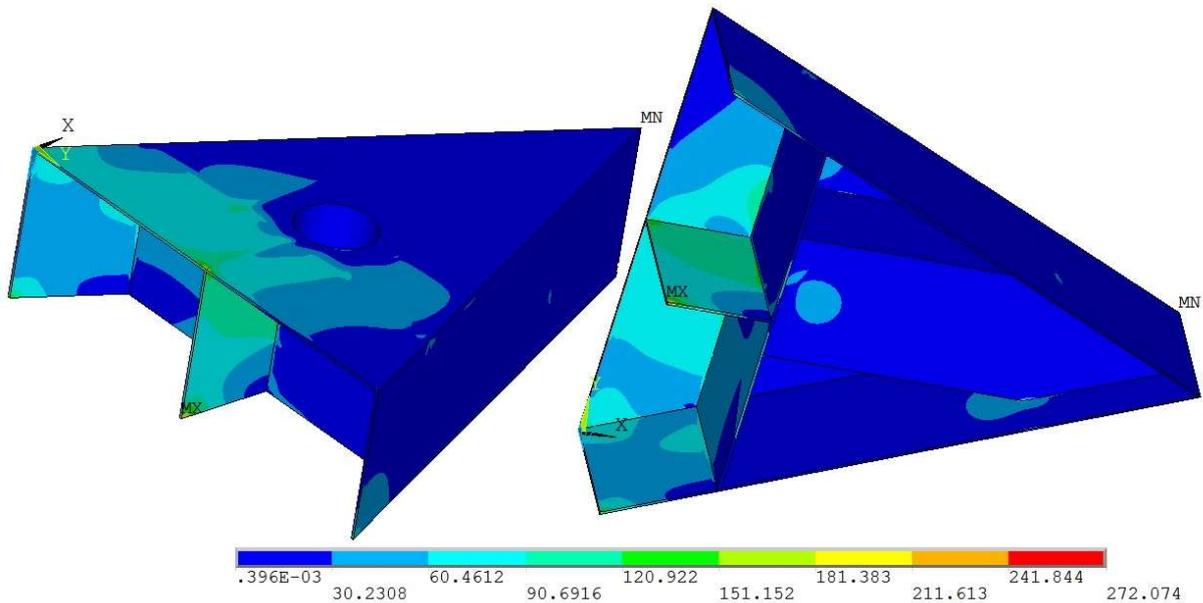


Tabela A.7. Valores das simulações realizadas no *bracket* inferior da geometria 1.

| Tamanho máximo do elemento (mm) | Número de elementos da malha | Número de nós da malha | Tensão Máxima de von Mises (MPa) |
|---------------------------------|------------------------------|------------------------|----------------------------------|
| 30,0 | 110385 | 178068 | 275,83 |
| 27,0 | 144321 | 229928 | 270,58 |
| 24,0 | 188805 | 298814 | 273,93 |
| 22,0 | 222379 | 352147 | 288,52 |
| 21,0 | 298351 | 459718 | 289,77 |
| 19,0 | 376490 | 576490 | 292,57 |
| 18,0 | 449265 | 681591 | 305,54 |
| 17,5 | 463528 | 703113 | 298,33 |
| 17,0 | 510011 | 771711 | 297,50 |
| 16,5 | 563925 | 849589 | 303,30 |

Figura A.14. Distribuição de tensões de von Mises (em MPa).



- Geometria 2

A Fig. A.15 mostra os valores máximos de tensão de von Mises encontrados durante as simulações. É possível observar que os valores convergem a partir de malhas com 267 mil elementos. O intervalo assintótico apresenta valor de tensão máxima média de 334,42 MPa, com desvio padrão de 8,64 MPa. A variação entre os valores máximos de tensão é de 6,57% (ver Tab. A.8). A distribuição de tensões no bracket é apresentada na Fig. A.16.

Figura A.15. Distribuição da tensão máxima de von Mises (em MPa) pelo número de elementos da malha utilizada na simulação do *bracket* inferior da geometria 2.

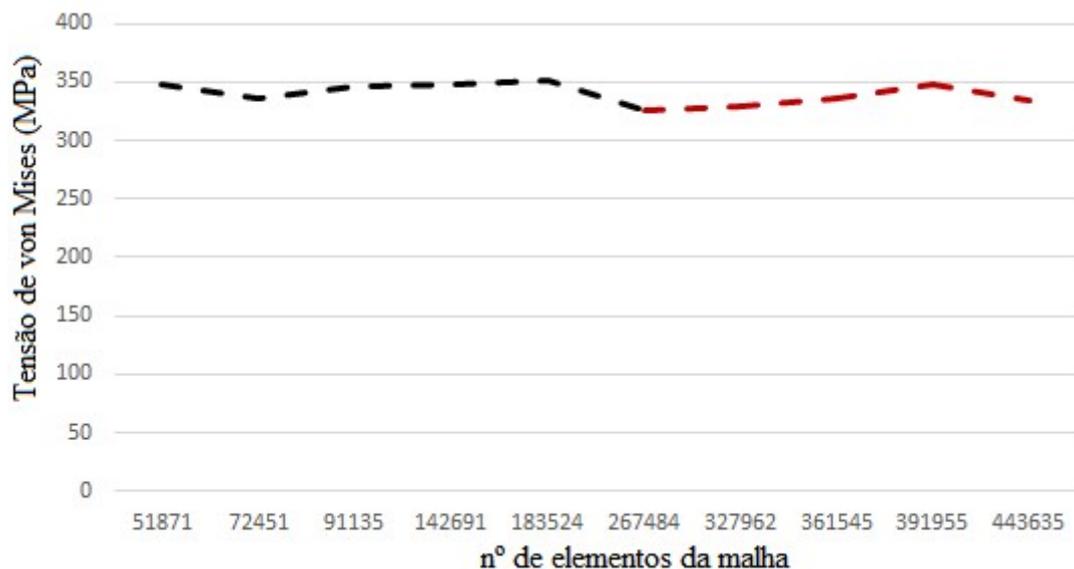
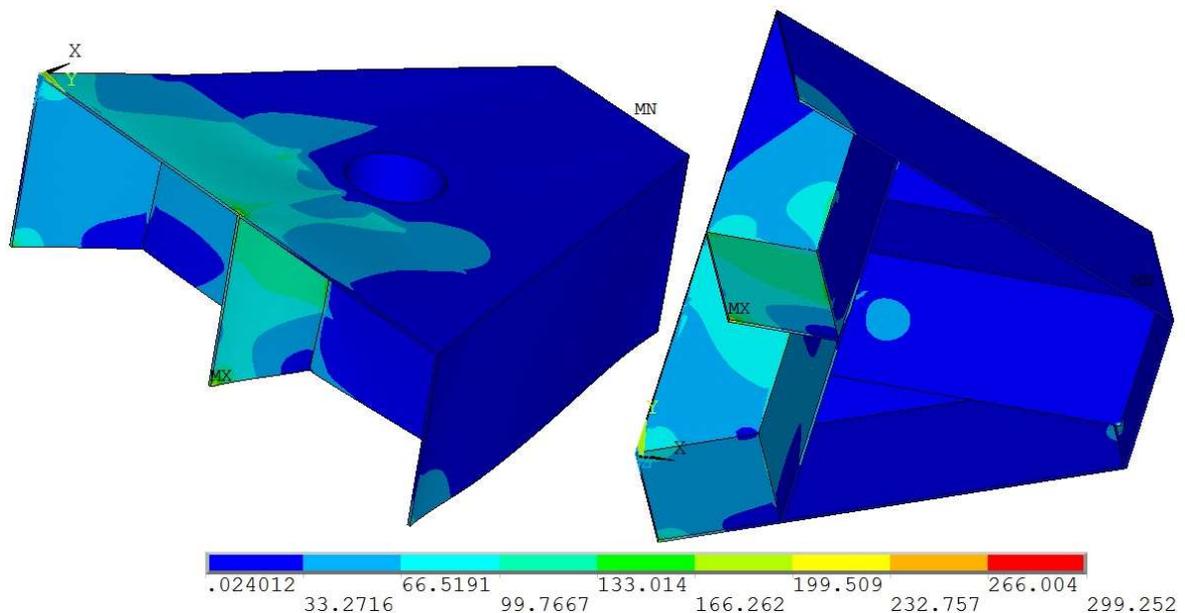


Tabela A.8. Valores das simulações realizadas no *bracket* inferior da geometria 2.

| Tamanho máximo do elemento (mm) | Número de elementos da malha | Número de nós da malha | Tensão máxima de von Mises (MPa) |
|---------------------------------|------------------------------|------------------------|----------------------------------|
| 33,0 | 51871 | 90334 | 347,69 |
| 30,0 | 72451 | 122632 | 335,34 |
| 26,0 | 91135 | 151637 | 346,82 |
| 22,5 | 142691 | 233786 | 347,16 |
| 19,5 | 183524 | 298684 | 351,60 |
| 17,5 | 267484 | 426193 | 325,35 |
| 16,5 | 327962 | 519239 | 329,56 |
| 16,0 | 361545 | 568273 | 335,48 |
| 15,0 | 391955 | 619000 | 348,23 |
| 14,0 | 443635 | 695840 | 333,51 |

Figura A.16. Distribuição de tensões de von Mises (em MPa).



- Geometria 3

A Fig. A.17 mostra os valores máximos de tensão de von Mises encontrados durante as simulações. É possível observar que os valores convergem a partir de malhas com 381 mil elementos. O intervalo assintótico apresenta valor de tensão máxima média de 335,91 MPa, com desvio padrão de 6,58 MPa. A variação entre os valores máximos de tensão é de 5,21% (ver Tab. A.9). A distribuição de tensões no bracket é apresentada na Fig. A.18.

Figura A.17. Distribuição da tensão máxima de von Mises (em MPa) pelo número de elementos da malha utilizada na simulação do *bracket* inferior da geometria 3.

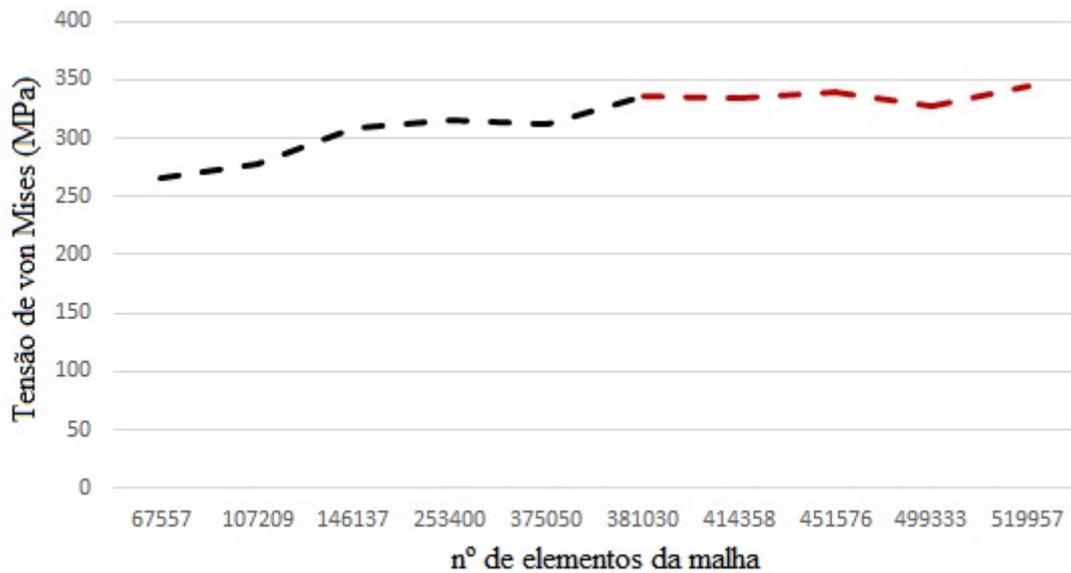
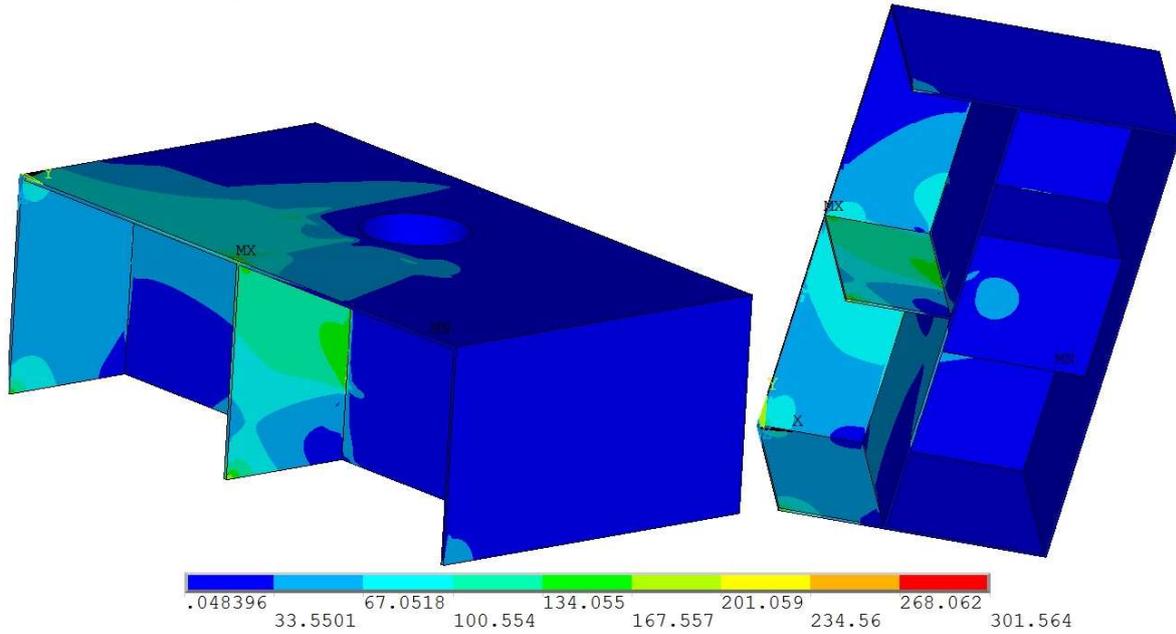


Tabela A.9. Valores das simulações realizadas no *bracket* inferior da geometria 3.

| Tamanho máximo do elemento (mm) | Número de elementos da malha | Número de nós da malha | Tensão máxima de von Mises (MPa) |
|---------------------------------|------------------------------|------------------------|----------------------------------|
| 30,0 | 67557 | 120100 | 266,61 |
| 25,5 | 107209 | 185062 | 278,27 |
| 22,0 | 146137 | 249254 | 307,76 |
| 17,0 | 253400 | 426860 | 315,86 |
| 15,0 | 375050 | 615111 | 311,19 |
| 14,8 | 381030 | 625501 | 335,02 |
| 14,5 | 414358 | 675557 | 334,60 |
| 14,0 | 451576 | 734649 | 338,90 |
| 13,5 | 499333 | 806917 | 326,54 |
| 13,3 | 519957 | 839747 | 344,52 |

Figura A.18. Distribuição de tensões de von Mises (em MPa).



- Geometria 4

A Fig. A.19 mostra os valores máximos de tensão de von Mises encontrados durante as simulações. É possível observar que os valores convergem a partir de malhas com 262 mil elementos. O intervalo assintótico apresenta valor de tensão máxima média de 340,16 MPa, com desvio padrão de 8,36 MPa. A variação entre os valores máximos de tensão é de 5,51% (ver Tab. A.10). A distribuição de tensões no bracket é apresentada na Fig. A.20.

Figura A.19. Distribuição da tensão máxima de von Mises (em MPa) pelo número de elementos da malha utilizada na simulação do *bracket* inferior da geometria 4.

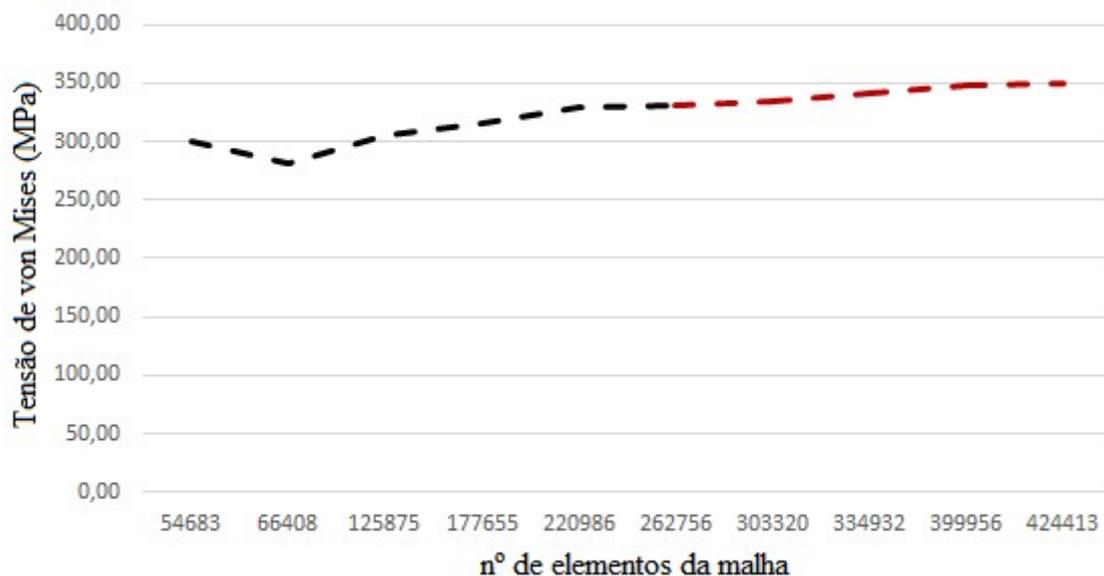
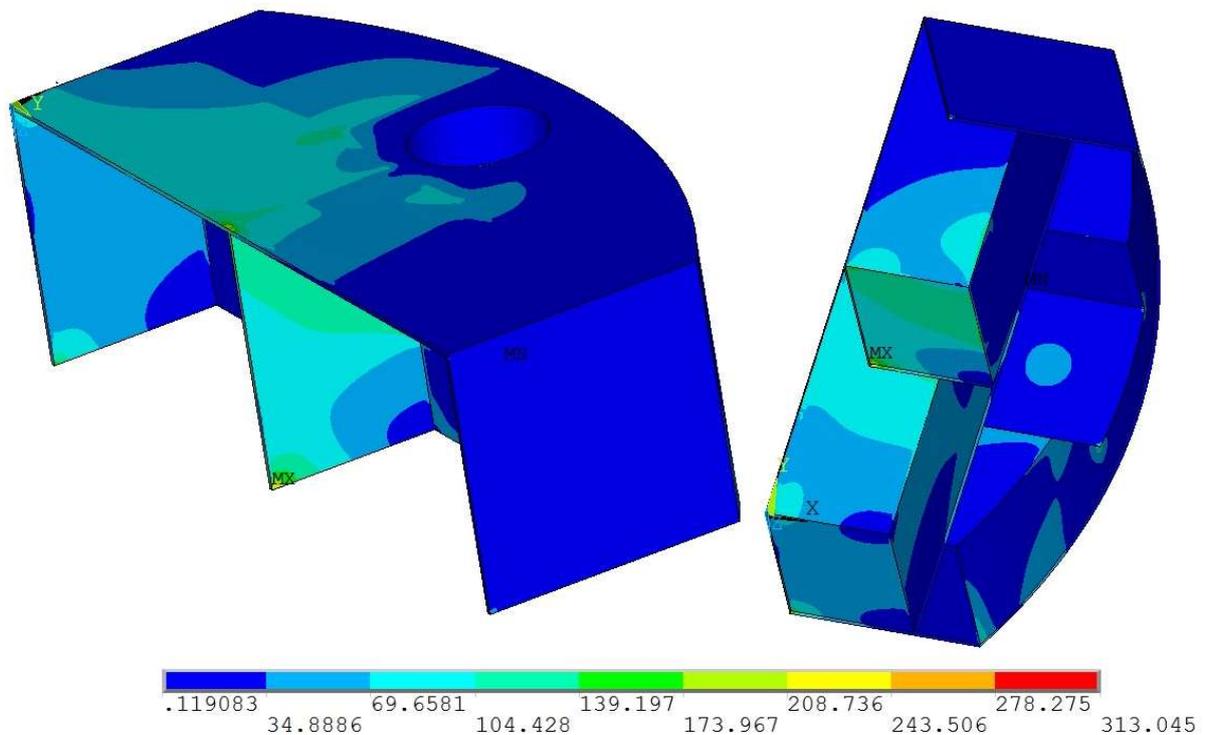


Tabela A.10. Valores das simulações realizadas no *bracket* inferior da geometria 4.

| Tamanho máximo do elemento (mm) | Número de elementos da malha | Número de nós da malha | Tensão máxima de von Mises (MPa) |
|---------------------------------|------------------------------|------------------------|----------------------------------|
| 30,0 | 54683 | 98249 | 299,90 |
| 27,0 | 66408 | 119413 | 281,28 |
| 21,0 | 125875 | 218781 | 304,33 |
| 18,0 | 177655 | 304670 | 314,91 |
| 16,2 | 220986 | 378252 | 329,01 |
| 15,0 | 262756 | 447076 | 330,01 |
| 14,5 | 303320 | 507824 | 333,57 |
| 14,0 | 334932 | 558042 | 340,80 |
| 13,0 | 399956 | 660952 | 347,20 |
| 12,7 | 424413 | 669066 | 349,26 |

Figura A.20. Distribuição de tensões de von Mises (em MPa).



- Geometria 5

A Fig. A.21 mostra os valores máximos de tensão de von Mises encontrados durante as simulações. É possível observar que os valores convergem a partir de malhas com 320 mil elementos. O intervalo assintótico apresenta valor de tensão máxima média de 324,61 MPa, com desvio padrão de 9,39 MPa. A variação entre os valores máximos de tensão é de 6,21% (ver Tab. A.11). A distribuição de tensões no bracket é apresentada na Fig. A.22.

Figura A.21. Distribuição da tensão máxima de von Mises (em MPa) pelo número de elementos da malha utilizada na simulação do *bracket* inferior da geometria 5.

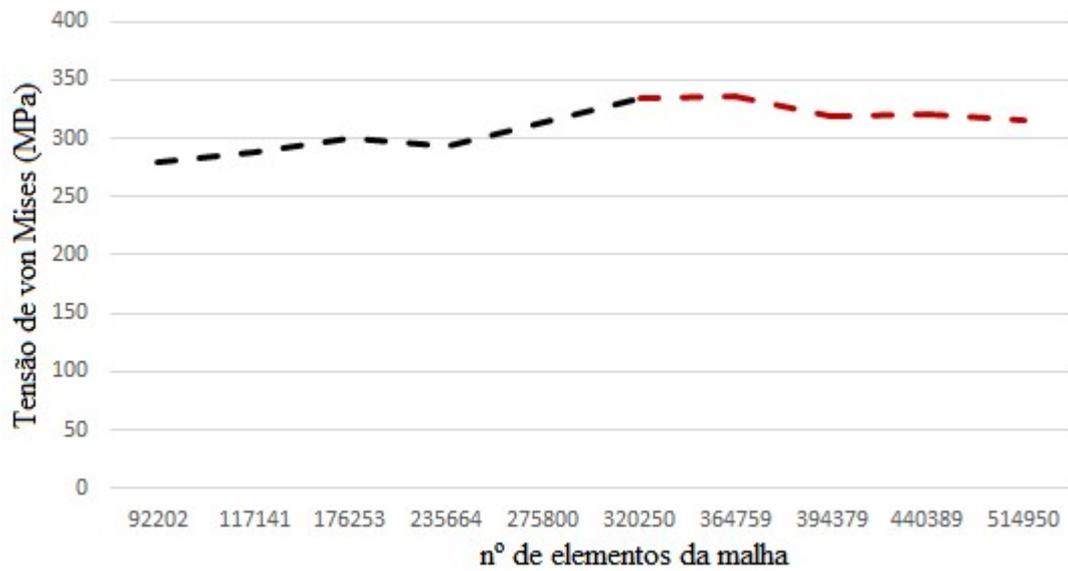
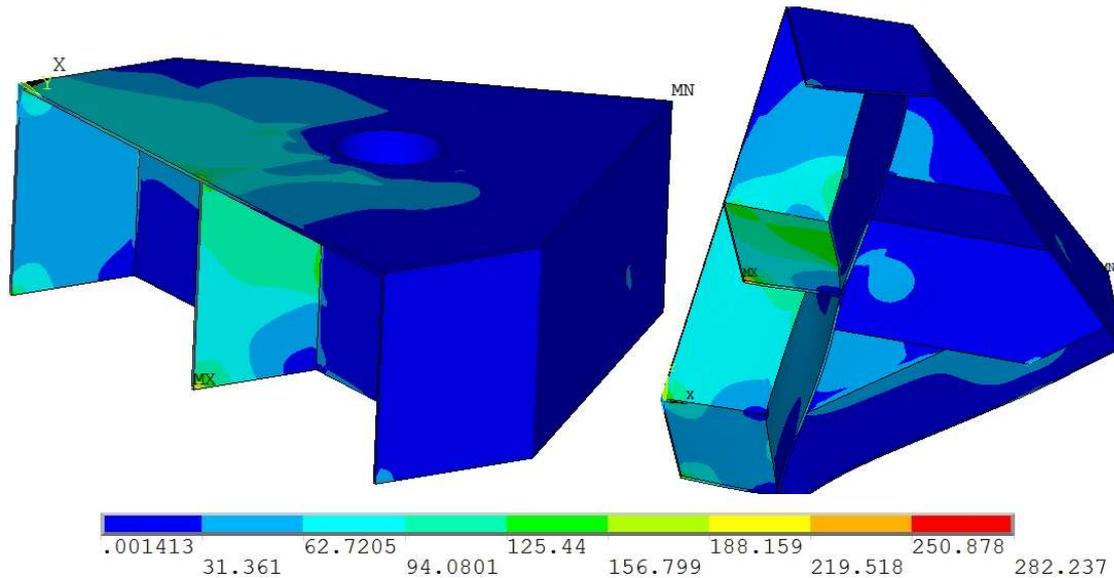


Tabela A.11. Valores das simulações realizadas no *bracket* inferior da geometria 5.

| Tamanho máximo do elemento (mm) | Número de elementos da malha | Número de nós da malha | Tensão máxima de von Mises (MPa) |
|---------------------------------|------------------------------|------------------------|----------------------------------|
| 30,0 | 92202 | 152908 | 278,96 |
| 27,0 | 117141 | 192515 | 288,06 |
| 23,0 | 176253 | 284436 | 300,59 |
| 20,0 | 235664 | 379502 | 293,89 |
| 18,5 | 275800 | 443724 | 313,26 |
| 18,0 | 320250 | 507083 | 333,48 |
| 17,5 | 364759 | 570685 | 335,85 |
| 17,0 | 394379 | 611393 | 318,97 |
| 16,5 | 440389 | 681751 | 319,75 |
| 15,5 | 514950 | 795453 | 315,00 |

Figura A.22. Distribuição de tensões de von Mises (em MPa).



- Geometria 6

A Fig. A.23 mostra os valores máximos de tensão de von Mises encontrados durante as simulações. É possível observar que os valores convergem a partir de malhas com 262 mil elementos. O intervalo assintótico apresenta valor de tensão máxima média de 340,00 MPa, com desvio padrão de 6,04 MPa. A variação entre os valores máximos de tensão é de 4,15% (ver Tab. A.12). A distribuição de tensões no bracket é apresentada na Fig. A.24.

Figura A.23. Distribuição da tensão máxima de von Mises (em MPa) pelo número de elementos da malha utilizada na simulação do *bracket* inferior da geometria 6.

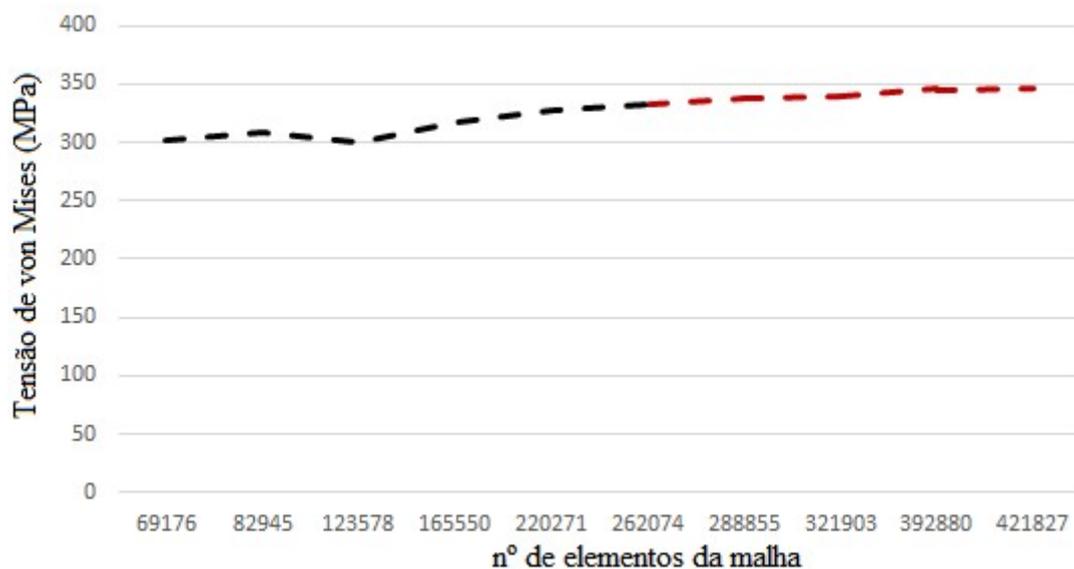


Tabela A.12. Valores das simulações realizadas no *bracket* inferior da geometria 6.

| Tamanho máximo do elemento (mm) | Número de elementos da malha | Número de nós da malha | Tensão máxima de von Mises (MPa) |
|---------------------------------|------------------------------|------------------------|----------------------------------|
| 32,5 | 69176 | 118089 | 301,62 |
| 30,0 | 82945 | 140203 | 307,99 |
| 26,0 | 123578 | 203615 | 299,44 |
| 23,0 | 165550 | 270054 | 316,67 |
| 20,0 | 220271 | 358364 | 327,00 |
| 18,5 | 262074 | 424912 | 331,77 |
| 17,5 | 288855 | 468886 | 337,05 |
| 17,0 | 321903 | 516813 | 339,44 |
| 16,4 | 392880 | 618121 | 345,61 |
| 16,0 | 421827 | 662301 | 346,14 |

Figura A.24. Distribuição de tensões de von Mises (em MPa).

