

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO SUCKOW DA
FONSECA – CEFET/RJ**

ESTUDO DE TENSÕES EM RISER RÍGIDO EM CATENÁRIA

GABRIEL MONTEIRO VIANA CABRAL

VITOR MENDES PEIXOTO

YAN JORDAN TRINDADE DE AZEVEDO

RIO DE JANEIRO

2021

GABRIEL MONTEIRO VIANA CABRAL

VITOR MENDES PEIXOTO

YAN JORDAN TRINDADE DE AZEVEDO

ESTUDO DE TENSÕES EM RISER RÍGIDO EM CATENÁRIA

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, do Departamento de Educação Superior do CEFET/RJ, do Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca.

Orientador: Prof. Dr. Paulo Pedro Kenedi

RIO DE JANEIRO

2021

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Central do CEFET/RJ

C117 Cabral, Gabriel Monteiro Viana
Estudo de tensões em Riser rígido em catenária / Gabriel
Monteiro Viana Cabral, Vitor Mendes Peixoto [e] Yan Jordan
Trindade de Azevedo – 2021.
76f.: il. color. + anexos, enc.

Projeto Final (Graduação) Centro Federal de Educação
Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, 2021.
Bibliografia: f. 75-76
Orientador: Paulo Pedro Kenedi

1. Engenharia mecânica. 2. Tubulação offshore.
3. Materiais – Fadiga. 4. Tubos flexíveis (Otimização).
I. Kenedi, Paulo Pedro (Orient.). II. Peixoto, Vitor Mendes.
III. Azevedo, Yan Jordan Trindade de. IV. Título.

CDD 620.1

Elaborada pelo bibliotecário Leandro Mota de Menezes – CRB/7 nº 5281

AGRADECIMENTOS

Primeiramente gostaria de agradecer a Deus, por ter me concedido saúde, sabedoria e suporte, para que eu entendesse a real necessidade dessa etapa e pudesse concluí-la na minha vida. Em segundo, agradeço a minha família pela vibração, apoio e encorajamento por cada passo dado. Aos meus avós, por terem me ensinado conceitos de vida, forjados na experiência, e me orientado ao caminho certo, sempre me mantendo na linha da virtude e dignidade. Aos meus tios e primos, por terem me dado apoio, de todas as naturezas, quando me deparei com dificuldade.

Em especial, agradeço aos meus irmãos e a minha afilhada, por serem a razão da minha persistência. Tento sempre me fazer espelho para o que o estudo e o conhecimento podem nos proporcionar. Me orgulho muito de vocês três, meus irmãos, Victória, Paulo Victor e Christian, e de você, Laura. Espero que a semente do conhecimento tenha florescido no coração de vocês.

Agradeço a minha companheira, Lorena, por ter me apoiado nos meus momentos de dificuldade, e por ser alguém com quem sei que sempre poderei contar. Você tem uma participação enorme nisso. Muito obrigado, meu amor.

Agradeço aos meus amigos, João e Caique, por me darem suporte todos esses anos, e por serem irmãos além dos que eu tenho. Um prazer enorme viver essa caminhada com vocês, meus irmãos. Crescemos juntos e sonhamos juntos em entrar numa faculdade. Hoje eu estou saindo e realizando parte do nosso sonho. Espero que esse seja apenas mais um entre muitos momentos felizes. Obrigado, Alexjordan.

Por fim, aos meus pais. Alexandra, minha mãe, por ter me dado todo o senso de educação e me doutrinado para ser um homem ético, íntegro e correto. Te devo muito por isso. Jair, meu pai, por ter florescido na minha mente a importância dos estudos na vida de alguém, e por ter me apoiado nesse meu primeiro passo dessa longa caminhada. Obrigado por ser meu melhor amigo. Sem sua ajuda eu não seria quem eu sou. Obrigado por ter me feito ir à guerra. Amo todos vocês, minha família.

“Irmão, você não percebeu que você é o único representante do seu sonho na face da Terra? Se isso não fizer você correr, chapa, eu não sei o que vai.”

Yan Jordan Trindade de Azevedo

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar, gostaria de agradecer a Deus. Nada seria possível sem Ele. Os privilégios que me proporcionou durante toda minha caminhada são imensuráveis, assim como a força nos momentos mais difíceis do caminho.

Agradeço, em especial, aos meus pais, Rosa e Adailton, por tudo que já abdicaram para me oferecer amor, apoio, carinho e todos os privilégios possíveis para facilitar e auxiliar as minhas conquistas. É impossível mensurar o que já fizeram por mim e a gratidão que sinto por cada gota de suor derramada por ambos para me criar. São meus pilares e meus maiores exemplos. Junto deles, agradeço a minha irmã e meus quatro avós que sonharam junto comigo com essa caminhada e em momento nenhum deixaram de me apoiar.

Agradeço a minha parceira de vida Giovanna pelo apoio incondicional. Todas as noites mal dormidas estudando ao meu lado só pela companhia, todos os carinhos e mimos recheados de amor durante as horas de estudo, todas os sorrisos nos momentos felizes e todos os colos nos momentos não tão felizes assim. Desde o vestibular você me apoia e serei e sou eternamente grato por todo esse amor. Ainda, agradeço a minha sogra Elisa, por toda a atenção, preocupação e sabedoria compartilhada comigo nesse período.

Desde o colégio recebo apoio também incondicional de meus irmãos Renan e Kaillani e Henrique. Me proporcionaram e proporcionam apoio, motivação e ambição de perseguir o meu melhor sempre, em todos os sentidos. Sou muito grato por cada um de vocês.

Por fim, agradeço aos meus companheiros nesse trabalho Gabriel e Yan por confiar e acreditar no projeto. Além deles, diversos outros colegas de curso se tornaram amigos próximos, pilares para minha formação. Aqui destaco Diego, Igor, Italo, Leonardo Ribeiro e Leonardo Rebouças. Sou grato por todo o apoio e companheirismo, sem eles não teria sido possível chegar até aqui.

Vitor Mendes Peixoto

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus e meus pais por me proporcionarem essa oportunidade. Meu pai, Nelson Cabral, e minha mãe, Elaine Cabral, foram minha base, não só na jornada universitária, como também na minha vida como um todo. Um especial obrigado ao meu pai, a quem me despedi dias antes da entrega desse trabalho.

Agradeço ainda à minha família, pelo apoio incondicional. Fui abraçado em todos os momentos e sou muito grato por tê-los por perto.

Estendo meus agradecimentos aos meus amigos de CEFET/RJ, com quem compartilhei as alegrias e tristezas ao longo da graduação. Cito aqui meus companheiros nesse trabalho, Yan Azevedo e Vitor Peixoto, além de Thomas Ramirez e Ítalo Vaz.

Um especial obrigado também à Leticia Garzon, pelo apoio incondicional nos piores momentos da graduação e com quem aprendi muito ao longo desse processo.

Gabriel Monteiro Viana Cabral

RESUMO

Devido a grande evolução dos métodos de obtenção de petróleo e a sua cada vez maior complexidade, os *Risers*, que fazem ligação e transporte dos fluidos entre o leito marinho e a plataforma de petróleo, têm sido importantes objetos de estudo para a obtenção de combustíveis fósseis.

Sob o ponto de vista mecânico, as implicações dos esforços, e as interações presentes entre o *Riser* e a plataforma petrolífera têm sido foco em pesquisas. Neste trabalho analisam-se situações decorrentes de esforços, tanto internos quanto externos do *Riser* rígido em sua configuração de catenária. Os esforços internos levam em consideração o peso próprio e pressões internas causadas a partir do fluido transportado. Como esforços externos, são considerados o efeito das correntes marinhas, do empuxo e da pressão externa. Um modelo analítico de catenária é desenvolvido para a descrição da disposição geométrica desta em função da sua rigidez e dos esforços (internos e externos) nela atuantes. Além da geometria, as tensões são estimadas para diversas combinações de parâmetros como: lâmina d'água, distância da plataforma de produção do poço ao leito marinho, além dos diversos carregamentos já citados.

Palavras-chave: *Riser* Rígido, Catenária, Análise de Tensões.

ABSTRACT

Due to the great evolution of methods for obtaining oil and its increasing complexity, Risers, which connect and transport fluids between the seabed and the oil platform, have been important objects of study for obtaining fossil fuels.

From a mechanical point of view, the implications of the efforts, and the interactions present between the Riser and the oil platform have been the focus on research. At this work situations resulting from efforts are analyzed, both internal and external, of the rigid Riser in its catenary configuration.

The internal forces take into account the self-weight and internal pressures caused by the transported fluid. As external efforts marine currents, buoyancy and external pressure are considered.

An analytical model of the catenary is developed to describe its geometrical arrangement as a function of its rigidity and the efforts (internal and external) acting on it.

In addition to geometry, strains and stresses are estimated for various combinations of parameters such as: water depth, distance from the well's production platform on the seabed, in addition to the various loads already mentioned.

Keywords: Rigid Riser. Catenary. Stress Analysis.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Desenho Esquemático de <i>Riser</i> Flexível.....	15
Figura 2 - Tipos de arquiteturas em <i>Risers</i> Flexíveis	16
Figura 3 - Tubo típico de SCR.....	17
Figura 4 - Arquitetura de um SCR	18
Figura 5 - Fluxograma de um projeto de um <i>Riser</i>	19
Figura 6 - Cabo parabólico e em catenária	22
Figura 7 - Desenho esquemático de aplicação de <i>Riser</i> em catenária livre.....	23
Figura 8 - Modelo de um tubo em catenária.....	24
Figura 9 - Desenho esquemático de tubo em catenária.....	25
Figura 10 - Ação dos esforços em um elemento infinitesimal	26
Figura 11 - Desenho Esquemático da Correnteza	36
Figura 12 - Decomposição da Força de Arrasto gerada pela Correnteza	39
Figura 13 - Eixos no Plano da Seção Transversal	40
Figura 14 - <i>Riser</i> 1: Disposição da catenária nos eixos x e z.....	50
Figura 15 - <i>Riser</i> 1: Tração Efetiva em função da distância X	51
Figura 16 - <i>Riser</i> 2: Disposição da catenária nos eixos x e z.....	55
Figura 17 - <i>Riser</i> 2: Tração Efetiva em função da distância X	56
Figura 18 - <i>Riser</i> 3: Disposição da catenária nos eixos x e z.....	59
Figura 19 - <i>Riser</i> 3: Tração ao longo do eixo x.....	60
Figura 20 - <i>Riser</i> 1 x <i>Riser</i> 2: Comparação de Disposição.....	63
Figura 21 - <i>Riser</i> 1 x <i>Riser</i> 2: Comparação de Esforços	64
Figura 22 - <i>Riser</i> 2 x <i>Riser</i> 3: Comparação de Disposição.....	66
Figura 23 - <i>Riser</i> 2 x <i>Riser</i> 3: Comparação de Esforços	67
Figura 24 - Tensão Equivalente X Diâmetro Interno do <i>Riser</i>	69
Figura 25 - Tensão Equivalente X Diâmetro Interno do <i>Riser</i>	71

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Estimativas de Transporte e de Velocidade Máxima da Corrente nos mares do Brasil	38
Tabela 2 - Condições de Contorno Iniciais.....	47
Tabela 3 - Propriedades mecânicas do ISO 3183 L450.....	48
Tabela 4 - Condições de Contorno <i>Riser 1</i>	48
Tabela 5 - Relação de dados nos pontos especificados no <i>Riser 1</i>	52
Tabela 6 - Relação entre Tensão Equivalente e Limite de escoamento do <i>Riser</i>	53
Tabela 7 - Condições de Contorno <i>Riser 2</i>	54
Tabela 8 - Relação de dados nos pontos especificados no <i>Riser 2</i>	57
Tabela 9 - Relação entre Tensão Equivalente e Limite de escoamento do <i>Riser 2</i> ..	57
Tabela 10 - Condições de Contorno <i>Riser 3</i>	58
Tabela 11 - Relação de dados nos pontos especificados no <i>Riser 3</i>	61
Tabela 12 - Relação entre Tensão Equivalente e Limite de escoamento do <i>Riser 3</i>	61
Tabela 13 - Condições de Contorno: <i>Riser 1</i> e 2	62
Tabela 14 - Condições de Contorno: <i>Riser 2</i> e 3	65
Tabela 15 - Tensão Equivalente por Espessura: Pontos Específicos	70
Tabela 16 - Tensão Máxima por Diâmetro: Pontos Específicos.....	72

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	12
1.1. MOTIVAÇÃO.....	13
1.2. JUSTIFICATIVA	13
1.3. OBJETIVO	13
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	14
2.1. RISERS FLEXÍVEIS.....	14
2.2. RISERS RÍGIDOS (SCR – STEEL CATENARY RISERS).....	16
2.3. PROJETO DE RISER	19
2.4. ESCALAS GLOBAL E LOCAL	20
2.5. A CATENÁRIA LIVRE	21
3. MODELO ANALÍTICO	24
3.1. ANÁLISE DE ESFORÇOS	24
3.1.1. O Diagrama de Corpo Livre	24
3.1.2. A Correnteza E Seus Efeitos	35
3.2. ANÁLISE DE TENSÕES	39
3.2.1. Tensão Equivalente	41
4. MODELO COMPUTACIONAL	43
4.1. ENTRADAS	43
4.2. DESCRIÇÃO.....	44
4.2.1. Parâmetros Iniciais	44
4.2.2. Início Do Programa.....	44
5. RESULTADOS	47
5.1. RISER 1	48
5.1.1. Geometria e Tração.....	49
5.1.2. Análises Seccionais.....	51
5.1.3. Conclusões Sobre <i>Riser 1</i>	53
5.2. RISER 2.....	53
5.2.1. Geometria e Tração	54
5.2.2. Análises Seccionais.....	56
5.2.3. Conclusões Sobre <i>Riser 2</i>	57
5.3. RISER 3.....	57
5.3.1. Geometria e Tração	58
5.3.2. Análises Seccionais.....	60
5.3.3. Conclusões sobre <i>Riser 3</i>	61
5.4. COMPARAÇÕES ENTRE RISERS.....	61
5.4.1. <i>Riser 1 x Riser 2</i>	62

5.4.2. <i>Riser 2 x Riser 3</i>	65
5.5. A RELAÇÃO TENSÃO X SEÇÃO TRANSVERSAL.....	68
5.5.1. Cenário 1 – Diferentes Espessuras	69
5.5.2. Cenário 2 – Diferentes Diâmetros.....	70
6. CONCLUSÃO.....	73
TRABALHOS FUTUROS	74
7. REFERÊNCIAS	75
8. ANEXO A - MODELO NUMÉRICO EM MATLAB APLICADO AO RISER 1	77

1. INTRODUÇÃO

Desde o início do seu período de exploração de petróleo no Brasil, datado em 1894, a obtenção de petróleo tem fomentado pesquisas de diversas áreas, visando a sua busca em ambientes cada vez mais propícios à sua existência. (MORAIS, 2013).

A partir do conhecimento que o país tinha uma vasta fonte petrolífera a ser explorada, investimentos de grande porte, buscando a autossuficiência nacional perante a exploração dessa importante fonte energética, cresceram exponencialmente. Uma onda de avanço em direção ao mar, visando uma busca por bacias cada vez mais ricas em petróleo, começou. Essa grande busca veio acompanhada da grande dificuldade da engenharia para dar soluções aos problemas muitas vezes inéditos. A pesquisa aplicada então contribuiu para o avanço dos métodos de exploração e obtenção do petróleo (MORAIS, 2013).

Os avanços se deram em diversas frentes, tais como: prospecções de bacias sedimentares, imagens sísmicas e prospecções geológicas subsuperficiais. Os resultados das análises feitas indicaram os locais com maiores probabilidades de existência de petróleo, gerando a primeira grande onda de expansão marítima no território brasileiro para a exploração de petróleo (MORAIS, 2013).

Após a fase inicial sobre as probabilidades de localização das jazidas de petróleo, um olhar mais focado sobre as propriedades mecânicas e necessidades de projetos para tal tipo de exploração, começou a ser buscado nas pesquisas. (MORAIS, 2013).

Métodos de projeto de *pipelines* foram desenvolvidos, junto com novos métodos de instalação de *Risers* de extração de petróleo, e seus métodos de operações. Dentre os projetos desenvolvidos, fatores importantes como variação de pressão, de temperatura e de geometria eram levados em consideração. Atualmente, dentre os tipos de tubos mais utilizados, encontra-se o *Riser*, pois se adequa a diversos tipos de exploração *offshore* (BAI, 2005)

1.1. MOTIVAÇÃO

Dentre as configurações utilizadas para a instalação de *Risers* em alto mar, a configuração de catenária é uma das mais usadas. A sua descrição mecânica envolve cálculos relativamente sofisticados, baseados em geometria diferencial. As suas próprias dimensões, o comprimento sendo milhares de vezes maior que o seu diâmetro produzem, por si só, um desafio bastante importante para o modelamento em engenharia mecânica. A motivação, portanto, passa pela solução de um problema de engenharia mecânica bastante sofisticado, em que o próprio peso do *Riser* em catenária, entre outras variáveis, induz a sua configuração de equilíbrio final.

1.2. JUSTIFICATIVA

Considera-se como justificativa para escolha deste tema para este trabalho, que o modelamento matemático analítico do *Riser* em catenária, envolve tanto os conhecimentos aprendidos no curso de engenharia mecânica quanto conhecimentos adicionais de geometria diferencial, de utilidade bastante importante para a descrição de estruturas esbeltas, onde a configuração de equilíbrio final depende, entre outros fatores, de seu próprio peso.

1.3. OBJETIVO

Este trabalho tem como objetivo a geração de um modelo analítico, baseado em geometria diferencial, para a descrição matemática de um *Riser* em configuração de catenária. Além de sua disposição espacial, em um plano vertical, o modelo visa estimar a variação dos esforços axiais e de momento fletor pelo seu comprimento, bem como suas tensões longitudinais geradas. Além do peso próprio (descontado do empuxo), outros carregamentos são abordados como os relativos as correntes. Um estudo paramétrico é implementado para a geração de resultados, função de condições de contorno e de carregamentos diversos. Estes resultados podem ser usados como pré-projeto para verificação da viabilidade técnica de instalação de *Riser*.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo visa discorrer sobre:

- Uma breve introdução sobre os tipos de *Risers*, suas funções e configurações, destacando-se *Risers* rígidos e flexíveis;
- Descrição e etapas de um projeto de escoamento de petróleo offshore, do leito marinho a superfície do mar, com utilização de *Risers*;
- Descrição dos modelos de escala;
- Uma breve descrição sobre o conceito de tubos em catenária.

A principal função dos sistemas de *Risers* é facilitar o transporte seguro de fluidos e gases entre o fundo do mar e a plataforma de petróleo. Segundo BAI (2005), sistemas de *Risers* são essencialmente tubos condutores conectando flutuadores na superfície e poços no fundo do mar. E são basicamente classificados como rígidos ou flexíveis. Independente da classificação, os *Risers* devem ser projetados para suportar carregamentos externos enquanto mantém o escoamento em seu interior do solo marinho à plataforma de produção na superfície do mar.

2.1. RISERS FLEXÍVEIS

Risers flexíveis são tubos com baixa rigidez à flexão e alta rigidez axial, compostos por camadas poliméricas e metálicas. Em tese, as estruturas metálicas são modeladas para suportar carregamentos axiais, torcionais e flexionais, além da carga de pressão. Os elementos de poliméricos são tubos ou “camisas poliméricas”, e têm o objetivo de precaver vazamentos. A Fig. 1 mostra um desenho esquemático de um riser flexível, onde pode-se observar as camadas características desse modelo de tubo. Dentre suas principais vantagens, destaca-se a fácil instalação, fácil manutenção e armazenamento, além de um modelo de conexão com a estrutura flutuante que permite maiores movimentos.

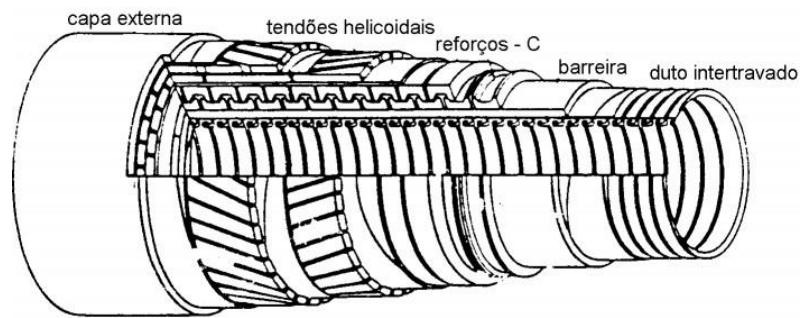


Figura 1 – Desenho Esquemático de *Riser* Flexível

Fonte: PESCE (1997)

SPARKS (2007), em sua obra sobre fundamentos da mecânica *offshore*, exhibe que *Risers* flexíveis podem apresentar diferentes arquiteturas de instalação, como mostrado na Fig. 2. Em ambientes favoráveis, ainda de acordo com SPARKS (2007), os tubos flexíveis podem ser utilizados em catenária (*free-hanging*). Porém, em ambientes mais severos, é comum a utilização de flutuadores, que auxiliam no controle de tensão no ponto superior e ainda modificam o posicionamento do *touch-down-point*.

O fato do tipo flexível de *Riser* estar construído em diferentes camadas dificulta a análise mecânica do mesmo. Os componentes constituintes apresentam atributos dispares, como propriedades químicas, mecânicas e geométricas. A complexidade se dá na forma de distribuição dos carregamentos entre as camadas. Apesar da heterogeneidade de informação e dados em relação às diferentes camadas, algumas obras analisaram com sucesso propriedades e concepções mecânicas em *Risers* flexíveis.

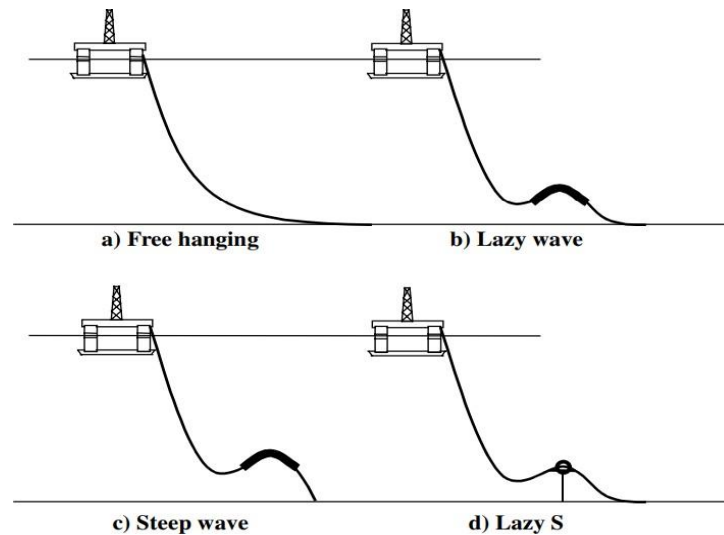


Figura 2 - Tipos de arquiteturas em *Risers* Flexíveis

Fonte: SPARKS (2007)

PESCE (1997), com uma condução analítica e experimental, trata dos problemas de determinação da configuração estática de equilíbrio e da resposta dinâmica de linhas submersas em configuração de "catenária direta". O trabalho dá ênfase ao estudo da distribuição de curvatura nas extremidades do vão suspenso, junto ao ponto de contato com o leito marinho e junto à unidade flutuante. A solução analítica do problema comparada aos resultados experimentais, produziram resultados coerentes.

2.2. RISERS RÍGIDOS (SCR – STEEL CATENARY RISERS)

O modelo de *Riser* escolhido para estudo neste presente trabalho foi o *Riser* rígido em catenária, conhecido como SCR (*Steel Catenary Riser*). Esses são dutos metálicos, geralmente fabricados em liga de aço. O SCR é uma alternativa econômica para exportação de óleo e gás e para linhas de injeção de água em campos de águas profundas, onde os *Risers* flexíveis de grande diâmetro apresentam limitações técnicas e econômicas. Um SCR é um *Riser* suspenso sem flutuadores ou dispositivos flutuantes.

TSUKADA (2009) apresenta algumas vantagens dos SCRs em relação a outros conceitos de *Risers*, como: podem ser utilizados em ambientes com carregamentos maiores; esse sistema é relativamente mais simples e de custo menor que os de tubos flexíveis. Ainda de acordo com TSUKADA (2009), a principal

desvantagem desse sistema é uma elevação no carregamento a ser suportado pela plataforma flutuante.

A Fig. 3 apresenta um tubo típico de SCR.



Figura 3 - Tubo típico de SCR

. Fonte: RUBIN (2006)

Em SPARK (2007), expõe-se que o primeiro sistema SCR instalado foi em 1994. Desde então, a aplicação deste tipo de sistema tem sido progressiva e vem sendo amplamente utilizada para soluções em águas profundas.

Steel Catenary Risers e *Risers* flexíveis em *free-hanging* possuem diversas semelhanças. Dentre essas semelhanças, estão problemas com grandes flutuações e grandes movimentos no *touch-down-point*, aumentando a possibilidade de falha por fadiga. Para este trabalho, não foi encontrado soluções semelhantes para SCR. SPARK (2007) expõe que esse modelo está em estudo para ser aplicado em tubos rígidos.

Segundo a *American Bureau of Shipping* (2016) a movimentação da plataforma flutuante e a parte do tubo em contato com o solo são os grandes pontos de atenção para o projeto de um *Steel Catenary Riser*, em particular em relação a capacidade de resistência a fadiga. Já TSUKADA (2009) apresenta que a fadiga, em um projeto de SCR, origina-se do movimento das ondas, movimentos da plataforma flutuante e de vibrações induzidas por vórtices (VIV).

TSUKADA (2009) caracteriza o comportamento dinâmico de tubos rígidos em

formação catenária sob efeitos do VIV, sob uma ótica numérica e experimental. Com isso, observa a fadiga como um dos principais resultados deletérios do VIV.

Gonzalez *et al.* (2005) também observa a influência do VIV devido às correntezas na fadiga em um SCR. Porém, além disso, destaca os movimentos induzidos por ondas no topo também como um fator relevante quando se trata de fadiga no tubo, apontando o topo e o *touch-down-point* como zonas críticas.

O *touch-down-point* (TDP) é citado como zona crítica de produção de fadiga não só por Gonzalez *et al.* (2005), mas também por diversos outros trabalhos e *papers*. A *American Bureau of Shipping* (2016) cita que na área do TDP pode haver trincheiras ou valas abertas pelo tubo. BAI (2005) atribui a abertura dessas trincheiras aos movimentos oscilatórios no tubo, como o movimento da plataforma, ondas ou VIV. Essas zonas de trincheiras são chamadas de *buried zones*. A Fig. 4 ilustra uma arquitetura de SCR.

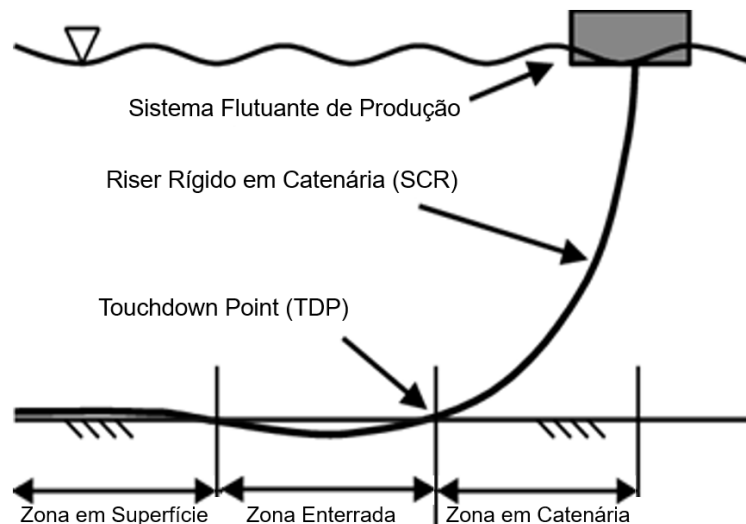


Figura 4 - Arquitetura de um SCR

Fonte: BRIDGE (2003)

Para um projeto de sistemas *offshore* e *Risers*, BAI (2005) deixa claro ainda que há condições extremas da natureza, na qual o projeto deve estar preparado para enfrentar, como: ventos fortes, oscilações e correntes fortes, neve, gelo e terremotos.

2.3. PROJETO DE RISER

PESCE (1997) descreve o fluxograma de um projeto de sistema de *Risers* de maneira extremamente didática. A Fig. 5 apresenta o fluxograma proposto:

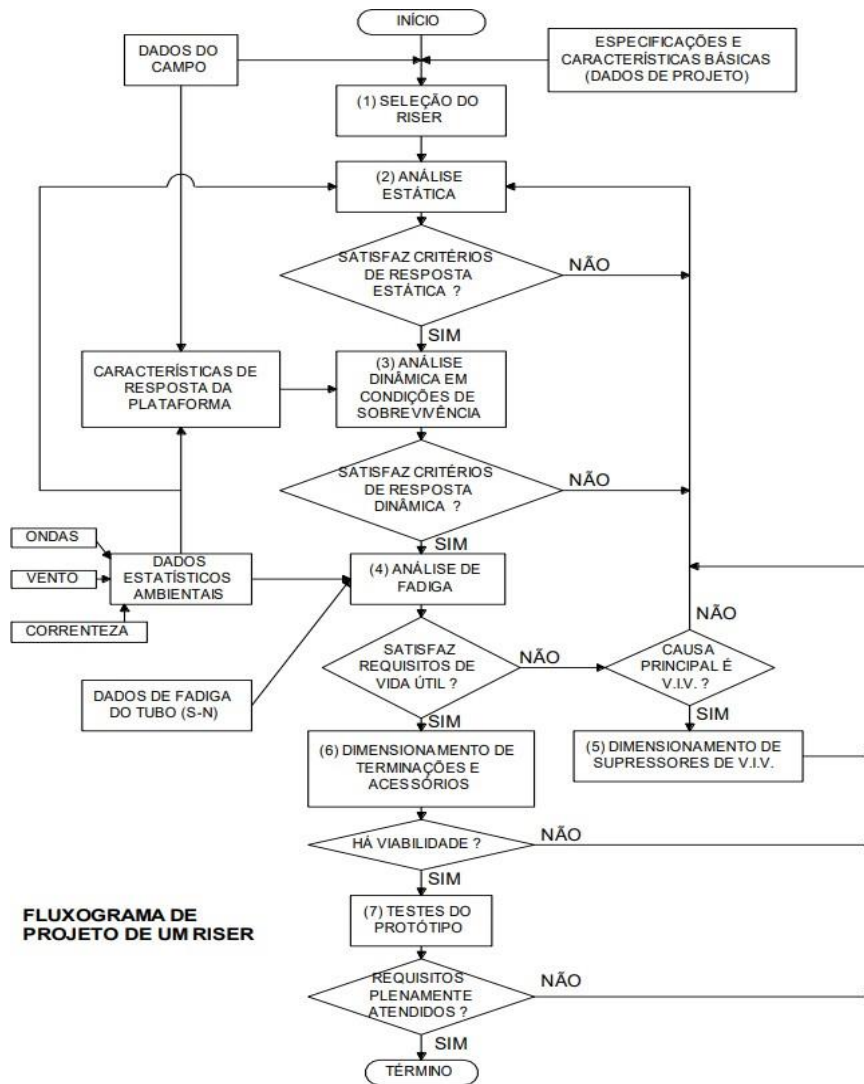


Figura 5 - Fluxograma de um projeto de um *Riser*

Fonte: PESCE (1997)

PESCE (1997) descreve sete passos que fundamentam um projeto de *Riser*.

- Seleção do *Riser*;
- Análise estática;
- Análise dinâmica;

- d) Análise de fadiga;
- e) Dimensionamento de supressores de VIV;
- f) Dimensionamento de terminações;
- g) Testes.

Na seleção do *Riser*, o trabalho de PESCE expõe alguns pontos relevantes para essa fase do projeto, como: (i) tração que será suportada pela plataforma; (ii) ângulo de saída da conexão da plataforma; (iii) resistência hidrostática. Nessa fase, é importante ainda conhecer o ambiente na qual o projeto estará inserido.

A fase de análise estática, dinâmica e de fadiga, tem-se o estudo das aplicações dos carregamentos, principalmente daqueles causadores de fadiga. Nessa fase, o ponto crucial é conhecer a resposta do tubo às situações específicas na qual ele será submetido.

O dimensionamento de supressores de VIV se torna importante para avaliar a vida útil do sistema, dado que o VIV é um dos principais causadores de fadiga na estrutura. Já no dimensionamento de terminações é onde se estabelecem os critérios para aplicação de *bending stiffeners* e *flexible joints* (respectivamente, enrijecedores de flexão e juntas flexíveis).

Em relação aos testes, PESCE (1997) estabelece uma classificação interessante, dividindo em testes de curta duração e longa duração. Os de curta duração buscam verificar a resistência estrutural e os parâmetros assumidos em projeto. Os testes de longa duração dizem respeito à fadiga.

2.4. ESCALAS GLOBAL E LOCAL

Para a realização da análise estrutural é comum a literatura reconhecer duas escalas distintas: (i) global e (ii) local.

- (i) Na escala global, produz uma visão geral dos carregamentos. A resposta do *Riser* em relação a sua posição e movimentação quando sujeito a

carregamentos externos é analisado observando o *Riser* como um todo. A análise global é realizada fazendo-se uso de elementos de barra, treliças ou tubos. O objetivo do uso desses elementos é simplificar a incorporação dos efeitos não-lineares e dinâmicos. Segundo TEÓFILO (2010), a análise global tem por finalidade definir os deslocamentos, movimentações e rotações para examinar a resistência e a fadiga do *Riser*. GAY NETO (2012) apresenta que a análise global pode funcionar como *input* (dados de entrada) para uma análise local, ou ainda conclui-se que é possível observar zonas críticas pelo método global, que serão mais bem estudadas no método local.

- (ii) A análise local, comumente realizada utilizando o método de elementos finitos, é um estudo aprofundado em determinadas seções do tubo. Esse tipo de análise privilegia o detalhamento de uma seção transversal. Com o método de elementos finitos, é possível definir uma malha de análise sobre a seção estudada, a fim de estudar a geração de tensões e deformações a partir dos efeitos dos carregamentos externos.

A análise global e análise local são complementares e de importância relevante no projeto de sistemas *offshore*.

2.5. A CATENÁRIA LIVRE

Os cabos são os elementos estruturais delgados, longos e flexíveis. São planejados para suportar carregamentos axiais de tração. Podem se ajustar a forças concentradas, assumindo diferentes geometrias. A temática dos cabos fundamenta-se, genericamente, em equacionar as expressões que os retratam, calcular os valores dos esforços atuantes e aferir seus comprimentos totais. Suas aplicações na engenharia são vastas, podendo ser encontrados em projetos de pontes suspensas, teleféricos, projetos de linhas de transmissão ou em projetos de sistemas mecânicos *offshore*.

Como exemplo da ampla aplicação, destaca-se o trabalho de DE OLIVEIRA (2016), que propõe o estudo em tirolesas em catenária para auxílio no escoamento de produção agrícola. Já DA SILVA (2012), utiliza-se da aplicação em transmissão

de energia elétrica, em seu trabalho sobre aplicação de sistemas com memória de forma em linhas de transmissão para mitigação da catenária.

Quanto ao carregamento, a literatura geralmente divide-se em cabos parabólicos e cabos em catenária. Para cabos parabólicos tem-se uma carga vertical externa. Já para cabos em catenária, o cabo está sujeito apenas ao peso próprio. Pode ser visto na Fig. 6 tal diferença.

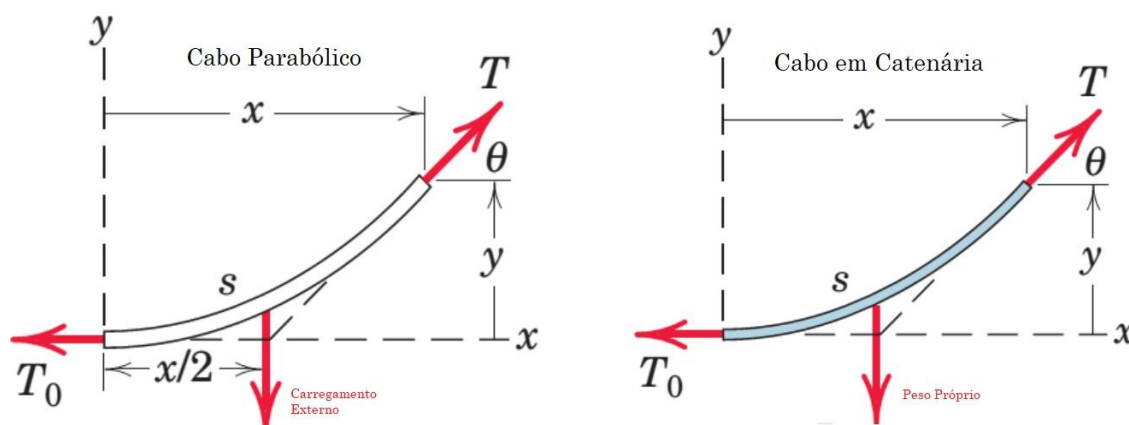


Figura 6 - Cabo parabólico e em catenária

Fonte: Adaptado GOLIATT e CURY (2015)

Para a aplicação em sistemas de *Risers*, a teoria de cabo em catenária livre se adequa melhor, pelo menos quanto a seu desempenho axial. Segundo PINTO OLIVEIRA (2017), a utilização de *Risers* em catenária se dá devido ao menor número de componentes, gerando um menor custo com equipamentos e instalação. Para efeitos de comparação, na já citada configuração *lazy-wave* teria-se que incluir flutuadores distribuídos no *Riser*.

Na Fig. 7 mostra-se, de forma esquemática, um *Riser* em catenária livre, com os carregamentos internos e externos.

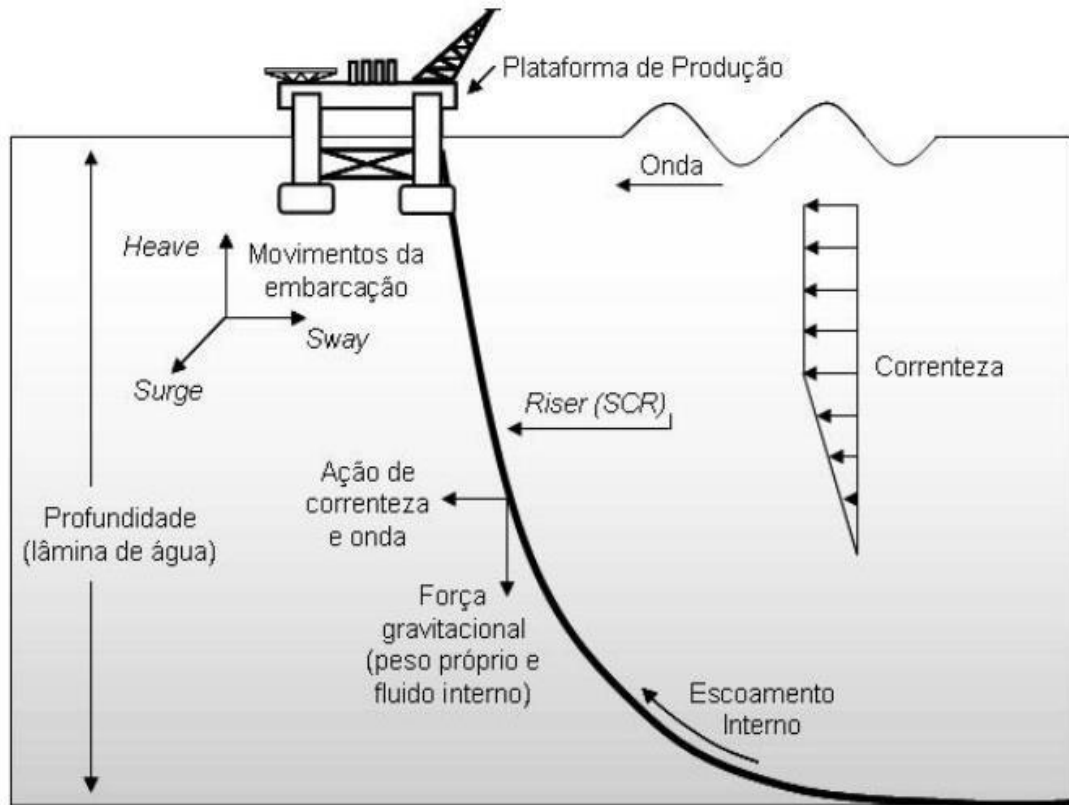


Figura 7 - Desenho esquemático de aplicação de *Riser* em catenária livre

Fonte: VALDÍVIA et al (2007)

Um fator importante a se considerar na aplicação de *Risers* em catenária livre é a profundidade de ambiente de utilização. Uma maior profundidade aumenta a relação comprimento/diâmetro do tubo, fazendo com que o equipamento seja mais suscetível a maiores deslocamentos, que podem diminuir a estimativa de vida útil do *Riser*, dado um provável aumento do carregamento de fadiga.

3. MODELO ANALÍTICO

Para se chegar nas equações que regem o modelo numérico foi montado um modelo analítico. O modelo expõe um *Riser* configurado em catenária livre, assumindo um leito marinho horizontal. A situação representada na Fig. 8 exemplifica a situação considerada para análise. Tem-se o *Riser* em um plano vertical, coincidindo com o plano x-y. Além disso, é negligenciado o efeito de outras forças dinâmicas para esse primeiro momento.

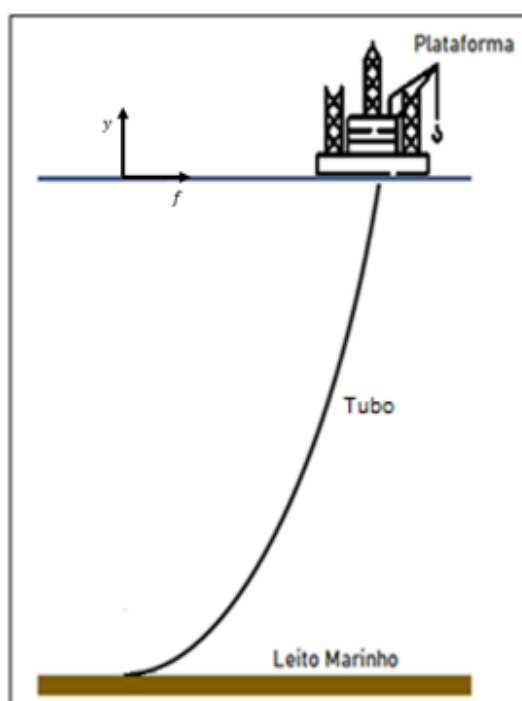


Figura 8 - Modelo de um tubo em catenária

Fonte: Elaborado pelo autor (2021)

3.1. ANÁLISE DE ESFORÇOS

Neste item é obtida a geometria do *Riser* rígido, função de seu peso próprio menos o empuxo, além da distribuição dos esforços nas seções transversais.

3.1.1. O Diagrama de Corpo Livre

Para a definição de variáveis geométricas, a Fig. 9 foi utilizada.

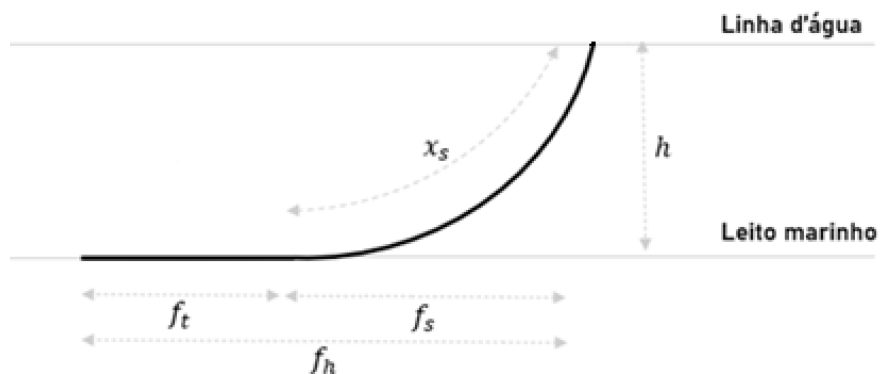


Figura 9 - Desenho esquemático de tubo em catenária

Fonte: Elaborado pelo autor (2021)

Onde:

h = Altura do leito marinho até a linha d'água;

f_t = Comprimento do tubo no leito marinho;

f_h = Comprimento do tubo da projeção da plataforma no leito marinho até o ponto de ancoragem;

f_s = Projeção Horizontal do trecho de catenária elevada;

x_s = Comprimento do tubo suspenso;

θ = Ângulo entre a direção da força de tração e a linha d'água.

Define-se um elemento infinitesimal na Fig. 10, onde:

w = Peso por comprimento;

$d\theta$ = Diferencial do ângulo da força de tração devido à curvatura do tubo.

Da situação mostrada na Fig. 10, a partir de um elemento infinitesimal de um tubo para análise, gera-se um diagrama de corpo livre, e são obtidas as equações finais utilizadas no programa computacional.

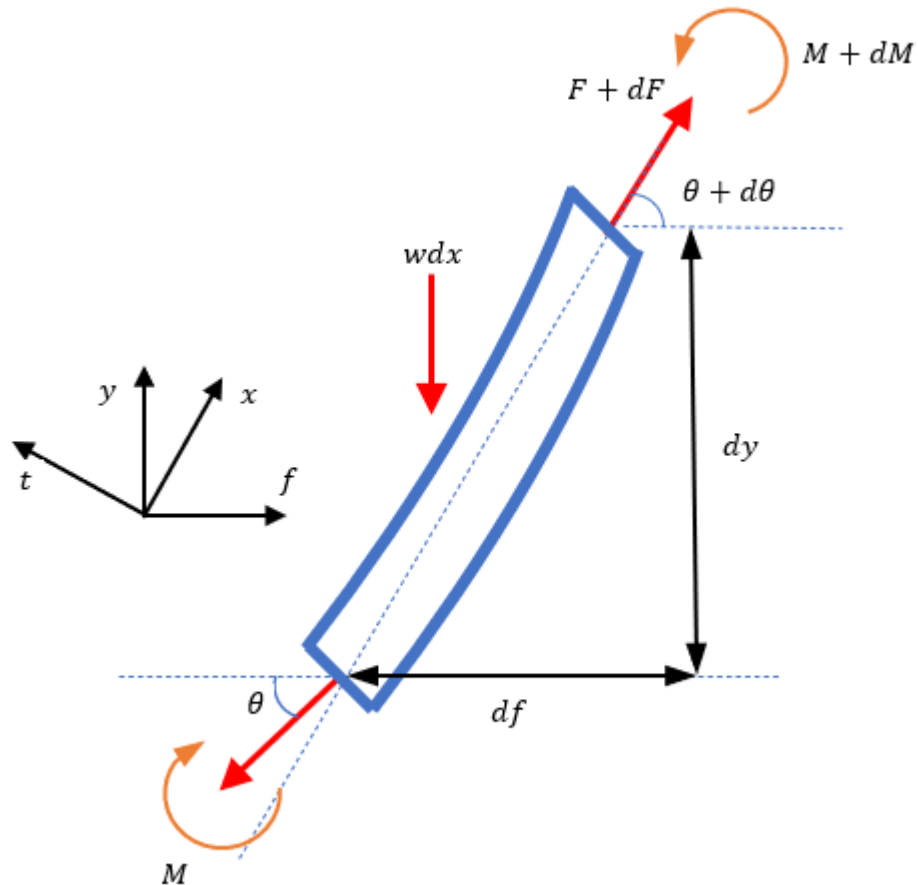


Figura 10 - Ação dos esforços em um elemento infinitesimal

Fonte: Elaborado pelo autor (2021)

Com a definição de variáveis, seguiu-se para a etapa do Diagrama de Corpo Livre (DCL). Para tal, o Eixo de coordenadas foi rotacionado para ficar paralelo a direção do tubo.

Para o DCL, faz-se:

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_t = 0$$

$$\sum M = 0$$

PATEL e SEYED (1995) e PESCE (1997) afirmam que o efeito da

extensibilidade é desprezível na determinação do equilíbrio estático e, portanto, o mesmo também será desconsiderado. Desconsidera-se, ainda, os efeitos de torção.

Seguindo com a determinação do equilíbrio estático, para o Eixo X tem-se:

$$\sum F_x = 0$$

$$F - (F + dF) \cos(d\theta) - w \operatorname{sen} \theta dx = 0$$

Considera-se que o cosseno de $d\theta$ é igual a 1, pois $d\theta$ é um valor muito pequeno, que tende a zero. Logo, tem-se:

$$F - F + dF - w \operatorname{sen} \theta dx = 0$$

$$dF = w \operatorname{sen} \theta dx \quad (1)$$

Para o Eixo t, tem-se:

$$\sum F_t = 0$$

$$-w \cos \theta dx - F \operatorname{sen}(d\theta) = 0$$

Considera-se que $\operatorname{sen} d\theta = d\theta$, pois $d\theta$ é um valor muito pequeno. Logo, tem-se:

$$-w \cos \theta dx + F d\theta = 0$$

(2)

Para resolução do sistema diferencial que encontra-se em (1) e (2), divide-se (1) por (2):

$$\frac{dF}{F} = \frac{w \operatorname{sen} \theta d\theta}{w \cos \theta}$$

$$\frac{dF}{F} = \frac{\operatorname{sen} \theta}{\cos \theta} d\theta$$

Integra-se a equação acima do *touch-down-point* (TDP) até qualquer ponto do

Riser:

$$\int_{F_0}^F \frac{dF}{F} = \int_{\theta_0}^{\theta} \frac{\text{sen}\theta}{\text{cos}\theta} d\theta$$

$$\ln\left(\frac{F}{F_0}\right) = \ln\left(\frac{\text{cos}\theta_0}{\text{cos}\theta}\right)$$

$$\frac{F}{F_0} = \frac{\text{cos}\theta_0}{\text{cos}\theta}$$

Faz-se θ_0 como o ângulo do ponto de contato entre a linha do tubo e o leito marinho, com isso $\theta_0 = 0$. Assim, tem-se:

$$F = \frac{\text{cos}\theta_0}{\text{cos}\theta} F_0 \quad (4)$$

$$F = \frac{1}{\text{cos}\theta} F_0$$

$$F_0 = F \text{cos}\theta \quad (5)$$

Toma-se F_h como a componente horizontal da força de tração no tubo. Então tem-se que, pela Fig. 10:

$$F_h = F \text{cos}\theta$$

Logo $F_h = F_0$. Assim, tem-se que a força de tração no *touch-down-point* e a componente força de tração horizontal na base acima da linha d'água compartilham valores iguais.

Para o equilíbrio de momentos, tem-se:

$$\sum M = 0$$

$$M + dM - M + F \text{sen}\theta df - F \text{cos}\theta dy + \frac{W dx df}{2} = 0$$

Considerando $\frac{W dx df}{2} = 0$, pois $dx df$ é muito pequeno, tem-se:

$$dM = F \operatorname{sen} \theta df - F \operatorname{cos} \theta dy$$

Dada as relações trigonométricas observadas na figura do DCL, vê-se que:

$$F \operatorname{cos} \theta = F_0 (\text{tração horizontal})$$

$$F \operatorname{sen} \theta = wx (\text{componente vertical})$$

Assim tem-se:

$$dM = F_0 dy - wx df$$

$$F_0 dy - wx df = 0$$

Ao se tratar do momento fletor, para as equações constitutivas do problema, temos $\epsilon_o = \frac{N}{EA}$, proveniente da Lei de Hooke, onde EA é a rigidez axial do elemento infinitesimal e N é o esforço normal atuando sobre o elemento deformado. Tem-se ainda $M = \frac{d\theta}{dx} EI$, onde EI é a rigidez à flexão do elemento infinitesimal. Define-se $\frac{d\theta}{dx}$ como a curvatura na coordenada x . Neste trabalho, trata-se a curvatura como χ .

Continua-se o desenvolvimento da solução analítica. Substitui-se (4) em (2). Assim:

$$\frac{\operatorname{cos} \theta_0}{\operatorname{cos} \theta} F_0 d\theta = w \operatorname{cos} \theta dx \quad (6)$$

$$dx = \frac{F_0 \operatorname{cos} \theta_0}{w \operatorname{cos}^2 \theta} d\theta$$

Que a partir da sua integração:

$$\int_{x_0}^x dx = \int_{\theta_0}^{\theta} \frac{F_0 \operatorname{cos} \theta_0}{w \operatorname{cos}^2 \theta} d\theta$$

$$x - x_0 = \frac{F_0 \operatorname{cos} \theta_0}{w} (\tan \theta - \tan \theta_0) \quad (7)$$

Tem-se em (7) a primeira equação de um conjunto de equações onde serão aplicadas as condições de contorno, para se alcançar as expressões que resultam no comprimento do tubo e no formato do tubo em função da altura.

Como dx tem relações trigonométricas com df e dy , utiliza-se de substituições dessas relações em (6) para se chegar nas equações análogas a (7).

Assim, sabe-se que:

$$df = \cos\theta dx$$

Substitui-se a equação acima em (6):

$$\frac{\cos\theta_0}{\cos\theta} F_0 d\theta = \frac{w \cos\theta df}{\cos\theta}$$

$$\frac{\cos\theta_0}{\cos\theta} F_0 d\theta = w df$$

$$df = \frac{\cos\theta_0}{w \cos\theta} F_0 d\theta$$

Que a partir da sua integração:

$$f - f_0 = \frac{F_0 \cos\theta_0}{w} \left(\ln \left(\frac{1}{\cos\theta} + \tan\theta \right) - \ln \left(\frac{1}{\cos\theta_0} + \tan\theta_0 \right) \right) \quad (8)$$

De modo análogo, tem-se:

$$dy = \sin\theta dx$$

Substitui-se a equação acima em (6):

$$\frac{\cos\theta_0}{\cos\theta} F_0 d\theta = \frac{w \cos\theta dy}{\sin\theta}$$

$$dy = \frac{\cos\theta_0 \sin\theta}{w \cos^2\theta} F_0 d\theta$$

Que a partir da sua integração:

$$y - y_0 = \frac{F_0 \cos \theta_0}{w} \left(\frac{1}{\cos \theta} - \frac{1}{\cos \theta_0} \right) \quad (9)$$

Com isso, tem-se o conjunto de equações (7), (8) e (9) para aplicação das condições de contorno.

Para definição da curvatura, definida acima como χ , utiliza-se a igualdade expressa na equação (6).

Desta forma, aplica-se no TDP, onde $\theta_0 = 0$, no que resulta em:

$$\chi = \frac{d\theta}{dx} = \frac{w \cos^2 \theta}{F_0}$$

Então, se faz uso das devidas relações trigonométricas. Assim, obtem-se a equação da curvatura:

$$\chi = \frac{w}{F_0} \left(\frac{1}{1 + \left(\frac{wx}{F_0} \right)^2} \right) \quad (10)$$

Dado que no TDP, $x = 0$, importante notar que no TDP a curvatura é definida como:

$$\chi = \frac{w}{F_0}$$

Definida a curvatura, retorna-se para aplicação das condições de contorno para solução das equações (7), (8), (9). Define-se $f_0 = 0$, $y_0 = -h$ e $x_0 = 0$. Essas condições partem da hipótese que a origem da coordenada horizontal e vertical estão no *touch-down-point* e na linha d'água, respectivamente. Como θ_0 é o ângulo de contato entre o tubo e o leito marinho, tem-se $\theta_0 = 0$, para a hipótese considerada. Ao se empregar as condições definidas na equação (8), tem-se:

$$f = \frac{F_0}{w} \left(\ln \left(\frac{1}{\cos \theta} + \tan \theta \right) \right)$$

$$\frac{fw}{F_0} = \ln\left(\frac{1}{\cos\theta} + \tan\theta\right)$$

Para se chegar nas equações da forma e comprimento do tubo, foi utilizado auxílio de Faltinsen, em seu modelo estático descrito no Capítulo 8. Com isso, tem-se:

$$\sinh\left(\frac{wf}{F_0}\right) = \frac{1}{2}\left(\frac{1 + \sin\theta}{\cos\theta} - \frac{\cos\theta}{1 + \sin\theta}\right) = \tan\theta$$

$$x = \frac{F_0}{w} \left(\sinh\left(\frac{w}{F_0} f\right) \right) \quad (11)$$

$$y = \frac{F_0}{w} \left(\cosh\left(\frac{w}{F_0} f\right) - 1 \right) - h \quad (12)$$

Assim, em (11) tem-se a expressão que descreve o comprimento do tubo em catenária, dada uma força F_0 . Em (12), observa-se a equação do formato do tubo, dado uma posição f e uma força F_0 .

Para se chegar na expressão da tração, foram combinadas as equações (5) e (9), e obtém-se:

$$F = \frac{F_h}{\cos\theta} = F_h + w(y + h) \quad (13)$$

Um ponto a se destacar neste momento é em relação a força de tração. Sabe-se que, dado que o tubo encontra-se imerso em água, tem-se uma força de empuxo atuando sobre o tubo, logo:

$$F = F' - \rho g y A \quad (14)$$

Onde,

ρ = massa específica do material empregado no *Riser*;

A = área da seção transversal do *Riser*.

Por Faltinsen, sabe-se que $\cosh\left(\frac{wf}{F_0}\right) = \frac{1}{\cos\theta}$. Utilizando essa definição e

combinando com (12), (13) e (14), obtem-se em (15) uma equação em que leva em consideração os efeitos do empuxo para decrementar a força F' :

$$F' = F_h + wh + yw + ypgA \quad (15)$$

Sendo a equação (15) a equação que expressa a tração aplicada ao longo do tubo.

É possível, também, definir o comportamento do momento na equação.

Pela convenção utilizada, conforme o tubo se distancia da linha d'água e se aproxima do leito marinho, y se torna cada vez mais um valor negativo. Com isso, tem-se que a tração máxima é dada em $y = 0$ (ponto de conexão com a plataforma).

Se fazendo $y = 0$ em (15) obtem-se a tração máxima, aplicando $y = 0$ em (12) o resultado será a projeção horizontal da parte suspensa do tubo.

$$h = \frac{F_0}{w} \left(\cosh \left(\frac{w}{F_0} f \right) - 1 \right)$$

$$f(h) = \frac{F_0}{w} \left(\cosh^{-1} \left(\frac{w}{F_0} h + 1 \right) \right)$$

Onde $f(h)$ determina a relação da coordenada horizontal do segmento de tubo, em função da altura h .

Para contemplar o efeito da rigidez flexional, se faz necessário descrever h e f em função de x , comprimento do elemento diferencial em estudo.

Pelas relações trigonométricas observadas no DCL, tem-se que:

$$F_{vertical} = F \sen \theta = wx$$

Via relações trigonométricas simples associadas ao teoremas de pitágoras chega-se a:

$$\frac{df}{dx} = \cos \theta = \frac{F_0}{F} = \frac{F_0}{\sqrt{F_0^2 + (wx)^2}}$$

$$\frac{dy}{dx} = \operatorname{sen} \theta = \frac{wx}{F} = \frac{wx}{\sqrt{F_0^2 + (wx)^2}}$$

Ao se integrar nas condições de contorno do TDP ($f(0) = 0$; $y(0) = -h$), encontra-se a equações que descrevem a disposição da catenária nos Eixos f e y em função de x , ponto ao longo do tubo:

$$f(x) = \frac{F_0}{w} \operatorname{sen}^{-1} \left(\frac{wx}{F_0} \right)$$

$$y(x) = \frac{F_0}{w} \left(\sqrt{1 + \left(\frac{wx}{F_0} \right)^2} - 1 \right)$$

Para o comprimento do tubo suspenso, pode-se escrever:

$$L = \frac{F_0}{w} \tan \theta = \frac{F_0 \cos \theta}{w \operatorname{sen} \theta}$$

No qual:

$$\cos \theta = \frac{1}{\left(\frac{wh}{F_0} + 1 \right)}$$

$$\operatorname{sen} \theta = \sqrt{\left(1 + \frac{wh}{F_0} \right)^2 - 1} \left(\frac{1}{\frac{wh}{F_0} + 1} \right)$$

Então:

$$L = \frac{F_0}{w} \sqrt{\left(1 + \frac{wh}{F_0} \right)^2 - 1}$$

Dado h como a profundidade do leito.

Porém, todo o desenvolvimento até aqui trata-se de um problema estático, baseado na desprezibilidade do efeito da extensibilidade para efeitos da configuração do equilíbrio estático, como afirmam PATEL e SEYED (1995) e PESCE(1997).

Com o incremento de MARTINS, 1995 consegue-se adicionar o efeito da

extensibilidade, escreve-se f e y em função de x da condição inderformada:

$$f(x) = \epsilon_0 x + \frac{F_0}{q} \operatorname{senh}^{-1} \left(\frac{wx}{F_0} \right) \quad (16)$$

$$y(x) = \frac{\epsilon_0 wx^2}{2F_0} + \frac{F_0}{w} \left(\sqrt{1 + \left(\frac{wx}{F_0} \right)^2} - 1 \right) \quad (17)$$

E, a partir das equações determinadas em (16) e (17), a determinação das coordenadas dos trechos de tubo, baseadas na porção de elemento infinitesimal do tubo, é obtida. A partir disso, uma relação pôde ser estabelecida, a qual leva em consideração o módulo de elasticidade do material em questão.

3.1.2. A Correnteza E Seus Efeitos

Assim como o vento é variável imprescindível de ser considerada em projeto de uma estrutura civil, a correnteza impõe esforços relevantes ao *Riser*. Essa seção descreverá a forma como a correnteza foi definida e como a mesma foi aplicada ao modelo até aqui desenvolvido.

A correnteza será definida como um fluxo constante bidimensional, paralelo ao Eixo horizontal do sistema, o leito do oceano. A Fig. 11 ilustra o esquema proposto.

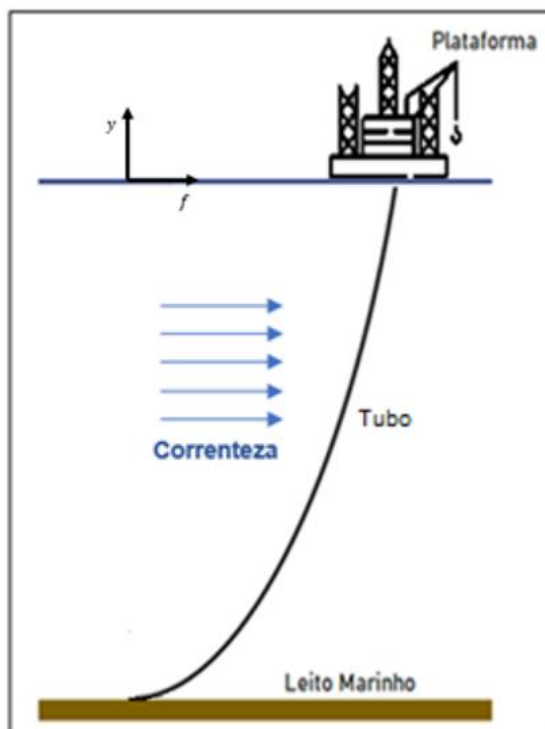


Figura 11 - Desenho Esquemático da Correnteza

Fonte: Elaborado pelo autor (2021)

Como a esquematização ilustra, algumas simplificações foram adotadas na definição da correnteza. A principal delas é o bi dimensionamento. Esforços gerados por correntezas em planos não alinhados com o plano xy não serão consideradas.

Uma simplificação relevante é relacionada a fadiga. Ao assumir um fluxo constante, e de análise de um momento estático, com a não incorporação de eventos como o VIV, o modelo desconsidera automaticamente as consequências relacionadas ao fenômeno da fadiga.

A inclusão dos efeitos da correnteza no modelo se dá em duas etapas: converter o movimento da água em força e decompor essa força em componentes axiais e cortantes.

A força de arrasto gerada pela correnteza se dá por:

$$F_a = \frac{C \rho A v^2}{2}$$

Onde:

$\rho = \text{massa específica do fluido } \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$

$A = \text{área projetada transversal a corrente } [\text{m}^2]$

$C = \text{coeficiente de arraste}$

$v = \text{velocidade relativa entre corpo e fluido.}$

A área projetada de qualquer seção diferencial de comprimento do *Riser* é um retângulo de largura igual ao diâmetro do *Riser* e altura dependente do ângulo de inclinação em relação ao solo:

$$A = l \text{ sen } \theta \ d$$

Segundo Liming (2014), um cilindro perpendicular ao fluxo de água gera um coeficiente de arrasto entre 1,08 e 1,16. Será utilizado 1,20 a visar maior conservadorismo na análise.

Já v , SILVEIRA (2000) calcula e fornece estimativas de velocidade máxima para a correnteza por latitude e profundidade na costa brasileira. Os resultados apresentados na Tabela 1.

Tabela 1 - Estimativas de Transporte e de Velocidade Máxima da Corrente nos mares do Brasil

Latitude (S)	Profundidade de Referência (m)	Transporte de Volume ($10^6 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$)	Velocidade Máxima (ms^{-1})	Referência Bibliográfica
9°-13°	390-510	4,1	0,31	Stramma <i>et al.</i> (1990)
15°	470-530	6,0	0,16	Stramma <i>et al.</i> (1990)
19°	500	6,5	0,72	Miranda & Castro (1981)
19°	500	5,3	0,50	Evans <i>et al.</i> (1983)
19°25'	470-640	5,7	0,19	Stramma <i>et al.</i> (1990)
20°3'	590-630	1,6	0,24	Stramma <i>et al.</i> (1990)
20°28'	3,8/6,8	500/1000	0,52	Evans <i>et al.</i> (1983)
21°40'	500	4,4	0,61	Evans <i>et al.</i> (1983)
22°	500-1300	5,2	0,19	Signorini (1978)
23°	500-1300	4,4	0,52	Signorini (1978)
23°	550	2,2/2,7	0,49	Miranda & Castro (1979)
23°	Pegasus	11	0,50	Evans & Signorini (1985)
23°	Pegasus	6	0,70	Garfield (1990)
23°	600/1300	10,1/10,9	-	Stramma (1989)
23°30'	500-1300	8,0	0,75	Signorini (1978)
24°	1300	7,5	0,25	Fisher (1964)
24°	500-1300	14,0	0,62	Signorini (1978)
24°	500/1000	4,1/7,8	0,31	Evans <i>et al.</i> (1983)
24°	600/1300	9,4/10,1	-	Stramma (1989)
24°	Correntômetro	1,3	-	Müller <i>et al.</i> (1998)
24°30'	500-1300	13,2	0,68	Signorini (1978)
25°	750	7,3	0,60	Campos <i>et al.</i> (1995)
28°	Correntômetro	16	-	Müller <i>et al.</i> (1998)
28°-30°	1550-1600	11,4	0,70	Fisher (1964)
31°	Pegasus	18	0,80	Garfield (1990)

Fonte: SILVEIRA (2000)

Para as simulações realizadas no capítulo seguinte deste relatório, serão usados os parâmetros da latitude 24°.

Como ilustrado nas equações a seguir, a força horizontal gerada pelo arrasto é, então, decomposta em duas forças: uma normal e outra paralela a seção transversal, que possui um ângulo θ em relação ao referencial horizontal. Ou seja, gera-se dois novos esforços no tubo, um axial (T_{corr}), e outro cortante (V_{corr}).

Encontra-se então:

$$F_{corr} = F_a = \frac{C \rho A v^2}{2}$$

$$F_{corr} = \frac{C \rho l \text{sen } \theta d v^2}{2}$$

$$T_{corr} = F_{corr} \cos \theta \quad (18)$$

$$V_{corr} = F_{corr} \text{sen } \theta$$

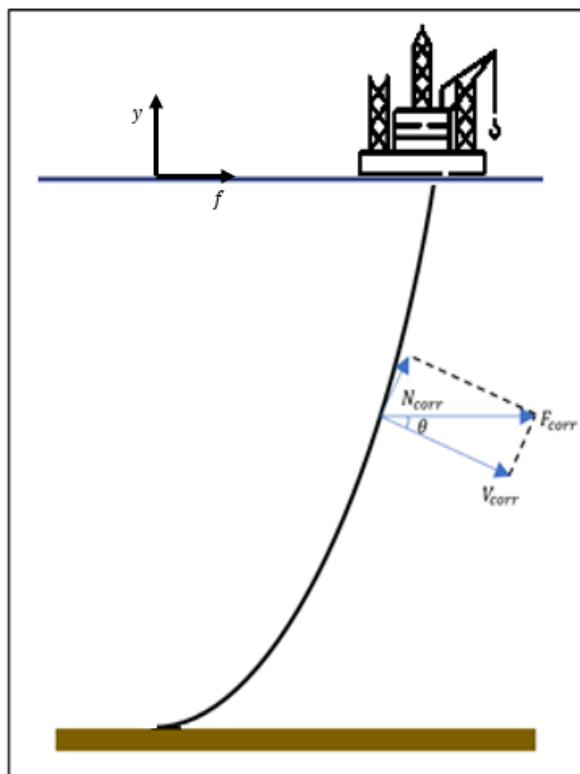


Figura 12 - Decomposição da Força de Arrasto gerada pela Correnteza

Fonte: Elaborado pelo autor (2021)

3.2. ANÁLISE DE TENSÕES

Esta seção se dedica a analisar e converter os esforços apresentados seção 3.1 em tensões. Em seguida, através de um critério de falha, formular a tensão equivalente que balizará as análises comparativas a serem realizadas no Capítulo 5 deste relatório.

O primeiro passo da análise se dá por entender como atuam os diferentes esforços apresentados. Define-se, então os Eixos X e Y, que cruzam a seção transversal do tubo, conforme Fig. 13.

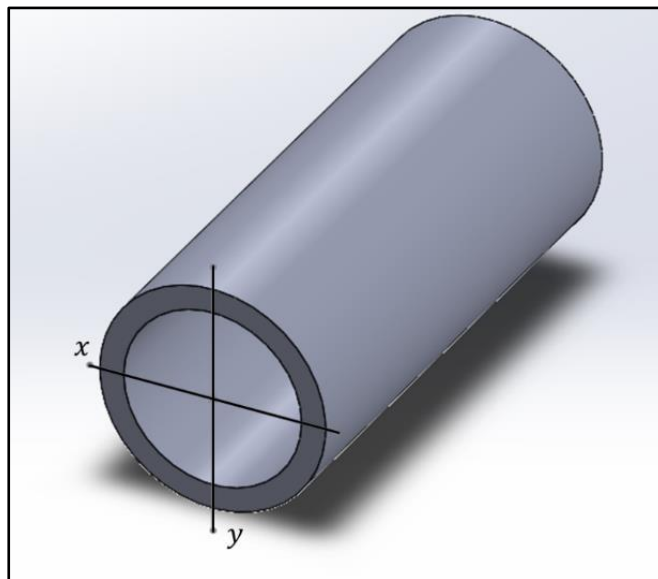


Figura 13 - Eixos no Plano da Seção Transversal

Fonte: Elaborado pelo autor (2021)

Os esforços serão agrupados em duas categorias, axiais e cortantes. Como já comentado, intuitivamente, espera-se que as tensões resultantes dos esforços axiais possuam ordem de grandeza significativamente superior as cortantes, uma vez que as consequências do peso próprio, principal fonte de esforços no sistema, são tensões axiais.

A tensão cisalhante τ é resultado somente da componente paralela ao plano da seção transversal da força resultante da correnteza, a V_{corr} . Define-se, então τ como a razão entre V_{corr} e a área da seção transversal:

$$\tau = \frac{V_{corr}}{A}$$

Dado que o valor da tensão cisalhante, em comparação com a tensão normal, é muito pequeno, utiliza-se a equação simplificada de cisalhamento direto, ao invés da equação de tensões cisalhantes geradas por esforços cortantes em vigas.

Por sua vez, a tensão axial resultante, σ é uma composição de distintos esforços:

- Momento fletor em torno de x ($M = \frac{d\theta}{dx} EI$);
- Tração Resultante (Equação 15);
- T_{corr} (Equação 18).

A tensão gerada pelo fletor é escrita como:

$$\sigma_M = \frac{M c}{I}$$

Onde c é distância entre a linha neutra, sobreposta ao Eixo X, e o ponto mais distante da mesma. I é o momento de inércia da seção transversal. Logo:

$$c = \frac{D_{ext}}{2} \text{ e } I = \frac{\pi}{64} (D_{ext}^4 - D_{int}^4)$$

A tração T e a força normal gerada pela correnteza, T_{corr} são esforços axiais e, portanto, podem ser somados de forma absoluta. Adiciona-se a tensão axial, então o seguinte termo:

$$\sigma_T = \frac{T + T_{corr}}{A}$$

Ao abordar, todos os diferentes esforços envolvidos as tensões podem ser definidas como:

$$\sigma = \frac{M \frac{D_{ext}}{2}}{I} + \frac{T + T_{corr}}{A}$$

Nesse caso é suposto que o ponto de soma das tensões normais se localiza no extradorso de cada seção transversal. Além disso, tem-se:

$$\tau = \frac{V_{corr}}{A}$$

3.2.1. Tensão Equivalente

O critério de falha escolhido para cálculo de tensão equivalente é o de Von Mises. A teoria de Von Mises é amplamente utilizada para materiais dúcteis, e apresenta resultados melhores ao comparar com dados experimentais. Conseqüentemente, é geralmente o critério mais utilizado nas validações estruturais.

A tensão equivalente do sistema pode ser escrita, segundo Von Mises, como:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

Finalmente, é substituído, e encontra-se a equação que rege a tensão equivalente ao longo da catenária.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\frac{M \frac{D_{ext}}{2}}{I} + \frac{T + T_{corr}}{A}\right)^2 + 3\left(\frac{V_{corr}}{A}\right)^2}$$

4. MODELO COMPUTACIONAL

Após a determinação do modelo a ser utilizado, uma conversão do modelo geral, para um modelo de obtenção de dados ponto a ponto, ao decorrer da catenária, foi adotado, com a finalidade de proporcionar um estudo aproximado da realidade.

Para a criação desse programa, foi optada a programação em MatLab, em vista da abrangência do programa, a sua acessibilidade ao meio da engenharia, e a afinidade dos profissionais do campo com a sua operação.

Para fins de adequação às normas vigentes na ABNT, o programa discutido a partir daqui, se encontra no ANEXO 8.1 desse relatório.

4.1. ENTRADAS

Foi adotado no programa, a entrada de informações referentes a catenária a ser estudada. As entradas se referem, tanto aos parâmetros físicos da catenária, quanto aos parâmetros referentes ao local em que a catenária está inserida.

Entre os dados da catenária, tem-se:

l = Comprimento total do *Riser*;

F_h = Tração Horizontal na Catenária;

f_h = Distância entre o local de aplicação do *Riser* e a Plataforma;

D_{ext} = Diâmetro Externo do *Riser*;

D_{int} = Diâmetro Interno do *Riser*;

w = Peso por unidade de comprimento do *Riser*;

$D_{liquido}$ = Massa específica do líquido a ser transportado no *Riser*;

$inter$ = Número de seções do *Riser*, usado para aumentar a aproximação do modelo.

$m_{aço}$ = Massa Específica do Aço usado na construção do *Riser*

E = Módulo de Elasticidade do Aço do *Riser*

$c_{arrasto}$ = Coeficiente de arrasto do *Riser*;

Entre os dados do ambiente inserido, tem-se:

g = Gravidade local;

h = Profundidade do Leito;

ρ = Massa Específica do líquido imerso;

$v_{corrente}$ = Velocidade da corrente marítima;

4.2. DESCRIÇÃO

Para manter uma divisão por partes do programa, quatro trechos foram adotados: Parâmetros Iniciais; Início do Programa; Cálculo dos Esforços e Início da Plotagem.

4.2.1. Parâmetros Iniciais

Para que o programa fosse alimentado corretamente e os dados obedecessem às unidades de medida pertencentes ao Sistema Internacional de Medidas, essa primeira divisão do programa alinha, tanto as variáveis a serem alimentadas, quanto os seus valores e significados traduzidos para uma melhor interação com o usuário.

4.2.2. Início Do Programa

A partir desse ponto, relações matemáticas entre as informações iniciais, tal como as formações dos vetores que serão utilizados para a aplicação infinitesimal das equações, também, junto com o armazenamento dos dados retornados das equações, já expostas anteriormente.

Primeiramente, equações geométricas, para cálculos de componentes básicos do tubo foram executadas. No primeiro bloco, há o cálculo da área de seção transversal do *Riser*, do volume do líquido contido na seção do tubo analisada, o peso do líquido por unidade de comprimento, o argumento para a montagem do vetor distância horizontal, entre o ponto de início do *Riser* e a Plataforma, e o momento de

inércia da seção transversal de *Riser*.

Após isso, há a definição de alguns vetores que servirão para a análise infinitesimal do *Riser*. Os vetores foram igualmente divididos, ao se fazer uso da função `Linspace`, da biblioteca do `MatLab`, e o padrão para a sua divisão foi o valor “inter”, determinado anteriormente, que vai alimentar no programa o número de divisões desejadas para a análise do *Riser*. Este número de divisões se traduz como o número de vezes que o *Riser*, como um todo, será dividido para a implementação dos loopings. O número de 20000 divisões foi utilizado nesse programa, e os valores obtidos como resultado foram satisfatórios.

O primeiro vetor formado é o “Fh”, responsável pela alimentação do ciclo que aplica o método da bisseção e retorna o valor da variável “Fh”, relativa a Tração Horizontal decorrente dos esforços internos do *Riser*, elemento esse constante por todo o *Riser*. Já os vetores “vetFh” e “Fh” são vetores que segmentam as variáveis “fh” e “FhMax” em “inter” quantidades.

Após isso, se dá início o ciclo que aplica o método da bisseção, para obter-se a Tração Horizontal no *Riser*. Esse ciclo se baseia em definir uma variável de contagem, e quanto ela for menor que o valor de intervalos adotados no programa, uma reavaliação será feita. Após isso, o vetor “Fh”, que tem valores que variam de “FhMin” até “FhMax”, preenche a equação que determina “kx”, que foi a notação utilizada para denominar o erro (que pelo método da bisseção deve tender a zero).

Terminada a verificação, o valor mais próximo do zero da função é determinado como ponto central, e um novo vetor “Fh” é definido e redividido em valores contidos entre 0 e um número minimamente maior que “Fh”, e a partir disso o ciclo se repete, até se encontrar o valor de “FhCat” (Tração Horizontal decorrente dos esforços internos, na Catenária), tão precisamente quanto se queira.

Depois de encontrar o valor da Tração Horizontal da Catenária, a estimativa dos parâmetros físicos de distribuição da catenária é feita. Os primeiros parâmetros são a extensão de catenária suspensa, e a projeção horizontal desse trecho de catenária. Após definir esses dados, eles são armazenados em variáveis que serão expostas na plotagem da automação.

Após isso, é feita uma concatenação de vetores, baseada na localização dos pontos, e toma-se como referencial os parâmetros de início e fim da catenária, definidos anteriormente. Após o final desse ciclo, todos os pontos da catenária são definidos e uma relação entre os pontos de distância e de profundidade é estabelecida.

Com a definição desses pontos, parâmetros alimentadores dos estudos das seções são estabelecidos. Parâmetros tais como o ângulo de inclinação que a seção infinitesimal faz com o Eixo horizontal e a definição de quando a catenária toca o chão ou não.

Ao se obter esses dados, é iniciado o estudo dos esforços da catenária, e é feito uso das equações citadas no embasamento do modelo matemático. Junto disso, é feita uma análise da força da corrente, de forma a segmentá-la em componentes, baseados no ângulo de inclinação de cada elemento infinitesimal com a linha horizontal.

Com a definição desses esforços, o cálculo das tensões, propriamente dito, é iniciado. Tensões de natureza normal e cisalhante, são calculadas, que levam em consideração os parâmetros adotados na definição do modelo matemático. Com a definição das tensões, é feita as suas combinações, através do método de von Mises, e assim é obtida a tensão equivalente para cada segmento infinitesimal da catenária.

Uma vez com os dados obtidos, vetores relativos a dados de pontos específicos da catenária, e de pontos em todo o decorrer da catenária, são armazenados, e uma análise seção a seção, com todos os dados do tubo, pode ser feita.

Com isso, uma impressão da catenária é feita. Dois gráficos são gerados. O primeiro contendo uma plotagem da catenária, e o segundo a Tração Efetiva em cada ponto da catenária.

5. RESULTADOS

Este capítulo se propõe observar e analisar os resultados gerados pelos capítulos anteriores. A análise, a princípio, será realizada em cima de três situações hipotéticas impostas a um mesmo *Riser*. A partir dos resultados, outras propriedades mecânicas e geométricas serão dadas ao tubo sob estudo para visualização dos efeitos.

Para a continuidade nesse capítulo, uma mudança no nome dos referenciais foi feita. O dado “X” se refere a distância percorrida no eixo horizontal (renomeado como Eixo X). “Z” remete ao eixo vertical, renomeado como Eixo Z, e “L” se refere ao comprimento linear do tubo.

As três condições iniciais são as seguintes:

Tabela 2 - Condições de Contorno Iniciais

	X [m]	Z [m]	L [m]
Riser 1	500	400	700
Riser 2	1000	800	1400
Riser 3	1300	800	1600

Fonte: Elaborado pelo autor (2021)

As condições são escolhidas ao ponto de possibilitar a visualização do comportamento de um *Riser* de curto e longo comprimento com próxima relação entre os Eixos horizontal e vertical. Por fim, um *Riser* com uma relação entre os Eixos diferentes, que diminui a distância horizontal máxima de descida do *Riser*.

Inicialmente, os efeitos das condições de contorno serão impostos sobre um *Riser* rígido construído por aço ISO 3183 L450, comumente aplicado em soluções para transporte de óleo e gás. As propriedades mecânicas do mesmo estão indicadas na Tabela 3.

Tabela 3 - Propriedades mecânicas do ISO 3183 L450

Massa Específica [kg/m ³]	7850
Limite de Escoamento [MPa]	448
Tensão Última [MPa]	537
Módulo de Elasticidade [MPa]	207*10 ³
Coefficiente de Poisson	0,3

Fonte: Rody et al., 2014

Com o objetivo de encontrar o peso por unidade de comprimento do tubo, acha-se a área da seção transversal do tubo. Inicialmente, os estudos se darão sobre um *Riser* 0,22 m de diâmetro externo e 0,005 m de espessura.

$$d_{ext} = 0,22 \text{ m}$$

$$d_{int} = 0,21 \text{ m}$$

$$A = \frac{(d_{ext})^2 \pi}{4} - \frac{(d_{int})^2 \pi}{4}$$

$$A = 0,006597 \text{ m}^2$$

Ao multiplicar a massa específica do material pela área, encontra-se o peso por unidade de comprimento do tubo (w).

$$w = 7850 \text{ g} \cdot 0,006597 = 507,85158 \text{ N/m}$$

5.1. RISER 1

Como enunciado, a primeira situação a ser analisada se dá com condições de contorno que proporcionam um *Riser* de comprimento relativamente pequeno, quando comparado com a grande maioria de poços de perfuração do mundo e do Brasil.

As condições de contorno são as seguintes:

Tabela 4 - Condições de Contorno *Riser* 1

g	9,80665 m/s ²
F_h	500 m
h	400 m
l	700 m
D_{ext}	0,22 m

D_{int}	0,21 m
$D_{liquido}$	880 kg/m ³
ρ	1017 kg/m ³
$inter$	20000
$c_{arrasto}$	1,2
$v_{corrente}$	0,062 m/s
$m_{aço}$	7850 kg /m ³
E	$207 * 10^9$ Pa

Fonte: Elaborado pelo autor (2021)

A relembrar, os parâmetros de coeficiente de arrasto foram definidos na seção 3.1.2 deste relatório de acordo com os parâmetros de uma perfuração na latitude de 24° na costa brasileira. A massa específica do líquido transportado foi definida com a massa específica média do petróleo, 880 kg/m³. Para o fluido externo, foi utilizada a água salgada.

5.1.1. Geometria e Tração

A execução da automação gera, além dos vetores de dados do caso, a disposição da catenária no Eixo XZ.

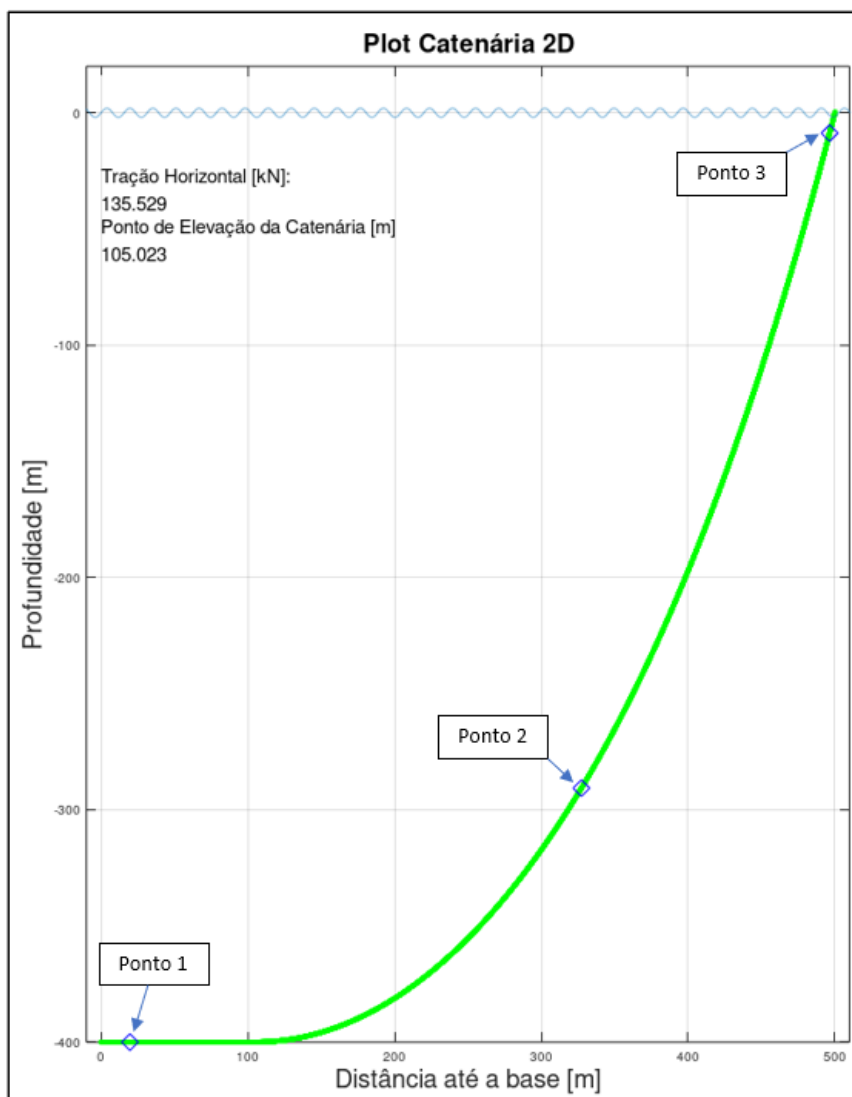


Figura 14 - *Riser* 1: Disposição da catenária nos eixos x e z

Fonte: Elaborado pelo autor (2021)

A Fig. 14 possibilita, então, não só a visualização da catenária formada pelo tubo elevado, mas também o ponto em que o tubo faz contato com o solo (Eixo X). Tal ponto será chamado de ponto de elevação em futuras referências neste relatório.

Na catenária citada, pode ser vista a relação direta entre a Tração Horizontal, seu comprimento e a sua extensão em contato com o solo, no qual esse último fator altamente importante para determinar o valor da tensão máxima vista do tubo.

Para o mesmo *Riser* em questão, um segundo gráfico, o que relaciona a distância do ponto observado até a plataforma (Eixo X) e a Tração Efetiva naquele

ponto (Eixo Z), foi estabelecida. Além do gráfico, dados como a Tração Axial no Topo e o Ângulo de Desprendimento do Topo também são obtidos.

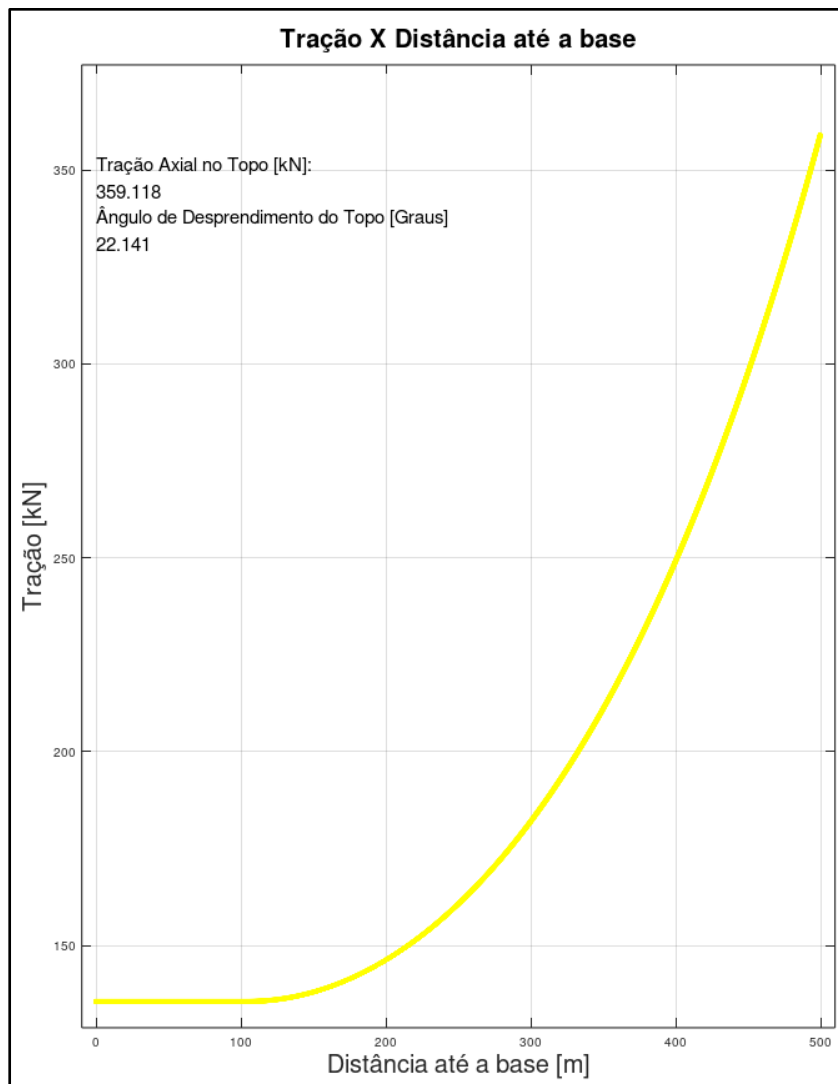


Figura 15 - *Riser* 1: Tração Efetiva em função da distância X

Fonte: Elaborado pelo autor (2021)

5.1.2. Análises Secionais

Para uma análise seccional de elementos do *Riser*, 3 pontos foram definidos, e sua localização geométrica está mostrada na Fig. 14. Para uma análise detalhada do *Riser*, um estudo de forças e tensões desses pontos foi feita, e como resultado tem-se os seguintes dados:

Tabela 5 - Relação de dados nos pontos especificados no *Riser 1*

	PONTO 1	PONTO 2	PONTO 3
Coordenada X [m]	19.67	327.32	496.46
Coordenada Z [m]	-400.00	-290.68	-8.74
Ângulo de Inclinação [Graus]	0.00	46.43	67.53
Força da Corrente [N]	0.00	0.37	0.48
Tração no Ponto [N]	135560.00	196640.00	354030.00
Momento Fletor no Ponto [Nm]	0.00	277.45	85.70
Σ de Tensões Sigma [Pa]	4.26E+07	6.22E+07	1.08E+08
Σ de Tensões Tau [Pa]	0.00	76.30	53.97
Tensão Equivalente [Pa]	4.26E+07	6.22E+07	1.08E+08

Fonte: Elaborado pelo autor (2021)

Na tabela acima, podem ser vistos, linha a linha, os seguintes dados:

- Coordenada X e Coordenada Z: Orientações da localização do ponto estudado, quanto a distanciamento do *touch-down-point* e distância até a superfície marinha, medidas em metros;
- Ângulo de Inclinação: Ângulo dado o eixo horizontal e a catenária, no ponto analisado, medido em graus;
- Força da Corrente: Força da corrente no segmento especificado, medida em Newtons;
- Tração no Ponto: Tração resultante, entre a Tração Horizontal, a Tração Vertical e a Força da Corrente, dada em Newtons;
- Momento Fletor no Ponto: Momento Fletor no ponto;
- Somatório de Tensões Sigma: Somatório de tensões, a considerar os esforços atuantes na catenária, de natureza normal, medida em Pa;
- Somatório de Tensões Tau: Somatório de tensões, a considerar os esforços atuantes na catenária, de natureza cisalhante, medida em Pa;
- Tensão Equivalente: Tensão equivalente, a partir do método de von Mises, para combinação de tensões, medida em Pa.

Tais referências serão repetidas em momentos futuros desse relatório.

Ao analisar esses pontos específicos da catenária, ao considerar as características presentes em cada um ponto, observações foram feitas e os seguintes resultados foram obtidos:

- Ponto 1: Ponto característico por ainda não possuir elevação em relação ao Eixo Z, e com uma pequena influência da força de corrente, porém há uma atuação inerente das trações horizontal e vertical ao tubo, devido a sua característica geométrica, e trações essas, que independem da sua elevação, relativa ao leito marítimo.
- Ponto 2: Ponto característico por possuir inclinação próxima aos 45 graus e possuir a maior ocorrência da força da corrente marítima, por fazer uso de ambas decomposições vetoriais da atuação dessa força.
- Ponto 3: Ponto característico por indicar a última extensão infinitesimal da catenária, local onde, teoricamente, haveria a fixação com a plataforma. Nesse ponto, todo o peso da catenária atua na tração.

5.1.3. Conclusões Sobre *Riser* 1

Ao fazer uma análise estrutural do *Riser* 1, conclui-se que, para o material aço ISO 3183 L450 e sua tensão limite de escoamento, a tensão equivalente máxima no caso representa 24,38% deste valor, o que torna a sua aplicação em projeto viável.

Tabela 6 - Relação entre Tensão Equivalente e Limite de Escoamento do *Riser*

Tensão Equivalente Máx [MPa]	109.22
Limite de Escoamento [Mpa]	448
Coefficiente de Segurança ao Escoamento	24.38%

Fonte: Elaborado pelo autor (2021)

5.2. RISER 2

Para o segundo caso, um *Riser* com comprimento maior do que o primeiro será analisado, com o objetivo de forçar um ambiente específico, com geometria duplicada em relação ao primeiro, e obter os esforços que serão aplicados nele, nessa situação.

As condições de contorno são as seguintes:

Tabela 7 - Condições de Contorno *Riser 2*

g	9,80665 m/s ²
F_h	1000 m
h	800 m
l	1400 m
D_{ext}	0,22 m
D_{int}	0,21 m
$D_{liquido}$	880 kg/m ³
ρ	1017 kg/m ³
$inter$	20000
$c_{arrasto}$	1,2
$v_{corrente}$	0,062 m/s
$m_{aço}$	7850 kg /m ³
E	207 * 10 ⁹ Pa

Fonte: Elaborado pelo autor (2021)

Os parâmetros adotados para a definição das condições de contorno nessa situação são equivalentes aos adotados para o *Riser 1*.

5.2.1. Geometria e Tração

A execução da automação gera, além dos vetores de dados do caso, a disposição da catenária no Eixo XZ.

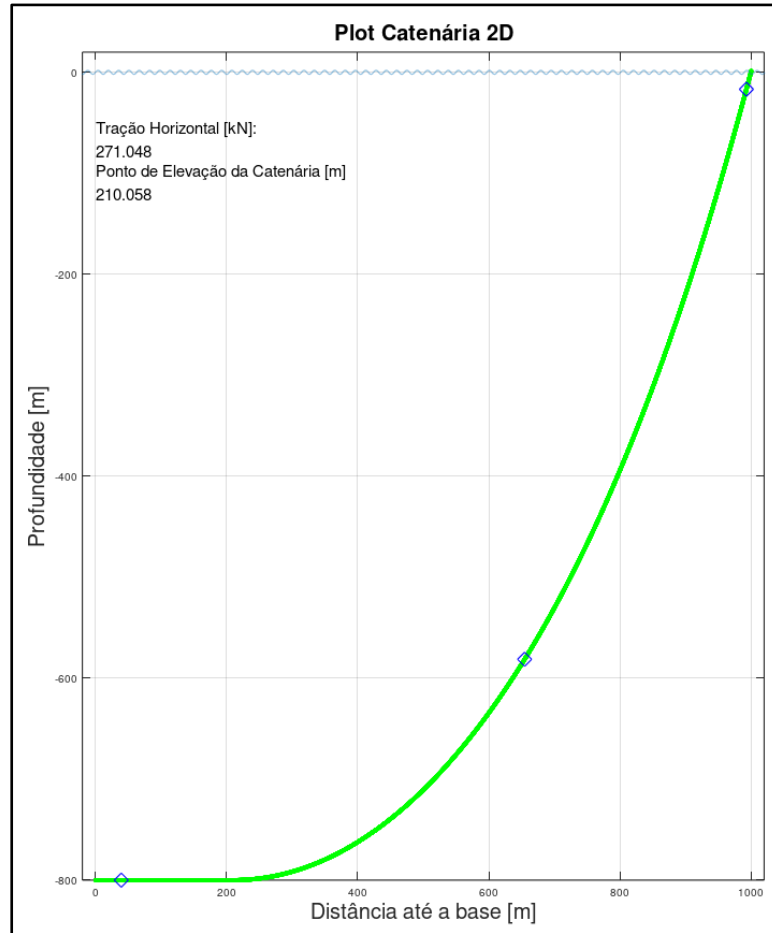


Figura 16 - *Riser* 2: Disposição da catenária nos eixos x e z

Fonte: Elaborado pelo autor (2021)

Como pode ser visto, devido ao aumento da extensão do tubo, agregada com uma diminuição relativa da extensão de tubo em contato com o solo, um aumento na Tração Horizontal. Junto disso, uma geometria de catenária com maior extensão elevada, é vista, e assim uma maior Tração no ponto alto do *Riser* é obtida, como pode ser visto na Fig. 17:

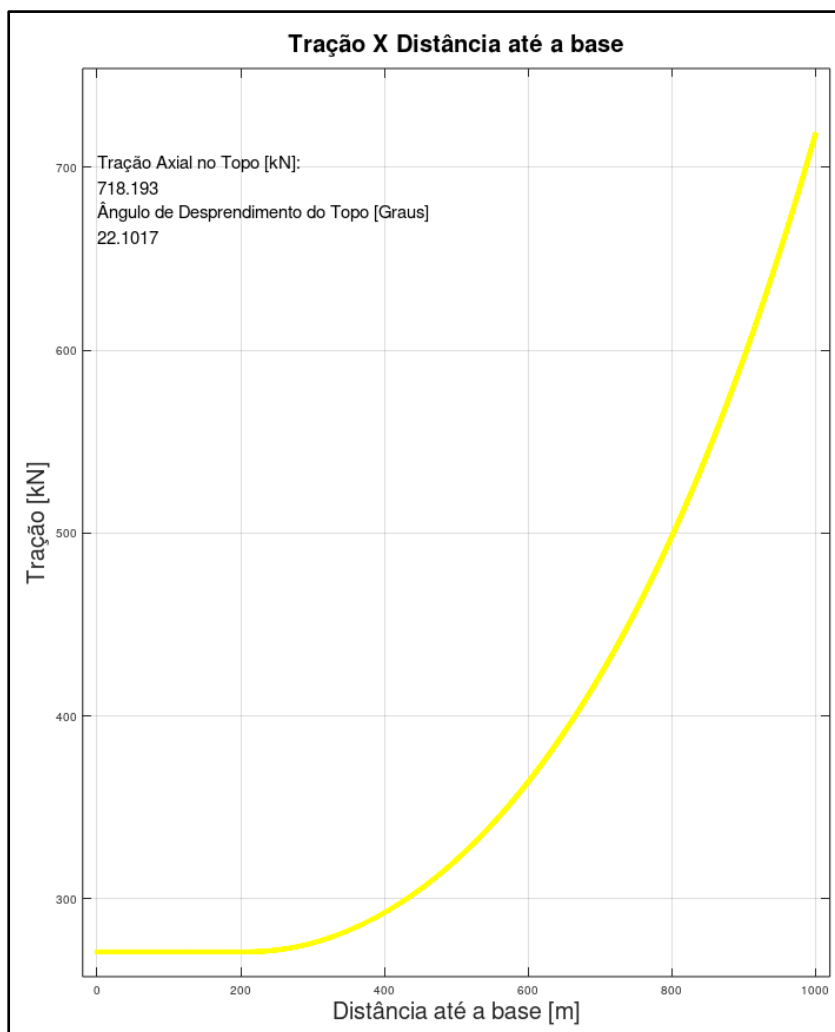


Figura 17 - *Riser* 2: Tração Efetiva em função da distância X

Fonte: Elaborado pelo autor (2021)

Além do gráfico, dados como a Tração Axial no Topo e o Ângulo de Desprendimento do Topo também foram obtidos.

5.2.2. Análises Secionais

Para uma análise seccional de elementos do *Riser*, 3 pontos foram definidos, e sua localização geométrica está mostrada no gráfico anterior. Para uma análise detalhada do *Riser*, um novo estudo de forças e tensões desses pontos, sinalizados na seção 5.1.2, foi feita, e são obtidos os seguintes dados:

Tabela 8 - Relação de dados nos pontos especificados no *Riser 2*

	PONTO 1	PONTO 2	PONTO 3
Coordenada X [m]	39.34	654.62	992.91
Coordenada Z [m]	-800.00	-581.29	-16.77
Ângulo de Inclinação [Graus]	0.00	46.45	67.57
Força da Corrente [N]	0.00	0.37	0.48
Tração no Ponto [N]	271080.00	393230.00	708020.00
Momento Fletor no Ponto [Nm]	0.00	277.62	85.87
Σ de Tensões Sigma [Pa]	8.27E+07	1.20E+08	2.13E+08
Σ de Tensões Tau [Pa]	0.00	76.30	53.90
Tensão Equivalente [Pa]	8.27E+07	1.20E+08	2.13E+08

Fonte: Elaborado pelo autor (2021)

As características e critérios de escolha dos pontos desse caso são similares as dos pontos do exemplo do *Riser 1*, porém seus valores se dão em diferentes módulos, devido as diferenças geométricas e físicas dessa nova catenária.

5.2.3. Conclusões Sobre *Riser 2*

Ao fazer uma análise estrutural do *Riser 2*, conclui-se que, para o material aço ISO 3183 L450 e sua tensão limite de escoamento, a tensão equivalente máxima no caso representa 48,11% deste valor, o que torna a sua aplicação em projeto viável.

Tabela 9 - Relação entre Tensão Equivalente e Limite de Escoamento do *Riser 2*

Tensão Equivalente Máx [MPa]	215.55
Limite de Escoamento [Mpa]	448
Coefficiente de Segurança ao Escoamento	48.11%

Fonte: Elaborado pelo autor (2021)

5.3. RISER 3

Para o terceiro caso, um *Riser* com comprimento maior do que os outros será analisado, com o objetivo de forçar um ambiente específico, com maiores necessidades geométricas do *Riser*, e obter os esforços que serão aplicados nele, nessas situações.

As condições de contorno são as seguintes:

Tabela 10 - Condições de Contorno *Riser* 3

g	9,80665 m/s ²
F_h	1000 m
h	800 m
l	1600 m
D_{ext}	0,22 m
D_{int}	0,21 m
$D_{liquido}$	880 kg/m ³
ρ	1017 kg/m ³
$inter$	20000
$c_{arrasto}$	1,2
$v_{corrente}$	0,062 m/s
$m_{aço}$	7850 kg /m ³
E	207 * 10 ⁹ Pa

Fonte: Elaborado pelo autor (2021)

Os parâmetros adotados para a definição das condições de contorno nessa situação são equivalentes aos adotados para os *Risers* 1 e 2.

5.3.1. Geometria e Tração

A execução da automação gera, além dos vetores de dados do caso, a disposição da catenária no Eixo XZ.

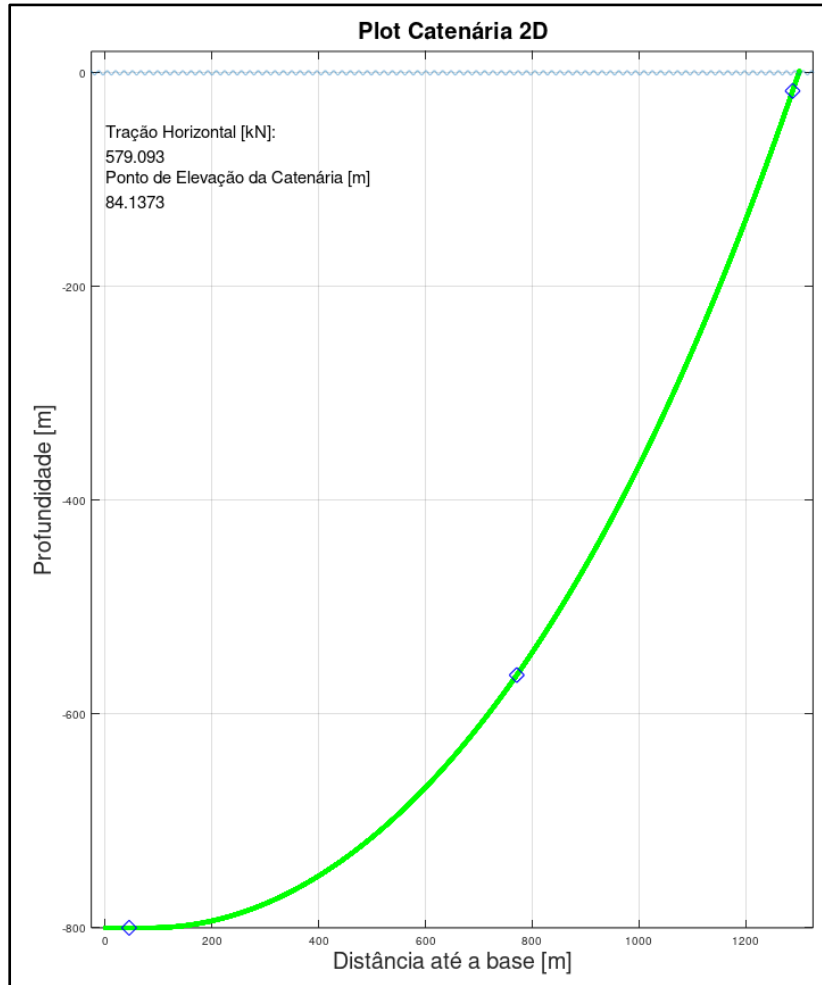


Figura 18 - *Riser* 3: Disposição da catenária nos eixos x e z

Fonte: Elaborado pelo autor (2021)

Ao plotar o terceiro *Riser*, uma diminuição da sua extensão que toca o solo, junto com um aumento ainda mais notório da Tração Horizontal, é vista. Esses fatores são determinantes para o aumento da tração no ponto alto do *Riser*, e decorrente desses fatores, a tensão máxima observada no *Riser* 3 é maior do que a observada nos outros dois casos. A Fig. 19 mostra como se comporta o retorno da tração ponto a ponto do *Riser*:

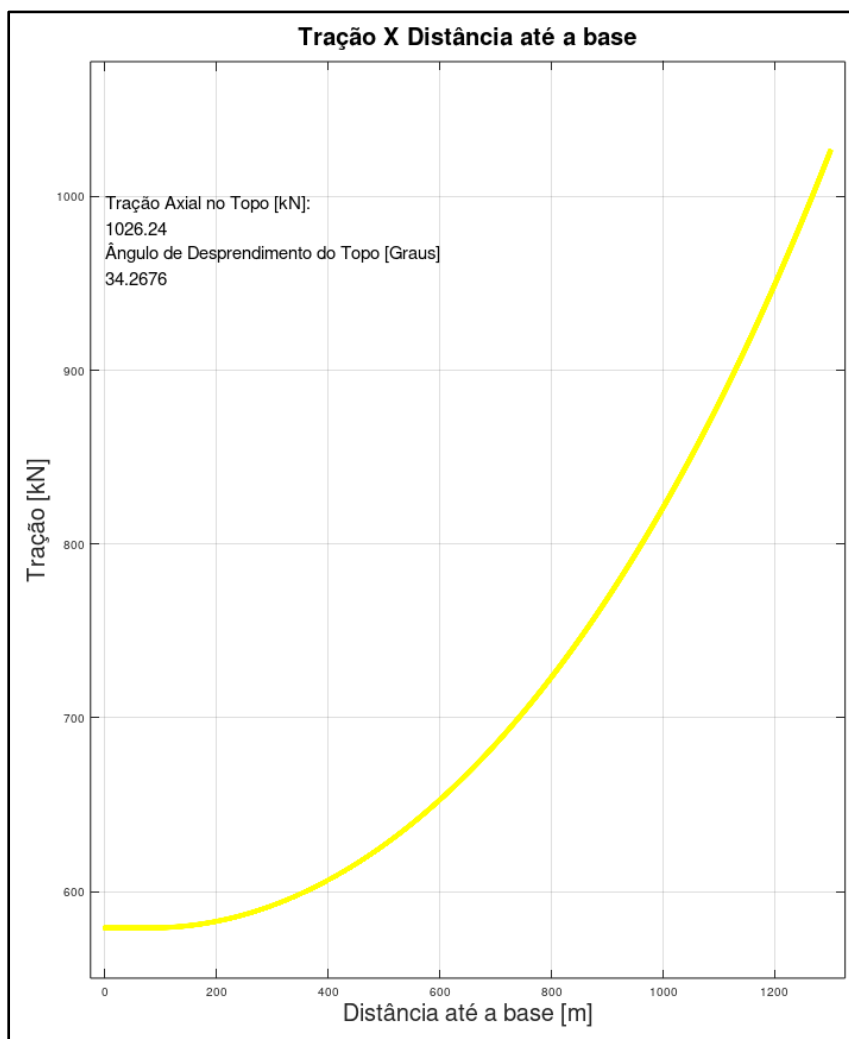


Figura 19 - *Riser* 3: Tração ao longo do eixo x.

Fonte: Elaborado pelo autor (2021)

Além do gráfico, dados como a Tração Axial no Topo e o Ângulo de Desprendimento do Topo também são obtidos.

5.3.2. Análises Seccionais

Para uma análise seccional de elementos do *Riser*, 3 pontos foram definidos, e sua localização geométrica está mostrada no gráfico anterior. Para uma análise detalhada do *Riser*, um novo estudo de forças e tensões desses pontos foi feita, e são obtidos os seguintes dados:

Tabela 11 - Relação de dados nos pontos especificados no *Riser 3*

	PONTO 1	PONTO 2	PONTO 3
Coordenada X [m]	44.96	770.97	1287.70
Coordenada Z [m]	-800.00	-563.54	-16.95
Ângulo de Inclinação [Graus]	0.00	35.51	55.34
Força da Corrente [N]	0.00	0.30	0.42
Tração no Ponto [N]	579130.00	711130.00	1015900.00
Momento Fletor no Ponto [Nm]	0.00	207.34	101.82
Σ de Tensões Sigma [Pa]	1.74E+08	2.14E+08	3.04E+08
Σ de Tensões Tau [Pa]	0.00	72.25	71.48
Tensão Equivalente [Pa]	1.74E+08	2.14E+08	3.04E+08

Fonte: Elaborado pelo autor (2021)

As características e critérios de escolha dos pontos desse caso são similares as dos pontos do exemplo do *Riser 2*, porém seus valores se dão em diferentes módulos, devido as diferenças geométricas e físicas dessa nova catenária.

5.3.3. Conclusões sobre *Riser 3*

Ao fazer uma análise estrutural do *Riser 3*, conclui-se que, para o material aço ISO 3183 L450 e sua tensão limite de escoamento, a tensão equivalente máxima no caso representa 68,49% deste valor, o que torna a sua aplicação em projeto viável.

Tabela 12 - Relação entre Tensão Equivalente e Limite de Escoamento do *Riser 3*

Tensão Equivalente Máx [MPa]	306.85
Limite de Escoamento [Mpa]	448
Coefficiente de Segurança ao Escoamento	68.49%

Fonte: Elaborado pelo autor (2021)

No exemplo do *Riser 3*, pode ser visto que, mesmo com uma extensão mais longa, o *Riser* resiste as tensões do projeto, mantendo-se abaixo da tensão limite de escoamento.

5.4. COMPARAÇÕES ENTRE RISERS

Após a observação das características, vigentes em cada *Riser*, uma comparação, que leva em conta as mudanças entre eles, junto dos aspectos que cada um carrega, desde físicos a estruturais, foi estabelecida. Para que seguisse uma linha de raciocínio, uma primeira comparação, que leva em consideração os dois *Risers*

que têm características contidas em valores múltiplos (*Riser 1* e *Riser 2*), foram escolhidos. E para uma segunda comparação, os dois *Risers* com extensões maiores, porém não múltiplas (*Riser 2* e *Riser 3*) foram escolhidos.

O objetivo dessa seção é concatenar os dados de diferenças entre os dados de entrada e os dados obtidos nos casos, e comprovar que, mesmo com dados multiplicativos ou com grandes diferenças quantitativas, os resultados acabam a não seguir uma linha intuitiva, devido a geometria peculiar da catenária.

Para os casos a seguir, os valores de diâmetros interno e externos se mantiveram constantes. A partir disso, o peso próprio do *Riser* por metro se manteve constante, e então não teve influência direta nos dados.

5.4.1. *Riser 1* x *Riser 2*

Nesse primeiro ambiente de comparação, foram escolhidos os dois primeiros *Risers*, com dimensões múltiplas, um do outro. Observa-se que o segundo *Riser* possui o dobro dos valores de “X”, “Z” e “L”, do primeiro, como pode ser visto na tabela abaixo:

Tabela 13 - Condições de Contorno: *Riser 1* e 2

	X [m]	Z [m]	L [m]
Riser 1	500	400	700
Riser 2	1000	800	1400

Fonte: Elaborado pelo autor (2021)

Então, para fins de comparação, o gráfico a seguir, que compara a geometria dos dois *Risers* em questão, foi montado.

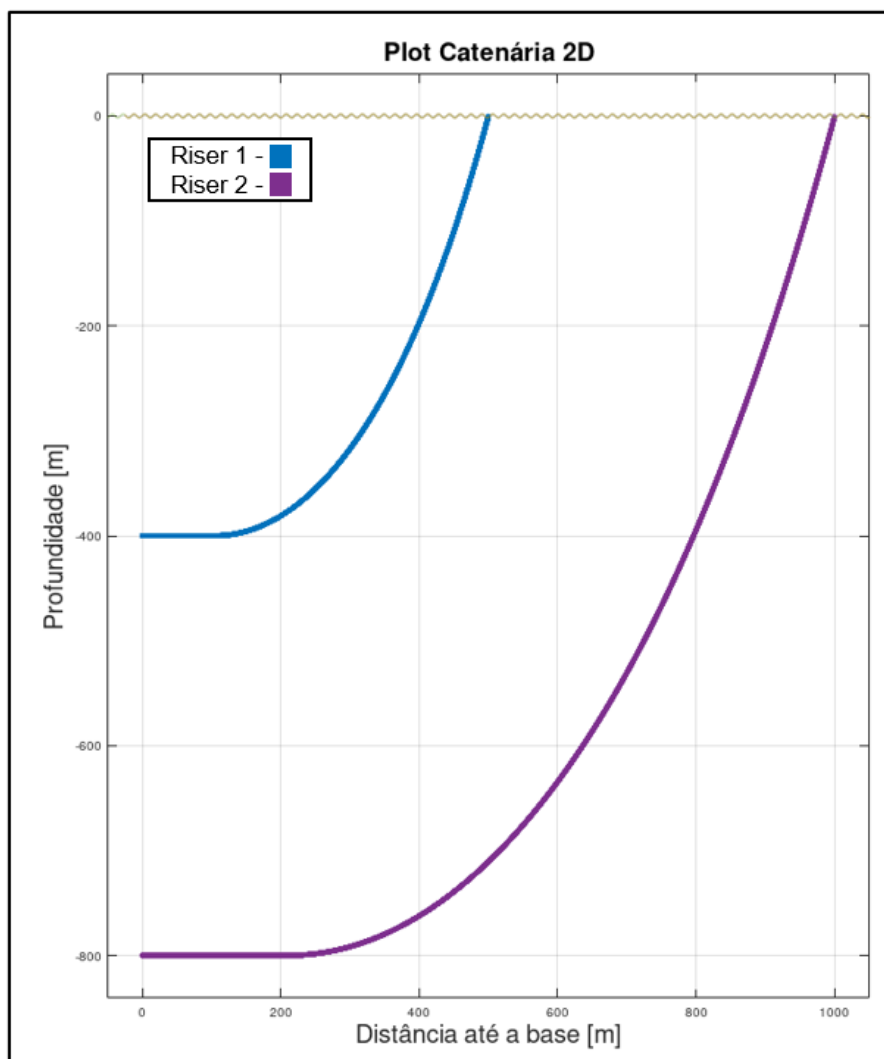


Figura 20 - *Riser 1* x *Riser 2*: Comparação de Disposição

Fonte: Elaborado pelo autor (2021)

Em azul, destaca-se o *Riser 1*, com geometria menor do que o *Riser 2*, destacado em roxo. Para valores de extensão de *Riser* que toca o solo, foi registrado 105,023 m para o *Riser 1* e 210,058 m, para o *Riser 2*, o que traduz que, ao se manter as mesmas dimensões de seção transversal e ao dobrar as dimensões de extensão do *Riser*, a extensão de *Riser* que toca o solo também dobra.

Já para a observação das trações máximas no tubo, um novo gráfico foi gerado, que este contém as trações máximas de ambos, geradas no ponto mais alto do *Riser*, sobrepostas em um mesmo gráfico.

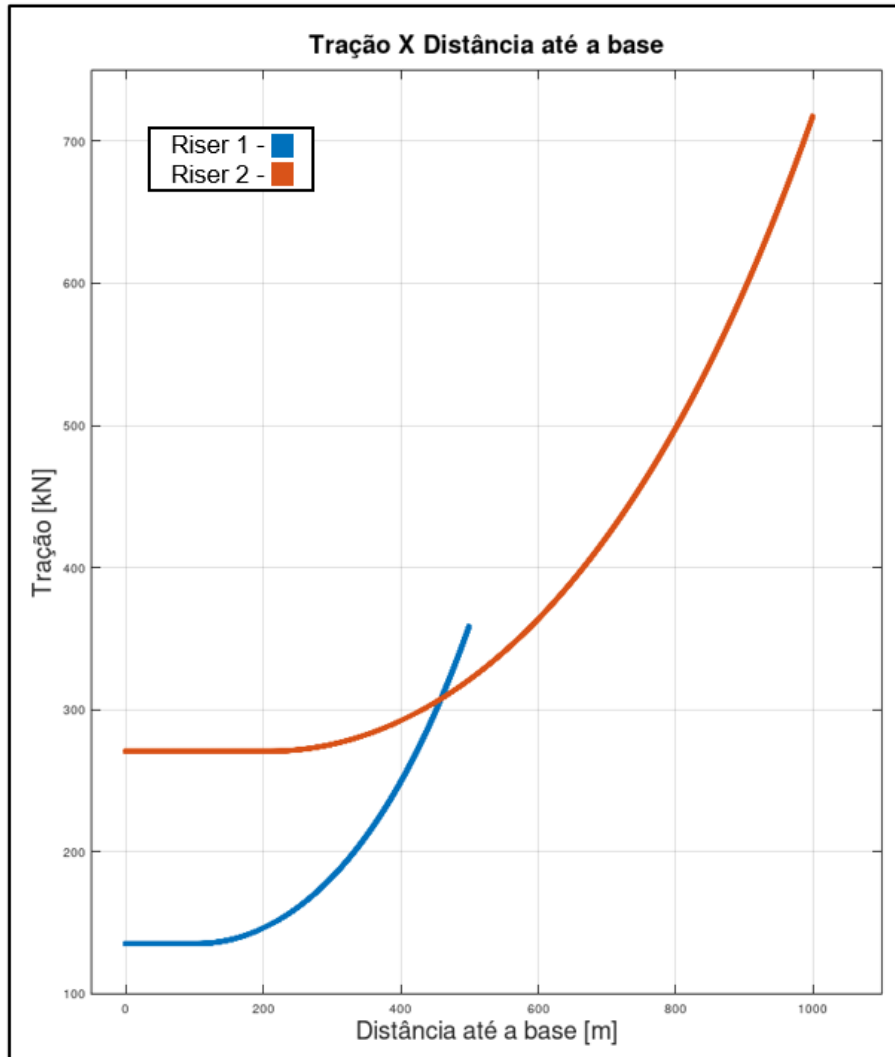


Figura 21 - *Riser 1 x Riser 2*: Comparação de Esforços

Fonte: Elaborado pelo autor (2021)

Ao se fazer uma observação sobre as Trações em cada um dos tubos, observa-se que o *Riser 1* apresenta Tração Horizontal, constante, de 135,529 kN, e Tração Máxima no valor de 359,118 kN, enquanto o *Riser 2* apresenta Tração Horizontal, constante, de 271,048 kN, e Tração Máxima no valor de 718,193 kN, o que também confirma o fator da multiplicidade entre os valores das trações máxima e horizontal no tubo.

Já ao fazer uma comparação entre as tensões equivalentes nos pontos de maior esforço do tubo, é observado que os fatores multiplicativos não são respeitados, tendo uma variação pequena, porém existente, entre as tensões equivalentes. Nesse caso, o tubo *Riser 1* apresenta 109,22 MPa, enquanto o *Riser 2* apresenta 215,55

MPa. Tal variação ocorre devido a implicância da força derivada da corrente marítima, que acaba tendo uma maior extensão de *Riser* para impacto, e provoca um aumento da tensão resultante do projeto.

Dessa forma, conclui-se que, ao se trabalhar com tubos de *Riser* de dimensões multiplicativas, os cálculos da extensão que toca o solo e da tração no *Riser* mantém os padrões multiplicativos, porém, devido ao efeito da força da corrente marítima, uma pequena variação, além da proporção multiplicativa na tensão equivalente, é vista, devido a extensão de *Riser* que está disposto a implicância da força daquela natureza.

5.4.2. *Riser 2 x Riser 3*

Para uma segunda comparação, foram escolhidos os *Riser 2* e *Riser 3*. Observa-se que o *Riser 3* possui dimensões maiores que a do *Riser 2*, mantendo a profundidade constante, porém não respeitando uma proporcionalidade para as outras duas dimensões, como pode ser visto na tabela abaixo:

Tabela 14 - Condições de Contorno: *Riser 2* e *3*

	X [m]	Z [m]	L [m]
<i>Riser 2</i>	1000	800	1400
<i>Riser 3</i>	1300	800	1600

Fonte: Elaborado pelo autor (2021)

Então, para fins de comparação, o gráfico a seguir, que compara a geometria dos dois *Risers* em questão, foi montado.

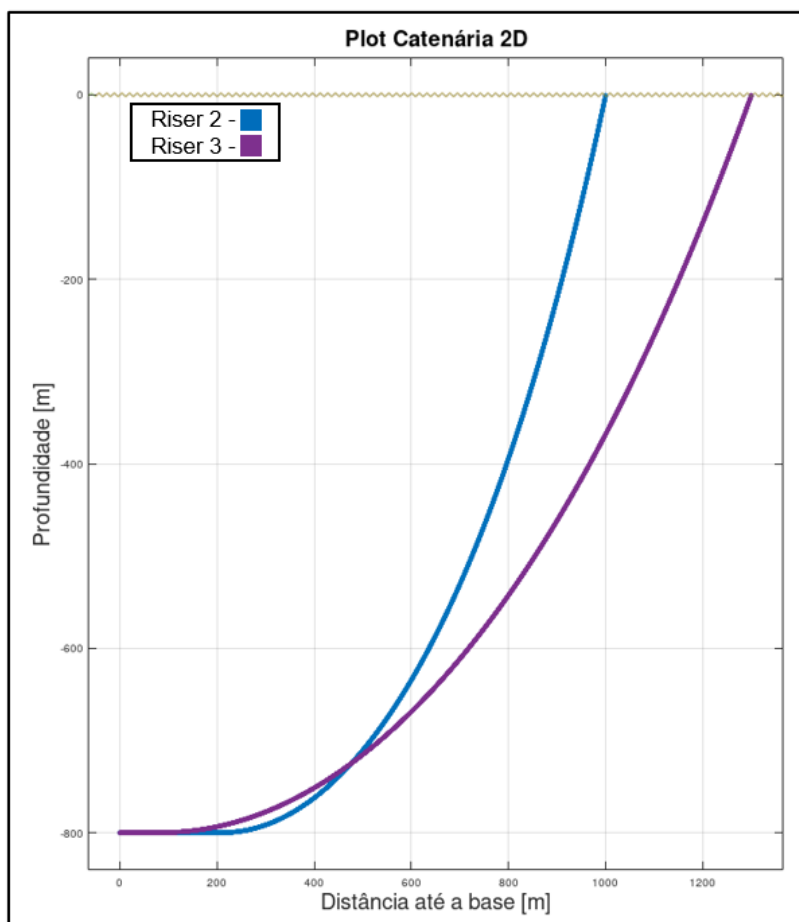


Figura 22 - *Riser 2* x *Riser 3*: Comparação de Disposição

Fonte: Elaborado pelo autor (2021)

Em azul, destaca-se o *Riser 2*, com geometria menor do que o *Riser 3*, destacado em roxo. Para valores de extensão de *Riser* tocando o solo, foi registrado 210,058 m para o *Riser 2* e 84,137 m, para o *Riser 3*. Tal diferença entre valores de dá devida a disposição geométrica da catenária no local de aplicação. Para o *Riser 3*, devido a uma maior proximidade de configuração em linha reta, uma menor extensão tocante ao chão é vista, mantendo-no suspenso por grande parte de sua extensão. Já para o *Riser 2*, devido a uma maior razão entre o tamanho do tubo e o espaço adequado para aplicação, uma maior extensão fica disposta no solo, o que culmina numa menor tração máxima no topo do *Riser*, como pode ser comprovada na comparação a seguir:

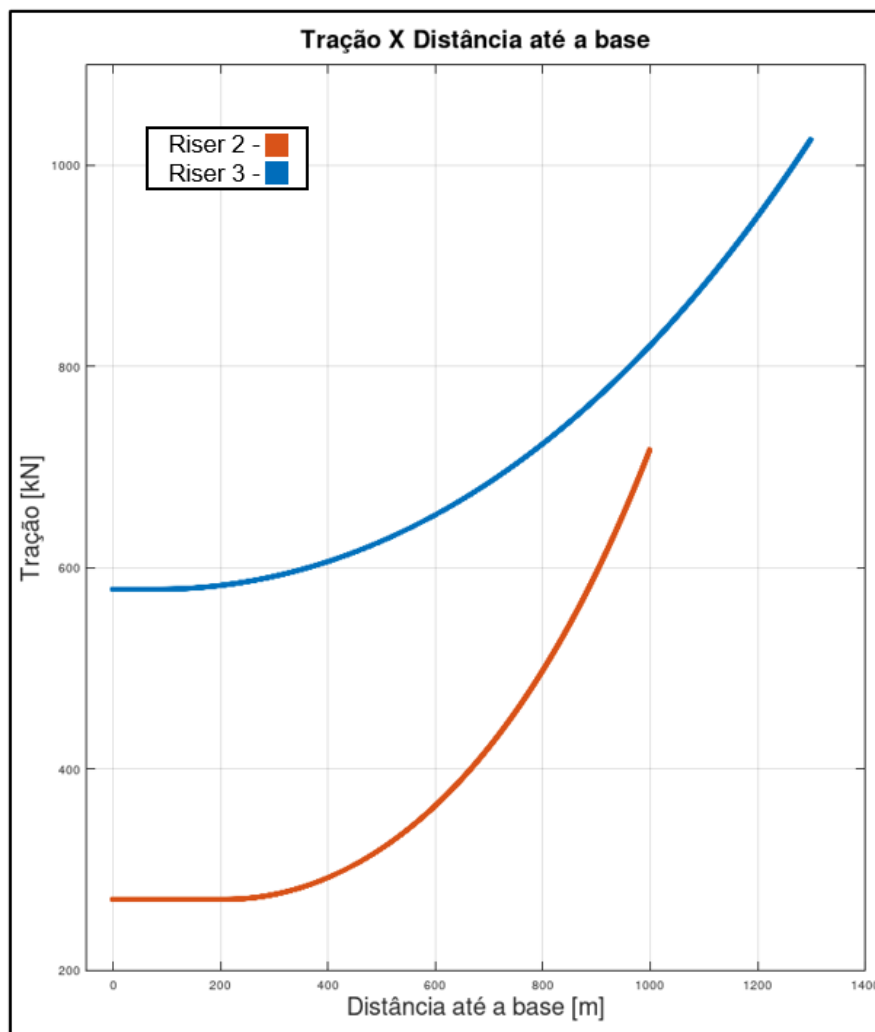


Figura 23 - *Riser 2* x *Riser 3*: Comparação de Esforços

Fonte: Elaborado pelo autor (2021)

No gráfico acima, uma comparação entre as trações ao decorrer do tubo foi gerada, em laranja o *Riser 2*, e em azul o *Riser 3*. Como a tração o peso próprio do *Riser* como seu principal fator, os gráficos das trações dos *Risers* tem características amostrais parecidas com os gráficos de situação física dos *Risers*, tendo como diferencial seu ponto de início, situado na Tração Horizontal decorrente dos esforços internos do tubo, que se mantém constante por toda a sua extensão.

Para o caso em questão, são observados, para o *Riser 2*, uma Tração Horizontal, decorrente dos esforços internos, de 271,048 kN, e de tração máxima, no ponto alto do tubo, de 718,193 kN. Já para o *Riser 3*, o valor de Tração Horizontal é constante no valor de 579,093 kN, enquanto o valor da tração máxima, no alto do tubo, se dá em 1026,24 kN.

Quanto a análise das tensões, diversas variáveis implicam na diferença dos seus valores. Variáveis essas como a extensão de tubo que repousa sobre o solo, a configuração de extensão do tubo e a geometria na qual ele está submetido. Após os cálculos, concluiu-se que os valores das Tensões Equivalentes são, para o *Riser 2*, de 215,55 MPa, e para o *Riser 3*, de 306,85 MPa.

5.5. A RELAÇÃO TENSÃO X SEÇÃO TRANSVERSAL

A maior particularidade dos tubos *Riser* é a natureza geradora dos esforços mais relevantes no tubo: o peso próprio. Tal particularidade gera um dilema: o quão maior for a espessura do tubo, maior a seção transversal, o que contribui para a resistência aos esforços suportados pelo tubo. Porém, a espessura do tubo também é diretamente proporcional ao peso próprio do mesmo, gerando maiores esforços sobre a seção transversal em caso de espessuras maiores.

Intuitivamente, a mesma lógica se aplica para tubos de diâmetro maiores. Um tubo de maior diâmetro, mesmo que com a mesma espessura, gera uma seção transversal com maior área e, ao mesmo tempo, gera um tubo de maior peso próprio, ponto chave na geração dos esforços aplicados ao tubo.

Gera-se então uma nova análise para observar e entender o comportamento da tensão equivalente máxima imposta a tubos que possuem seções transversais com propriedades geométricas distintas.

O estudo será realizado nas mesmas condições impostas na análise do *Riser 3*, na seção 5.3 desse relatório, uma vez que, dos três cenários apresentados, o *Riser 3* apresentou o resultados máximos, quando comparado com os outros *Risers*.

Duas análises são realizadas. A primeira busca visualizar o comportamento da tensão equivalente quando o tubo é submetidos a variações de espessura. Define-se, então, o diâmetro externo do tubo como um valor fixo, e varia-se o diâmetro interno. Posteriormente, analisa-se de forma a entender os efeitos de uma variação no diâmetro externo do tubo, com uma espessura fixa

Para isso, adapta-se a automação apresentada no ANEXO A desse documento de forma a executá-la n vezes para n configurações geométricas

diferentes da seção transversal.

5.5.1. Cenário 1 – Diferentes Espessuras

Como enunciado, a primeira análise calcula para um tubo de diâmetro externo d qual será a tensão equivalente definindo a parede desse tudo com n espessuras diferentes. Para permitir comparabilidade, utiliza-se o mesmo diâmetro externo do *Riser* 3, 0,22 m. Realiza-se então a execução de 80 intervalos, igualmente espaçados, variando a espessura do tubo entre 0,03 m até 0,001 m.

O output gerado pela automação é uma série que relaciona para cada espessura uma tensão equivalente, além do peso próprio por unidade de comprimento do *Riser*.

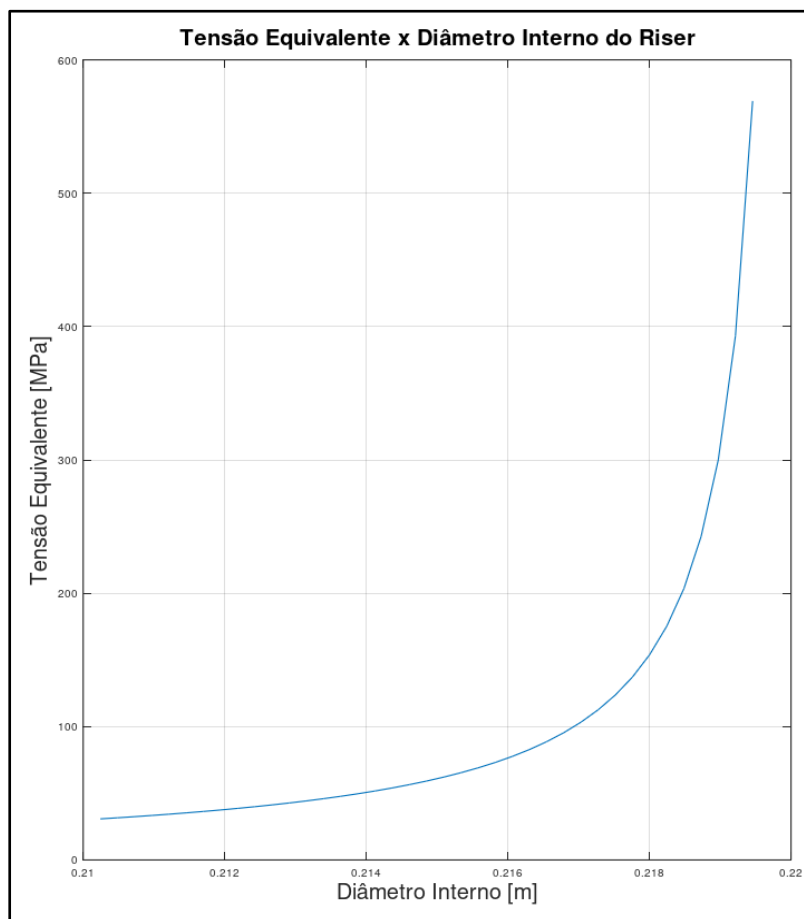


Figura 24 - Tensão Equivalente X Diâmetro Interno do *Riser*

Fonte: Elaborado pelo autor (2021)

Na tabela abaixo são representados valores críticos, que produzem tensões

máximas próximas a tensão de escoamento do ISO 3183 L450 (448 MPa):

Tabela 15 - Tensão Equivalente por Espessura: Pontos Específicos

Diâmetro Externo [m]	Diâmetro Interno [m]	Espessura [m]	Peso por Metro Para Espessura [N/m]	Tensão [MPa]
0.22	0.17	0.025	1179	165.9
0.22	0.19	0.015	743.68	188.96
0.22	0.2	0.01	507.88	218.03
0.22	0.21	0.005	259.99	305.49
0.22	0.214	0.003	157.44	422.24
0.22	0.216	0.002	105.45	568.19

Fonte: Elaborado pelo autor (2021)

Ao se observar o gráfico, junto com a tabela, contendo valores com maior nível de acuracidade, nota-se que o valor de diâmetro interno próximo a 0,214, é o valor que retorna a Tensão Máxima mais próxima da Tensão de Escoamento do material.

Tal fator, derivado da influência do diâmetro interno do *Riser* sobre a tensão máxima admissível, se dá por conta do peso próprio do tubo de *Riser*, que vem a ser o componente de maior peso para a determinação dos esforços internos, porém, junto a essa diminuição da espessura, uma diminuição da seção transversal é acarretada, implicando diretamente nas equações determinantes de esforços e tensões, no sistema.

Para fins de comparação, um *Riser*, nas configurações apresentadas pelo *Riser* 3, apresenta, com o diâmetro interno de 0,21 m, peso por metro no valor de 259,99 N e peso de toda a catenária de 415,97 kN, enquanto o mesmo *Riser*, com o aumento do diâmetro interno para 0,214 m, apresenta 157,44 N como peso por metro e 251,90 kN como peso para toda a catenária. O valor para a segunda hipótese equivale a 60,56% do valor da primeira. Esse que se torna um valor altamente considerável em meio ao projeto, tendo em vista a dependência das tensões máximas e do peso próprio da catenária.

5.5.2. Cenário 2 – Diferentes Diâmetros

A segunda análise realizada nessa linha de estudo se dá em cima busca

entender o comportamento da tensão equivalente em um *Riser* com condições de contorno iguais as impostas ao *Riser* 3, no capítulo anterior, porém com variações nos seus diâmetros internos e externos.

Realiza-se, então, o cálculo da tensão equivalente máxima para 80 *Risers* diferentes, com variações de diâmetro externo e interno (mantendo a espessura constante), da seção transversal do tubo de 0,10 m até 0,50 m em intervalos igualmente espaçados. Os resultados obtidos podem ser observados na Fig. 25.

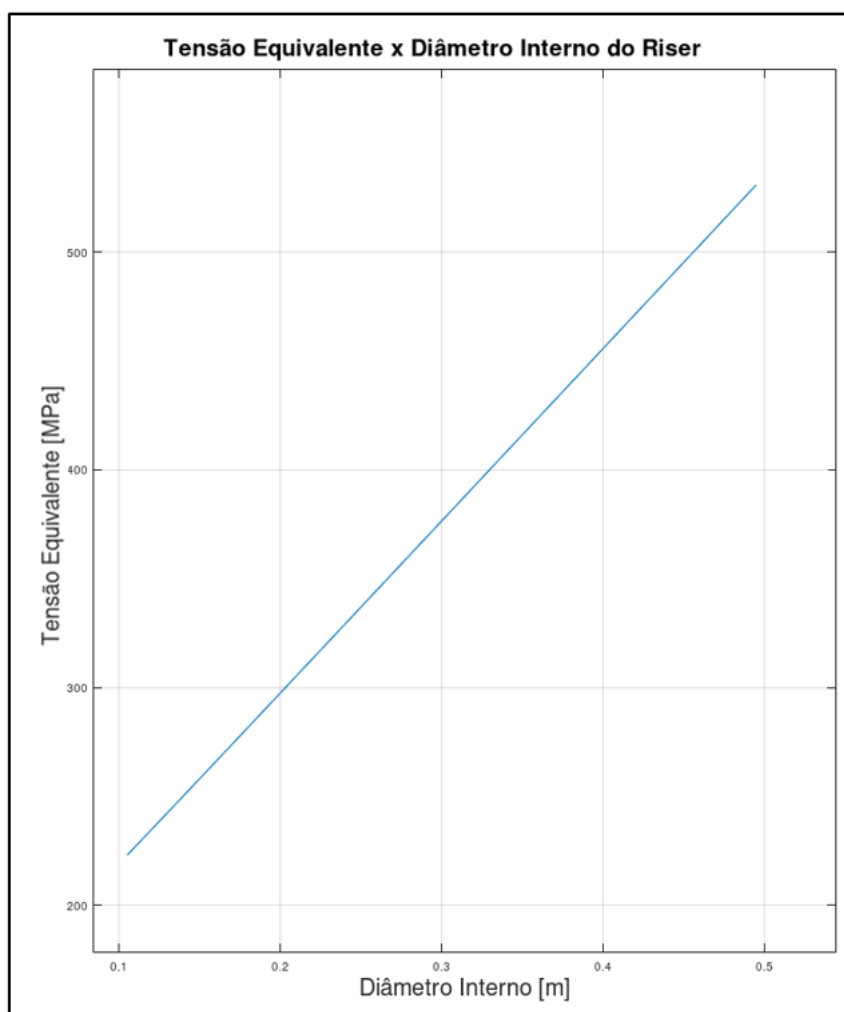


Figura 25 - Tensão Equivalente X Diâmetro Interno do *Riser*

Fonte: Elaborado pelo autor (2021)

O destaque aqui é a relação direta, de primeiro grau, entre as variações de tensão e o diâmetro, distinta da exponencial observada na análise anterior. Isso se dá devido ao aumento constante do diâmetro interno e externo, o que implica num aumento, também constante, do peso específico do *Riser*, por metro, sendo esse

último o fator de maior impacto quanto a determinação da Tensão Máxima observada no decorrer do *Riser*.

Assim como no estudo anterior, percebe-se que o efeito do aumento de área, no caso do aumento do diâmetro, cresce de forma muito mais acelerada quando comparado ao aumento dos esforços, que aumentam devido ao peso próprio.

Reforçando, ambos os resultados surpreenderam o grupo, que esperava uma curva em formato de “U”, gerando o que poderia ser chamado de *ponto ótimo* no ponto vertical mínimo do gráfico.

A análise realizada permite, também, entender qual o maior diâmetro interno possível dado as condições de contorno impostas. Resultados expostos na Tabela 16.

Tabela 16 - Tensão Máxima por Diâmetro: Pontos Especificos

Diâmetro Externo [m]	Diâmetro Interno [m]	Espessura [m]	Peso por Metro Espessura [N/m]	Tensão Equivalente [MPa]
0.2	0.19	0.005	289.72	235.8
0.25	0.24	0.005	329.17	296.26
0.35	0.34	0.005	408.19	417.19
0.4	0.39	0.005	447.71	477.65
0.45	0.44	0.005	487.3	538.11
0.48	0.47	0.005	511.05	574.39

Fonte: Elaborado pelo autor (2021)

Mais uma vez, para o aço ISO 3183 L450, para uma análise com espessura constante, igual a 0,005 m, o diâmetro interno limite seria de aproximadamente, 0,39 m.

6. CONCLUSÃO

Há uma extensa bibliografia que aborda os esforços, tensões e comportamentos aos quais um *Riser* é submetido. Este trabalho se soma a esse conjunto, buscando proporcionar, através de uma abordagem completamente analítica, uma visão mais clara dos efeitos das diversas variáveis que do sistema estudado.

Um modelo analítico foi desenvolvido, foram gerados uma variedade de resultados para diferentes condições de contorno e diferentes propriedades geométricas do tubo de *Riser*. Parâmetros como profundidade, correnteza, distânciamento horizontal e parede do tubo foram abordados e tensões calculadas.

Os resultados dos estudos realizados com as condições de contorno profundidade e distânciamento horizontal entre plataforma e *touch-down-point* se provaram diretamente proporcionais a tensão equivalente resultante no tubo. Peso próprio se mostrou, como esperado, a principal fonte geradora de esforços.

A definição de uma configuração ideal, com maior eficiência em termos de esforços e utilização de materiais, de modo que haja uma constante evolução no projeto de estruturas de natureza parecida, são as perspectivas promovidas como resultado desse trabalho.

TRABALHOS FUTUROS

Seguem algumas alternativas de continuação sobre o estudo iniciado nesse trabalho:

- Realizar comparações dos resultados obtidos através do uso do modelo analítico, com o resultado oriundo de um modelo numérico, com o uso de softwares de análise numérica, como o Ansys.
- Realizar estudos, que levem em consideração regimes de fadiga, através da implementação da variação da altura da maré, ou até mesmo do impacto do VIV na estrutura, e contabilizar tais efeitos na análise de tensões.
- Realizar estudos sobre métodos de fixação do tubo de *Riser* nas Plataformas, com o uso de informações como a Tração Máxima do tubo de *Riser* e o Ângulo de Desprendimento do Topo, ambos os dados vistos como retornos do código de modelagem.

7. REFERÊNCIAS

ABS – *American Bureau of Shipping* (2016). *Subsea Riser Systems*. Houston, USA.

BAI, Yong; BAI, Qiang. *Subsea Pipelines and Risers*. Elsevier. (2005)

BAI, Yong; BAI, Qiang (2005). *Steel Catenary Riser in Subsea Pipelines and Risers*. ScienceDirect.

BEER, F.P., Johnston, E. R. (1996), *Resistência dos Materiais*, Terceira Edição, MAKRON Books, São Paulo.

BRIDGE, C. *Full scale model tests of a steel Catenary Riser*. EUA, 2003.

DA SILVA, Neil Martins (2012). *Análise de um sistema de mitigação de catenária em linha de transmissão de energia elétrica baseado em ligas com memória de forma*. UnB – Universidade de Brasília. Distrito Federal.

DE OLIVEIRA, Matheus Gondim (2016). *Ferramenta de apoio ao cálculo de tirolesas de carga para escoamento de produção agrícola*. CEFET/RJ. Rio de Janeiro.

FALTINSEN, O.M. (1990). *Sea loads on ships and offshore structures*, Cambridge.

GAY NETO, Alfredo (2012). *Estabilidade estrutural da configuração estática de Risers em catenária*. Tese (Doutorado) – Programa de Pós-graduação em Engenharia, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo.

GOLIATT, Leonardo e CURY, Alexandre (2015). *Resistência dos Materiais*. Material de apresentação – Universidade Federal de Juiz de Fora. Minas Gerais.

HIBBELER, R.C. (2000), *Resistência dos Materiais*, Terceira Edição, Livros Técnicos e Científicos Editora, Rio de Janeiro.

LIMING, Song (2014). *Determining the drag coefficient of a cylinder perpendicular to water flow by numerical simulation and field measurement*. Shanghai Ocean University, Xangai, China.

PESCE, Celso Pupo (1997). *Mecânica de cabos e tubos submersos lançados em catenária: uma abordagem analítica e experimental*. 1997. Tese (Livre Docente) –

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo.

PINTO OLIVEIRA, Gabriel (2017). Soluções analítica e numérica de *Risers* flexíveis nas configurações de catenária e lazy wave. Universidade Federal do Rio de Janeiro/Escola Politécnica. Rio de Janeiro.

RUBIN, A., GUDME, J., (2006). Qualification of Steel Wire for Flexible Pipes. NACE International – Corrosion, March, San Diego, California, USA.

SILVEIRA, Ilson C. (2000). A Corrente do Brasil ao Largo da Costa Leste Brasileira, Instituto Oceanográfico da Universidade de São Paulo, São Paulo.

SPARKS, Charles P (2007). Fundamentals of marine *Riser* mechanics: basic principles and simplified analyses -- 1st ed. USA.

TSUKADA, Raphael Issamu (2009). Comportamento Dinâmico de *Riser* Rígido em Catenária Devido à Vibração Induzida por Vórtices em Águas Profundas. 2009. Dissertação – Universidade Estadual de Campinas. São Paulo.

TEÓFILO, Fábio Anderson Fonteles (2010). Análise e projeto de *Risers* compósitos em catenária. Dissertação (Mestrado) – Programa de Pós- Graduação em Engenharia Civil: Estrutural e Construção Civil. Fortaleza.

VALDÍVIA, Paulo, *et al* (2007). Resposta dinâmica de um *Riser* rígido em catenária devido à excitação induzida pelo escoamento interno. 4º PDPETRO, Campinas, SP.

8. ANEXO A - MODELO NUMÉRICO EM MATLAB APLICADO AO RISER 1

```

clear all; clc;
%%%%% Parâmetros Iniciais:
grav=9.80665;          %%Gravidade [m/s^2]
fh=500;               %%Distância horizontal entre local de inicio do Riser e a Plataforma [m]
h=400;               %%Profundidade do leito ou Z do Riser [m] (positivo pra baixo)
l=700;               %%Comprimento total do Riser (tubo medido linearmente) [m]
DExternoRiser=0.22;  %%Diâmetro externo do Riser [m]
DIternoRiser=0.21;  %%Diâmetro interno do Riser [m]
MEspLiquido=880;     %%Massa Especifica do líquido sendo transportado: [Kg/m^3]
p=1017;              %% Massa Especifica do líquido imerso (água salgada) [Kg/m^3]
inter=20000;         %%Número de seções do Riser
coefarrasto=1.2;     %%Coeficiente de arrasto do tubo
velcorrente=0.062;   %%Velocidade da corrente maritima [m/s]
massaespecaco=7850; %%Massa Específica Aço [kg/m^3]
E=207*10^9;          %%Modulo de Elasticidade do Aço [Pa]

%%%%%Inicio do Programa:
EspessuraRiser=DExternoRiser-DIternoRiser;
Aext=((pi*(DExternoRiser/2)^2))-((pi*((DIternoRiser)/2)^2)); %Área da seção transversal do tubo
Aint=pi*((DIternoRiser/2)^2);          %Área da seção transversal vazia, a ser preenchida do tubo
[m^2]
wRiser=massaespecaco*grav*(Aext); %%Peso por unidade de comprimento do Riser [N/m]
volumeliq=Aint;                    %%Volume do líquido por metro
wliquido= MEspLiquido*pi*((DIternoRiser/2)^2)*grav; %%Peso por unidade de comprimento [N/m]
w=wRiser+wliquido; %%Peso por unidade de comprimento [N/m]
mominercia=(pi/64)*(((DExternoRiser^4))-((DIternoRiser^4))); %%Momento de Inércia da seção
transversal
EA=E*Aext;
EI=E*mominercia;

vetFh=linspace(0,fh,inter);
lseg=linspace(0,l,inter);
lpart=l/inter;
lpart=ones(1,inter)*lpart;

%%%%%Método da Bissecao para encontrar a Força Horizontal
FhMax=200000;          %%Componente horizontal da tração no riser Máxima (na parte baixa
do riser)

```

```

FhMin=50;          %%Componente horizontal da tração no riser Mínima(na parte alta do
riser)
Fh=linspace(FhMin,FhMax,inter);

j=1;
while j<=inter
kx=l-h.*sqrt((1+2*((Fh(j)/w)/h)))+(Fh/w)*(acosh((h./(Fh(j)/w))+1))-fh;
[zz,zi]=min(abs(kx));
FhCat=Fh(zi);
Fh=linspace(0,1.001*Fh(zi),inter);
j=j+1;
end
Ls=(FhCat/w)*(((1+((w*h)/FhCat))^2)-1)^(1/2));
i=1;
while lseg(i)<l-Ls
    i++;
end
c2=i;

%%%%%Determinacao da Geometria da Catenária
lseg susp=linspace(0,Ls,(inter-c2));
lseg susp inv=fliplr(lseg susp);
i=2;
lpart=ones(1,inter);
zPloti=ones(1,inter).*(-h);
xPloti=ones(1,inter).*0;
Xss=ones(1,inter).*0;
tetaPloti=ones(1,inter).*0;
j=1;
while (lseg(i)<l && j<=1+inter-c2)
    if lseg(i)<l-Ls
xPloti(i)=lseg(i);
zPloti(i)=-h;
tetaPloti(i)=atan(abs((zPloti(i)-zPloti(i-1)))/(xPloti(i)-xPloti(i-1))));
i++;
    else
xPloti(i)=(FhCat./w).*((asinh((w.*lseg susp(j))./FhCat)))+xPloti(c2-2);
zPloti(i)=((FhCat./w).*(((1+((w.*lseg susp(j))./FhCat).^2).^1/2))-1))-h; %%Função de forma da
Catenária Suspensa
tetaPloti(i)=atan(abs((zPloti(i)-zPloti(i-1)))/(xPloti(i)-xPloti(i-1))));

```

```

j++;
i++;
    end
end

tetaPloti(i)=tetaPloti(i-1);
zPloti(i)=0;
xPloti(i)=xPloti(i-1)+(xPloti(i-1)-xPloti(i-2));
ProjT=p*grav.*lpart.*(Aext)+FhCat.*(zPloti+h)*((wRiser+wliquido)/FhCat)+FhCat;
e0=ProjT./EA;
i=2;
while i<inter
    Xssi(i)=tetaPloti(i)-tetaPloti(i-1);
    i++;
end
Xssi(i)=Xssi(i-1)+(Xssi(i-1)-Xssi(i-2));
i=2;
j=1;
xPlot=ones(1,inter).*0;
zPlot=ones(1,inter).*(-h);
Xss=ones(1,inter).*0;
tetaPlot=ones(1,inter).*0;

while lseg(i)<l && j<=inter-c2;
    if lseg(i)<l-Ls
xPlot(i)=lseg(i);
zPlot(i)=-h;
tetaPlot(i)=atan(abs((zPlot(i)-zPlot(i-1))/(xPlot(i)-xPlot(i-1))));
i++;
    else
xPlot(i)=((FhCat./w).*(asinh((w.*lsegusp(j))./FhCat)))+xPlot(c2-2)+e0(i).*xPlot(i);
zPlot(i)=(((FhCat./w).*((1+(((w.*lsegusp(j))./FhCat).^2).^(1/2))-1))-
h)+((1/2)*((w.*lsegusp(j))./FhCat).*(e0(i).*lsegusp(j))); %%Função de forma da Catenária
Suspensa
tetaPlot(i)=atan(abs((zPlot(i)-zPlot(i-1))/(xPlot(i)-xPlot(i-1))));
j++;
i++;
    end
end

```



```

tetaPlot(i)=tetaPlot(i-1);
Xss(i)=Xss(i-1)+(Xss(i-1)-Xss(i-2));
zPlot(i)=0;
xPlot(i)=xPlot(i-1)+(xPlot(i-1)-xPlot(i-2));
i=2;
while i<inter
    Xss(i)=tetaPlot(i)-tetaPlot(i-1);
    i++;
end

ft=l-Ls;
if ft>0
    ft=l-Ls;
else
    ft='A Catenária não toca o chão';
end

%%%%Cálculo dos esforços
ppc=wRiser.*lpart+wliquido.*lpart+MEspLiquido.*Aint.*lpart.*grav; %%Peso por comprimento de
seção de Riser+liq
momentoang=(ppc.*(lpart/2));
momflet=Xss.*EI;
fcorrente=(coefarrasto*p*velcorrente*velcorrente*DExternoRiser.*lpart.*sin(tetaPlot))/2;
fcorrentesen=fcorrente.*(sin(tetaPlot)); %%Componente Seno da Força da Corrente
fcorrentecos=fcorrente.*(cos(tetaPlot)); %%Componente Cosseno da Força da Corrente

%%%%Cálculo das tensões
sigma=((momentoang+momflet).*(DExternoRiser/2))./mominercia+ProjT./Aext+fcorrentesen./Aext;
%%Tensão sigma do Riser
taucisalhante=fcorrentecos/Aext; %%Tau cisalhante do tubo, levando em consideração a
correnteza
tensaoeq=sqrt(sigma.*sigma+3.*(taucisalhante).*(taucisalhante)); %%Tensão final e equivalente

%%%%Orientação da localização dos pontos analisados, no decorrer der fh
div=71;
Ponto1=round(((inter)/div)*2);
Ponto2=round(((inter)/div)*((div/2)+1));
Ponto3=round(((inter)/div)*(div-1));
Ponto1=[xPlot(Ponto1) zPlot(Ponto1) tetaPlot(Ponto1)*(180/pi) fcorrente(Ponto1) ProjT(Ponto1)
momflet(Ponto1) sigma(Ponto1) taucisalhante(Ponto1) tensaoeq(Ponto1)];

```

```

Ponto2=[xPlot(Ponto2) zPlot(Ponto2) tetaPlot(Ponto2)*(180/pi) fcorrente(Ponto2) ProjT(Ponto2)
momflet(Ponto2) sigma(Ponto2) taucisalhante(Ponto2) tensaoeq(Ponto2)];
Ponto3=[xPlot(Ponto3) zPlot(Ponto3) tetaPlot(Ponto3)*(180/pi) fcorrente(Ponto3) ProjT(Ponto3)
momflet(Ponto3) sigma(Ponto3) taucisalhante(Ponto3) tensaoeq(Ponto3)];
Pontos=[Ponto1(:) Ponto2(:) Ponto3(:)];
PLOT=[xPlot(:) zPlot(:) tetaPlot(:) fcorrente(:) ProjT(:) momflet(:) tensaoeq(:)];

PlotExecutadoEm=clock;
PlotExecutadoEm=fix(PlotExecutadoEm);

Dia=PlotExecutadoEm(1,3)
Mes=PlotExecutadoEm(1,2)
Ano=PlotExecutadoEm(1,1)
Hora=PlotExecutadoEm(1,4)
Minuto=PlotExecutadoEm(1,5)
Segundo=PlotExecutadoEm(1,6)

xpi=-0.05*fh; %Inicio do eixo das abscissas
xpf=1.05*fh; %Fim do eixo das abscissas
xsin=xpi:0.1:fh+inter;
ysin=2*sin(0.4*xsin);

subplot(1,2,1)
plot(xPlot,zPlot,'go','MarkerSize',1.3);
hold on
plot(Ponto1(1),Ponto1(2),'bd','MarkerSize',6);
hold on
plot(Ponto2(1),Ponto2(2),'bd','MarkerSize',6);
hold on
plot(Ponto3(1),Ponto3(2),'bd','MarkerSize',6);
hold on
plot(xsin,ysin)
hold on
plot(0,'--');
hold on
title('Plot Catenária 2D','FontSize',20);
hold on
xlabel('Distância até a base [m]','FontSize',20) %Legenda eixo horizontal
hold on
ylabel('Profundidade [m]','FontSize',20) %Legenda eixo vertical

```

```

hold on
txt = {'Tração Horizontal [kN]:' FhCat/1000,'Ponto de Elevação da Catenária [m]' l-Ls};
hold on
text(0,-0.11*h,txt,'FontSize',15);
hold on
axis([-fh/50 fh+(fh/50) -h 20])
grid on
hold off

subplot(1,2,2)
plot(xPlot,ProjT/1000,'y>','MarkerSize',1.3)
hold on
title('Tração X Distância até a base','FontSize',20);
hold on
xlabel('Distância até a base [m]','FontSize',20) %Legenda eixo horizontal
hold on
ylabel('Tração [kN]','FontSize',20) %Legenda eixo vertical
hold on
grid on;
hold on
txt = {'Tração Axial no Topo [kN]:' ProjT(inter)/1000, 'Ângulo de Desprendimento do Topo [Graus]'
90-tetaPlot(inter-5)*(180/pi)};
hold on
text(0,0.95*(ProjT(inter)/1000),txt,'FontSize',15);
hold on
axis([-fh/50 fh+(fh/50) (ProjT(5)/1000)*0.95 (ProjT(inter)/1000)*1.05])
hold off

```