

## DESENVOLVIMENTO DE UM SOFTWARE PARA O CÁLCULO DA VIDA EM FADIGA DE UM RISER RÍGIDO SUBMETIDO A VIV

**Renata Prata Ferreira**

email: renata.pme@gmail.com

**Resumo:** A expansão do uso de petróleo e as novas jazidas em águas ultraprofundas fomentou a busca por soluções que devem suportar condições adversas de operação, assim como as vibrações induzidas por vórtices (VIV). O conhecimento nessa área ainda é reduzido, mas modelos analíticos e numéricos, usando softwares próprios e comerciais, expandem essas fronteiras. Um desafio nesse tópico é o cálculo do modo de vibração e também da vida em fadiga quando há VIV. É neste cenário que este trabalho se desenvolve, a proposta é desenvolver um software como complementação do trabalho de doutorado de Silveira, utilizando o núcleo de cálculo da parte estática e dinâmica e adicionando o estudo da frequência e vida em fadiga. Como resultado, serão analisados dois casos: riser vertical e outro em catenária, desde o estudo estático até fadiga.

**Palavras-chave:** VIV. Fadiga. Software.

### 1. INTRODUÇÃO

Atualmente a área do petróleo se encontra em grande fase de desenvolvimento no Brasil. Novas tecnologias estão sendo empregadas tanto para o melhor aproveitamento das partes fracionadas quanto para a prospecção de petróleo e gás. Para isto diversos assuntos vêm sendo estudados, entre eles os esforços dinâmicos existentes em umbilicais e risers, principalmente após a descoberta de poços com lâmina d'água com mais de 2000m, como é o caso dos poços na camada pré-sal, que até o presente momento não possui soluções consagradas para extração.

Um esforço dinâmico importante para estudo é o provocado pelas vibrações induzidas por vórtices (VIV), pois através de seu movimento cíclico, autoexcitado e autocontrolado, ele influi na vida útil dos cabos submersos através do fenômeno conhecido como fadiga.

Um dos modos de representar os esforços dinâmicos é através de formulações matemáticas, feitas a partir de modelos fenomenológicos, cujas equações podem ser utilizadas em *software*, e a partir destes calcular a vida útil. Deste modo, este trabalho tem como proposta final o desenvolvimento de um *software* para o cálculo da vida útil de risers submetidos a VIV.

### 2. SITUAÇÃO ATUAL E OBJETIVO

Atualmente têm-se alguns *software* que se encontram disponíveis para o cálculo da resposta dinâmica de um riser submetido a VIV, é o caso do *software Orcaflex* de uso comercial e o PoliVIV desenvolvido in house, no trabalho de doutorado de Silveira.

O *Orcaflex* é um *software* completo que inclui inclusive o cálculo da vida em fadiga de um cabo submerso, já o PoliVIV apesar de apresentar todos os cálculos necessários para a obtenção da resposta dinâmica de um cabo submerso, não apresenta a resposta da vida em fadiga.

Além desta diferença principal há outras, assim como a interface e entrada de dados. A interface do PoliVIV é muito mais simplificada, pois ele apresenta uma solução mais fechada sem muitas opções de variáveis de entrada, por exemplo a movimentação do topo do cabo juntamente com a influência do VIV, a desconsideração da interação entre o solo e a parte apoiada do cabo, entre outras opções.

Para soluções mais simplificadas o PoliVIV é uma ótima opção, porém ainda há alguns pontos que ainda precisam ser melhorados assim como a entrada de dados e atualização da plataforma .NET.

É diante da atual situação que este trabalho vem a ser realizado. O intuito final é desenvolver um *software* como complementação do trabalho de doutorado de Silveira, utilizando o núcleo de cálculo desenvolvido da parte estática e dinâmica, para então implementar o cálculo de fadiga, além da atualização da plataforma .NET.

Para isto foi-se necessário o entendimento da base teórica por trás da tese de Silveira. Porém neste presente trabalho para se evitar repetição do desenvolvimento de todas as fórmulas, estas foram ocultadas. Deste modo, para um estudo mais aprofundado consulte a referida tese.

### 3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Um corpo cilíndrico livre para se mover quando inserido em um meio fluido com determinada velocidade vibra devido à interação fluido-estrutural liberando vórtices alternados. Quando a frequência de liberação de vórtices se aproxima da frequência natural do corpo, este entra na faixa ressonante denominada de *lock-in*, isto ocorre para velocidades reduzidas variando de aproximadamente 5,0 até 12,5. Há alguns modelos que tentam simular este fenômeno, entre eles estão os modelos fenomenológicos.

O modelo fenomenológico de VIV é um modelo matemático que tenta representar o comportamento autoexcitado e autorregulado das vibrações induzidas por vórtices gerado a partir da observação deste fenômeno. Este modelo estabelece um acoplamento entre dois osciladores, um para representar o movimento do fluido e outro para simular o movimento do corpo. O modelo depende da determinação de cinco coeficientes adimensionais, a partir de resultados experimentais. Dentre deste tipo de modelo há dois que se destacam: o modelo de Iwan & Blevins e o modelo de Parra & Aranha, que é uma revisão deste primeiro. Como no presente artigo apenas o modelo de Iwan & Blevins será utilizado para obtenção de resultados, este será explicado.

### 3.1 Equações do modelo fenomenológico de VIV

Conforme o parágrafo anterior, as equações que descrevem o fenômeno são acopladas, sendo uma para o oscilador fluido e outra para o oscilador estrutural. O oscilador fluido é descrito pela equação [3.1], já o estrutural pela equação [3.2].

$$\ddot{z} - a.(1 - b.z^2).\dot{z} + c.z = d.\dot{y} \quad [3.1]$$

$$\ddot{y} + e.y = f.(\dot{z} - \dot{y}) \quad [3.2]$$

$$\ddot{z} - a.(1 - b.z^2).\dot{z} + c.z = 0 \quad [3.3]$$

Onde os índices a, b, c, d, e e f são constantes.

A equação [3.1] obedece a uma equação tipo Van der Pol (equação [3.3]). Para se entender essa equação é preciso ter em mente que ela é uma equação oscilatória e, portanto, o termo  $-a.(1 - b.z^2)$  representa o termo de “amortecimento”, quando este é positivo, a amplitude da oscilação tende a diminuir, ao contrário, quando ele é negativo, a amplitude tende a aumentar.

Analisando esta situação, para o caso em questão. Quando se tem  $-a.(1 - b.z^2)$  positivo, ou seja, quando  $z^2$  é maior que  $1/b$ , a amplitude de oscilação diminuir. Já, quando se tem  $-a.(1 - b.z^2)$  negativo, ou seja, quando  $z^2$  é menor que  $1/b$ , a amplitude de oscilação a aumentar. Na situação onde  $z^2$  é igual a  $1/b$ , não há mais caráter de amortecimento e, portanto, a oscilação permanece constante. Um resumo desta análise se encontra na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 - Resumo da análise da equação de Van der Pol.

Termo de amortecimento	Condição de z	Comportamento verificado
$-a.(1 - b.z^2) > 0$	$z > \sqrt{1/b}$	Amplitude diminui
$-a.(1 - b.z^2) < 0$	$z < \sqrt{1/b}$	Amplitude aumenta
$-a.(1 - b.z^2) = 0$	$z = \sqrt{1/b}$	Amplitude constante

Pode-se observar pelas duas últimas colunas que quando z é menor que certo valor  $\sqrt{1/b}$  a amplitude aumenta, porém se esta aumentar muito z poderá passar  $\sqrt{1/b}$ , o que diminui a sua amplitude de oscilação. Conclui-se que existe uma amplitude de estabilização e esta ocorre quando  $z = \sqrt{1/b}$ .

Observa-se, também, que na equação [3.2] o seu termo forçante é dependente de  $\dot{z}$ , ou seja, quando este termo varia em caráter oscilatório, o oscilador estrutural sofre esta interferência, que varia o termo forçante do oscilador fluídico. Demonstrando assim o seu acoplamento.

### 3.2 Modelo de Iwan & Blevins

Conforme Parra, o oscilador estrutural do modelo de Iwan & Blevins é dado pela expressão [3.4], enquanto que o fluido é dado pela expressão [3.5].

$$\ddot{y} + 2.\zeta_T.\omega_n.\dot{y} + \omega_n^2.y = f(z, t) \quad [3.4]$$

$$\ddot{z} - \frac{a_1 - a_4}{a_0} \cdot \frac{U}{D} \cdot \dot{z} + \frac{a_2}{a_0} \cdot \frac{1}{U \cdot D} \dot{z}^3 + \omega_s^2 \cdot z = \frac{a_3}{a_0} \cdot \dot{y} + \frac{a_4}{a_0} \cdot \frac{U}{D} \dot{y} \quad [3.5]$$

Onde:

$\omega_n$ : frequência natural da estrutura,  $\omega_n = \frac{m \cdot \sqrt{k/m}}{1 + a_3 \cdot \rho \cdot D^2}$  [rad/s];

$m$ : massa da estrutura [kg];

$k$ : rigidez da estrutura [N/m];

$\rho$ : densidade da estrutura [kg/m<sup>3</sup>];

$D$ : diâmetro da estrutura [m];

$\zeta_T$ : coeficiente de amortecimento total,  $\zeta_T = \left( \frac{\zeta_s \cdot \sqrt{k/m}}{\omega_n} + \zeta_f \right) / \left( 1 + \frac{a_3 \cdot \rho \cdot D^2}{m} \right)$ ;

$\zeta_s$ : coeficiente de amortecimento estrutural;



15. Interação do cabo com o solo marítimo será desconsiderada;
16. Cada segmento será modelado como uma mola com extremidade (nós) com metade do peso do segmento.

## 6. RESULTADOS

Como resultado deste trabalho, as saídas do *software* proposto serão analisadas neste capítulo, tanto em comparação com o *software* comercial *Orcaflex*, quanto em relação a ele próprio. Há dois estudos de caso, cada um com configurações distintas, o primeiro envolverá um *riser* vertical com determinado nível de pré-tensão e o segundo um *riser* em catenária. Nos casos a serem estudados as principais propriedades se encontram a seguir.

Tabela 6.1 - Propriedades diferentes entre os casos.

Propriedade	Estudo de caso 1	Estudo de caso 2
Diâmetro externo do <i>riser</i>	0,46m	0,46m
Diâmetro interno do <i>riser</i>	0,41m	0,41m
Comprimento do <i>riser</i>	1995m	2000m
Coordenada (X;Y;Z)	(0;0;2000)m	(500;0;2000)m
Número de elementos	40	100
Corrente	0,5 m/s	0,5m/s

### 6.1 Estudo de Caso 1

Neste primeiro estudo de caso, um *riser* na configuração vertical será analisado, cuja coordenada do topo se localiza em (0; 0; 2000) metros e a coordenada do outro extremo do cabo se localiza em (0; 0; 0) metro em contato com o solo marítimo. O seu comprimento é de 1995 metros, ou seja, o *riser* está esticado em 5 metros, dando-lhe pré-tensão inicial de modo a tentar mantê-lo o mais vertical possível. A corrente empregada tem intensidade de 0,5 m/s no sentido positivo de X e o modelo dinâmico aplicado é de Iwan & Blevins.

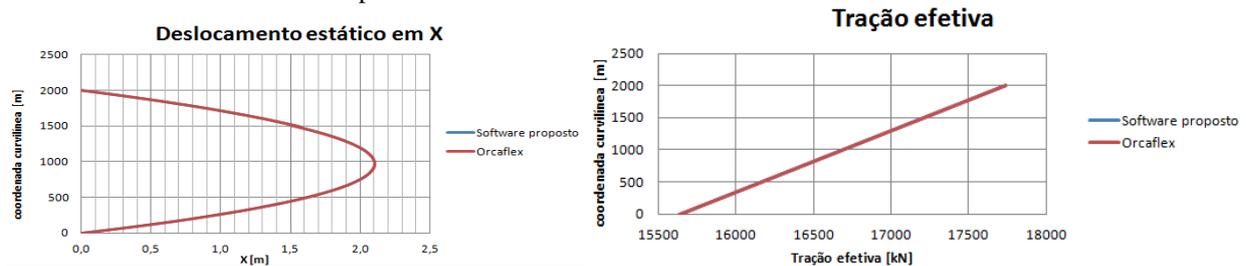


Figura 6.1 - Configuração estática do *riser* estudado, estudo de caso 1, para o *software* comercial *Orcaflex* e o proposto, sendo que as configurações deram iguais(esq.). Comparação da tensão efetiva do *riser* estudado, estudo de caso 1, para o *software* comercial *Orcaflex* e o proposto, sendo que as trações deram iguais (dir).

Com base na configuração estática do *riser*, Figura 6.1 (esq.), pode-se notar que nos dois *software* o deslocamento estático em X foi praticamente igual, dando uma diferença máxima de apenas 0,16 mm. Além disto, pode-se notar que em ambos o ponto de máximo deslocamento é de 2,1m na cota 100 m.

Assim como para o deslocamento estático, a tração efetiva se demonstrou numericamente igual, com erro na ordem de 0,01% diante de 15635,75 kN presente na base, Figura 6.1 (dir.).

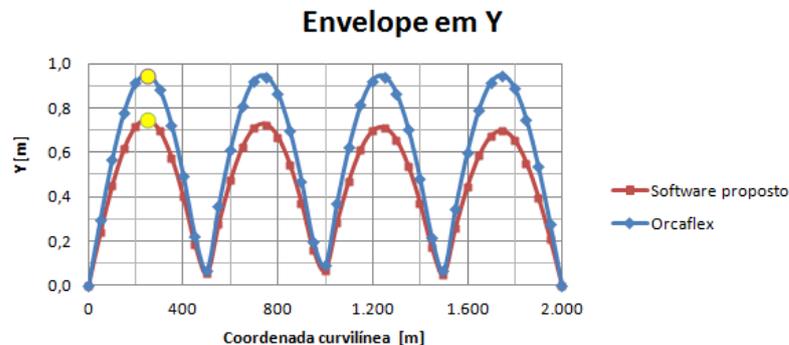


Figura 6.2 - Configuração de máximo deslocamento ao longo do *riser* no intervalo de 700s a 800s para o estudo de caso 1. Dando destaque ao nó 5 escolhido para análise dinâmica.

Diante destes resultados, prosseguiram-se os estudos para ver o comportamento dinâmico do sistema. Primeiramente, ao se verificar o envelope de máximos deslocamentos na direção Y no intervalo de tempo de 700s a 800s, Figura 6.2, observou-se que em ambos os *software* o cabo apresentou uma excitação de quarto modo, porém com diferenças de amplitudes máximas.

Como para se estudar com maior profundidade o comportamento dinâmico do cabo é preciso escolher um nó e um elemento correspondente, optou-se então pelo estudo dinâmico do nó 5 (249,375m), que apresenta maior amplitude e pelo elemento 5 correspondente (274,3125m). Comparando os resultados dinâmicos, o deslocamento na direção transversal ao escoamento tem uma diferença de 0,2 m, sendo que o *software* proposto apresentou menores deslocamentos, Figura 6.3. Além disto, nota-se que as frequências de vibrar são diferentes. Da mesma figura, tem-se que no *software* proposto uma frequência de vibração de 0,23 Hz, enquanto que no *Orcaflex* de 0,20 Hz.

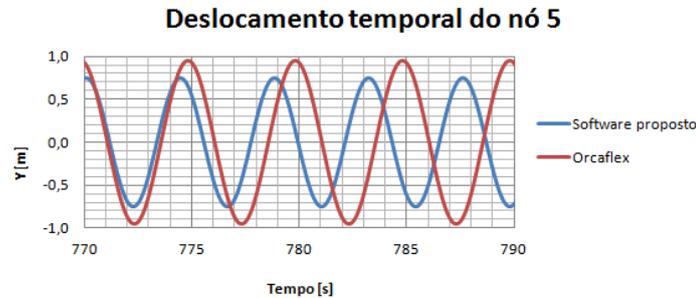


Figura 6.3 - Deslocamento na direção transversal ao escoamento do nó 5, que apresenta maiores amplitudes de deslocamento, para o estudo de caso 1.

Observando o lugar geométrico que o nó 5 percorre, no tempo de 700s a 800s, nota-se que o caminho é bem estável e no formato de oito (8) quando se distorce a imagem de modo a deixá-la mais aproximada, Figura 6.4.

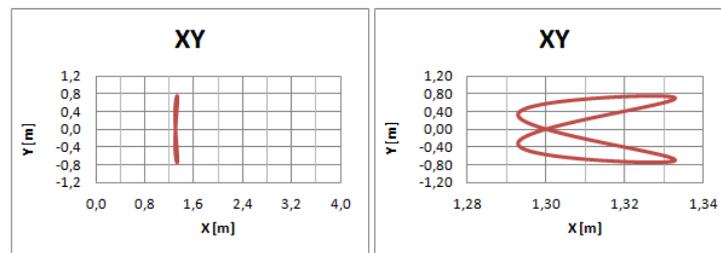


Figura 6.4 - Lugar geométrico do nó 5 no tempo de 700s a 800s. Valores obtidos pelo *software* proposto e estudo de caso 1.

Visualizando o comportamento do elemento 5 para a tração efetiva, Figura 6.5, vê-se que a amplitude da tração efetiva tem uma diferença de 10kN e que as frequências, assim como no deslocamento em Y, são diferentes.

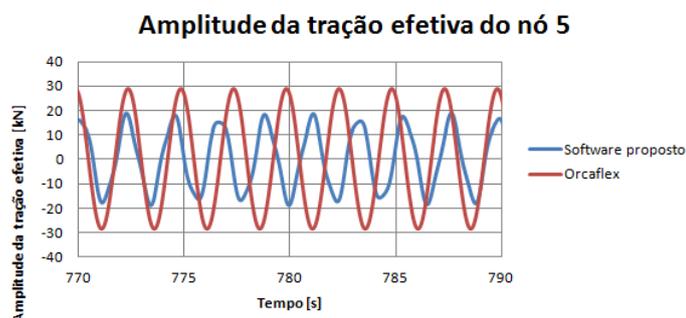


Figura 6.5 – Amplitude de tração efetiva do nó 5 no intervalo de 770 a 790s para o estudo de caso 1.

Utilizando a Transformada Rápida de Fourier para o *software* proposto, observa-se pela Figura 6.6 que a frequência com maior amplitude em Y é de 0,23Hz, como já se esperava pelos cálculos feitos através da Figura 6.3, com amplitude de 0,35m. Para a frequência em X obteve-se dois picos, um como dobro de Y (amplitude: 8mm) e outro com 0,88Hz (amplitude:  $6,1 \cdot 10^{-5}$  m).

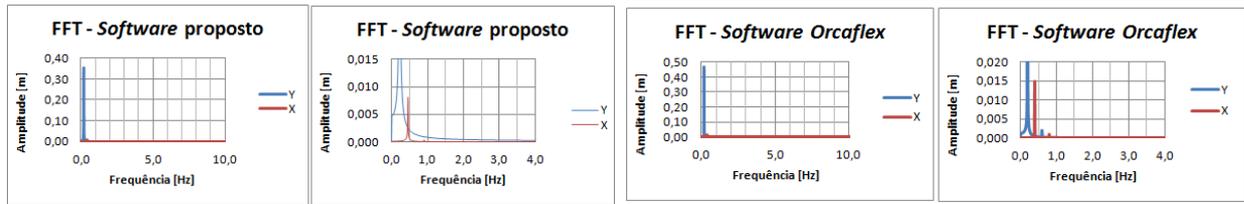


Figura 6.6 – Aplicação da Transformada Rápida de Fourier no intervalo de 700s a 800s, para o estudo de caso 1 através do *software* proposto e do *software Orcaflex*. No segundo e quarto gráficos, deu-se destaque para a vibração *inline*.

Como comparação, as respostas do *software Orcaflex* utilizando a Transformada Rápida de Fourier são apresentadas na Figura 6.6, cuja frequência de maior amplitude em Y (0,47m) obtida foi de 0,23Hz. Diferentemente do resultado do *software* proposto, o deslocamento em Y apresenta outra frequência com amplitude menor (1,98mm) de 0,6 Hz. Ao mesmo tempo, o *software* apresentou duas amplitudes pronunciadas em relação ao deslocamento X, assim como no *software* proposto, uma com o dobro da frequência do deslocamento Y (amplitude:  $1,5 \cdot 10^{-2}$  m) e outra quatro vezes maior (amplitude:  $9,3 \cdot 10^{-3}$  m).

Observando os resultados dos modos naturais de vibrar em relação às frequências correspondentes, Figura 6.7, nota-se que quanto maior é o modo de vibrar maior a diferença entre frequências obtidas nos dois *software*.

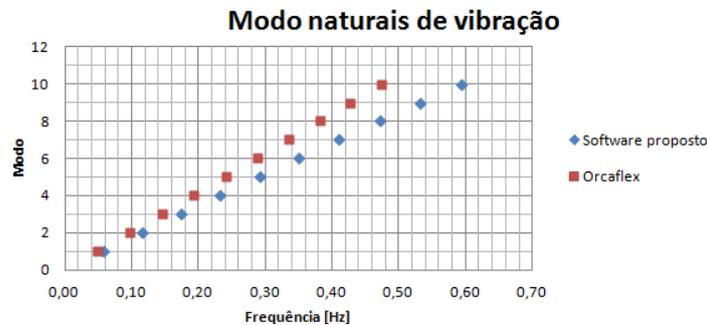


Figura 6.7 – Modos naturais de vibração para o caso 1.

Através picos de frequências em Y encontradas utilizando a Transformada Rápida de Fourier e observando qual é o seu modo correspondente através da Figura 6.7, construiu-se a Tabela 6.2 calculando também a sua velocidade reduzida.

Tabela 6.2 - Valores de frequência em Y, para o estudo de caso 1.

<i>Software</i>	Frequência (Hz)	Modo	Velocidade reduzida
<b>Proposto</b>	<b>0,20</b>	<b>Entre 3º e 4º</b>	<b>5,48</b>
<b>Orcaflex</b>	<b>0,23</b>	<b>4º</b>	<b>4,75</b>

O modo de vibrar encontrado para o *software Orcaflex* bate com o seu envelope, Figura 6.2. Além disto, ele se encontra em *lock-in* com velocidade reduzida de 4,75. Para o *software* proposto, o modo encontrado está entre o terceiro modo e o quarto. O que se esperado era que a frequência de 0,20 Hz correspondesse ao quarto modo de vibrar, conforme seu envelope em Y, visto que sua velocidade também está na faixa de *lock-in*.

Como resultado final a acrescentar, foi-se estudado a vida em fadiga do *riser* através do nó 5 no intervalo de 700 a 800s para o cálculo da frequência predominante para o *software* proposto. Escolheu-se a curva W3 com fator de segurança 1,0 e o critério Goodman de correção das médias. O que resultou em  $1,33 \cdot 10^{11}$  ciclos, ou seja,  $1,87 \cdot 10^4$  anos. Apesar do fator de segurança ser unitário, este valor de vida ainda é muito alto.

Para se verificar o comportamento da vida em fadiga, da frequência e do modo de vibrar do *riser* de acordo com a velocidade da corrente no *software* proposto, optou-se por variá-la de 0,2 em 0,2m/s começando por 0,1m/s até 0,9m/s, estes resultados são apresentados na Tabela 6.3.

Nota-se que com o aumento da velocidade de corrente, a frequência aumenta juntamente com o modo de vibração, acarretando uma vida útil menor. É interessante notar que a variação da corrente em baixas velocidades gera um aumento de energia bastante pronunciada, enquanto nas velocidades mais altas a variação de energia é bem menor. Isto se deve ao fato, que com o aumento da frequência, o desprendimento de vórtices ao longo do comprimento do *riser* se dá de forma mais homogênea e com maior intensidade, interrompendo a alimentação da vorticidade ao longo do comprimento do *riser*.

Tabela 6.3 - Valores de frequência , para o estudo de caso 1.

Velocidade (m/s)	Nó	Frequência (Hz)	Amplitude (m)	Modo	Vida (anos) <sup>1</sup>
0,1	20	0,05	0,06	1	9,54*10 <sup>10</sup>
0,3	10	0,12	0,41	2	1,08*10 <sup>6</sup>
0,5	5	0,20	0,35	4	1,87*10 <sup>4</sup>
0,7	5	0,29	0,28	5	1726
0,9	3	0,40	0,32	7	228

## 6.2 Estudo de Caso 2

Neste segundo estudo de caso, um *riser* em catenária será analisado, cuja coordenada do topo se localiza em (500; 0; 2000) metros e a coordenada do outro extremo do cabo se localiza em (0; 0; 0) metro em contato com o solo marítimo. O seu comprimento é de 2200 metros, ou seja, o *riser* está livre para se movimentar em quase 140 metros, situação oposta ao primeiro estudo de caso. A corrente empregada tem a mesma intensidade de 0,5 m/s no sentido positivo de X e o modelo dinâmico aplicado é de Iwan & Blevins.

Comparando os resultados estáticos do *riser*, Figura 6.8, pode-se notar assim como no estudo de caso 1 não existe diferenças no deslocamento estático em X nem de tração efetiva ao longo do *riser*.

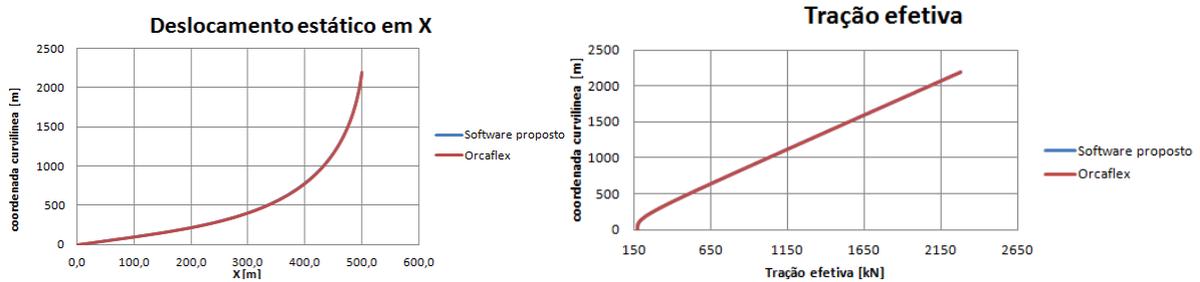


Figura 6.8 - Configuração estática do *riser* estudado, estudo de caso 2, para o *software* comercial *Orcaflex* e o proposto(esq.). Comparação da tração efetiva do *riser* estudado, estudo de caso 2, para o *software* comercial *Orcaflex* e o proposto (dir.).

Ao se visualizar, no intervalo de tempo de 700s a 800s, a configuração de máximo deslocamento ao longo do *riser*, observou-se através da Figura 6.9 que o cabo apresentou uma configuração bem diferente do que foi apresentado na Figura 6.2, sendo impossível distinguir qual(s) o(s) modo de vibrar e se a configuração apresentada é estável.

Diante desta dúvida, optou-se por continuar este estudo e verificar o comportamento do nó 10 (264m) da malha suspensa do *software* proposto do elemento correspondente 10 (275m), visto que o nó de maior amplitude observada no *software* proposto tinha configuração bem diferente do *Orcaflex*. Esta diferença pode ter ocorrido porque o *software* proposto só calcula a malha suspensa e o *Orcaflex*, o comprimento total do *riser* incluindo a parte apoiada.

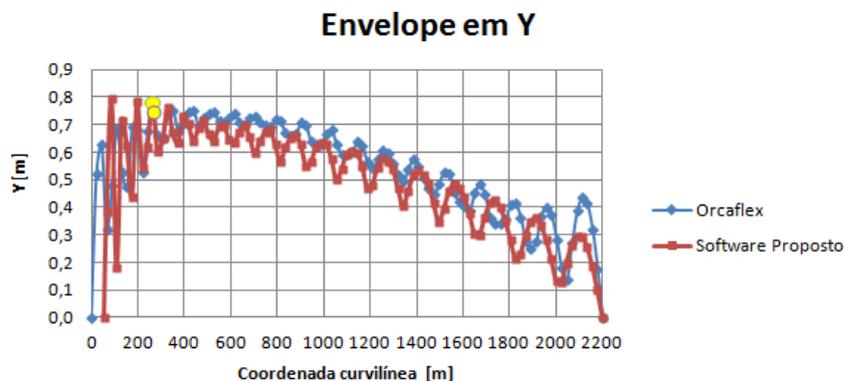


Figura 6.9 – Configuração de máximo deslocamento ao longo do *riser* no intervalo de 4900s a 5000s para o estudo de caso 2. Dando destaque ao nó 10 escolhido para análise dinâmica.

<sup>1</sup> Para o cálculo foi escolhido a melhor configuração entre erro e número de picos afim de encontrar a menor vida. Utilizando a curva SN W3, critério de correção de Goodman com 380 MPa de tensão de ruptura e fator de segurança 1,0.

Destaca-se que a situação ideal para se corrigir a diferença de configuração inicial do cabo, entre os dois *software*, seria aplicar um refinamento melhor da malha, contudo, o C# possui limitação de memória para cálculo, de tal forma que existe um *trade off* entre o tempo total a ser simulado e o refinamento do passo. Aumentando o passo de integração, há uma perda na exatidão do modelo, de tal forma que em alguns casos o modelo não converge. Por outro lado, uma redução do tempo total, pode implicar em uma maior influência do regime transitório no resultado apresentado como estável, de tal forma que se pode gerar dúvida se o *riser* realmente está estável na configuração apresentada.

Ao se verificar o deslocamento transversal ao longo do tempo do nó 10 na Figura 6.10, percebe-se que o deslocamento na direção transversal ao escoamento tem uma diferença aproximada de 0,2 m. Ademais, nota-se que as frequências de vibrar são iguais a 0,22 Hz nos dois *software*.

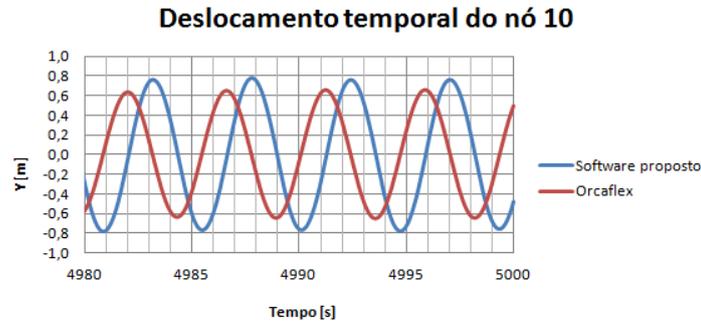


Figura 6.10 - Deslocamento na direção transversal ao escoamento do nó 10 para o estudo de caso 2.

Observando o lugar que o nó 10 percorre, no tempo de 4900s a 5000s, nota-se que o caminho percorrido não é tão bem definido como no estudo de caso 1 quando a imagem está distorcida, porém percebe-se que há estabilidade.

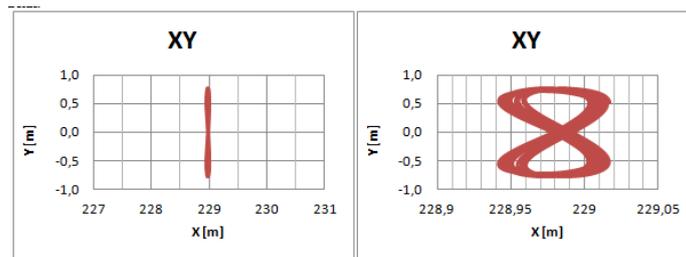


Figura 6.11 - Lugar geométrico do nó 5 no tempo de 4900s a 5000s. Valores obtidos pelo *software* proposto e estudo de caso 2.

Visualizando o comportamento do elemento 10 para a tração efetiva, vê-se que a amplitude da tração efetiva varia para o *Orcaflex*, Figura 6.12, e as frequências são iguais, assim como na resposta de deslocamento.

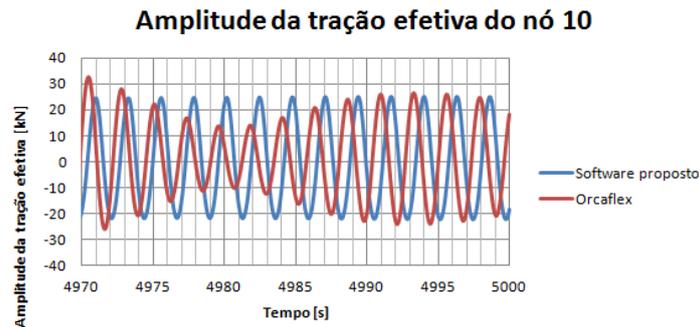


Figura 6.12 - Amplitude de tração efetiva do nó 10 no intervalo de 4970s a 5000s para o estudo de caso 2.

Utilizando a Transformada Rápida de Fourier para o *software* proposto, observa-se pela Figura 6.13, que a frequência com maior amplitude em Y é de 0,22Hz, como já se esperava pelos cálculos feitos através da Figura 6.10, com amplitude 0,36m. Além deste pico de amplitude, foram encontrados outros de menores de amplitudes  $6,41 \cdot 10^{-3}m$  (0,08 Hz) e  $3,63 \cdot 10^{-3}m$  (0,66 Hz). Para a frequência em X obteve-se um pico com o dobro de Y (amplitude: 12,5mm) e outra com 2,25 mm de amplitude (0,005 Hz). Uma possível causa do aparecimento de outras duas frequências de menor amplitude é a variação do lugar geométrico obtido no plano XY do nó 10, que pode ser entendido na espessura da figura formada.

Como comparação, as respostas do *software Orcaflex* utilizando a Transformada Rápida de Fourier são apresentadas na Figura 6.13, cuja frequência de maior amplitude em Y (0,19m) obtida foi de 0,22Hz, em X, assim como no *software* proposto, uma com o dobro da frequência do deslocamento Y (amplitude:  $1,3 \cdot 10^{-3}$ m) e outra quatro vezes maior (amplitude:  $2,6 \cdot 10^{-4}$ m).

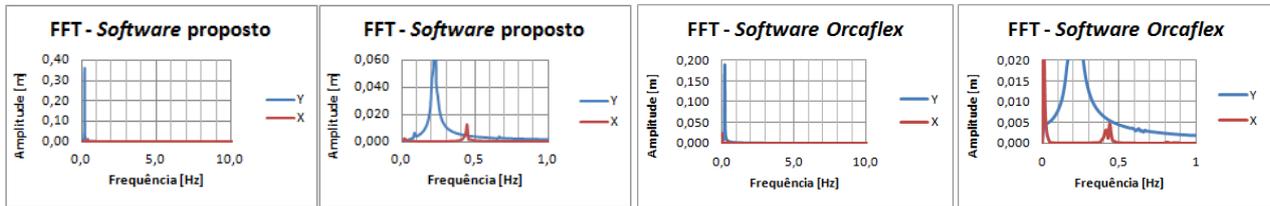


Figura 6.13 – Aplicação da transformada rápida de Fourier no intervalo de 4900s a 5000s, para o estudo de caso 2 através do *software* proposto e do *Orcaflex*. No segundo e quarto gráficos, deu-se destaque para a vibração *inline*.

Observando os resultados dos modos naturais de vibrar em relação às frequências correspondentes, Figura 6.14, nota-se, assim como no estudo de caso 1, que quanto maior é o modo de vibrar maior a diferença entre frequências obtidas nos dois *software*.

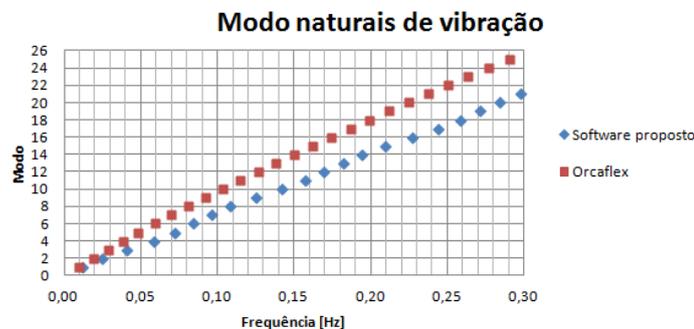


Figura 6.14 – Modos naturais de vibração para o caso 2.

Através das maiores frequências de vibração em Y encontradas utilizando a Transformada Rápida de Fourier e observando qual é o modo correspondente a esta frequência através da Figura 6.14, pode-se construir a Tabela 6.4.

Tabela 6.4 - Valores de frequência em Y, para o estudo de caso 2.

<i>Software</i>	Frequência (Hz)	Amplitude (m)	Modo	Velocidade reduzida
<b>Proposto</b>	<b>0,08</b>	<b>0,006</b>	<b>1°</b>	<b>13,67</b>
<b>Proposto</b>	<b>0,22</b>	<b>0,360</b>	<b>16°</b>	<b>4,97</b>
<b>Proposto</b>	<b>0,66</b>	<b>0,004</b>	<b>44°</b>	<b>1,66</b>
<b>Orcaflex</b>	<b>0,22</b>	<b>0,189</b>	<b>20°</b>	<b>4,97</b>

Analisando as vibrações que estão na faixa de *lock-in*, entre aproximadamente 5 e 12,5, no *software* proposto a frequência de 0,22 Hz corresponde ao modo 16° e o *software* proposto 20°.

Como resultado final a acrescentar, foi-se estudado a vida em fadiga do riser através do nó 10 para o *software* proposto. Escolheu-se a mesma curva W3 com fator de segurança 1,0 e o critério Goodman de correção das médias. O que resultou em  $3,31 \cdot 10^{10}$  ciclos, ou seja, 4755 anos. Este valor de vida se apresenta muito menor que no caso 1, dez vezes menor, para uma mesma velocidade de corrente. Refrisa-se que o fator de correção utilizado foi de apenas 1,0 e também que a curva SN utilizada é um dado estatístico, assim como a vida obtida.

## 7. CONCLUSÃO

Através dos resultados, pode-se observar que alguns resultados obtidos do *software* proposto se assemelham ao do *software* comercial *Orcaflex* e outros se diferenciam.

As respostas estáticas estudadas se mostraram iguais para os dois *software*. Todavia, ao se comparar as diferenças de respostas das frequências naturais correspondentes a um mesmo modo, o seu valor se diferencia mais conforme se aumenta o modo. Esta diferença é considerável não apenas para altos modos, mas para baixos também, por exemplo, nos dois casos estudados no modo 3 diferencia entre frequências já é de 0,1Hz.

Outro resultado importante que se diferenciou foi o envelope do perfil do riser no eixo Y, transversal a corrente. Este fator foi um indicativo que os resultados dinâmicos iriam se diferenciar.

Como a proposta deste trabalho se baseou em aprimorar o *software* desenvolvido por Silveira, inclusive utilizando os mesmos núcleos de cálculo do modelo estático e dinâmico, não foi foco descobrir o motivo desta diferença, nem procurar sua correção. Ademais, ressalva-se que os métodos numéricos e de cálculo do *software Orcaflex* não são sabidos, visto que ele se trata de um *software* comercial. Inclusive o método de integração entre os dois *software* devem ser diferentes. Isto pode implicar numa explicação entre diferentes resultados.

Um fato que chamou a atenção foi o comportamento do lugar geométrico dos nós. Tanto no primeiro e no segundo caso, o lugar ocupado pelo nó em estudo apresentou um formato de “8” definido, quando se distorce as escalas. Todavia no estudo de caso 1, a espessura da geometria formada é mais fina do que no estudo de caso 2.

Como resultado final, o estudo da vida em fadiga se apresentou coerente em comparação com os resultados entre si. No estudo de caso 1 para a corrente de 0,5 m/s obteve-se  $1,87 \cdot 10^4$  anos e para o estudo de caso 2, nas mesmas condições, 4755 anos. Estes valores para as condições empregadas são altos, mas o fator de segurança empregado foi unitário para ambos os casos. Como este fator nunca será empregado, visto que na norma de práticas recomendadas chega-se a comentar em um fator de 10, esta vida diminuirá. Aplicando este fator para os casos em estudo, o caso 1 passará a ter 1870 anos, o que ainda é alto, e o caso 2 a 475 anos. Estes valores são altos, mas ao se variar a corrente, notou-se para o primeiro estudo de caso que com corrente 0,9m/s a vida do riser cairia para 22 anos com fator de segurança 10, o que é arriscado.

Ademais, verificando a influência da variação de corrente para o caso onde o riser está na configuração vertical, percebeu-se que a vida em anos diminui conforme se aumenta a velocidade da corrente e que esta ligação é devido a característica do desprendimento de vórtices ao longo do comprimento do riser.

## 8. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASM Handbook volume 19 – fatigue and fracture – 1996.

ASTM International. **Designation: E1049 – 85 (Reapproved 2005)**. Standard Practices for Cycle Counting in Fatigue Analysis.

ARIDURU S. **Fatigue life calculation by rainflow cycle counting method**. Dissertação (mestrado). 2004

BRASIL. PETROBRÁS. **Dados sobre o pré-sal**. Disponível em <<http://www.petrobras.com.br/pt/quem-somos/nossa-historia/>>. Acesso em: 26 set. 2011.

DNV. **Recommended Practice DNV-RP-F204. Riser fatigue**. Recomendações práticas, 2005, 34p.

DOWLING, N. E. **Mechanical behavior of materials: Engineering Methods for Deformation, Fracture and Fatigue**. 2ª Ed. New Jersey, 1998.

IWAN, W. D. & BLEVINS, R. D. A Model for Vortex Induced Oscillation of Structures. **Journal of Applied Mechanics, September**, p.581-586, 1974.

PARRA, P. H. C. C. **Modelo semi-empírico de vibrações induzidas por vortex shedding - análise teórica e experimental**. Dissertação (Mestrado), Escola Politécnica da USP, São Paulo, 1996, 56p.

SILVEIRA, L. M. Y., **Modelo hidro-elástico para simular as vibrações induzidas por vórtices em cabos submersos**. 2009. Páginas: 163. Tese (Doutorado), Escola Politécnica da USP, São Paulo, 2009.

DEVELOPMENT OF SOFTWARE FOR THE CALCULATION OF FATIGUE LIFE OF A RIGID RISER UNDER VIV

**Renata Prata Ferreira**

email: renata.pme@gmail.com

**Abstract:** The increasingly usage of oil and the new fields in ultra deeper waters motivated the research for solutions that can handle adverse operating conditions, such as vortex induced vibration (VIV). The knowledge in this research field is imitated, but analytical and numerical models, using own software and commercial, expand those boundaries. A challenge in this topic is the calculation of the dynamic vibration model and also the fatigue life when VIV is present. In this context that this work develops, the goal is to develop software to complement the Silveira thesis, using the calculation core of static and dynamic and adding the study of frequency and fatigue life. As result, it will be analyzed two cases: vertical riser and another in catenary from the static to fatigue study.

**Keywords:** VIV. Fatigue. Software.