

COMPARAÇÃO DAS ANÁLISES DE DOIS PROGRAMAS COMERCIAIS DE UM ENSAIO DE TUBOS SUJEITOS A VIBRAÇÃO POR VÓRTICES EM CANAL DE CORRENTES

Évylla M. M. Santana, Milene de S. Furtado, Ricardo Franciss* e Mauro Dolinsky

*Centro de Engenharia e Computação, Universidade Católica de Petrópolis, Petrópolis, 25.685-070,
RJ, Brasil*

Palavras-chave: Vibrações, Vórtices, Estrutura, *Riser*, *Offshore*.

Resumo. O estudo sobre o fenômeno de vibrações induzidas por vórtices (VIV) tem extrema importância na indústria *offshore*, pois os *risers*, dutos e plataformas, todos em estruturas metálicas cilíndricas vibram quando há passagem da corrente marinha. A corrente marinha passa a ser o fator determinante à medida que a exploração de petróleo se aprofunda nas águas, estando essas estruturas cilíndricas sujeitas a situações de carregamentos cíclicos que reduzem significativamente a sua vida útil por fadiga. Desta forma, o presente artigo mostra um ensaio feito em um canal de correntes e comparações com um programa comercial largamente usado na indústria do petróleo chamado SHEAR7® e um programa de elementos finito chamado ANSYS®. Será apresentada uma explicação sobre os programas e o ensaio feito com o cilindro. A finalidade é a previsão e comparação, o mais próximo possível com o observado no canal, com a realidade dos deslocamentos de cilindros rígidos, comprovando que hoje há no mercado ferramentas que comprovem o fenômeno complexo que são as vibrações por vórtices.

Endereços de e-mail: evylasantana@hotmail.com, milenefurtado@gmail.com, ricardo.franciss@ucp.br*, mauro.dolinsky@ucp.br.

COMPARISON OF THE ANALYSES OF TWO COMMERCIAL PROGRAMS OF A TEST OF TUBES SUBJECTED TO VORTEX VIBRATION IN A CURRENT CHANNEL

Keywords: Vibrations, Vortex, Structure, Riser, Offshore.

Abstract. The study of the phenomenon of vortex-induced vibrations (VIV) is very important in the offshore industry, when risers, pipelines and platforms, all in cylindrical metallic structures, vibrate when there is a passage of the marine current. The marine current becomes the determining factor as oil exploration in deep waters, and these cylindrical structures are subject to cyclic loading situations that significantly reduce their useful life due to fatigue. Thus, this article shows a test done in a current channel and comparisons with a commercial program widely used in the oil industry called SHEAR7® and a finite element program called ANSYS®. A brief explanation of the programs will be presented, and the test performed with the cylinder. The purpose is to predict and compare, as close as possible to that observed in the channel, the displacements of rigid cylinders, proving that today there are tools on the market that demonstrate the complex phenomenon that are vibrations caused by vortices.

1 INTRODUÇÃO

O estudo das Vibrações Induzidas por Vórtices (VIV) adquire uma importância fundamental na indústria *offshore*. O fluxo de fluidos ao redor de estruturas como *risers*, pode causar vibrações que podem levá-las ao colapso por fadiga, através de movimentos cíclicos devidos ao desprendimento desses vórtices. Este fenômeno ainda não se encontra completamente compreendido, devido à particular dificuldade de entendimento do seu mecanismo de acoplamento fluido-estrutural.

Os *Risers* são tubulações conectadas a cabeça do poço e podem ser classificadas como *Risers* de produção, injeção, completação e perfuração. Devido ao escoamento há a criação de uma esteira na forma de vórtices que se desprendem da estrutura em uma frequência definida pela lei de *Strouhal*, que leva em conta a velocidade do escoamento e o do diâmetro do cilindro [9].

Um grande esforço tem sido feito para desenvolver ferramentas capazes de identificar, ainda em fase de projeto, condições ambientais críticas para *risers* que os levariam a colapsar em pleno funcionamento. Os métodos experimentais são caros e de difícil manipulação, levando muito tempo para obter resultados satisfatórios.

Por tratar-se de um fenômeno hidro elástico, a forma mais adequada para realizar a análise de VIV seria aquela baseada em CFD (*Computer Fluid Dynamics*), isto é, a utilização de modelos computacionais calcados na dinâmica dos fluidos. Através desses modelos, é possível considerar o comportamento do fluido e da estrutura de forma acoplada, possibilitando assim que a resposta da estrutura alterasse o escoamento e modificando o próprio carregamento atuante e, novamente, a resposta da estrutura.

Atualmente estes modelos estão limitados a casos particulares devido ao seu alto custo computacional. Uma análise completa e rigorosa de um *riser* real, por exemplo, pode levar meses [2]

Geralmente, essas análises em CFD são usadas para prover um melhor entendimento do fenômeno e determinar os coeficientes hidrodinâmicos. Atualmente, para resolver problemas reais, utilizam-se procedimentos numéricos baseados em ensaios experimentais em tanques de prova [8], bem como nos dados de monitoração de estruturas *offshore* reais, instaladas e em fase de produção.

Este artigo tem como objetivo a melhor compreensão dos problemas causados pela Vibração Induzida por Vórtices, de forma que foi realizado um procedimento experimental no canal de correntes instalado em Laboratório e, posteriormente, para validação do experimento foram realizadas duas simulações para análise de VIV em *Risers*, utilizando um modelo cilíndrico semi-empírico, de superposição modal, o programa comercial SHEAR7 desenvolvido no MIT e no *Software* computacional *Ansys* CFD de elementos finitos que é muito utilizado para solucionar diversos problemas da Engenharia.

Foram realizadas três simulações, uma no regime permanente monofásico, quando não há alteração das propriedades do fluido ao decorrer do tempo, admitindo somente a água como fluido, uma simulação no regime transiente monofásico, em que as propriedades do fluido variam com o tempo admitindo somente a água como fluido e por último, uma análise em regime transiente com VOF (*Volume of Fluid*), com água e ar.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

O escoamento ao redor de uma estrutura exerce forças sobre a mesma, deslocando-a ou deformando-a, de acordo com a sua orientação em relação ao fluxo. Essa mudança pode alterar as forças exercidas, podendo gerar um processo de vibração. As vibrações induzidas pelo escoamento podem se dividir em instabilidade (galopeamento, drapejamento e instabilidade fluido-elástica), e vibrações induzidas por vórtices. O comportamento dos cilindros submetidos

ao fenômeno VIV é descrito, em geral, através da amplitude dimensional (A/D), que é a amplitude de oscilação de cilindro dividida pelo seu respectivo diâmetro, e da frequência adimensional de oscilação (F_d/F_{nat}), que é a frequência dominante de oscilação do sistema dividida pela frequência natural de oscilação no fluido.

Quando uma estrutura é excitada através de desprendimentos de vórtices ao longo de suas paredes externas, a vibração pode ocorrer segundo a direção ortogonal ao plano definido pela direção da correnteza e o eixo do tubo. Esta vibração é chamada *cross flow*. Outro tipo de vibração, de menor intensidade e, portanto, com menos interesse, é a vibração no plano da direção da corrente, chamada *in-line*.

Quando um vórtice se desprende da estrutura, aparece uma força na direção do desprendimento, que pode ser dividida em duas componentes: uma, na direção da corrente marinha, chamada força de arrasto (F_D), dada pela equação:

$$F_D = \frac{1}{2} \rho D C_d |V_r| V_r \quad (1)$$

em que V_r é a velocidade relativa de fluxo, ρ a densidade do fluido, D diâmetro do cilindro e C_d o coeficiente de arrasto; e uma componente perpendicular à direção do fluxo, chamada força de sustentação (F_L), dada pela equação:

$$F_L = \frac{1}{2} \rho D V_r C_L e^{i\omega_n t} \quad (2)$$

em que C_L é o coeficiente de sustentação ou lift.

2.1 O mecanismo físico

A abordagem do problema como um fenômeno hidro elástico, foi introduzida por Bishop e Hassam [1], que se basearam nos conceitos de um oscilador não-linear. Para baixos valores do número de Reynolds, (definido como $Re = U D/\nu$, onde U é a velocidade do fluxo, D é o diâmetro e ν é a viscosidade cinemática do fluido), os modelos de escoamento baseados em escoamento potencial incidindo sobre uma seção cilíndrica utilizam a Teoria do Potencial na formulação de modelos matemáticos, fornecendo ferramentas satisfatórias de análise para o problema em questão.

A modelagem da formação e desprendimento de vórtice no escoamento em volta de um cilindro foi descrito por Gerrard [3] e Tsukada [5]: quando um fluxo viscoso passa por esta estrutura, a influência da viscosidade sobre o fluxo é confinada a uma pequena faixa ao longo da superfície, que é denominada camada limite, cuja variação da velocidade do fluxo é grande, desde um valor nulo, bem próximo à parede do cilindro, até um valor característico do escoamento, no fluido propriamente dito.

Esta interação entre o vórtice e a camada cisalhante está presente na ilustração da Figura 1, feita por Gerrard [3].

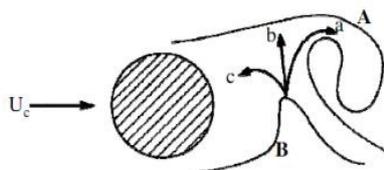


Figura 1: Interação entre o vórtice e a camada cisalhante [3]

As setas (a), (b) e (c) na Figura 1 mostram parcelas do fluido da camada cisalhante oposta

interagindo com o vórtice de formação (A). As três etapas estão descritas abaixo:

1: O escoamento em direção à (a) é integrada ao vórtice que está se formando (A). Por possuir vorticidade de sinal contrário ao fluido do vórtice em formação (A), ele ajuda a diminuir a circulação total em A;

2: O escoamento em direção à (b) causa inatividade da alimentação da circulação para o vórtice de formação (A);

3: A parcela em direção à (c), ajuda na formação de um novo vórtice (B), fechando assim, o ciclo de geração e desprendimento de vórtice.

No caso do número de Reynolds (Re) ser maior que 40, o desprendimento dos vórtices passa a ser periódico, cuja frequência é conhecida como a frequência de Strouhal, com vórtices se desprendendo alternadamente e se movendo na direção da corrente, igualmente espaçados de uma distância (a literatura indica $4,3D$) e com uma velocidade próxima à velocidade do fluxo livre, formando o padrão regular, apresentado na Figura 2, chamado esteira de von Karman.

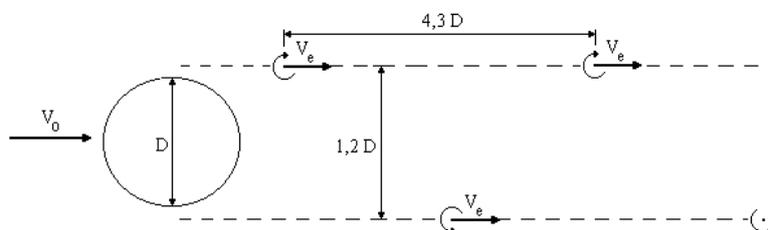


Figura 2: Esteira de Von Karman

O problema do comportamento vibratório do tubo é particularmente importante se as frequências de desprendimento de vórtices, dada pela equação $\omega_s = (2\pi S U)/D$, estiverem dentro do intervalo de *lock-in* de alguma das frequências naturais ω_n do tubo, onde ω_s é a frequência de excitação em rad/s, S é o número de Strouhal, U é a velocidade de corrente e D é o diâmetro externo do tubo. Quando a frequência de desprendimento de vórtices captura a frequência natural de um cilindro, este passa a controlar o desprendimento de vórtices em aparente violação da relação de Strouhal. Este fenômeno é conhecido como *lock-in*, sincronização, oscilações hidroelásticas, etc.

O número de Strouhal (S) de um cilindro circular estacionário é função do número de Reynolds e da rugosidade da superfície, para um dado regime de fluxo. Experimentos feitos determinaram que no regime de transição dos números de Reynolds, as vibrações induzidas por desprendimento de vórtices dos cilindros ocorrem geralmente com um número de Strouhal próximo a 0,18. O número de Strouhal é relacionado com o número de Reynolds (Re), através da relação $S \approx \{0,212 - (2,7/Re)\}$ para $Re < 10^5$.

De uma maneira geral, em vibrações mecânicas é sabido que para mitigar as vibrações em um sistema deve-se alterar a massa do sistema, alterando assim a sua frequência natural ou aumentar o amortecimento.

Em estruturas em que a fadiga devido às vibrações induzidas por vórtices são recorrentes, inclui-se ao longo do *riser* dispositivos para reduzir a amplitude das vibrações. Estes dispositivos são chamados de supressores de vórtices.

Os supressores de vórtices podem ser alocados ao longo de toda a estrutura ou somente nos trechos de maior criticidade, a partir da análise em programas adequados ou procedimentos experimentais.

3 O PROGRAMA SHEAR7

A maioria das formulações é baseada no coeficiente de sustentação e na clássica equação de força de *lift*. Experimentos têm sido desenvolvidos de modo a se determinar o valor deste coeficiente sob várias condições de fluxo e resposta. Porém, há grandes diferenças entre os experimentos e as formulações de cada método, obtendo, com isso, diferentes parâmetros. Isto certamente leva a diferenças observadas nos resultados finais.

Usando a técnica de superposição modal tradicional padrão, o programa verifica inicialmente quais as frequências naturais são excitadas pelas frequências de desprendimento de vórtices. Com isso, entra-se no gráfico $A/D \times V_r$, onde V_r é a velocidade reduzida dada por $V_r = U/(f_n D)$, sendo U a velocidade da corrente marinha, f_n a frequência natural e D o diâmetro do cilindro, para o cálculo dos comprimentos excitados no riser. Com os valores de A/D , estima-se os valores do coeficiente de sustentação C_L através da Figura 3, em um processo iterativo, baseado em experimentos e modelos reduzidos.

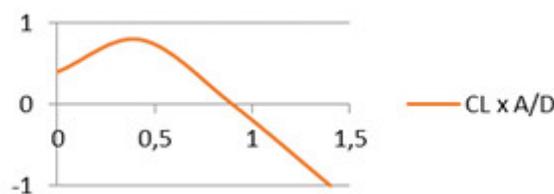


Figura 3: Coeficiente de sustentação segundo Vandiver [6]

A razão A/D compara os valores de excitação, no numerador, com os de amortecimento estrutural e hidrodinâmico, conforme a Eq. (3). Com o valor de C_L convergido, calculam-se os deslocamentos eficazes, as acelerações eficazes, as tensões eficazes, o dano de fadiga e o acréscimo do coeficiente de arrasto.

$$\frac{A_n}{D} = \frac{\frac{1}{2} \int_{L'} \rho U^2(z) C_L(z, \omega_n) |\Psi_n(z)| dz}{\int_0^L c_s(z) \Psi_n^2(z) \omega_n dz + \int_{L-L'} c_h(z) \psi_n^2(z) \omega_n dz} \quad (3)$$

A convergência de A/D é o passo inicial para a determinação dos deslocamentos de cilindros sujeitos ao fenômeno de Vibrações por Vórtices.

No caso de uma plataforma de petróleo onde, em um determinado bordo, pode conter um número muito grande de *risers* com pouca distância entre si, as amplificações do coeficiente de arrasto podem, em alguns casos, ocasionar a colisão entre eles, reduzindo em muito sua vida útil. Uma corrente marinha vindo à direção perpendicular aos risers fará com que o primeiro tenha um coeficiente de arrasto maior. O segundo, caso a distância entre eles seja pequena, estará na sombra do primeiro, cuja esteira não permitirá amplitudes altas e, conseqüentemente terá um arrasto menor. Com isso, haverá uma aproximação do primeiro em relação ao segundo, podendo ocasionar choques. Deve-se, portanto, fazer uma análise considerando as amplificações destes coeficientes e aumentando as distâncias entre as estruturas, de modo a se evitar colisões.

4 SOFTWARE ANSYS CFD – CFX

A Fluidodinâmica computacional (*Computational Fluid Dynamics – CFD*) estuda a combinação numérica de diversos fenômenos de transporte. Ela teve origem a partir da

combinação das disciplinas de Mecânica dos Fluidos e Cálculo Numérico. Ela prevê características de um escoamento como a mudança de fase, reações químicas, transferência de calor e massa e aspectos mecânicos como, por exemplo, movimento de pistões, hélices e palhetas.

Por permitirem uma rápida e ótima visão de diversas situações de problemas reais sem a necessidade de simulações físicas, reduzindo assim custos e riscos. Por isso, estas simulações computacionais em CFD têm sido cada vez mais utilizadas.

A simulação total levou cerca de dois meses até ser finalizada e obter resultados satisfatórios. A modelagem foi complexa e requereu alguns conhecimentos específicos. O processamento de cada análise computacional realizada neste estudo de caso levou cerca de 1 hora cada.

Utilizou-se o Software Ansys Student 19.2 por possuir uma vasta gama de simulações como o *Space Claim* (3D) para modelagem, *Mesh* para a criação da malha, *Fluente CFX* para o input de dados de entrada e saída e *Result* que serve basicamente para o plote dos resultados, que serão descritos posteriormente.

Algumas premissas e simplificações foram admitidas para a simulação no software *Ansys* CFD:

- cilindro mantido em posição fixa;
- rugosidade padrão do Software para o material do Riser (Steel);
- temperatura ambiente;
- tubo inclinado com angulação medida no experimento igual a 1,57 °;
- simulação sem acoplamento, neste estudo de caso foi realizado apenas a análise das forças do fluido sobre o *Riser*, sem medir os esforços da estrutura.

A Figura 4 mostra o modelo criado através do *Space Claim*, no *Ansys*, visando a implementação do que foi analisado em modelo no laboratório com as mesmas condições utilizadas em análise experimental, que serão detalhadas no item seguinte:

- tubo de PVC – 31,8 mm de diâmetro;
- canal – 4m de comprimento, 0,365 m de altura e 0,2 m de espessura;
- profundidade do fluxo do fluido – 0,247 m e ângulo de 1,57 °.

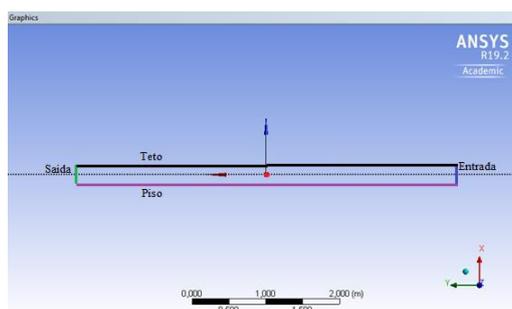


Figura 4: Modelo utilizado no *Space Claim* (*Ansys*)

Na criação da malha, foi utilizado o software “*Ansys Meshing*”. O Objetivo deste *software* é dividir ou fazer a discretização da geometria em um conjunto finitesimal de nós e elementos, resolvendo desta forma a principal equação da Fluidodinâmica Computacional, a equação de Navier Stokes, representada pelo símbolo ϕ , que pode ser vista na equação [4]:

$$\partial \partial t \int \rho \phi. dV + \oint \rho \phi V. dA = \oint \Gamma \phi \nabla \phi. dA + \int S \phi. dV \quad (4)$$

A Eq. (4) é resolvida em cada um dos volumes de controle criados (elementos finitos), gerando um sistema de equações que deve ser resolvido numericamente.

Quanto maior o número de nós e de elementos, melhor será a qualidade da simulação, porém maior também será o tempo gasto para chegar na solução.

Após a criação das malhas, foi feito o *set up* das informações no CFD, para iniciar as simulações computacionais do estudo de caso.

Neste estudo de caso foram realizadas três simulações:

1: Escoamento em regime permanente monofásico, sendo analisado somente com a água, em que as propriedades do fluido não variam com o tempo.

2: Escoamento em regime transiente monofásico, sendo analisado somente com a água, em que as propriedades do fluido variam com o tempo.

3: Escoamento em regime transiente com VOF (*Volumeoffluid*), com água e ar.

O tipo de fluido considerado para as simulações monofásicas foi água e a água e o ar para a simulação com VOF. E para o cilindro foi considerado o material “*Steel*” (aço) para o cilindro, que é o material comumente utilizado em *risers*.

Todas as condições de contorno definidas na criação da malha (*NamedSelections*), foram configuradas. Os dados foram arbitrados da seguinte forma:

- Wall (Teto): Parede com atrito, movimento de malha estacionário;
- Wall (Piso): Parede com atrito, com rugosidade suave, movimento de malha estacionário;
- *Inlet* (Entrada): O fluido entrará com uma velocidade de 0,159 m/s e turbulência de intensidade média de 5 %, com movimento de malha estacionário;
- *Outlet*(saída): O fluido sairá com pressão média estática igual a 0 Pa;
- Cilindro (*Wall*): Parede com atrito, com rugosidade suave, movimento de malha estacionário.

Na última etapa define-se o critério de convergência e calcula o número de iterações que satisfaça as necessidades do projeto. O sistema irá apresentar todas as linhas de controle de resíduos e elas deverão apresentar a tendência de convergência.

5 ENSAIOS NO CANAL DE CORRENTES

O ensaio teve por objetivo analisar o comportamento dos tubos sob o escoamento de um fluido, no caso a água, onde foram estudadas as amplitudes sofridas em cada tubo testado sob as mesmas condições de velocidade e nível da água no canal e a criação de vórtices. Esses ensaios são importantes para aperfeiçoamento das estruturas, onde os modelos reduzidos nos mostram uma estimativa do seu comportamento dinâmico.

Com o intuito de obter dados, para posterior análise, sobre o fenômeno das vibrações induzidas por vórtices e também com base em todo o estudo detalhado sobre o determinado assunto, foi utilizado um canal de correntes em laboratório com dimensões de calha 400 cm de comprimento, 11 cm de altura e uma inclinação de 1,57 °.

Para o escoamento do fluido durante os ensaios a velocidade adotada foi de 0,158 m/s, com Número de Reynolds igual a 2529, sendo o escoamento laminar.

Para o ensaio, foram usados tubos com *strakes* e os tubos de paredes lisas. Eles foram submetidos ao escoamento constante da água, sofrendo vibrações que seguiram a direção do escoamento do fluido, possuindo liberdade para oscilar, onde essa oscilação foi caracterizada através de curvas de amplitude partindo da posição de equilíbrio.

O primeiro tubo a ser analisado foi o tubo liso, com 31,8 mm de diâmetro. Este tubo, feito de PVC, foi fixado em suporte centralizado no canal, de forma que qualquer movimento devido ao fluxo de água não fosse permitido. Com o tubo fixo no canal, sem oscilações, pode-se observar a formação da esteira de vórtices. Isso acontece devido a uma perda de energia cinética por fricção, ao longo da camada limite do tubo, onde a energia resultante pode tornar-se

insuficiente para suportar o acréscimo de pressão, provocando o aparecimento de um movimento contrário causando o deslocamento da camada limite em um lugar chamado “ponto de separação”, formando assim o desprendimento de vórtices dessa camada limite. Ao começar a desprender pares de vórtices estacionários, pode-se observar a formação da esteira de vórtices, como mostra a Figura 5. Para o tubo liso ensaiado, foi verificado, na mesma figura, que os vórtices que formaram uma esteira no escoamento tiveram espaçamentos iguais a $3 D$, e $1,6 D$ entre eles.

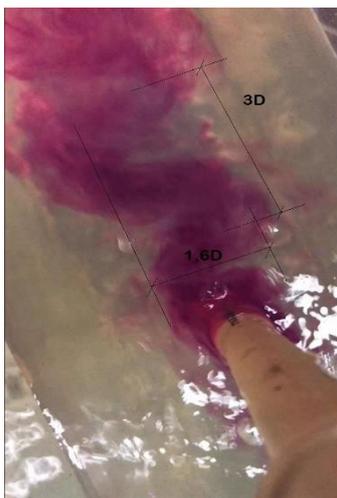


Figura 5: Formação de esteira de vórtices observada e o espaçamento entre eles

A literatura nos informa que a distância média entre os vórtices é $4,3 D$, e o ensaio nos forneceu uma distância de $3 D$. Na direção perpendicular, a literatura nos dá uma distância de $1,2 D$ e o ensaio forneceu $1,6 D$. O canal, por ter a seção transversal limitada, levou a valores um pouco diferentes da literatura. Foi pesquisado o fenômeno de blocagem, porém, os resultados ficaram na mesma ordem de grandeza da literatura e, portanto, houve pouca alteração do deslocamento na direção transversal, principal componente a ser analisada neste tipo de ensaio. Na direção do escoamento, vemos que a direção está um pouco reduzida, também alterada pela área da seção transversal. Esses resultados foram validados porque a diferença não contribuiu para a disposição dos vórtices no fluido, nem nas amplitudes, fato confirmado pelas análises numéricas apresentadas posteriormente.

O deslocamento transversal do tubo contendo *strakes* teve como valor máximo a distância de $0,00148$ m, enquanto o tubo liso teve um deslocamento de $0,00981$ m, dando uma redução de 15% no movimento, mostrando, mais uma vez, a eficiência desses supressores.

A Figura 6 mostra os deslocamentos do tubo sem e com os supressores de vórtices. Apesar da eficiência em reduzir as amplitudes, os *strakes* aumenta o coeficiente de arrasto, traduzido por um maior deslocamento angular no topo do cilindro.



Figura 6: Medição do ângulo de topo para o tubo liso (à esquerda) e com *strakes* (à direita) para velocidade de 0,158 m/s

6 ANÁLISE NUMÉRICA DOS ENSAIOS NO CANAL DE CORRENTES USANDO O PROGRAMA SHEAR7

Para o programa SHEAR7, foram adotados os seguintes dados para o tubo liso: comprimento do tubo $L = 1,11$ m, o diâmetro externo 25,0 mm, o diâmetro interno 21,0 mm, a massa de 290,23 g e a velocidade do fluxo medida no canal de 0,158 m/s. A temperatura do laboratório era de 25,3° C.

Já o tubo com *strakes* tem um comprimento de $L = 1,03$ m, diâmetro externo de 31,5 mm, diâmetro interno de 26,0 mm, massa de 378,46 g e instalado na parede externa, três *strakes* por seção transversal de altura $0,25 D$ e passo de $10 D$.

Primeiramente, o programa SHEAR7 forneceu as frequências naturais do tubo de simulação. As frequências são 0,1914 Hz para o primeiro modo, 13,8397 Hz para o segundo modo e 44,7874 Hz para o terceiro modo. Os três primeiros modos estão apresentados na Figura 7. Tanto a observação dos ensaios quanto nas análises numéricas, o tubo vibrou somente no primeiro modo.

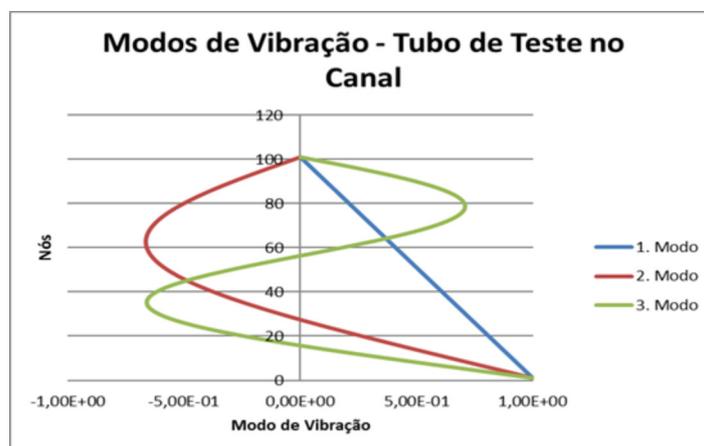


Figura 7: Os três primeiros modos de vibração do tubo (liso) de simulação no Canal de Correntes

O máximo deslocamento transversal do tubo está mostrado na Figura 8. Observa-se que o

tubo vibrou no primeiro modo e seu deslocamento máximo foi na extremidade livre, no valor de 0,00981 m ou aproximadamente 1 cm para cada lado. Na simulação, o valor de A/D foi de 0,01387 m, baseado na Eq. (3), valor utilizado na avaliação do C_L , muito próximo ao valor observado no canal.

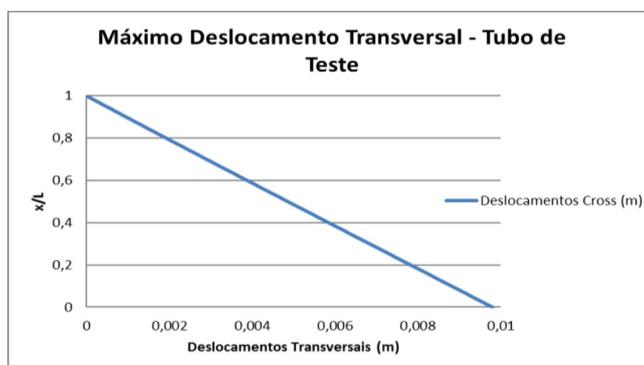


Figura 8: Máximo deslocamento transversal do tubo de simulação

Em relação ao acréscimo do coeficiente de arrasto, a literatura informa que, para tubos perpendiculares ao escoamento, $C_D \approx 1$. Adotando o valor de 1,0, observou-se que, na extremidade livre, o coeficiente de arrasto duplica. Segundo Vandiver [6, 7], o acréscimo do coeficiente de arrasto depende do deslocamento y_{RMS} , cujo valor é máximo na extremidade livre. A Figura 9 mostra a variação do coeficiente de arrasto quando os deslocamentos do tubo são transversais ao escoamento.

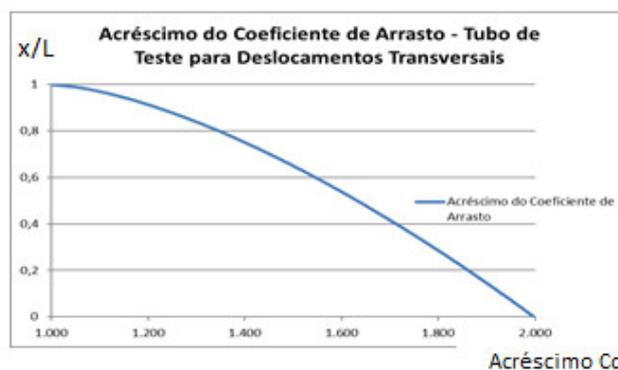


Figura 9: Variação do coeficiente de arrasto quando os deslocamentos do tubo são transversais ao escoamento

Em relação aos deslocamentos no mesmo sentido do escoamento, observou-se que o tubo também vibrou 0,00161 m ou 1,61 mm após seu deslocamento estático devido ao fluxo, conforme mostra a Figura 10. O deslocamento horizontal do tubo foi medido, dando 11 cm na extremidade livre, com um deslocamento angular no topo de 9,1°. Este é o deslocamento estático e, a partir desta posição, o tubo oscilou 1,61 mm na direção do fluxo. É muito pequeno e condiz com a literatura, onde os deslocamentos longitudinais são aproximadamente 20 % dos deslocamentos transversais (no caso em estudo, o valor foi de 16,4 %).

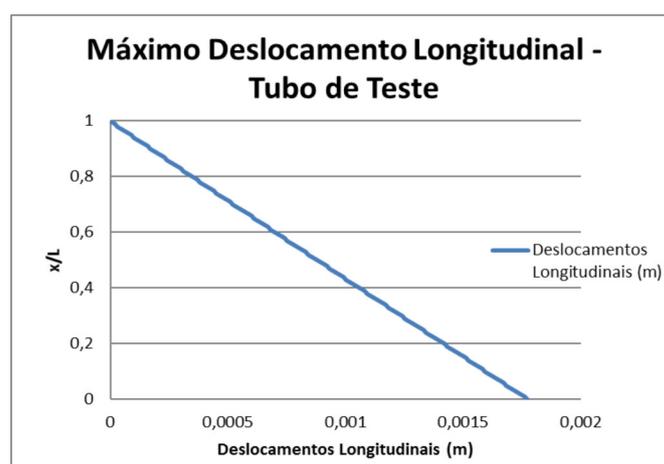


Figura 10: Máximo deslocamento longitudinal do tubo na simulação

O aumento do coeficiente de arrasto, na direção do fluxo, foi de 1,328, bem menor do que o arrasto na direção perpendicular ao fluxo. Isto significa que o comportamento na direção transversal é sempre superior e determinante nas respostas de VIV em cilindros verticais. A Figura 11 mostra este comportamento.

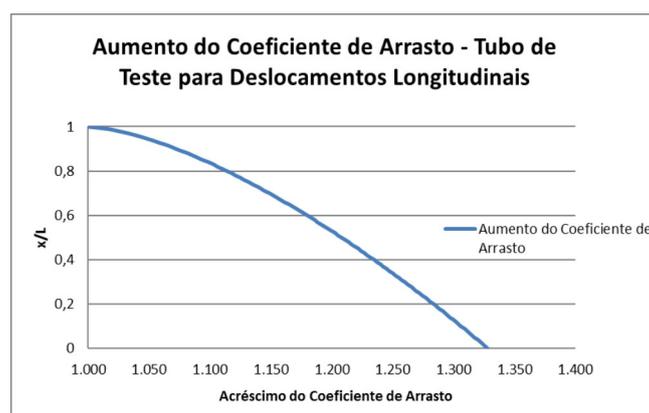


Figura 11: Variação do coeficiente de arrasto quando os deslocamentos do tubo são na direção do escoamento

7 SOFTWARE ANSYS CFD - CFX

Para os cálculos e simulações de mecânica dos Fluidos e transferência de calor e massa, o *Results* é utilizado para gerar gráficos, imagens e vídeos representativos do problema. A finalidade deste estudo é entender o que está se passando no entorno do cilindro liso.

O total de iterações foi de 1000 para as linhas de controle de resíduo se tornarem estáveis. O erro residual considerado foi de 1.E-04 por ser o padrão do software e ser considerado um valor de boa precisão.

A Figura 12 demonstra o contorno da velocidade, que é relativamente maior antes (0,12 m/s aproximadamente) do que imediatamente após o cilindro, o que comprova os estudos de Vibração Induzidas por Vórtices. Próximo a região de contato com o cilindro a velocidade ocorre diminuição e na área imediatamente após o cilindro a velocidade é aproximadamente nula ou negativa. Na Figura 13 observa-se a vista ortogonal do contorno da velocidade., onde as velocidades transversais são praticamente a mesma, mostrando a circulação do fluxo em torno do cilindro.

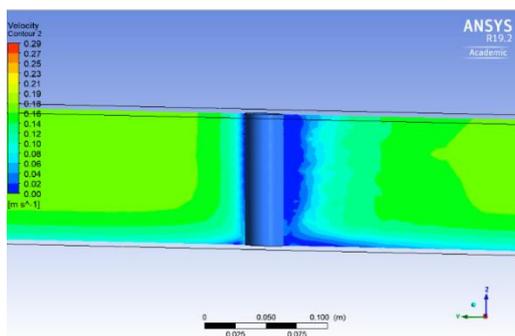


Figura 12: Contorno da Velocidade em Regime Permanente na direção do fluxo

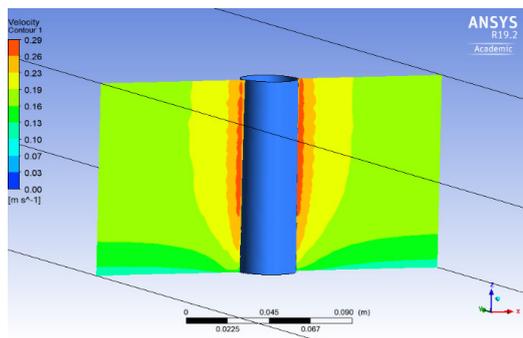


Figura 13: Vista Ortogonal do Contorno da Velocidade em Regime Permanente

Observa-se na Figura 14 as linhas de corrente que evidencia os vórtices que são formados após o cilindro, dadas pela diferença de pressão e velocidade.

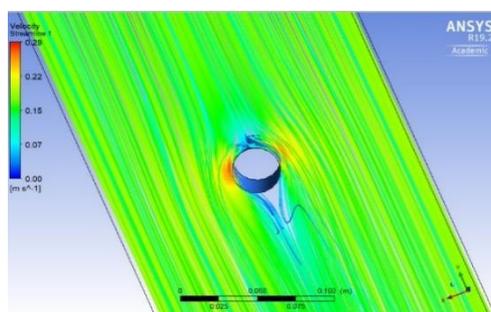


Figura 14: Linhas de velocidade Regime Permanente

Na Figura 15 pode-se visualizar o contorno de pressão total do sistema, na direção do fluxo. Note que há uma igualdade de pressão, alta, devido às baixas velocidades de fluxo.

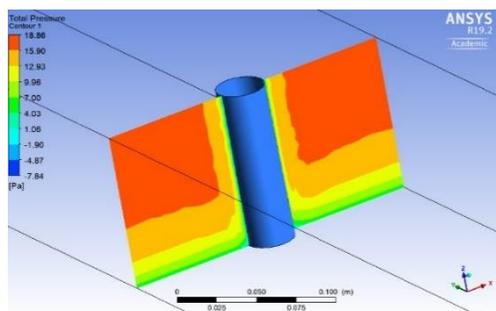


Figura 15: Vista Ortogonal do Contorno de Pressão total Regime Permanente

A pressão, no sentido longitudinal, pode ser observada no contorno de Pressão da Figura 16 de vista horizontal. Como pode ser visto, a pressão imediatamente antes do cilindro é bem alta se comparada com a pressão restante, chegando a 18,72 Pa, quando imediatamente após o cilindro a pressão tem valor negativo de aproximadamente -37 Pa. Isso evidencia a vibração ou deslocamento que ocorrerá dados pela diferença de pressão.

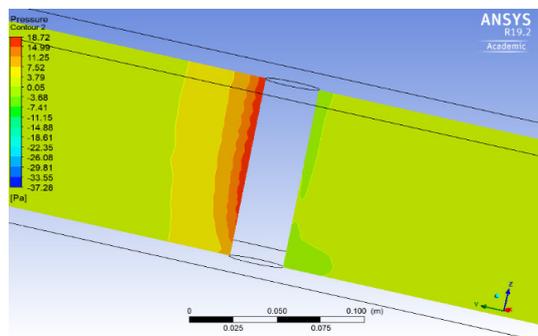


Figura 16: Pressão no Regime Permanente

Na Figura 17 pode-se observar a região de vórtices nas vistas vertical e horizontal.

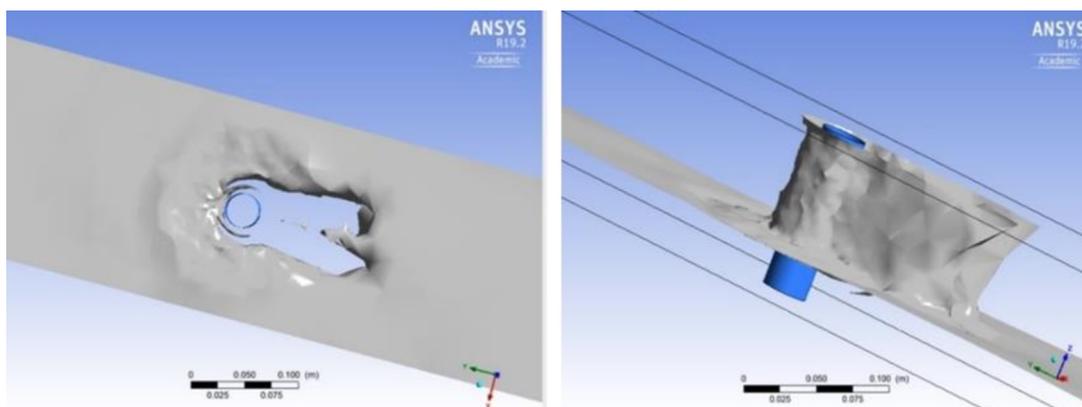


Figura 17: Vista Superior e Horizontal da Região do Vortex em Regime Transiente

7.1 Análise em regime transiente

A Figura 18 demonstra o contorno de velocidade no regime transiente. A velocidade se mantém relativamente maior antes (0,12 m/s aproximadamente) do que imediatamente após o cilindro, o que comprova os estudos da literatura. Próximo a região de contato com o cilindro a velocidade decresce e na área imediatamente após o cilindro a velocidade é aproximadamente nula.

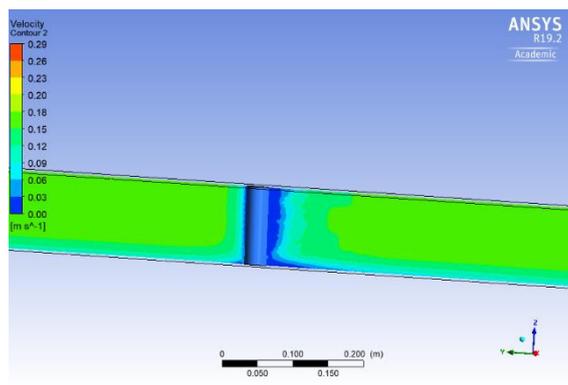


Figura 18: Contorno da Velocidade em Regime Transiente

Na Figura 19 é possível observar a pressão pela vista horizontal abaixo. Como pode ser visto, a pressão imediatamente antes do cilindro, assim como no regime permanente, se manteve significativamente mais alta se comparada com a pressão restante, chegando a 18,79 Pa, quando imediatamente após o cilindro a pressão tem o valor de 37,5 Pa.

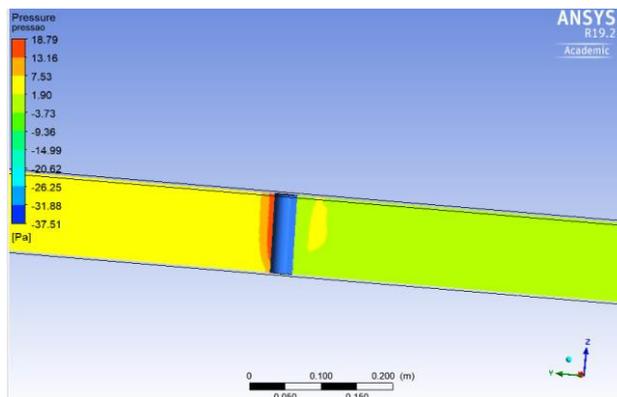


Figura 19: Pressão em Regime Transiente.

A Figura 20 demonstra a velocidade de contorno no Regime Transiente

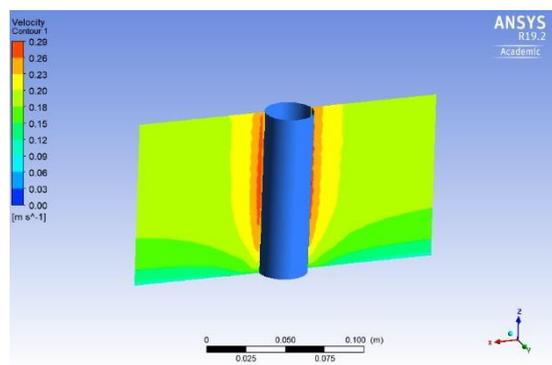


Figura 20: Vista Ortogonal do Contorno de Velocidade em Regime Transiente

É possível observar na Figura 21 as linhas de vórtice que são formadas imediatamente após o cilindro dadas pela diferença de velocidade e pressão em Regime Transiente.

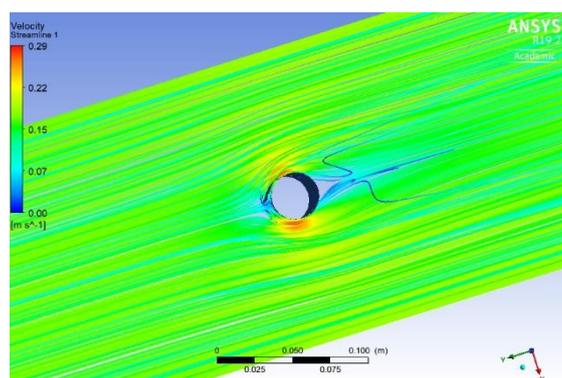


Figura 21: Linhas de vórtice em Regime Transiente

Na Figura 22 pode-se observar a região do *Vortex* nas vistas vertical e horizontal, respectivamente.

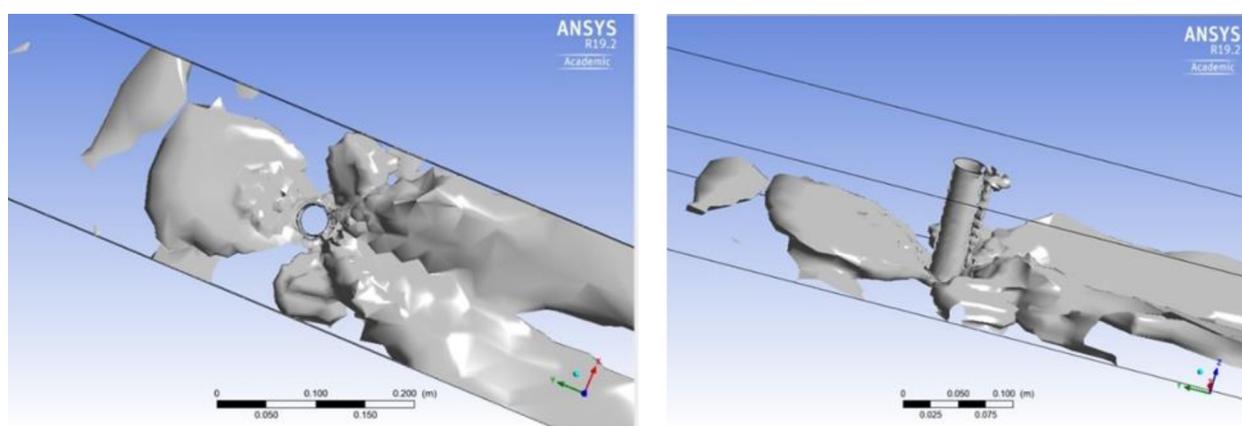


Figura 22: Vista Superior e Horizontal da Região do Vortex em Regime Transiente

7.2 Análise em regime transiente VOF

Esta simulação foi realizada em Regime Transiente com método VOF (*Volume of Fluids*) utilizando os fluidos água e ar.

Volume of Fluid Method (VOF), classificado como método Euler, é um método numérico de aproximação de superfícies livres. Os métodos de Euler podem ser permanentes ou transientes.

No caso transiente, o movimento da grade é determinado pela mudança da forma da superfície. Este método permite seguir a forma e a posição da superfície. O movimento do fluxo é descrito pelas equações de Navier-Stokes, que devem ser resolvidas separadamente.

Para esta simulação utilizou-se uma comporta, conforme canal de correntes utilizado para o experimento realizado no laboratório de Mecânica dos Fluidos, o qual restringe a saída do fluido até a altura utilizada no modelo.

Denominou-se no procedimento numérico em Ansys CFD como freesurface (superfície livre), o que antes se denominava o teto e o outlet (saída), tendo assim contato com o ar e sendo, a fim de obter uma simulação mais fiel a realidade, conforme pode ser visto na Figura 23. Para esta análise o fluxo está em direção $+y$.

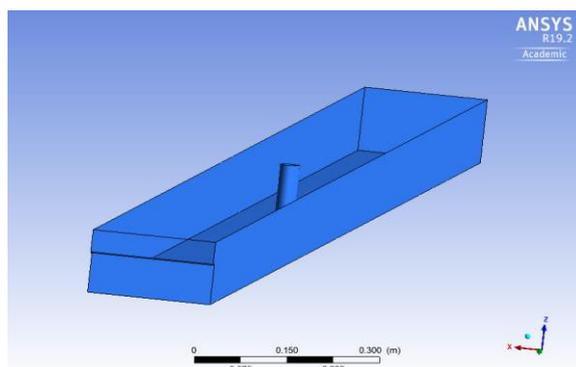


Figura 23: Geometria de Contorno para análise VOF

As Figuras 24 e 25 demonstram as frações de volume de água e ar, respectivamente. Na Figura 24 na base só possui água e no restante água e ar diluído na água. Na Figura 25 demonstra que no topo possui mais ar.

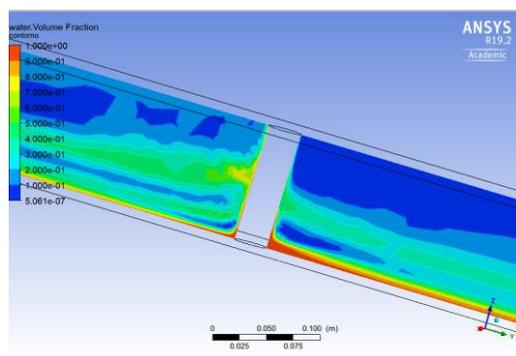


Figura 24: Fração do Volume

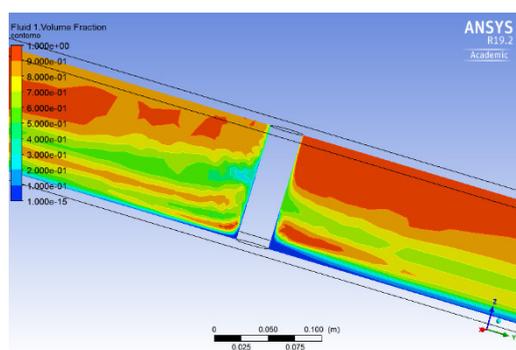


Figura 25: Fração do Volume de Ar em Simulação VOF

Na Figura 26, pode-se analisar a velocidade da corrente, que em comparação a análise da velocidade em regime transiente fechado, obteve maiores variações ao longo do caminho.

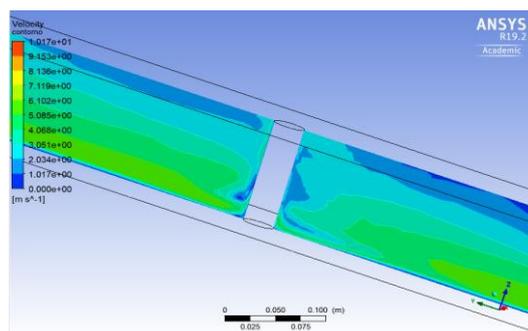


Figura 26: Contorno da Velocidade em Regime Transiente VOF

Como pode ser visto na vista superior (Figura 27), a pressão imediatamente após do cilindro é mais alta se comparada com a pressão restante, chegando a aproximadamente $1,54 \cdot 10^4$ Pa, enquanto nas laterais do cilindro é negativa. O que comprova a formação de Vórtices na Região. A pressão total pode ser vista na Figura 28.

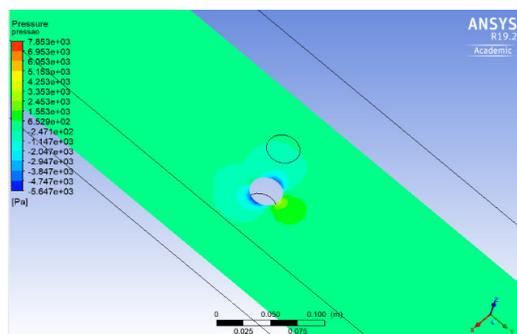


Figura 27: Vista superior do Contorno de Pressão Análise Transiente VOF

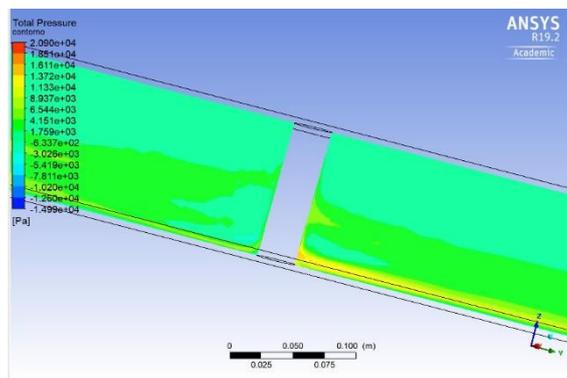


Figura 28: Contorno da Pressão Total Regime Transiente VOF

É possível observar na Figura 29 as linhas de vórtice formadas.

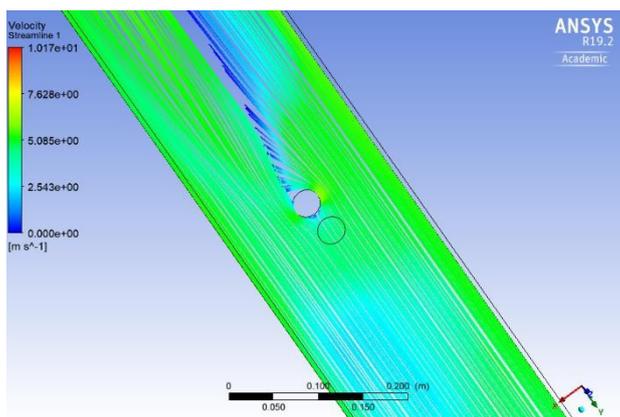


Figura 29: Linhas de vórtice em Regime Transiente VOF.

A Figura 30 a seguir demonstra a região de Vórtices do Escoamento, que se comparado a região de Vórtices das Análises sem “*FreeSurface*”, é mais turbulento.

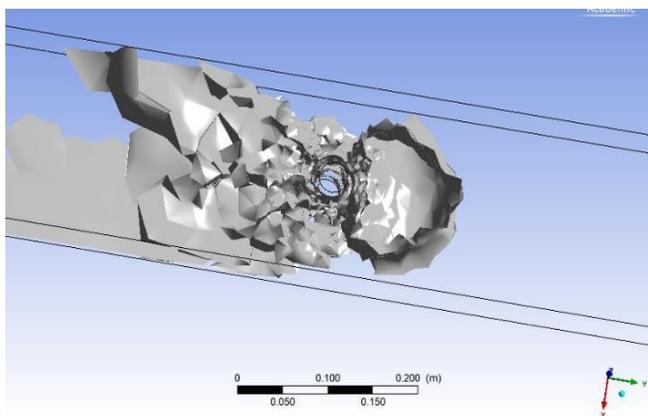


Figura 30: Vista Superior da Região do Vortex em Regime Transiente VOF

O resultado de escoamento turbulento corroborou com os resultados da Simulação em Software *Ansys* CFD e procedimento experimental, conforme demonstrado na Figura 31.

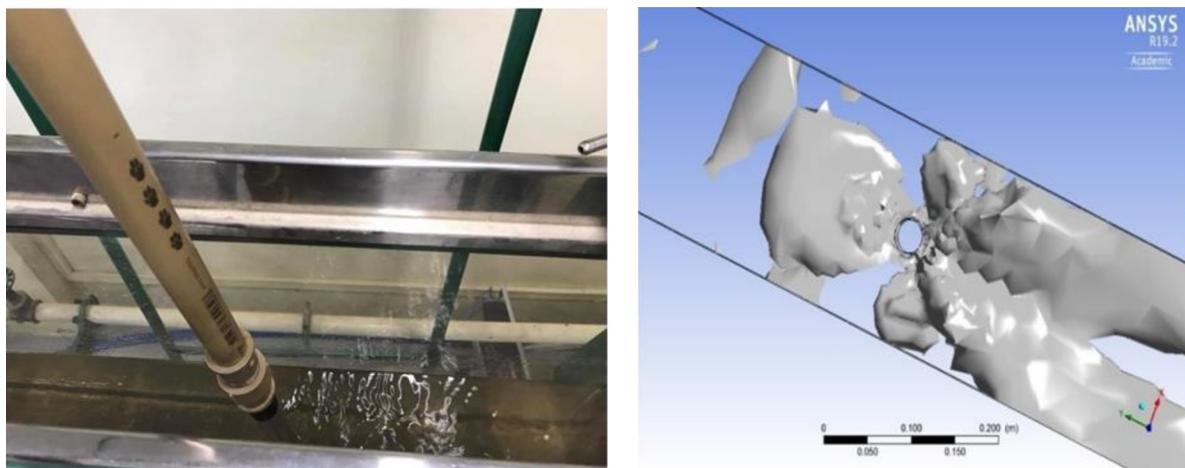


Figura 31: Comparação entre os Vórtices formados em procedimento experimental e em CFD

8 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste artigo foi abordado um tema muito discutido na indústria *offshore*, as vibrações induzidas por vórtices (VIV). Por se tratar de um problema hidro elástico, a análise de VIV necessitou da combinação de modelos de análise estrutural e modelos hidrodinâmicos para obtenção da resposta estrutural.

O fenômeno de VIV pode gerar problemas de duas naturezas: danos estruturais devido à fadiga e danos estruturais devido a problemas na região de contato com o solo. Os problemas estruturais mais recorrentes estão ligados à fadiga uma vez que o fenômeno é autolimitante e, portanto, não leva a estrutura à ruína por tensões máximas.

Nas estruturas em que a fadiga devido às VIV's passou a ser dominante, houve a necessidade de se incluir ao longo do *riser* dispositivos que reduzissem a amplitude ocasionadas pelas vibrações induzidas pelo desprendimento de vórtices, os chamados de supressores de vórtices. Neste estudo, foi proposto verificar o espaçamento dos vórtices, tanto em cilindros lisos quanto em cilindros com supressores, os *strakes*. Durante os ensaios no canal de correntes pode-se observar que os tubos com supressores reduziram significativamente as amplitudes, fazendo com que o espaçamento dos vórtices fosse alterado de forma que não se pode verificar seu tamanho. Por outro lado, o tubo liso durante o ensaio sofreu a ação da amplitude de vibração, formando assim uma esteira de vórtices, onde se pode verificar o espaçamento dos vórtices, como foi apresentado anteriormente.

O tubo liso e com *strakes* foi analisado quanto ao coeficiente de arrasto durante os ensaios, e os resultados se mostraram coerentes com os resultados obtidos no programa SHEAR7. Como o tubo com supressores, *strakes*, tem um ângulo maior que o tubo liso, ou sem *strakes*, o coeficiente de arrasto do tubo com supressores é maior, fazendo com que este se deslocasse mais no escoamento do fluido no canal, o que pode ser comprovado durante os ensaios.

Diante disto, e dos resultados obtidos durante o decorrer da pesquisa, pode-se afirmar que o fenômeno das vibrações induzidas por vórtices é complexo, todavia atingiu-se os resultados esperados, sendo estes coerentes ao programa SHEAR7, onde foram feitas as análises e verificações do fenômeno.

Esta vibração provoca danos de fadiga devido aos movimentos induzidos pela interação do corpo com o fluxo externo, provocando irregularidades no escoamento; em relação à estrutura, esta falha pode provocar parada total de produção e grande prejuízo para as empresas petrolíferas e para o ambiente.

Verificou-se que mitigar as Vibrações Induzidas por Vórtices significa alterar a excitação, alterando a massa ou aumentando o amortecimento. Alterar a excitação nem sempre é possível, alterar a massa nem sempre gera resultados satisfatórios e efetivos e aumentar o amortecimento é bastante efetivo, porém de difícil aplicação.

Devido ao grande risco envolvido em *Risers* que sofrem VIV, dificuldade de instalação e manutenção e altos custos, notou-se a importância de estudos mais aprofundados para evitar problemas relacionados ao fenômeno.

Por tratar-se de um fenômeno hidro elástico, uma das formas para realizar a análise de VIV é baseada em CFD (*Computer Fluid Dynamics*). Foram realizadas simulações computacionais em Regime Permanente, Transiente e Transiente com VOF (*Volume of fluids*), tendo sido verificado nas análises em que as propriedades do fluido alteram com o tempo, ou seja, em Regime Transiente, maior turbulência.

Analisou-se o regime do escoamento com a Equação Adimensional de Reynolds e obteve-se um escoamento turbulento, o que corroborou com os resultados da Simulação em Software *Ansys CFD* e procedimento experimental.

Conclui-se também que existem dois tipos de supressores de vórtices e que ambos são bastante eficazes e utilizados atualmente, embora cada um possua suas restrições. Demonstrou-

se, a partir de pesquisas que *Risers* utilizando supressores são menos propensos a esforços e às vibrações induzidas por vórtices.

REFERÊNCIAS

- [1] R. E. D. Bishop and A. Y. Hassan. The Lift and Drag Forces on a Cilinder Oscillating in a Flowing Fluid. *Proceedings of Royal Society A*, 277(1368), 1964. <https://doi.org/10.1098/rspa.1964.0005>.
- [2] W. Frank, M. Tognarelli, S. Slocum, R. B. Campbell e S. Balasubramanium. Flow-Induced Vibration of a Long, Flexible, Straked Cylinder in Uniform and Linearly Sheared Currents. *Ato de conferência 16340*. Houston, 2004. <http://dx.doi.org/10.4043/16340-MS>.
- [3] J. H. Gerrard. The Mechanics of the formation region of vortex behind bluff bodies. *Journal of Fluid Mechanics*, 25(2):401–413, 1966. <https://doi.org/10.1017/S0022112066001721>.
- [4] M. Kessler. Fluidodinâmica computacional: O que é? ESSS, 2016. Disponível em <<https://www.esss.co/blog/fluidodinamica-computacional-o-que-e/>> . Acessado em maio de 2019.
- [5] R. I. Tsukada. *Comportamento Dinâmico de Riser Rígido em Catenária Devido à Vibração Induzida por Vórtices em Águas Profundas*. Dissertação de Mestrado, Universidade de Campinas, Campinas – SP, Brasil, 2009.
- [6] J. K. Vandiver. Dimensionless Parameters Important to the Prediction of Vortex-Induced Vibration of Long, Flexible Cylinders in Ocean Currents. *Journal of Fluids and Structures*, 7(5):423–455, 1993. <https://doi.org/10.1006/jfls.1993.1028>.
- [7] J. K. Vandiver, D. Allen e L. LI. The Occurrence of Lock-in Under Highly Sheared Conditions. *Journal of Fluids and Structures*, 10(5):555–561, 1996. <https://doi.org/10.1006/jfls.1996.0037>.
- [8] M. Venupogal. Damping and Response Prediction of a Flexible Cylinder in a Curreny. Tese de Doutorado, Department of Ocean Engineering, Massachusetts Institute of Technology, Massachusetts , USA, 1996.
- [9] R. D. Violette, E. de Langre e J. Szydlowski. Computation of vortex-induced vibrations of long structures using a wake oscillator model: Comparison with DNS and experiments. *Computers and Structures*, 85(11-14):1134–1141, 2007. <https://doi.org/10.1016/j.compstruc.2006.08.005>.