

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE
CURSO DE ENGENHARIA NAVAL

PEDRO HENRIQUE TODESCO PEREIRA

**ANÁLISE DA INTERFERÊNCIA ENTRE CILINDROS RÍGIDOS ALINHADOS
SUJEITOS A VIBRAÇÕES INDUZIDAS PELO ESCOAMENTO**

Joinville
2018

PEDRO HENRIQUE TODESCO PEREIRA

**ANÁLISE DA INTERFERÊNCIA ENTRE CILINDROS RÍGIDOS ALINHADOS
SUJEITOS A VIBRAÇÕES INDUZIDAS PELO ESCOAMENTO**

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado ao Curso de
Engenharia Naval da Universidade
Federal de Santa Catarina como
requisito à obtenção do título de
Bacharel em Engenharia Naval

Orientador: Dr. Andre Luís Condino
Fujarra

Joinville
2018

PEDRO HENRIQUE TODESCO PEREIRA

**ANÁLISE DA INTERFERÊNCIA ENTRE CILINDROS RÍGIDOS ALINHADOS
SUJEITOS A VIBRAÇÕES INDUZIDAS PELO ESCOAMENTO**

Trabalho de Conclusão de Curso,
apresentado a Universidade Federal de
Santa Catarina, como requisito a
obtenção do título de Engenheiro Naval.

Joinville, 29 de junho de 2018.

Prof. Dr. Luiz Fernando Peres Calil
Coordenador do Curso de Engenharia Naval

Banca examinadora:

Prof. Dr. Andre Luís Condino Fugarra
Orientador

Prof. Dr. Thiago Antonio Fiorentin

Prof. Luiz Eduardo Bueno Minioli

AGRADECIMENTOS

Queria agradecer primeiramente a minha família, que deu o apoio necessário para perseguir meus objetivos. Sem dúvida, foi por meio da sua atenção e suporte que consegui chegar aqui, e o orgulho de vocês é o que me motiva a continuar.

De forma similar, gostaria de agradecer aos meus colegas de faculdade, que sempre estiveram lá para me apoiar intelectual e emocionalmente. De forma especial, gostaria de citar Lucas Wisnieski e Marlon Batistella, que me ajudaram imensamente durante a graduação em diversas matérias e também nos estudos de assuntos extracurriculares.

Por fim, tenho que agradecer o meu orientador Andre Luís Condino Fjarra por não apenas me ajudar no desenvolvimento deste projeto, mas também pelos diversos conselhos e experiências que adquiri durante o tempo em que trabalhamos juntos.

“...passada a tempestade você nem se lembrará de como a superou, como conseguiu sobreviver. Na verdade, nem sequer terá certeza de que a tempestade realmente tenha passado. Mas uma coisa é certa, ao sair da tempestade, você não será a mesma pessoa que entrou nela. É sobre isso que as tempestades são.”

Haruki Murakami

RESUMO

Com o desenvolvimento da indústria *offshore* de óleo e gás e a implementação de *risers* em suas operações, um melhor entendimento do fenômeno de vibração induzida pelo escoamento, ou *Flow-Induced Vibration* (FIV), envolvendo estruturas compostas por múltiplos cilindros se faz necessário, já que sistemas flutuantes em águas profundas podem conter um elevado número de *risers* de produção e sistemas de amarração em uma única plataforma. Neste contexto, experimentos foram conduzidos no Instituto de Pesquisas Tecnológicas (IPT) com dois cilindros rígidos semelhantes em *tandem*, ou seja, alinhados entre si e em relação ao escoamento. Ambos os cilindros foram montados em um suporte elástico permitindo a vibração em dois graus de liberdade, na direção transversal e longitudinal ao escoamento. Diferentes espaçamentos entre cilindros foram testados ($2D$; $2,5D$; $3D$; $4D$; $6D$; onde D corresponde ao diâmetro do cilindro). De maneira a permitir a excitação de toda a faixa de sincronização na direção transversal ao escoamento, as velocidades reduzidas empregadas variaram entre 3 a 13, o que é proporcional a números de Reynolds aproximadamente entre $3 \cdot 10^3 < Re < 3 \cdot 10^4$. Os resultados mostrados no presente trabalho encontraram uma resposta qualitativamente similar entre o cilindro a montante e o cilindro isolado. O cilindro a jusante exibiu grandes amplitudes de resposta comparado ao cilindro a montante no ramo inferior de vibração. Por fim, a diferença de fase entre as oscilações transversais dos cilindros foi classificada de acordo com cinco padrões de fase, sendo que, os padrões de fase I e II mostraram respectivamente ter relação com os ramos inicial e superior de vibração para todos os casos.

Palavras-Chave: Dois cilindros. FIV. Tandem. Dois graus de Liberdade, Experimental.

ABSTRACT

With the development of offshore oil field and deployment of riser pipes, a better understanding of the Flow-Induced Vibration (FIV) phenomenon involving multiples cylindrical structures it is necessary since actual deep-water floating systems can contain several numbers of production risers and many more mooring lines in a single platform. In this context, experiments were conducted at the Technological Research Institute (IPT) for two similar rigid cylinders in a tandem arrangement that means in-line between them and with the flow. Both cylinders were elastic mounted allowing two degrees of freedom, on the flow and cross-flow direction. Different spacing between cylinders was tested ($2D$; $2,5D$; $3D$; $4D$; $6D$; i.e. D corresponding to the cylinder diameter). In order to allow the excitation throughout the complete lock-in range in the crossflow direction, the reduced speeds ranged from 3 to 13, which correspond to Reynolds numbers approximately between $3 \cdot 10^3 < Re < 3 \cdot 10^4$. The results shown in the present research found the upstream cylinder having a qualitatively similar response compared with the isolated cylinder. The downstream cylinder exhibited large response amplitudes compared to the upstream one in the lower branch of vibration. Lastly, the phase difference between transverse displacements of both cylinders was classified according to five phase patterns. The phase patterns I and II were shown respectively related to the initial and superior branches of vibration in all cases.

Keywords: Two cylinders. FIV. Tandem. Two degrees of freedom. Experimental.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Representação ilustrativa de uma plataforma semissubmersível (em primeiro plano) e um FPSO (em segundo plano) mostrando o elevado número de <i>risers</i> e estruturas de amarração susceptíveis a FIV.	13
Figura 2 – Representação da região de formação de vórtices durante a interação entre as duas camadas cisalhantes.....	16
Figura 3 – Representação dos padrões de emissão de vórtice. A esquerda, o modelo de von Karmán. A direita, o padrão com dois pares de vórtices.....	17
Figura 4 – Regimes de escoamento em função do número de Reynolds.	19
Figura 5 – Variação do número de Strouhal em função do número de Reynolds.	20
Figura 6 – Modelo representativo do campo de pressão e forças atuantes em um cilindro durante a formação de vórtices.....	21
Figura 7 – Diagrama ilustrativo dos três principais ramos de resposta e seus respectivos modos de vibração.	23
Figura 8 – Representação de um par de cilindros em Tandem, configuração caracterizada pelos cilindros posicionados com $y = 0$	25
Figura 9 – Regimes de escoamento propostos para cilindros estáticos com diferentes espaçamentos.	26
Figura 10 – Representação da base elástica construída para realização dos testes.....	31
Figura 11 – Aparato Experimental.....	32
Figura 12 – Registro temporal das amplitudes adimensionais, frequência de oscilação e diferença de fase instantânea entre as oscilações transversais para de ambos os cilindros.....	34
Figura 13 – Variação da máxima amplitude de oscilação transversal dos cilindros a montante, jusante com distância $T = 6D$ e para o caso do cilindro isolado em função de U^* . Adicionalmente, a trajetória temporal dos cilindros a montante e jusante.....	37

Figura 14 - Variação da máxima amplitude de oscilação transversal dos cilindros de montante em todos os casos e o caso com cilindro isolado.....	38
Figura 15 - Variação da máxima amplitude de oscilação transversal dos cilindros de jusante em todos os casos e o caso com cilindro isolado.....	39
Figura 16 – Divisão da faixa de velocidades em 5 regiões com base nos diferentes padrões de $\theta y_1, y_2$, relacionando-os com as máximas amplitudes transversais e frequências de vibração para ambos os cilindros.	41
Figura 17 - Máximas amplitudes transversais, frequências de vibração e diferença de fase de ambos os cilindros para o caso 1.....	43
Figura 18 - Máximas amplitudes transversais, frequências de vibração e diferença de fase de ambos os cilindros para o caso 2.....	44
Figura 19 - Máximas amplitudes transversais, frequências de vibração e diferença de fase de ambos os cilindros para o caso 3.....	45
Figura 20 - Máximas amplitudes transversais, frequências de vibração e diferença de fase de ambos os cilindros para o caso 4.....	46

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Definição dos espaçamentos e velocidades reduzidas ensaiados.	33
--	----

LISTA DE SIMBOLOS

Re	Número de Reynolds
U	Velocidade da corrente livre
D	Diâmetro do cilindro
ν	Viscosidade cinemática do fluido
S_t	Número de Strouhal
f_s	Frequência de emissão de vórtices
F_x	Força de arrasto
F_y	Força de sustentação transversal
f_n	Frequência natural de vibração na água
U^*	Velocidade Reduzida
f_y	Frequência de oscilação transversal
m^*	Massa reduzida
m	Massa
ρ	Massa específica do fluido
L	Comprimento submerso do cilindro
T	Espaçamento entre cilindros
$\theta_{y1,y2}$	Diferença de fase instantânea entre as oscilações transversais dos cilindros a jusante e montante
$A_{y1,y2}$	Amplitudes das oscilações transversais dos cilindros a jusante e montante
$f_{dy1,dy2}$	Frequência de oscilação transversal dos cilindros a jusante e montante
θ_{pico}	Ângulo de defasagem de maior ocorrência
Fny	Frequência de vibração transversal do cilindro isolado na água

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO	12
1.1.	OBJETIVO GERAL.....	13
1.2.	OBJETIVO ESPECÍFICO	14
1.3.	SÍNTESE METODOLÓGICA	14
2.	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	16
2.1.	O FENÔMENO DE DESPRENDIMENTO DE VÓRTICES	16
2.1.1.	Número de Reynolds.....	18
2.1.2.	Número de Strouhal	20
2.2.	VIV EM UM CILINDRO ISOLADO.....	21
2.2.1.	Sincronização ou <i>Lock-in</i>	22
2.2.2.	Velocidade reduzida.....	23
2.2.3.	Massa reduzida.....	24
2.3.	FIV EM UM PAR DE CILINDROS	24
2.3.1.	Interferência entre cilindros estáticos	25
2.3.2.	Interferência entre cilindros oscilantes	27
3.	MATERIAIS E METODOS	30
3.1.	MATERIAIS	31
3.2.	MÉTODOS	33
3.3.	ANÁLISE	34
4.	RESULTADOS E DISCUSSÕES	36
4.1.	RESPOSTA DOS CILINDROS.....	36
4.1.1.	Cilindro de montante.....	37
4.1.2.	Cilindro de jusante	39

4.2.	DIFERENÇA DE FASE ENTRE AS OSCILAÇÕES TRANSVERSAIS DOS CILINDROS	40
4.2.1.	Influência da mudança da distância entre cilindros.....	42
5.	CONCLUSÕES	48
5.1.	SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS	49
	REFERÊNCIAS.....	50

1. INTRODUÇÃO

Dada a demanda crescente de energia no Brasil e no mundo e considerando que os produtos mais importantes da matriz energética atual ainda são os derivados do petróleo, a indústria de óleo e gás está engajada na exploração de hidrocarbonetos em ambientes cada vez mais complexos. Neste contexto, atualmente, cerca de 65% da área dos blocos exploratórios *offshore* da Petrobras se encontram em águas profundas e ultra profundas (acima de 400m), por esse motivo, o Brasil tem sido compelido ao desenvolvimento de tecnologias próprias e inovadoras, as quais o colocam em posição de destaque neste setor (PETROBRAS, 2018).

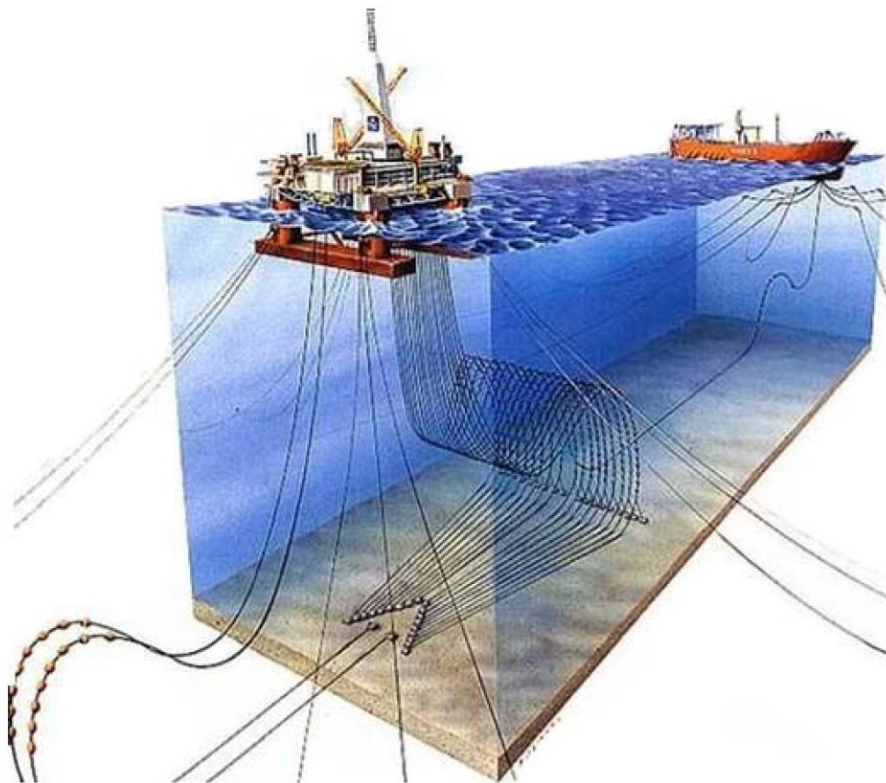
Devido às grandes profundidades em que as reservas atuais se encontram, a produção de petróleo *offshore*, no início feita utilizando plataformas fixas, hoje é executada majoritariamente por plataformas flutuantes. Neste cenário, plataformas do tipo semissubmersíveis, FPSO (*floating, production, storage and offloading system*), *tension-leg* e *spar*, representam um grande passo no desenvolvimento tecnológico nas operações de produção e perfuração de petróleo.

Independentemente do tipo de plataforma, o transporte do petróleo do poço até a superfície é necessário e é feito através de tubulações comumente chamadas de *risers*. De acordo com a sua aplicação, os *risers* podem ser classificados como *risers* de produção, injeção, perfuração e completação. Os *risers* de produção e injeção podem ser do tipo rígido ou flexível, além de poderem ser instalados em diferentes configurações (catenária, híbridos, verticais, etc.). Já os de perfuração e completação são sempre rígidos e instalados, em geral, na vertical (Ribeiro, 2007).

1.1. OBJETIVO GERAL

Em relação aos *risers*, um dos principais problemas durante a perfuração e produção de petróleo *offshore* é a Vibração Induzida pelo Escoamento, ou *Flow-Induced Vibration* (FIV). Uma das formas mais comuns de FIV são as Vibrações Induzidas por Vórtices (VIV). O VIV é um fenômeno que ocorre em corpos expostos à corrente marítima e tem origem nos esforços cíclicos causados pela liberação de vórtices a jusante dos mesmos. Esse processo causa oscilações, que ao longo do tempo, diminuem a vida em fadiga, exigindo melhores propriedades mecânicas dessas estruturas. Devido aos altos custos envolvidos na sua construção, instalação e sua importância nas operações de sistemas oceânicos, é de extrema importância garantir a confiabilidade, assim como aumentar a compreensão do fenômeno de VIV em *risers*.

Figura 1 – Representação ilustrativa de uma plataforma semissubmersível (em primeiro plano) e um FPSO (em segundo plano) mostrando o elevado número de *risers* e estruturas de amarração susceptíveis a FIV.



Fonte: <www.offshore-technology.com> (Assi, 2009).

1.2. OBJETIVO ESPECÍFICO

Atualmente, sistemas de perfuração e produção de petróleo podem chegar a um número considerável de *risers* de produção e um número ainda maior de linhas de amarração em uma única plataforma. A Figura 1, mesmo sendo somente representativa, demonstra muito bem o quanto essas estruturas estão susceptíveis às FIV, e da mesma forma, a interagir entre si devido a sua proximidade e arranjo. Sendo assim, este trabalho pretende investigar a interferência entre cilindros rígidos alinhados sujeitos às FIV.

Por exemplo, no sistema descrito anteriormente, é fácil imaginar um corpo sendo induzido a vibrar pela interferência da esteira perturbada gerada por alguma outra estrutura posicionada a montante no escoamento. Essas vibrações podem excitar um mecanismo de resposta complexo e completamente diferente do que a resposta típica de VIV exibida por cilindros isolados. Neste contexto, o objetivo desta pesquisa é aumentar a compreensão sobre o fenômeno de FIV em agrupamentos de *risers*, verificando as amplitudes, frequências e trajetórias temporais de vibração, além de relacionar as respostas observadas com a diferença de fase entre os deslocamentos transversais dos cilindros.

1.3. SÍNTESE METODOLÓGICA

Como a execução de testes com *risers* em escala real em ambientes controlados é inviável devido a questões financeiras e de infraestrutura, experimentos são realizados em escala reduzida. Neste processo, não é possível manter as propriedades estruturais do *riser* real ou mesmo reproduzir o escoamento composto por diferentes velocidades ao longo do comprimento de uma linha. Mesmo que tal experimento venha a ser feito, a quantidade de parâmetros e variáveis envolvidos traria pouco esclarecimento em relação a características fenomenológicas do FIV. Portanto, experimentos mais cuidadosos começaram a limitar a quantidade de tubos e o número de graus de liberdade, permitindo assim, a obtenção de resultados importantes.

Por essa razão, nos experimentos apresentados, a secção de um *riser* será representada por um cilindro rígido montado em uma base elástica. As propriedades estruturais do *riser* serão simplificadas por um sistema oscilatório massa-mola-amortecedor livre para vibrar com dois graus de liberdade. Por fim, a corrente marítima será simulada em laboratório como uma velocidade uniforme, via deslocamento do carro dinâmométrico, que transportará o conjunto de cilindros, em um tanque de reboque.

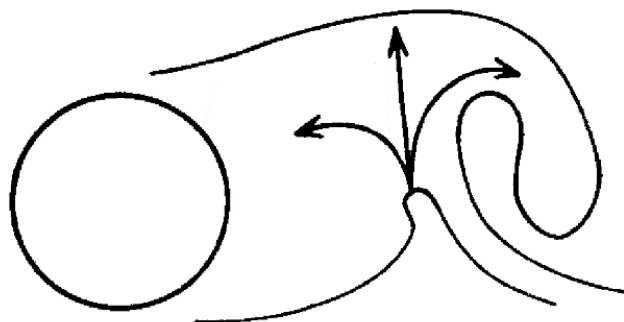
Com essa abordagem, espera-se identificar características fenomenológicas importantes do fenômeno de FIV em conjuntos de *risers*, tendo como foco, a visualização e compreensão do comportamento da fase relativa entre as oscilações transversais dos cilindros.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1. O FENÔMENO DE DESPRENDIMENTO DE VÓRTICES

O fenômeno de desprendimento de vórtices em corpos cilíndricos pode ser entendido a partir da teoria da camada limite. Uma partícula fluida quando encontra um obstáculo, por exemplo um corpo cilíndrico, cria uma área de alta pressão (baixa velocidade) junto a superfície, que diminui gradativamente até a corrente livre. Essa região influenciada pela presença do corpo é chamada de camada limite. Quando o escoamento viscoso atinge certa velocidade, o campo de pressão não é mais suficiente para fazer com que o fluido contorne o cilindro, ocorrendo o descolamento da camada limite, formando camadas cisalhantes em ambos os lados. Como a velocidade é maior na corrente livre em relação à região próxima ao corpo, as camadas cisalhantes se aproximam e interagem entre si criando vórtices. A Figura 2 ilustra a região de formação de vórtices e a interação entre as camadas cisalhantes que os originam.

Figura 2 – Representação da região de formação de vórtices durante a interação entre as duas camadas cisalhantes.



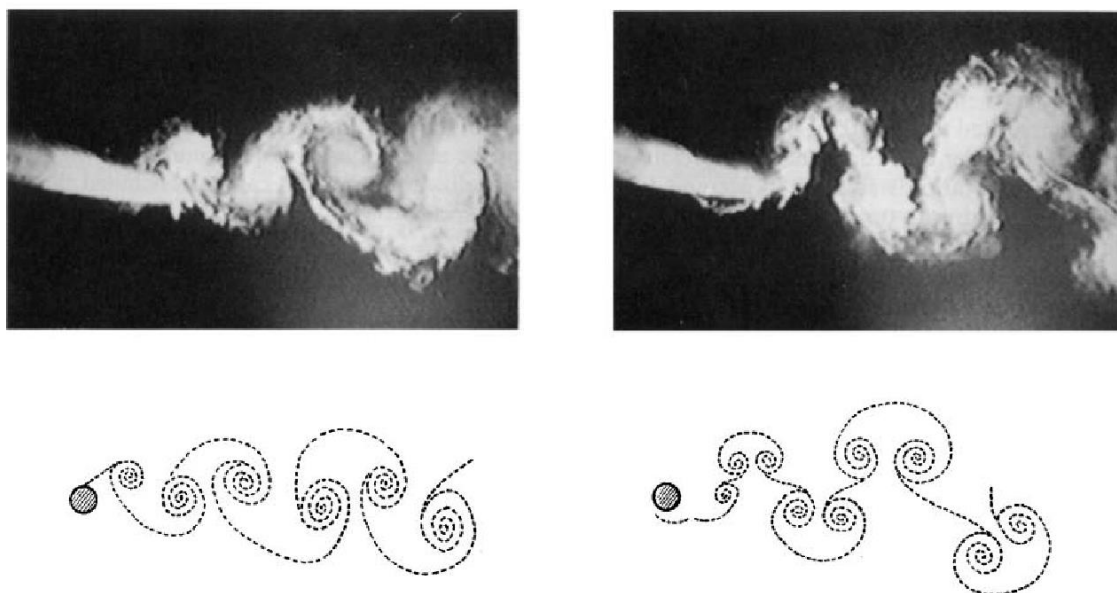
Fonte: Adaptado de Gerrard (1966).

Segundo Gerrard (1966), um vórtice em crescimento continuará a ser alimentado pela circulação oriunda da camada cisalhante oposta, até que se

torne forte o suficiente para atraí-la através da esteira. A interação das camadas cisalhantes que possuem vorticidades em sentidos opostos suspende o fornecimento de circulação para o vórtice, o que interrompe o seu crescimento e, nesse estágio, é desprendido da camada cisalhante para a esteira.

Theodore von Kármán foi um dos precursores nas discussões em relação a formação de vórtices na esteira de corpos sujeitos a um escoamento. Ele mostrou que duas fileiras de vórtices alternados girando em sentidos opostos seguiam o cilindro. Mais tarde, a esteira de von Kármán, definida pela formação de dois vórtices por ciclo, foi denominada de modo 2S (2 – *single*) por Williamson e Roshko (1988). Neste trabalho, eles também demonstraram experimentalmente que, com o aumento da velocidade reduzida (termo discutido adiante no item 2.2.2), a emissão de vórtices adquire um novo padrão, desta vez, contendo pares de vórtices. Esse padrão foi, então, denominado de modo 2P (2 – *pair*), como observado na Figura 3.

Figura 3 – Representação dos padrões de emissão de vórtice. A esquerda, o modelo de von Kármán. A direita, o padrão com dois pares de vórtices.



Fonte: Williamson e Govardhan (2004).

2.1.1. Número de Reynolds

O desprendimento de vórtices é um fenômeno governado por forças inerciais e viscosas presentes no escoamento. O número de Reynolds é um parâmetro adimensional que relaciona essas forças de diferentes naturezas em função da velocidade da corrente livre (U), da dimensão característica do corpo, neste caso o diâmetro do cilindro (D), e da viscosidade cinemática (ν) do fluido.

$$Re = \frac{UD}{\nu} \quad (1)$$

Como o número de Reynolds relaciona as forças atuantes durante o desprendimento de vórtices, ele é o principal adimensional usado para caracterizar os regimes de escoamento. Blevins (1990) apresenta estes regimes em função do número de Reynolds como representado na Figura 4.

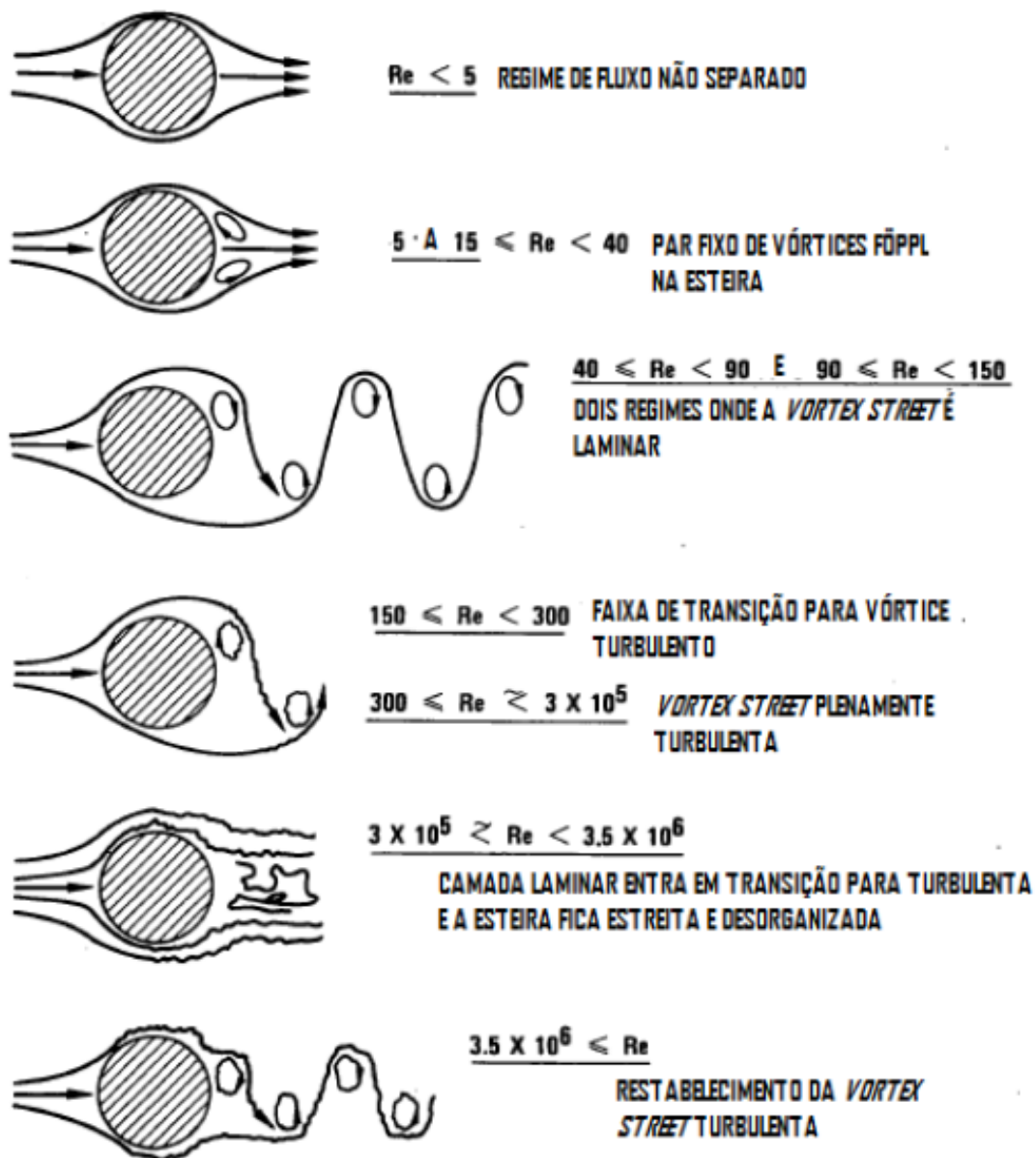
Para valores de Reynolds muito baixos, as forças viscosas são dominantes e fazem com que o fluido permaneça em contato com o cilindro. Porém, a medida que Reynolds aumenta, a camada limite não consegue mais contornar o corpo devido ao gradiente de pressão adverso, resultando na formação de um par de vórtices simétricos a jusante.

Com o aumento do número de Reynolds, também cresce o comprimento dos vórtices, até que, para um Reynolds próximo de 40, a esteira começa a ficar instável e vórtices de sinais opostos são liberados alternadamente de forma periódica em ambos os lados de forma alternada. A esteira permanece laminar em Reynolds inferiores a 150, porém, para a faixa de $150 < Re < 300$, enquanto a camada limite permanece da mesma forma, os vórtices gradativamente começam a se tornar turbulentos, sendo esta, uma região de transição para a esteira de vórtices plenamente turbulenta.

No chamado regime subcrítico de vórtices ($350 < Re < 2 \sim 5 \times 10^5$), Meneghini (2002) explica que ondas de instabilidade começam a aparecer nas camadas cisalhantes e mesmo aqueles vórtices próximos à região da base do cilindro são turbulentos. A principal característica desse regime é que o ponto de

transição da camada turbulenta, é deslocado mais a montante à medida que o Reynolds aumenta.

Figura 4 – Regimes de escoamento em função do número de Reynolds.



Fonte: Adaptado de Blevins (1990).

Aumentando ainda mais o Reynolds encontra-se o regime crítico, onde ocorrem alterações drásticas nas características da esteira de vórtices. Neste regime, o escoamento é muito sensível a perturbações externas e o surgimento

de bolhas, que pode acontecer simultaneamente em ambos os lados ou em apenas um deles, interrompe a emissão de vórtices.

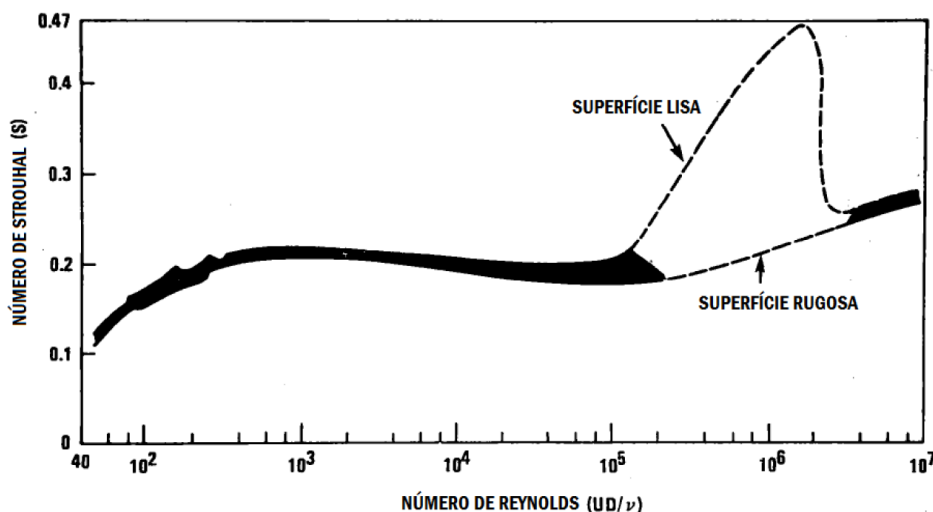
No regime supercrítico, ou seja, para números de Reynolds maiores que 3.5×10^6 , a esteira de vórtices reaparece, bem desenvolvida, organizada, porém completamente turbulenta.

2.1.2. Número de Strouhal

Embora a interação entre as camadas cisalhantes seja responsável pela criação dos vórtices, a frequência com que estes vórtices são periodicamente liberados pelo corpo é uma função da velocidade do escoamento livre (U) e do diâmetro do cilindro (D). O número de Strouhal relaciona a frequência de emissão de vórtices (f_s) em função de U e D .

$$S_t = \frac{f_s D}{U} \quad (2)$$

Figura 5 – Variação do número de Strouhal em função do número de Reynolds.



Fonte: Adaptado de Blevins (1990).

Rayleigh provou que a frequência de desprendimento de vórtices era também dependente do número de Reynolds. Depois dessa descoberta, muitos autores mediram o número de Strouhal para um cilindro estático e descobriram

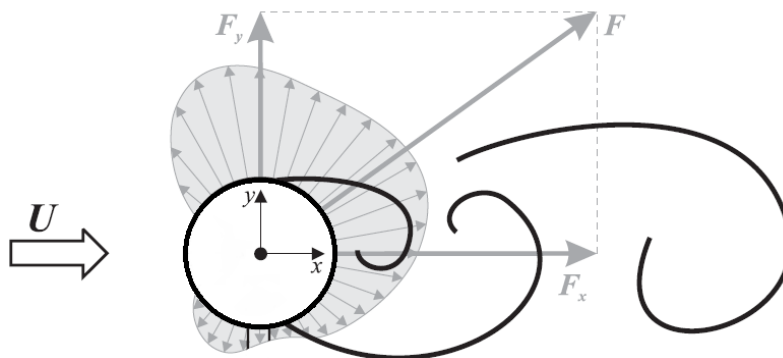
que, para a faixa subcrítica de Reynolds, S_t é aproximadamente constante e próximo de 0,2 (Bearman, 1967). A Figura 5 apresenta de forma gráfica a relação entre o número de Strouhal e do número de Reynolds.

2.2. VIV EM UM CILINDRO ISOLADO

Vibração induzida por vórtices são movimentos induzidos em corpos interagindo com o escoamento, que tem origem nos esforços cíclicos criados pela geração e desprendimento de vórtices na esteira. Muitos autores já escreveram sobre os aspectos fenomenológicos relacionados ao VIV para cilindros isolados (Sarpkaya, 1979; Bearman, 1984; Parkinson, 1989; Blevins, 1990; Zdravkovich, 1997) e a discussão a respeito desses aspectos se faz necessária para o futuro entendimento do fenômeno em um par de cilindros, foco deste trabalho.

De forma geral, a presença do vórtice na esteira provoca uma assimetria na distribuição de pressão ao redor do cilindro que, em relação ao seu plano ortogonal, cria uma força de sustentação transversal ao escoamento. O desprendimento alternado dos vórtices muda a pressão em torno do corpo, invertendo o sentido desta força à medida que os vórtices são formados e liberados.

Figura 6 – Modelo representativo do campo de pressão e forças atuantes em um cilindro durante a formação de vórtices.



Fonte: Adaptado de Assi (2009).

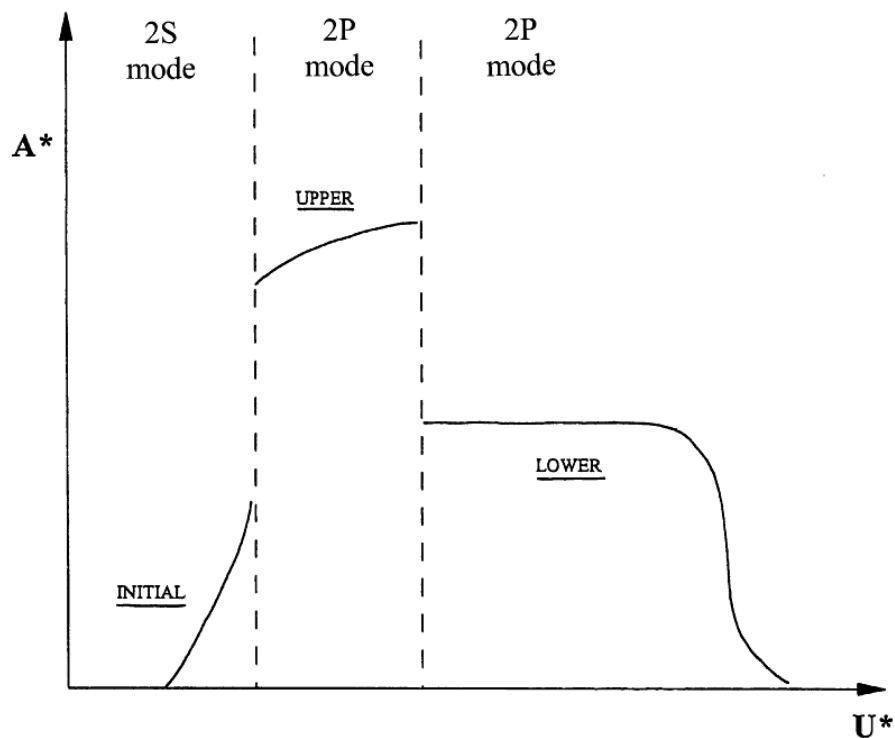
A Figura 6 é uma representação esquemática do campo de pressão ao redor de um cilindro durante a formação de um vórtice no lado superior do corpo. Integrando-se o campo de pressão, a força resultante no cilindro é obtida, a qual pode ser decomposta nos eixos x e y , respectivamente na componente de arrasto F_x e de sustentação transversal F_y . Essas forças sofrem flutuações durante o desenvolvimento dos vórtices. Como dois vórtices são liberados por ciclo, um em cada lado, a frequência com que a força de sustentação transversal varia é igual a frequência de emissão de vórtice (f_s), enquanto a força de arrasto muda em uma frequência duas vezes maior, já que um ciclo é completado a cada vórtice desprendido.

2.2.1. Sincronização ou *Lock-in*

Segundo Fujarra (2013), o comportamento conhecido como sincronização, ou *lock-in*, ocorre quando a frequência de emissão alternada de vórtices (f_s) é próxima da frequência natural do sistema (f_n), neste cenário, uma oscilação autocontrolada de amplitude próxima à dimensão característica da seção transversal envolvida é iniciada. Bem se sabe, ainda, que a igualdade aproximada entre essas frequências se mantém por uma faixa larga de velocidades de escoamento.

Essa faixa de velocidades foi classificada por Williamson & Govardhan (2004) em três ramos de resposta para cilindros com baixos valores de massa e amortecimento, como mostrado na Figura 7. O ramo inicial, ou *initial branch*, é onde as oscilações começam a ganhar amplitude. O ramo superior, ou *upper branch*, onde se encontram as máximas amplitudes de oscilação na faixa de ressonância. Por fim, o ramo inferior, ou *lower branch*, que persiste até que as oscilações eventualmente desapareçam. Os autores apontam ainda que a transição entre o ramo inicial e o ramo superior está associada a uma mudança entre dois diferentes padrões de emissão de vórtices, modo 2S para o 2P.

Figura 7 – Diagrama ilustrativo dos três principais ramos de resposta e seus respectivos modos de vibração.



Fonte: Adaptado de Williamson & Govardhan (2004).

2.2.2. Velocidade reduzida

É usual na literatura representar a velocidade do escoamento, adimensionalizada pelo diâmetro do cilindro e a frequência natural de oscilação, obtendo-se assim, a velocidade reduzida:

$$U^* = \frac{U}{D f_n} \quad (3)$$

Independente do fenômeno, as máximas amplitudes do VIV acontecem em velocidades reduzidas próximas ao inverso do número de Strouhal (U/Df_s). Isso acontece como consequência do comportamento de sincronização entre as frequências de oscilação transversal, natural e de emissão de vórtices ($f_y \approx f_n \approx f_s$).

2.2.3. Massa reduzida

Dependendo da massa do sistema (m) e da massa específica do fluido (ρ) no qual o cilindro está imerso (L igual ao comprimento submerso do cilindro), a frequência natural de oscilação pode ser significativamente influenciada pela massa adicional do fluido que está sendo acelerado pelo corpo (Assi, 2009). Neste sentido, a massa reduzida:

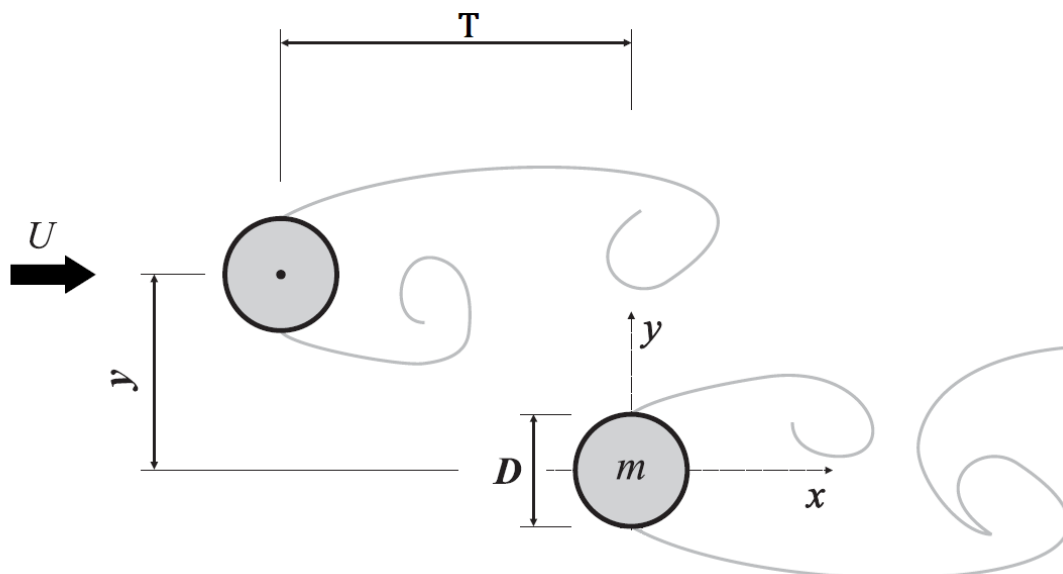
$$m^* = \frac{m}{\rho \frac{\pi D^2}{4} L} \quad (4)$$

É importante na análise do fenômeno de VIV e em consequência dela as frequências naturais de oscilação no ar e na água são diferentes.

2.3. FIV EM UM PAR DE CILINDROS

Neste trabalho, tem-se interesse na interferência entre cilindros alinhados em relação ao escoamento, configuração também chamada de *tandem*, representada na Figura 8 quando $y = 0$. Nesta configuração, o escoamento se torna bem mais complexo se comparado ao caso do cilindro isolado, devido à introdução de um novo parâmetro, o espaçamento entre cilindros (T), definido pela distância longitudinal entre os centros geométricos dos dois cilindros. Não é difícil imaginar que estruturas localizadas a montante no escoamento vão interferir na interação fluido-estrutural de um segundo corpo a jusante. Neste cenário, o cilindro a montante estará sendo exposto à um escoamento sem perturbações com velocidade U , enquanto o cilindro a jusante é imerso em um escoamento perturbado pela esteira criada pelo primeiro cilindro.

Figura 8 – Representação de um par de cilindros em Tandem, configuração caracterizada pelos cilindros posicionados com $y = 0$.



Fonte: Adaptado de Assi (2009).

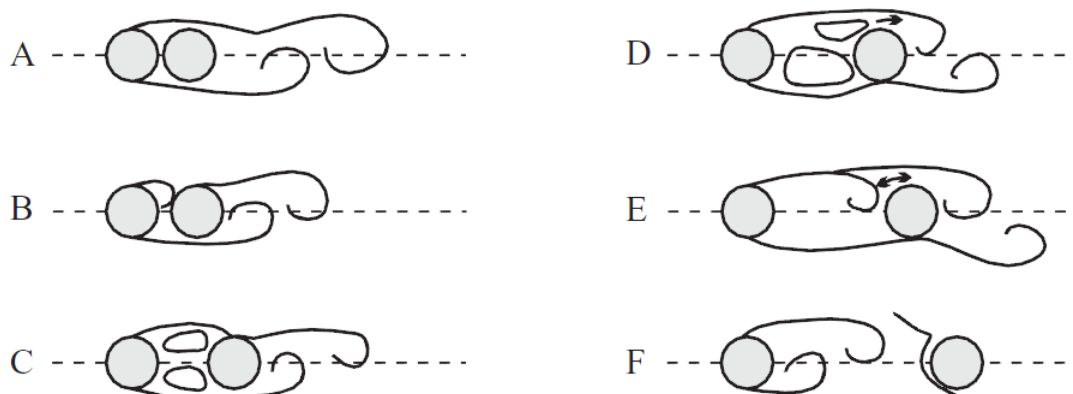
2.3.1. Interferência entre cilindros estáticos

Primeiramente, experimentos foram realizados para pares de cilindros estáticos focando na visualização do escoamento e, com eles, vários regimes de interferência foram identificados. Porém, foram nas investigações de Zdravkovich (1972, 1977), Igarashi (1981) e Sumner et al. (2000) que esses regimes foram, então, classificados com base na variação de T e do número de Reynolds (Re).

Zdravkovich & Stanhope (1972), por meio de medições da distribuição de pressões em torno do cilindro a jusante, descobriram a existência de dois pontos de máxima pressão, que correspondem aos pontos em que as camadas cisalhantes advindas do cilindro a frente encontram o cilindro a jusante. A medida que T aumenta, esses pontos se aproximam em direção à frente do cilindro de jusante e, com base nesse fenômeno, o escoamento pode ser dividido em dois regimes principais. A Figura 9 apresenta uma descrição mais completa dos regimes de escoamento propostos por Igarashi (1981), o qual divide o escoamento presente no espaço entre os cilindros em seis categorias, de 'A' a

'F', e que auxiliará na visualização dos dois regimes principais descritos por Zdravkovich & Stanhope (1972).

Figura 9 – Regimes de escoamento propostos para cilindros estáticos com diferentes espaçamentos.



Fonte: Igarashi (1981).

O primeiro regime, acontece com espaçamentos menores que um valor crítico, quando o cilindro a jusante apresenta dois pontos de máxima pressão. Nesse estágio, a camada cisalhante, liberada pelo corpo a montante, envolve o cilindro a jusante, fazendo com que se comportem como um único corpo. Isso faz com que primeiro cilindro se torne menos susceptível a vibrar, formando uma única esteira de von Kármán liberada pelo cilindro a jusante.

Já o segundo regime, é caracterizado pelo cilindro a jusante com apenas um ponto de máxima pressão correspondente ao ponto frontal de estagnação. Isso ocorre na transição entre os padrões de escoamento 'E' e 'F' da classificação apresentada na Figura 9. Para uma distância suficientemente grande, além de um valor crítico, as camadas cisalhantes começam a interagir, e finalmente alcançam um regime em que uma esteira de vórtices completamente desenvolvida é formada no espaço entre os cilindros. Esse escoamento perturbado passando pelo cilindro a jusante gera uma esteira que o segue composta por uma combinação das esteiras de ambos os cilindros.

2.3.2. Interferência entre cilindros oscilantes

As classificações dos regimes até agora apresentadas foram feitas para cilindros estacionários. Quando um ou mais cilindros são elasticamente montados e livres para vibrar, o escoamento se torna significativamente mais complexo, devido a interação do fluido com os movimentos do cilindro (Chen, 1986).

Tratando de cilindros flexíveis, King & Johns (1976) examinaram a interação da esteira entre dois cilindros idênticos flexíveis separados a uma distância de $0,25D$ até $6D$ para Reynolds entre 10^3 e $2 \cdot 10^4$. Em seus estudos, foi mostrado que para $T = 5,5D$, o cilindro a montante demonstra uma resposta típica de VIV, alcançando amplitudes de $y/D = 0,45$. Por outro lado, as oscilações no cilindro a jusante, em vez de desaparecerem depois da faixa de sincronização, permaneceram com amplitudes praticamente constantes para velocidades reduzidas maiores. Eles atribuíram esse fenômeno a interferência da esteira vinda do cilindro a montante. Laneville & Brika (1999) analisaram a resposta também para dois cilindros flexíveis, dessa vez, com espaçamentos variando entre $7D$ e $25D$ e $Re = 5 \cdot 10^4 \sim 2,7 \cdot 10^4$. Seus experimentos demonstraram que o cilindro a montante se comporta como um cilindro isolado, enquanto a resposta do cilindro a jusante é dependente da distância entre cilindros. É interessante notar o fato de que, mesmo com grandes espaçamentos, ainda é possível identificar interferência entre os cilindros.

Para cilindros rígidos, Hover & Triantafyllou (2001), Assi, et al. (2006) e Assi et al. (2010) realizaram experimentos em que o cilindro a montante permanecia estático enquanto o cilindro a jusante é livre para vibrar em um grau de liberdade (direção transversal ao escoamento). Em seus estudos, foi investigada a influência da esteira do cilindro a montante na resposta do cilindro a jusante. Hover & Triantafyllou (2001) mediu os deslocamentos e forças do cilindro a jusante, $4,75D$ distante do cilindro a frente, para um número de Reynolds constante ($Re = 3 \cdot 10^3$). Em seus resultados, eles encontraram que a frequência de sincronização começou aproximadamente na mesma velocidade que para o cilindro isolado. Segundo espectro de força, a liberação de vórtice do

cilindro a montante não é alterada pelos movimentos do cilindro a jusante. Além disso, sugerem a existência de apenas um ciclo por oscilação das forças transversais, enquanto que as forças de arrasto podem ter um ou dois ciclos por oscilação. Assi et al. (2006) realizou experimentos com distâncias entre cilindros variando entre $2D$ e $5,6D$, para $Re = 3.10^3 - 1,3.10^4$. Em seus estudos, foram observados picos de oscilação do cilindro a jusante com amplitudes 50% maiores que as do caso isolado. Por fim, Assi et al. (2010) introduziu o conceito de movimentos induzidos pela esteira e sugeriu que esse mecanismo é sustentado pela interação instável entre os vórtices e a estrutura, dessa forma, introduzindo energia para o sistema à medida que o cilindro a jusante oscila por entre a esteira.

Progredindo em direção a experimentos com consideração de mais graus de liberdade de oscilação, Zdravkovich (1985) estudou as FIV em dois cilindros rígidos em *tandem* com diferentes espaçamentos e Re na faixa de $10^4 - 10^5$. Em seus estudos ele sugere que as oscilação induzidas pela emissão de vórtices são consideravelmente influenciadas e dependentes da distância entre os cilindros. Para $T = 1,1D$, ambos os cilindros se comportam como um único cilindro. O mínimo espaçamento para que o cilindro a montante desenvolva uma esteira de vórtices regular foi observada em distâncias $T = 2,5D \sim 4D$. Nestas configurações, as amplitudes de oscilação do cilindro a montante são maiores que as vistas para o cilindro a jusante. Porém, para $T > 4D$, o contrário é observado, e o cilindro a jusante apresenta oscilação de maiores amplitudes que as do cilindro a montante.

Neste mesmo cenário, para cilindros rígidos com dois graus de liberdade, alguns estudos numéricos valem a pena serem comentados. Papaioannou et al. (2008) estudou o efeito do espaçamento para FIV em dois cilindros em *tandem*. Suas simulações foram executadas para distâncias $T = 2,5D - 5D$ em $Re = 160$. Foi observado um aumento da região de resposta do cilindro a montante em função da diminuição do espaçamento e um aumento nas máximas amplitudes de oscilação do cilindro a jusante quando os cilindros são posicionados com espaçamentos maiores que um valor crítico, correspondente

à quando as camadas cisalhantes encontram o ponto de estagnação em frente do cilindro a jusante.

Prasanth & Mittal (2009) investigaram o FIV para um par de cilindros em *tandem* com distâncias $T = 5,5D$ e $Re = 100$. Seus resultados mostraram que mesmo que a resposta do cilindro a montante seja qualitativamente similar as do cilindro isolado, a presença do cilindro a jusante tem influência em seu comportamento. A resposta do cilindro a jusante apresentou grandes amplitudes de vibração em ambas as direções, transversal e longitudinal, e permaneceu constante mesmo para velocidades acima da faixa de sincronização. As fases entre as oscilações transversais de ambos os cilindros foram analisadas. Baseado na diferença de fase entre as oscilações, padrões complexos de escoamento foram identificados na esteira dos cilindros e a faixa de escoamento foi dividida em cinco regiões.

Mais recente, Wang et al. (2017) para diferentes valores de espaçamento e número de Reynolds constante igual a 500, constatou resultados semelhantes a pesquisas passadas, com o cilindro a montante comportando-se como um cilindro isolado e o cilindro a jusante demonstrando grandes amplitudes de vibração mesmo para velocidades acima da faixa de sincronização. Em seu trabalho, constataram que a mudança da diferença de fase entre as oscilações transversais dos cilindros está relacionada com a transição entre o ramo inicial para superior, e entre o ramo superior para o inferior.

3. MATERIAIS E METODOS

Na busca por uma maior compreensão sobre características fenomenológicas do FIV, diversas metodologias foram desenvolvidas, sendo as principais, as abordagens analítica, numérica e experimental. A abordagem experimental, busca, utilizando modelos em escala reduzida, reproduzir de maneira controlada condições ambientais como ondas, vento e correnteza. Como essa abordagem é a mais confiável, quando bem executada dentro de normas e procedimentos adequados, é por meio dela que os experimentos deste trabalho foram realizados.

Para a compreensão da física fluido-elástica envolvida no FIV, é necessário a identificação e monitoramento de alguns parâmetros conhecidamente importantes, como: número de Strouhal, amplitude e frequência de resposta, coeficiente de sustentação e o coeficiente de arrasto. Por sua vez, esses parâmetros dependem de características do aparelho utilizado no teste, assim como do próprio escoamento ao qual o cilindro é submetido (Fujarra, 2002).

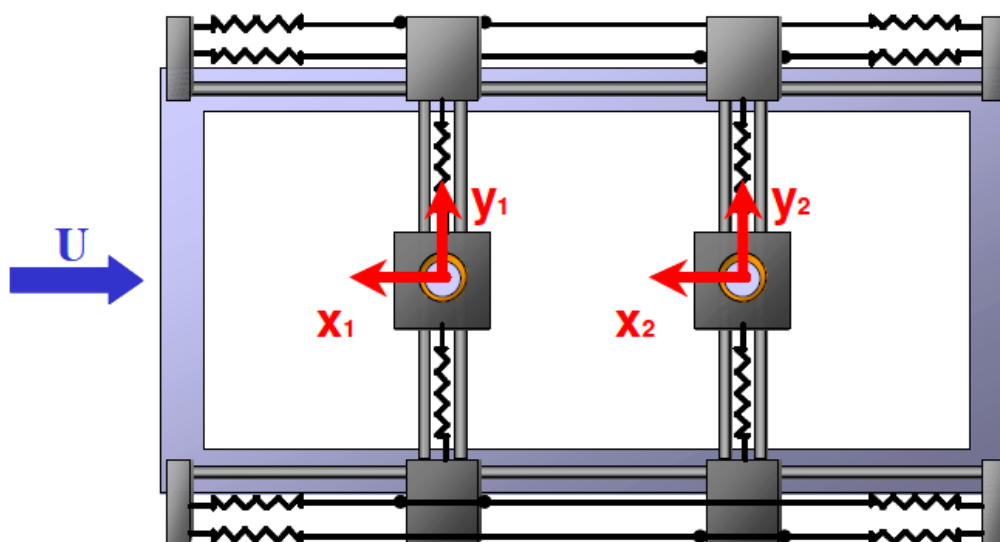
Neste cenário, diferentes infraestruturas são utilizadas na tentativa de simular o escoamento por entre cilindros, sendo elas: túneis de vento, canais de água recirculante e tanques de reboque. Os tanques de reboque são caracterizados por possuir comprimentos muito longos em relação a sua largura e serem equipados com um carro de reboque que se locomove através de trilhos localizados nas laterais do tanque. Através da locomoção do carro, é possível simular a velocidade de avanço de embarcações, a ação de ondas em sistemas marítimos ou a ocorrência de correnteza em estruturas oceânicas, foco deste trabalho. Dentre as características desses tanques, suas limitações para a análise do FIV estão relacionadas às velocidades máximas de avanço do carro de reboque.

3.1. MATERIAIS

Os experimentos foram conduzidos no Laboratório de Engenharia Naval e Oceânica do Instituto de Pesquisas Tecnológicas (IPT) do estado de São Paulo. O tanque de provas de reboque do IPT possui dimensões de comprimento, largura e profundidade respectivamente $280 \times 6,6 \times 4,0$ m e consegue operar com qualidade para velocidades de até 7 m/s.

O suporte elástico foi projetado para suportar simultaneamente dois cilindros, garantindo dois graus de liberdade (x e y) para ambos. A Figura 10 mostra uma representação do suporte elástico, o qual permite, com o mesmo arranjo experimental, maior versatilidade quanto as possibilidades de disposição dos modelos de ensaio, possibilitando inclusive a realização de ensaios com um único cilindro.

Figura 10 – Representação da base elástica construída para realização dos testes.



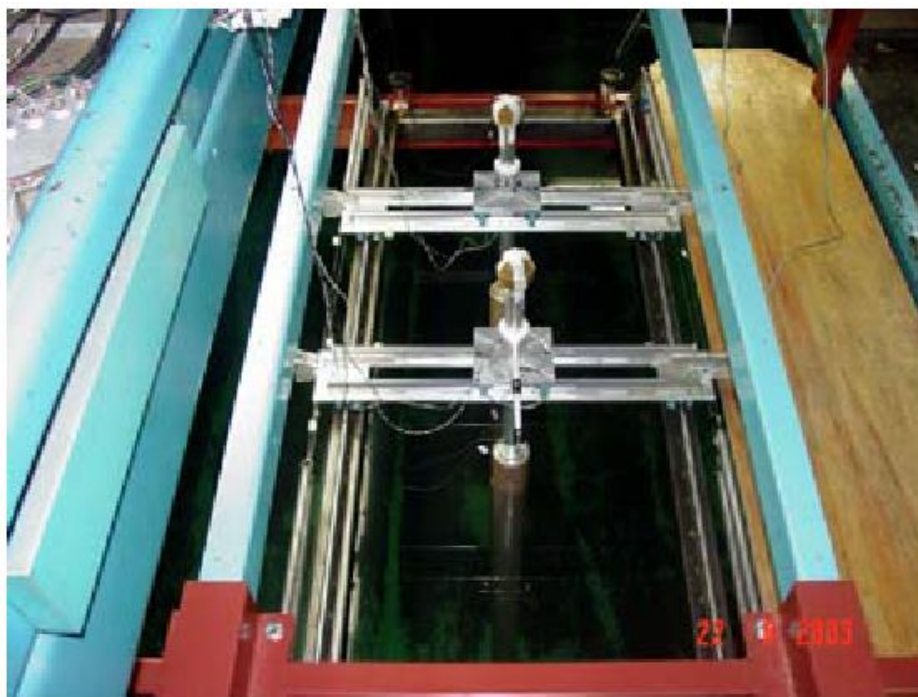
Fonte: Fajarra & Fraciss (2007).

A determinação dos valores de rigidez do suporte elástico considerou evitar danos ao aparato experimental e foi projetada para que as frequências naturais de oscilação nos dois eixos, longitudinal e transversal, fossem próximas. Para isso, ensaios de decaimento foram realizados, medindo frequências

naturais na faixa de $0,22 \text{ Hz}$ na direção transversal e $0,32 \text{ Hz}$ na direção longitudinal ao escoamento. Para essas frequências, a medida do amortecimento estrutural foi de aproximadamente 2,5% do valor crítico.

Foram utilizados modelos cilíndricos rígidos construídos de PVC, com 75 mm de diâmetro, 4,2 mm de espessura e 2,25 m de comprimento (razão de aspecto igual a 0,33), com uma haste tubular interna de alumínio, sendo preenchido com água o espaço interno entre as duas estruturas. O propósito da haste é garantir as propriedades de rigidez flexional dos modelos e também fazer a ligação entre eles e o suporte elástico. Já o preenchimento com água do espaço entre a haste e o tubo externo de PVC tem como objetivo aumentar a massa oscilante, portanto diminuir a frequência natural dos modelos. O aparato experimental descrito é mostrado na Figura 11.

Figura 11 – Aparato Experimental.



Fonte: Fajarra & Fraciss (2007).

3.2. MÉTODOS

O caso com o cilindro isolado foi executado visando a comparação com respostas típicas de VIV encontradas em outros trabalhos. Dessa forma, busca-se validar o aparato experimental projetado, levando a uma maior confiança em relação aos resultados encontrados para os experimentos. Adicionalmente, os comportamentos visualizados para os arranjos com dois cilindros e o cilindro isolado foram comparados e discutidos.

Para um melhor entendimento da interferência entre os cilindros, considerando as limitações do tanque de reboque e do suporte elástico, os espaçamentos T estudados foram, portanto: 2D; 2,5D; 3D; 4D e 6D.

As velocidades impostas ao carro de reboque foram dimensionadas a fim de permitir a excitação de toda a faixa de frequências de *lock-in* no sentido transversal ao escoamento. Nesse sentido, a velocidade reduzida imposta variou entre $3 < U^* < 13$, correspondendo a faixa aproximada de Reynolds de $3 \cdot 10^3 < Re < 3 \cdot 10^4$. Para estes ensaios o número de Strouhal permaneceu constante com valor igual a 0,2.

Portanto, experimentos foram conduzidos com diferentes distâncias entre cilindros e para uma determinada faixa de velocidades reduzidas conforme descrito na Tabela 1. No caso 1, devido à proximidade entre os cilindros, o suporte elástico atingiu o fim de curso durante os testes, impossibilitando a realização de experimentos com velocidades reduzidas maiores.

Tabela 1 – Definição dos espaçamentos e velocidades reduzidas ensaiados.

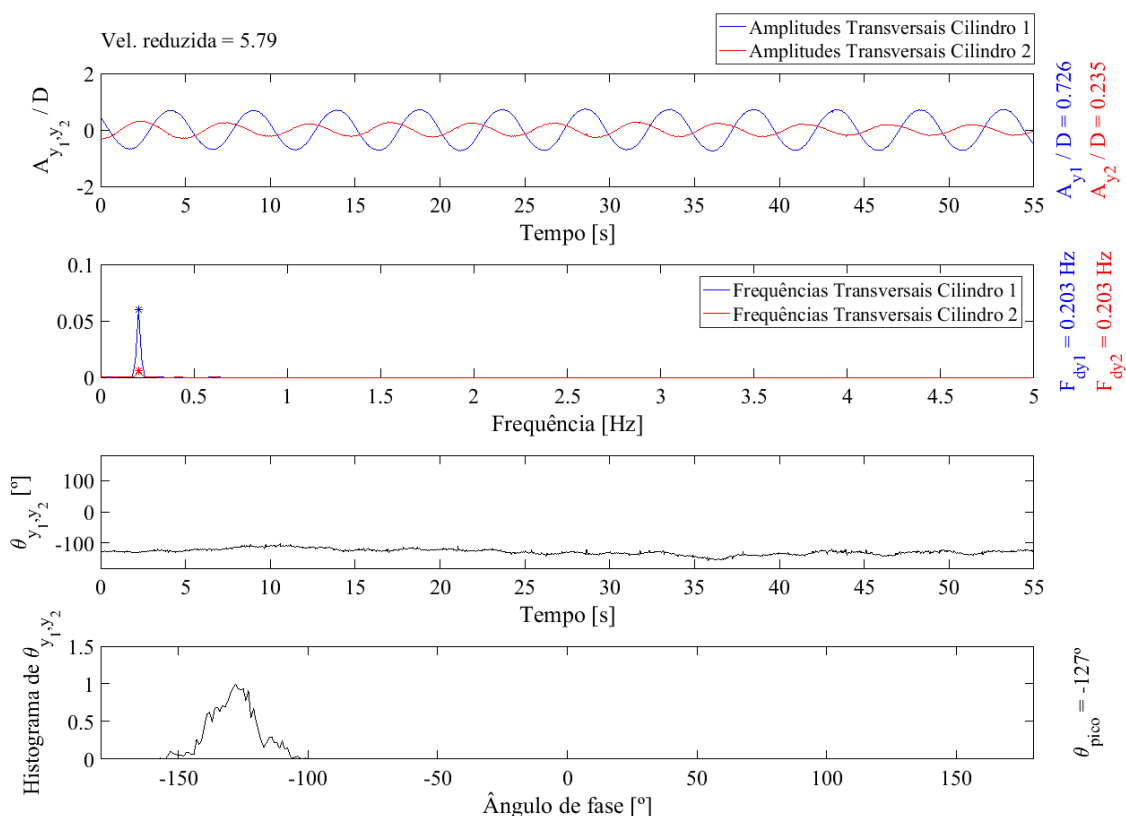
	T	U^*
Caso 0	<i>Cilindro isolado</i>	3 – 13
Caso 1	2D	3 – 8
Caso 2	2,5D	3 – 13
Caso 3	3D	3 – 13
Caso 4	4D	3 – 13
Caso 5	6D	3 – 13

Fonte: Autor (2018).

3.3. ANÁLISE

A diferença de fase instantânea entre as oscilações transversais dos cilindros a jusante e montante ($\theta_{y1,y2}$) foi calculada por meio da aplicação da Transformada de Hilbert no registro temporal das amplitudes adimensionais no período de tempo analisado (55 segundos) e é apresentada na faixa de -180° a 180° , representando nesses limites, contra fase das oscilações. Já o histograma de $\theta_{y1,y2}$ foi construído com a finalidade de tornar mais claro a visualização e definição de padrões de fase.

Figura 12 – Registro temporal das amplitudes adimensionais, frequência de oscilação e diferença de fase instantânea entre as oscilações transversais para de ambos os cilindros.



Fonte: Autor (2018).

A Figura 12 mostra o registro temporal das amplitudes adimensionais das oscilações transversais de ambos os cilindros ($A_{y1,y2}/D$), a frequência de oscilação transversal ($f_{dy1,dy2}$), calculada pelo método *Fast Fourier Theory* (FFT), a diferença de fase $\theta_{y1,y2}$ e seu histograma, demonstrando o procedimento aplicado para todas as velocidades e configurações ensaiadas. As respostas obtidas por esta análise serviram de base para os resultados apresentados e discutidos no capítulo seguinte.

Por fim, a apresentação dos resultados foi feita a partir de adimensionais comumente utilizados nesse tipo de abordagem científica. O primeiro deles, a amplitude, foi adimensionalizada em função do diâmetro do cilindro $A_{x,y}/D$ e o segundo, a frequência de resposta, por meio da frequência natural de vibração transversal do cilindro isolado em água $F_{x,y}/F_{ny}$.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Primeiramente serão apresentados resultados relacionados ao caso 5 ($T = 6D$) devido a maior variedade de velocidades ensaiadas e ao maior espaçamento entre cilindros, o que permitiu um melhor desenvolvimento da esteira vinda do cilindro de montante resultando em observações mais detalhadas dos fenômenos envolvidos. Em relação aos resultados deste caso, serão discutidas características do comportamento de resposta dos cilindros e, em seguida, a fase $\theta_{y1,y2}$ será classificada de acordo com padrões observados na faixa de velocidade estudada.

Feito isso, as discussões serão estendidas para os demais casos ($T = 2D; 2,5D; 3D$ e $4D$) explorando a influência da mudança na distância entre os cilindros sobre o comportamento de resposta e, principalmente, como os padrões de fase $\theta_{y1,y2}$ observados no caso 5 são modificados pela mudança desse parâmetro.

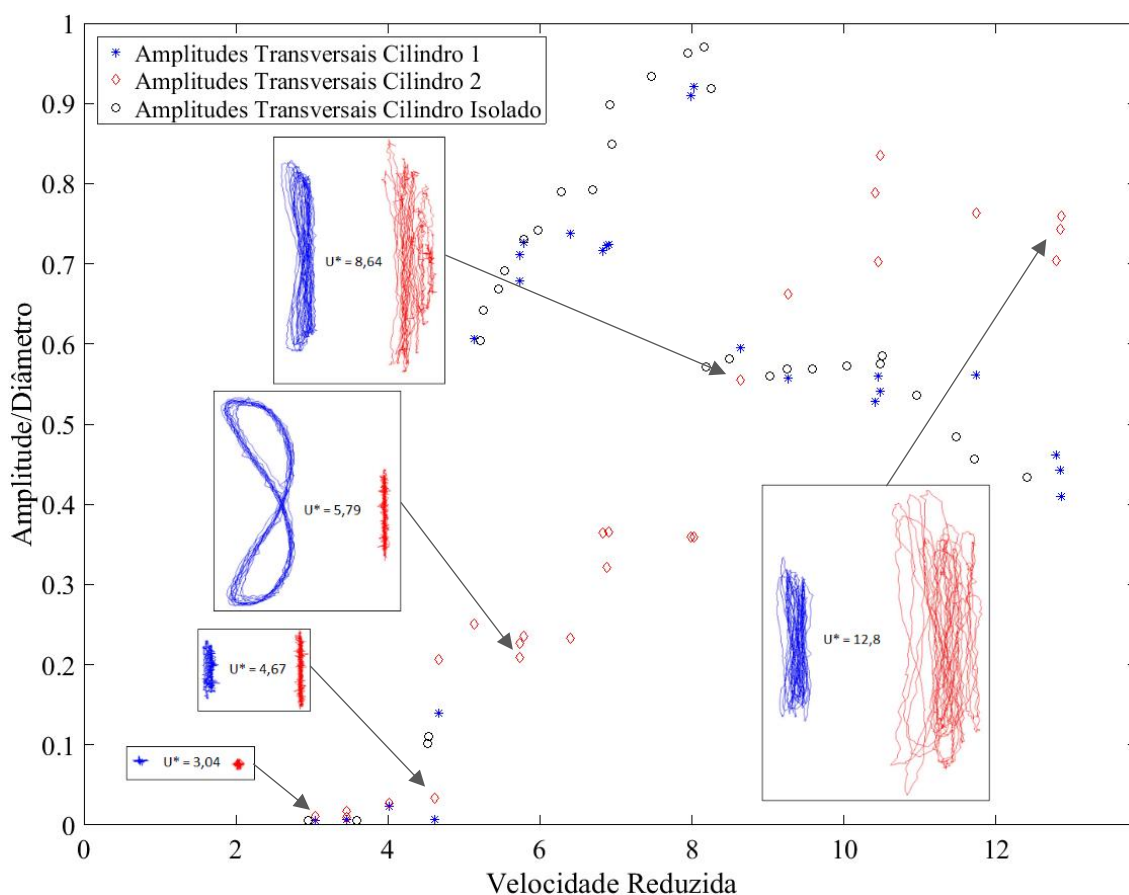
4.1. RESPOSTA DOS CILINDROS

A Figura 13 mostra a variação da amplitude adimensional $A_{x,y}/D$ no sentido transversal ao escoamento para o cilindro a jusante e montante com distância $T = 6D$, e para o caso isolado. Adicionalmente, é apresentado o registro da trajetória temporal de ambos os cilindros descrevendo os diferentes padrões de resposta visualizados, sendo a trajetória a esquerda referente ao cilindro de montante e da direita ao cilindro de jusante.

Para os cilindros de montante e isolado, um ramo de resposta acoplada foi encontrado, como pode ser observado nas figuras de trajetória temporal para $U^* = 5,79$ e $8,64$. Esse fenômeno é caracterizado por frequências de oscilação longitudinais duas vezes maiores que as transversais, refletindo em consideráveis acréscimos no valor das amplitudes transversais de oscilação.

Já o cilindro de jusante apresenta uma característica de resposta diferente, principalmente para velocidades reduzidas maiores que 8, como mostra a trajetória temporal para $U^* = 12,8$.

Figura 13 – Variação da máxima amplitude de oscilação transversal dos cilindros a montante, jusante com distância $T = 6D$ e para o caso do cilindro isolado em função de U^* . Adicionalmente, a trajetória temporal dos cilindros de montante (azul) e jusante (vermelho).



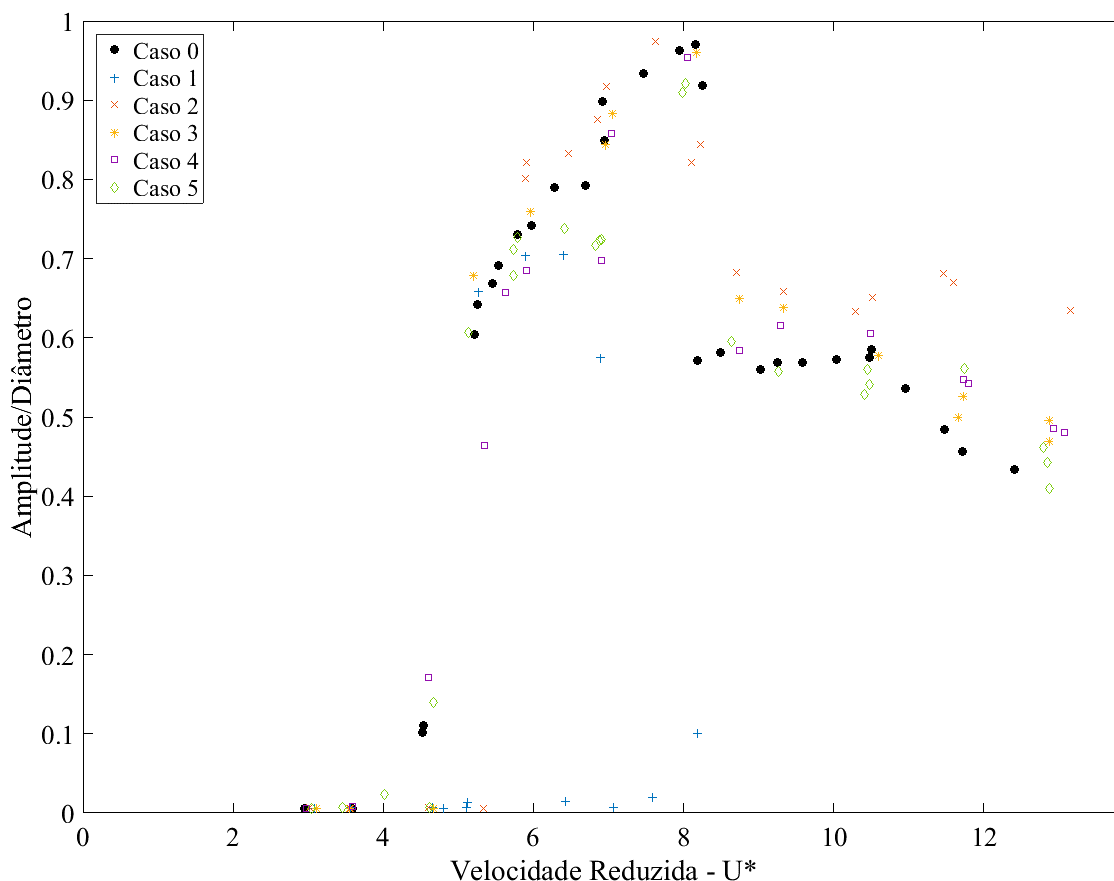
Fonte: Autor (2018).

4.1.1. Cilindro de montante

A Figura 14 mostra a variação da máxima amplitude de oscilação transversal dos cilindros de montante em todos os casos ($T = 2D; 2,5D; 3D; 4D$ e $6D$). Em uma primeira análise, é possível identificar os três ramos de resposta classificados por Williamson & Govardhan (2004) bem

definidos no cilindro a montante e no caso isolado para as seguintes faixas de velocidade reduzida: o ramo inicial para $U^* < 5$; o ramo superior para $5 < U^* < 8$; e o ramo inferior para $U^* > 8$.

Figura 14 - Variação da máxima amplitude de oscilação transversal dos cilindros de montante em todos os casos e o caso com cilindro isolado.



Fonte: Autor (2018).

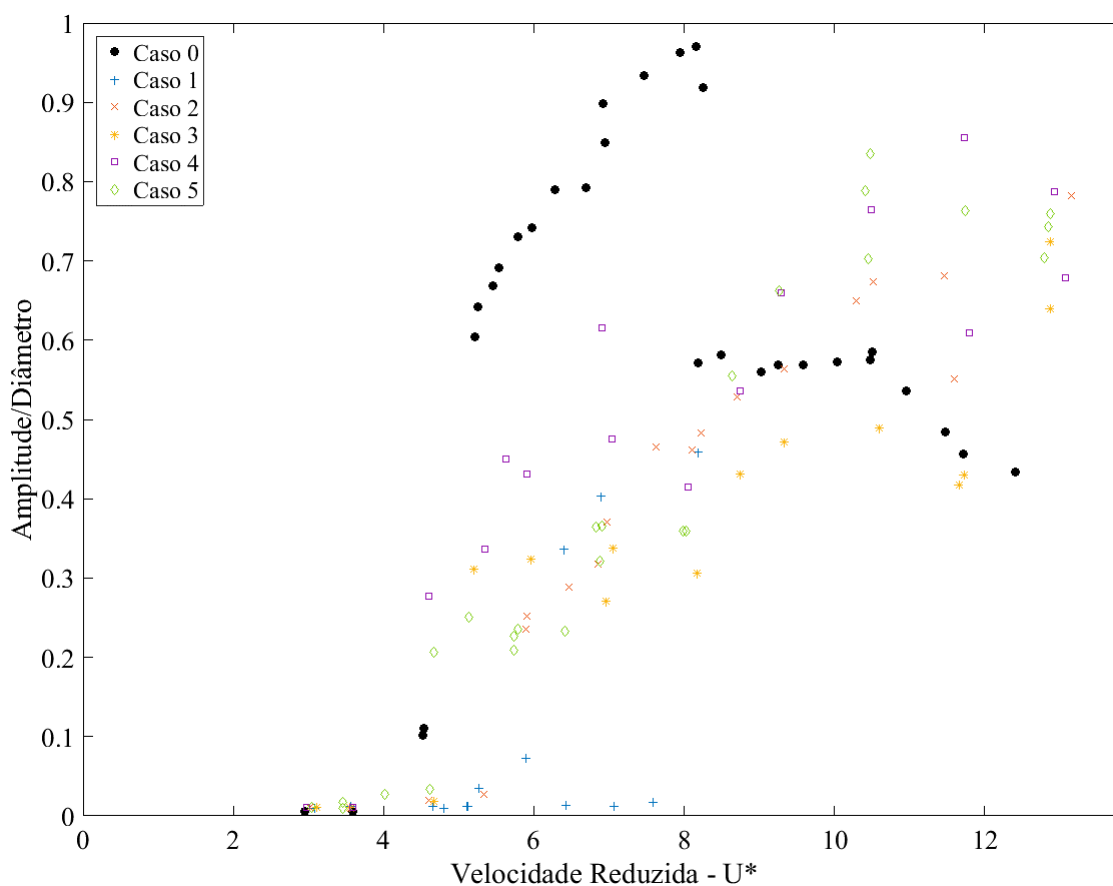
A comparação das respostas do cilindro de montante com o cilindro isolado torna evidente que eles possuem um comportamento de resposta similar, exceto para o caso 1 ($T = 2D$), possivelmente devido à proximidade com o cilindro a jusante.

A medida que os cilindros são posicionados mais distantes um do outro, é possível notar que o cilindro de jusante exerce menos influência sobre a resposta do cilindro a montante, que se aproxima de uma resposta típica de VIV para cilindros isolados.

4.1.2. Cilindro de jusante

A Figura 15 mostra a variação da máxima amplitude de oscilação transversal dos cilindros de jusante em todos os casos ($T = 2D; 2,5D; 3D; 4D$ e $6D$). Nela, nota-se que as respostas transversais do cilindro de jusante são completamente diferentes do cilindro a montante. É possível observar que o cilindro de jusante também entra em *lock-in* e, no ramo superior ($U^* = 5 - 8$), as amplitudes transversais de resposta passam a crescer até que, na transição entre o ramo superior e inferior ($U^* = 8$), elas ultrapassam as amplitudes do cilindro a montante.

Figura 15 - Variação da máxima amplitude de oscilação transversal dos cilindros de jusante em todos os casos e o caso com cilindro isolado.



Fonte: Autor (2018).

O salto nas amplitudes do cilindro a jusante possivelmente tem relação com uma mudança no padrão de emissão de vórtices nessa faixa de velocidade, proposição justificada pela mudança na frequência de vibração longitudinal observada na mesma faixa de velocidade. Essa nova condição de esteira, vinda do cilindro a montante, excita e mantém o fenômeno oscilatório até o limite de velocidades investigado.

O caso 1, por sua vez, apresenta uma característica de resposta diferente dos demais. A possível causa desse fenômeno é a proximidade entre os cilindros, que altera a esteira de vórtices vinda do cilindro a montante excitando oscilações de menor amplitude no cilindro a jusante. Devido à presença de alguns pontos com amplitudes equivalentes aos demais casos, acredita-se que a distância $T = 2D$ seja próxima da distância crítica em que os dois cilindros passam a adquirir características de resposta distintas um do outro.

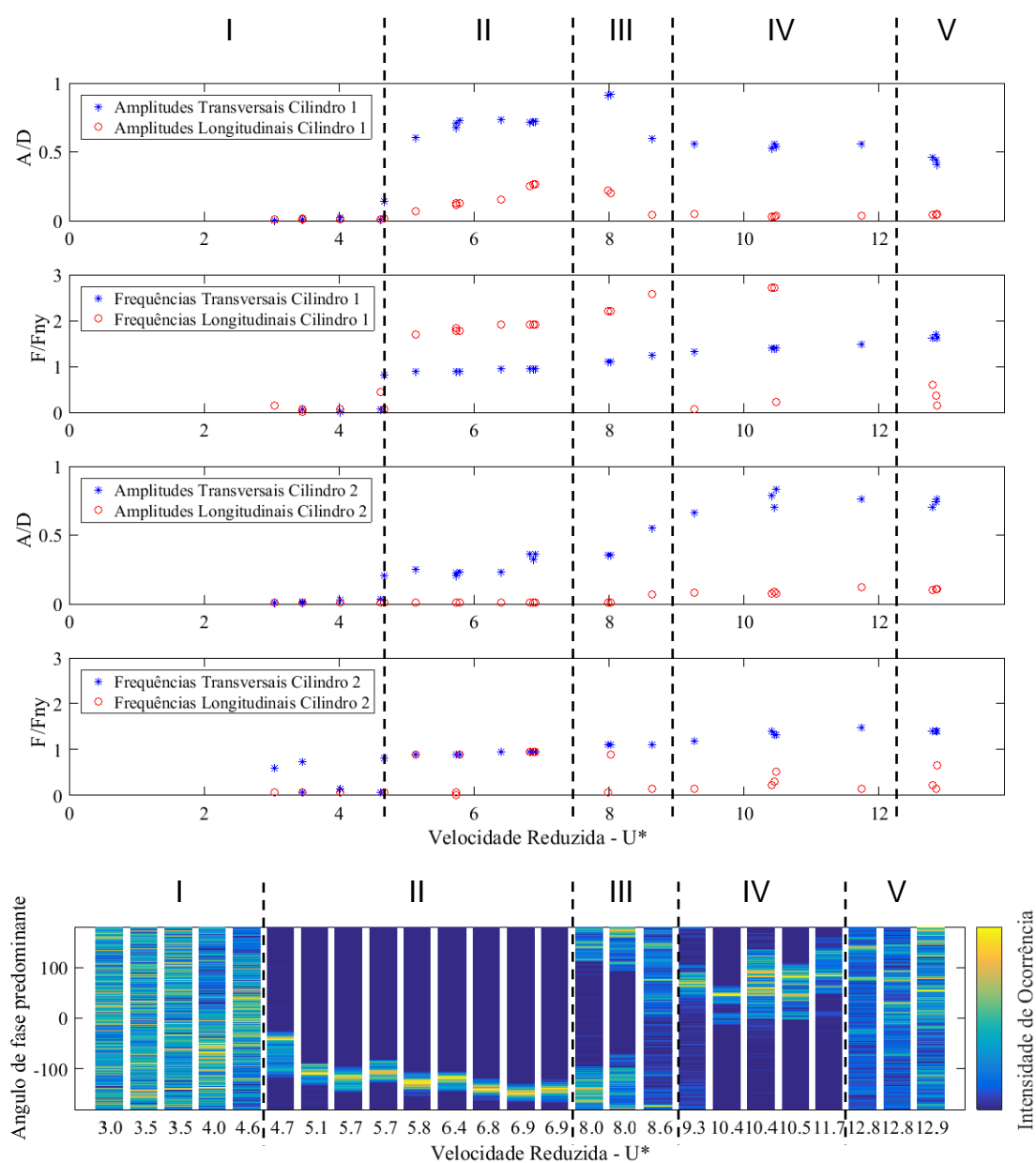
4.2. DIFERENÇA DE FASE ENTRE AS OSCILAÇÕES TRANSVERSAIS DOS CILINDROS

A Figura 16 mostra as amplitudes e frequências adimensionais juntamente com $\theta_{y1,y2}$. A partir dela, pode-se observar variações no comportamento de $\theta_{y1,y2}$ com o aumento da U^* . Essas mudanças estão diretamente relacionadas com a resposta de ambos os cilindros. Com base nos padrões de $\theta_{y1,y2}$ observados, classificou-se a faixa de velocidades analisada em cinco regiões:

- Padrão I: Para $U^* < 4,65$, ambos os cilindros apresentam oscilações transversais com amplitudes muito baixas e nenhum padrão definido de $\theta_{y1,y2}$ foi encontrado.
- Padrão II: Para $4,65 < U^* < 7$, as fases se mostram estáveis, porém, aumentando em modulo sua defasagem, tendendo ao valor de $\pm 180^\circ$, ou seja, comportamento de contra fase. Nesta região, ambos os cilindros se encontram em *lock-in*, porém, o cilindro a montante possui amplitudes adimensionais de

oscilação maiores provavelmente devido ao mecanismo de acoplamento modal transversal e longitudinal.

Figura 16 – Divisão da faixa de velocidades em 5 regiões com base nos diferentes padrões de $\theta_{y1,y2}$, relacionando-os com as máximas amplitudes transversais e frequências de vibração para ambos os cilindros.



Fonte: Autor (2018).

- Padrão III: Neste regime ($7 < U^* < 9$), a amplitude de oscilação transversal do cilindro a montante diminui, em contrapartida, as do cilindro a jusante começam a aumentar e alcançar patamares próximos ao do cilindro a montante. A fase θ_{y_1, y_2} adquire o valor de $\pm 180^\circ$ e os cilindros passam a vibrar em contra fase.

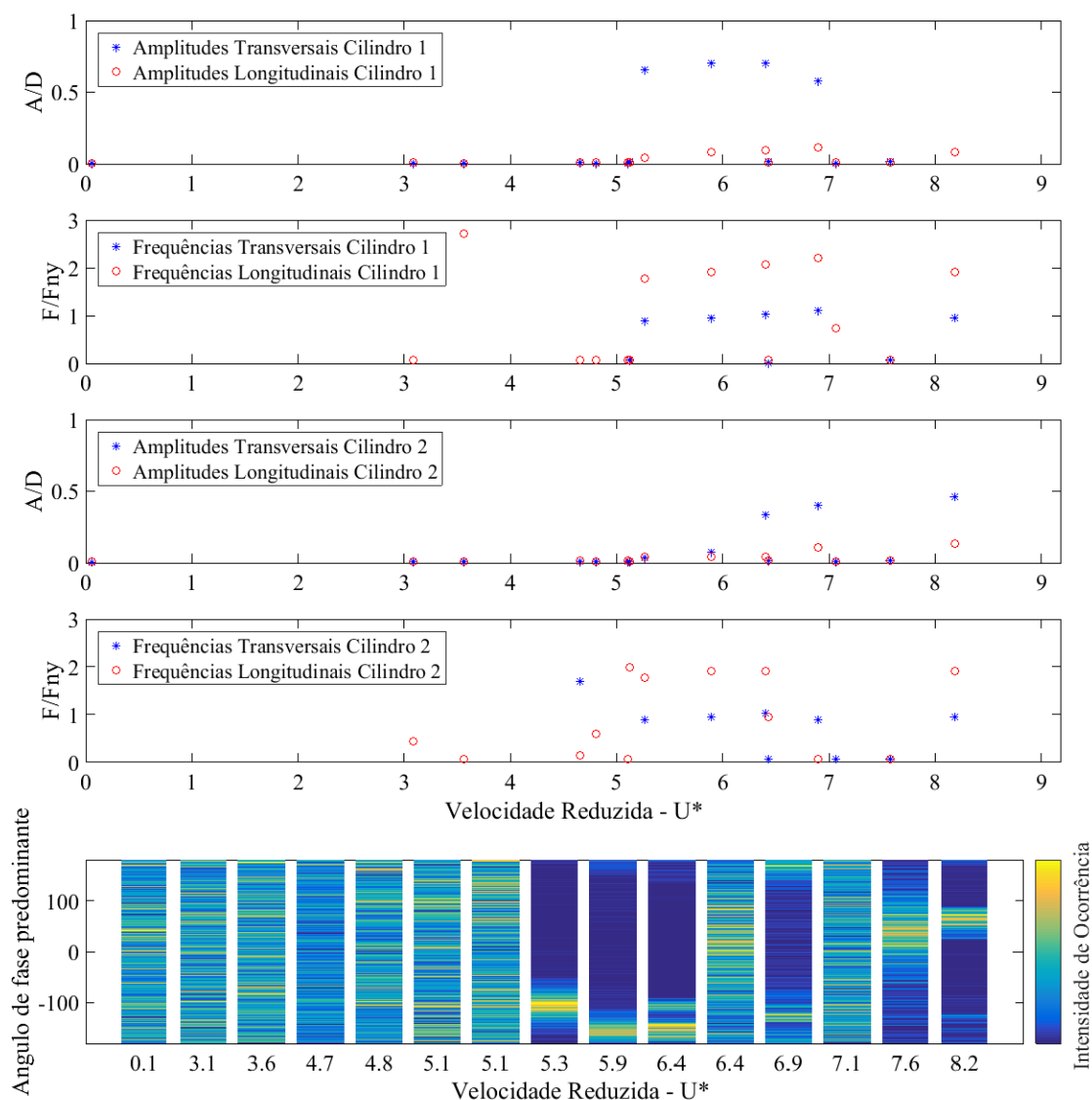
- Padrão IV: Para $9 < U^* < 12$, as amplitudes de oscilação transversal do cilindro a jusante passam a ser maiores que as do cilindro a montante. Nessa região também é possível observar que a θ_{y_1, y_2} volta a ter uma característica mais comportada, porém, agora, θ_{y_1, y_2} é positivo, representando uma mudança da relação entre as oscilações dos dois cilindros. As mudanças na frequência adimensional transversal e longitudinal do cilindro a montante representam uma mudança na esteira recebida pelo cilindro a jusante. Nesse cenário, a frequência de oscilação longitudinal passa a ser $\frac{1}{4}$ da transversal, possivelmente indicando um novo padrão de emissão de vórtices.

- Padrão V: Em $U^* > 12$ as amplitudes transversais e frequências longitudinais do cilindro a montante tem uma leve diminuição resultando em um padrão de fase que muda continuamente de forma gradual, entretanto, a resposta do cilindro a jusante permanece inalterada.

4.2.1. Influência da mudança da distância entre cilindros

A Figura 17 apresenta as máximas amplitudes transversais, frequências de vibração e diferença de fase de ambos os cilindros no caso 1, onde os cilindros se encontram mais próximos. É possível observar a presença dos padrões de fase I e II bem definidos, porém, o ramo superior de vibração, que tem relação com o padrão II, começa em velocidades reduzidas um pouco mais altas. De forma geral, nota-se a presença dos padrões de fase I, II, III e IV mesmo que não claramente estruturados.

Figura 17 - Máximas amplitudes transversais, frequências de vibração e diferença de fase de ambos os cilindros para o caso 1.

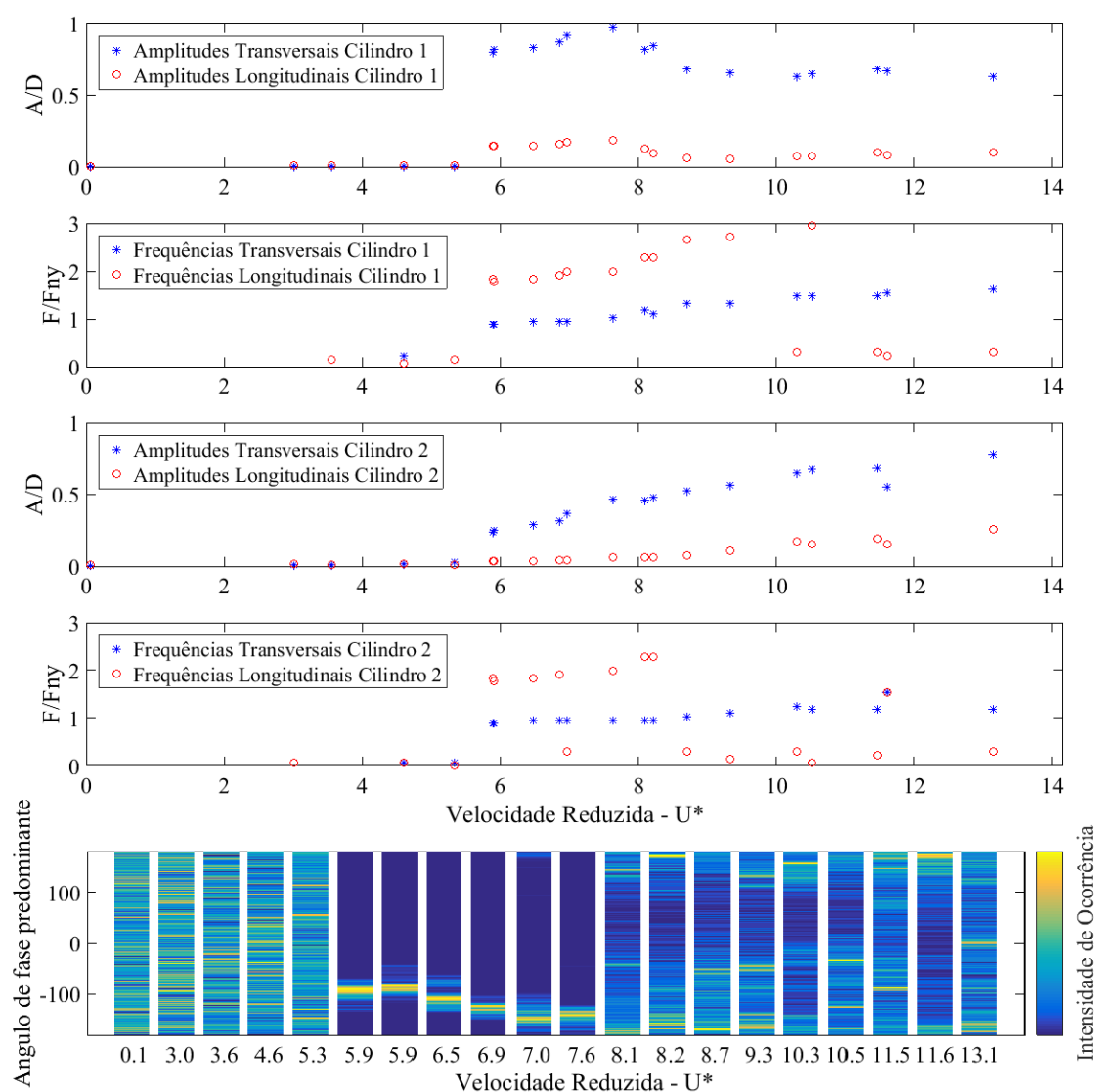


Fonte: Autor (2018).

Para o caso 2, Figura 18, a distância de 2,5D se mostra suficiente para o desenvolvimento da esteira de vórtices entre os cilindros e excitar as oscilações do cilindro a jusante. Essa mudança no padrão de emissão de vórtices é sugerida devido a mudanças nas frequências de oscilação transversal e longitudinal do cilindro a montante entre o ramo inicial e superior, e entre o ramo superior e inferior de vibração.

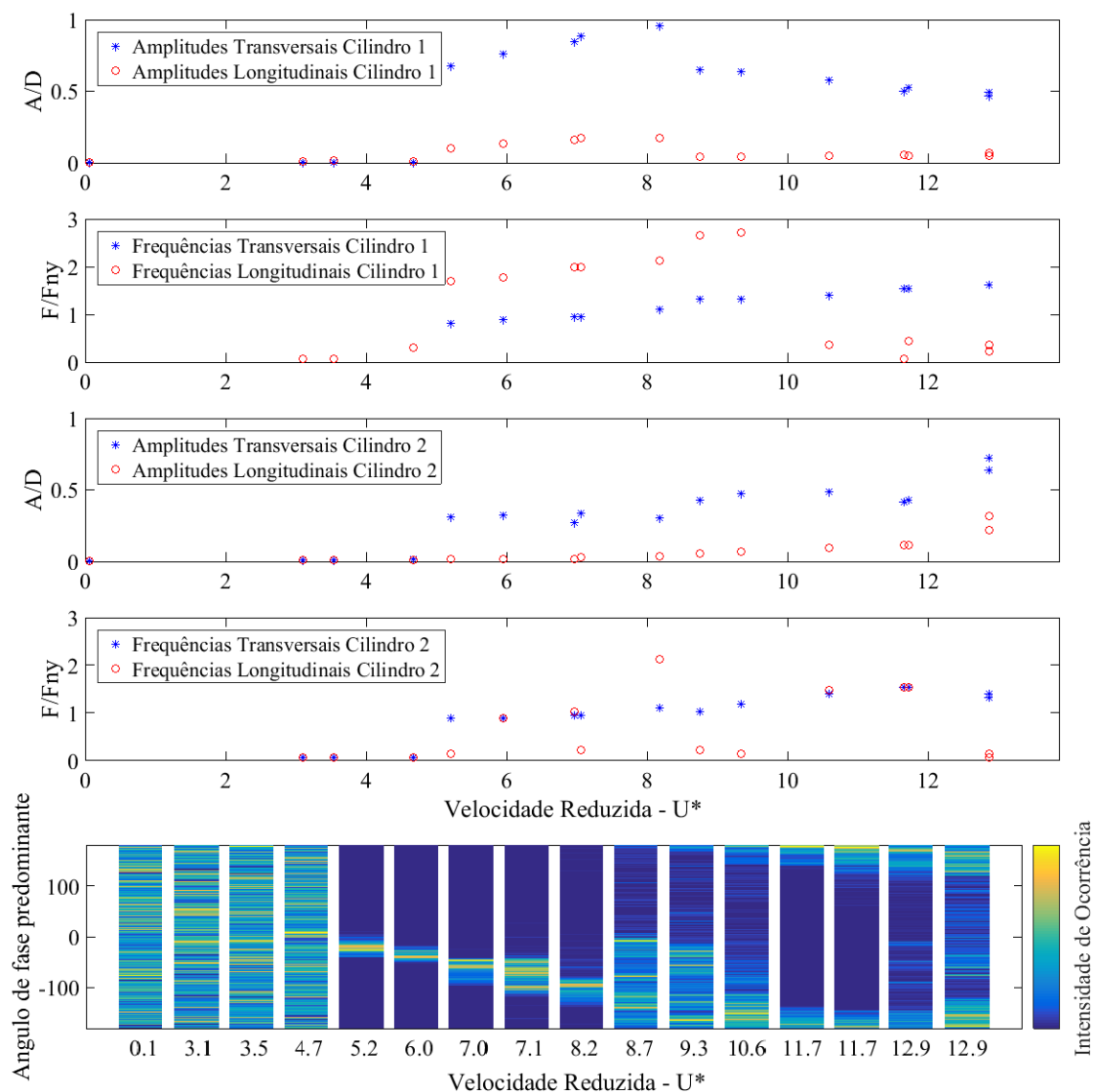
Os padrões de fase I e II coincidem respectivamente com os ramos inicial e superior de vibração, sendo encontrados nas mesmas faixas de velocidade do caso 5. Entretanto, a passagem do ramo superior para o inferior acontece sem a manifestação do padrão de fase III nem IV, passando imediatamente para o padrão V, com a fase mudando de valor de forma contínua e gradual.

Figura 18 - Máximas amplitudes transversais, frequências de vibração e diferença de fase de ambos os cilindros para o caso 2.



Fonte: Autor (2018).

Figura 19 - Máximas amplitudes transversais, frequências de vibração e diferença de fase de ambos os cilindros para o caso 3.

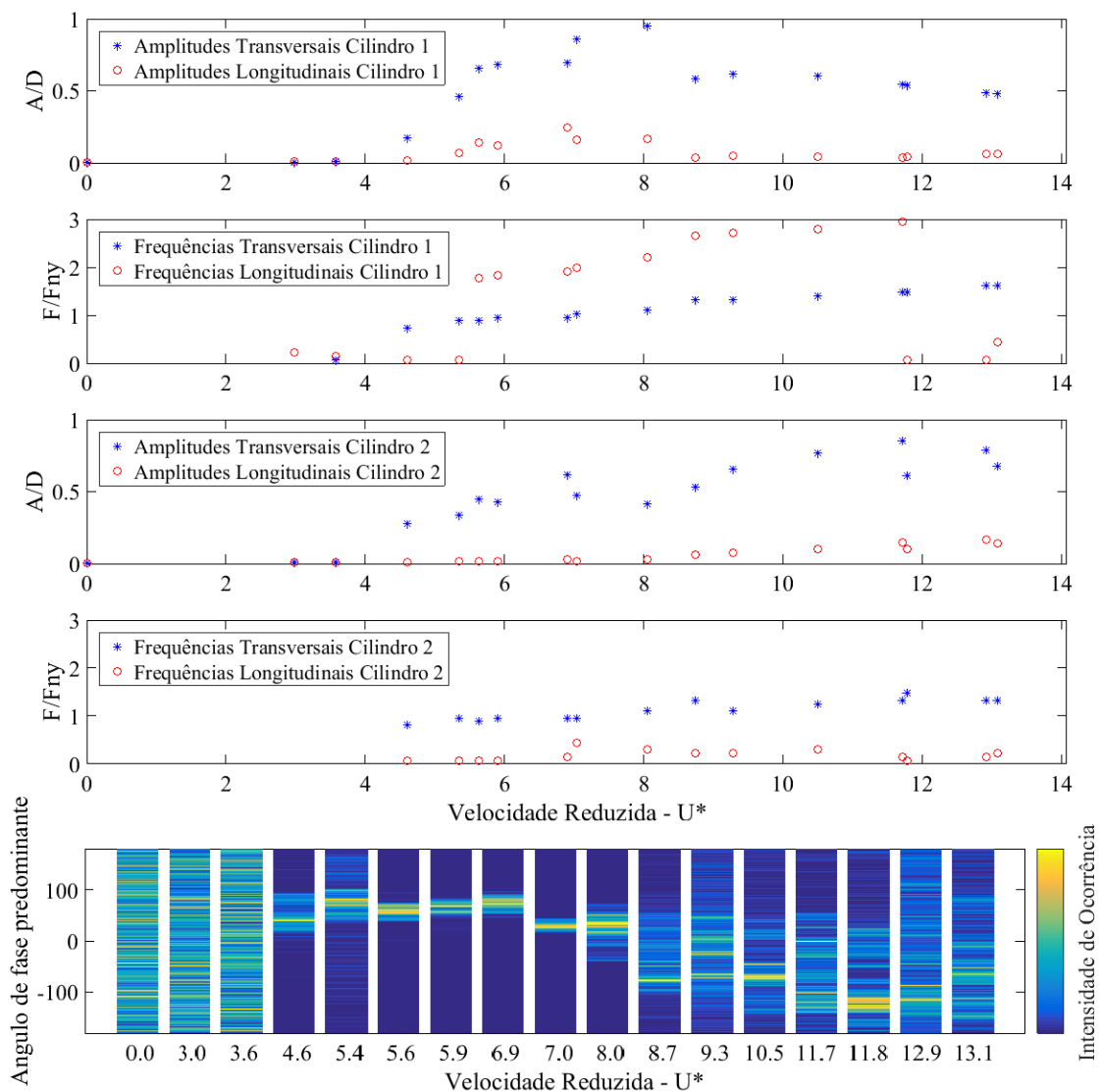


Fonte: Autor (2018).

A Figura 19 apresenta as máximas amplitudes transversais, frequências de vibração e diferença de fase de ambos os cilindros para o caso 3. Nota-se que as frequências de oscilação do cilindro a montante se mostram similares ao caso anterior, indicando o mesmo padrão de emissão de vórtices pelo cilindro a montante, porém, as frequências de vibração do cilindro a jusante apresentam outro comportamento, sugerindo um padrão de desprendimento de vórtices diferente do anterior.

Neste caso, os padrões de fase I, II e III aparecem bem definidos, sendo que os padrões de fase I e II se encontram também relacionados com os ramos inicial e superior de vibração, porém, agora, o padrão III aparece e se estende da região de transição entre o ramo superior e inferior de vibração até a máxima velocidade reduzida testada.

Figura 20 - Máximas amplitudes transversais, frequências de vibração e diferença de fase de ambos os cilindros para o caso 4.



Fonte: Autor (2018).

Na Figura 20 é possível observar que o caso 4 demonstra características de resposta muito similar ao caso 3. As máximas amplitudes de vibração dos cilindros de montante e jusante possuem mesma magnitude em ambos os casos. O mesmo é observado para as frequências de oscilação dos cilindros.

Como antes, os padrões de fase I e II se encontram relacionados nas mesmas faixas de velocidade correspondentes aos ramos inicial e superior de vibração. Neste caso, porém, a fase não alcança o valor de -180° (contra fase) e os padrões de fase II, III e IV, aparecem não definidos, permanecendo dessa forma por todo o ramo inferior de vibração.

5. CONCLUSÕES

Resultados dos experimentos conduzidos foram mostrados para a vibração livre de um par de cilindros rígidos similares com diferentes espaçamentos entre eixos ($T = 2D; 2,5D; 3D; 4D; 6D$) dispostos em *tandem* em relação ao escoamento. As velocidades reduzidas ensaiadas variaram entre $3 < U^* < 13$, correspondendo a Reynolds aproximadamente entre $3 \cdot 10^3 < Re < 3 \cdot 10^4$.

O caso com cilindro único foi ensaiado e seu resultado comparado com os demais casos. Em todos, nota-se que o cilindro a montante possui um comportamento similar a respostas típicas encontradas para cilindros isolados sujeitos ao VIV, o que entra em acordo com resultados apresentados em literatura como os de Prasanth & Mittal (2009) e Wang, et al. (2017).

Para ambos, cilindro a montante e isolado, na faixa de sincronização, um ramo de resposta acoplada foi identificado, sendo caracterizado por frequências de oscilação longitudinais duas vezes maiores que as transversais, refletindo em consideráveis acréscimos no valor das amplitudes transversais de oscilação. Dessa forma, reforça-se a importância da consideração simultânea de vibração transversal e longitudinal.

O cilindro a jusante, por sua vez, possui características de resposta completamente diferentes do cilindro a montante. Para todos os casos, para velocidades superiores ao ramo superior de vibração, foram identificadas oscilações com amplitudes maiores que as encontradas no cilindro a montante. Isso se deve a uma possível mudança no padrão de emissão de vórtices do cilindro a montante, visualizado pela mudança de suas frequências de vibração nos eixos x e y na região de transição entre o ramo superior e inferior de vibração.

A distância entre cilindros $T = 2D$ (caso 1), devido a variação entre respostas de amplitudes muito baixas e amplitudes de mesma magnitude dos demais casos, aparenta ser a distância crítica em que a esteira de vórtices consegue ser formada entre os cilindros e ambos passam a ter características

de resposta distintas como discutido em Zdravkovich (1985). Em seu trabalho, ele ainda aponta que esse comportamento de resposta passa a acontecer em distâncias $T = 2,5D \sim 4D$, resultado concordante aos encontrados no presente trabalho.

A variação da distância entre cilindros exerce fraca influência nas máximas amplitudes transversais de resposta dos cilindros de montante e jusante, porém, interferem nos padrões de fase principalmente do ramo inferior de vibração.

A diferença de fase das oscilações transversais entre os cilindros a montante e jusante $\theta_{y1,y2}$ foi dividida em cinco regiões de acordo com os padrões de fase observados para o caso 5 ($T = 6D$). Os padrões de fase I e II mostraram respectivamente ter relação com os ramos inicial e superior de vibração para todos os casos, enquanto os demais padrões, III, IV e V, manifestaram-se no ramo inferior de vibração, dependendo da distância entre cilindros.

5.1. SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

De forma geral os resultados apresentados neste trabalho podem servir de base para futuros trabalhos em CFD. Por meio do CFD é possível alcançar uma maior discretização das velocidades reduzidas, obtendo uma compreensão mais detalhada do fenômeno físico envolvido, e complementarmente, será possível a observação do escoamento entre os cilindros e da esteira gerada por eles.

Posteriormente, com um conhecimento mais aprofundado do fenômeno que induz a vibração no cilindro de jusante, uma opção seria a realização de estudos voltados a mitigação das amplitudes de vibração dos cilindros, utilizando metodologias tanto experimentais como numéricas. Esses estudos podem ser divididos em duas áreas, a comparação entre diferentes soluções de mitigação de vibração ou a otimização de soluções já existentes através de estudos paramétricos.

REFERÊNCIAS

- ASSI, G.R.S. et al. Experimental investigation of flow-induced vibration interference between two circular cylinders. **Journal of Fluids Structures**. v. 22, p. 819-827, 2006.
- ASSI, G. R. S. **Mechanisms for flow-induced vibration of interfering bluff bodies**. 2009. Tese (Doutorado) – Department of aeronautics, Imperial College Londres, Londres, 2009.
- ASSI, G. R. S. et al. The wake-induced vibration of tandem circular cylinders: the vortex interaction excitation mechanism. **Journal of Fluid Mechanics**. v. 661, p. 365-401, 2010.
- BEARMAN, P. W. Vortex street wakes. **Journal of Fluid Mechanics**. v. 28, p. 625-641, 1967.
- BEARMAN, P.W. Vortex shedding from oscillating bluff bodies. **Annual Reviews: Fluid Mechanics**. v. 16, p. 195-222, 1984.
- BLEVINS, R. D. **Flow-Induced Vibrations**. 2. ed. Malabar, Florida: Krieger Publishing Company, 1990.
- CHEN, S.S. A review of flow-induced vibration of two circular cylinders in cross-flow. **Journal of Pressure Vessel Technology**. v. 108, p. 382-393, 1986.
- FUJARRA, A. L. C. **Estudos Experimentais e Analíticos das Vibrações Induzidas pela Emissão de Vórtices em Cilindros Flexíveis e Rígidos**. 2002. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Naval e Oceânica, Departamento de Engenharia Naval e Oceânica, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2002.
- FUJARRA, A. L. C.; FRACISS, R. Interference between risers. In **Proceedings: 26th INTERNATIONAL CONFERENCE ON OFFSHORE MECHANICS AND ARTIC ENGINEERING**, OMAE2007-29107. California, USA, 2007.
- FUJARRA, A. **O fenômeno de VIM em plataformas oceânicas: Uma síntese crítica da produção científica**. 2013. Tese (Livre-Docência) – Departamento de Engenharia Naval e Oceânica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2013.
- GERRARD, J. H. et al. The mechanics of the formation region of vortices behind bluff bodies. **Journal of Fluid Mechanics**, v. 25, p. 401-413, 1966.

HOVER, F.S.; TRIANTAFYLLOU, M.S. Galloping response of a cylinder with upstream wake interference. **Journal of Fluids Structures**. v. 15, p. 503-512, 2001.

IGARASHI, T. Characteristics of the flow around two circular cylinders arranged in tandem. **Bulletin of JSME - Japan Society Mechanics Engineer**. v. 24, p. 323-331, 1981.

KING, R.; JOHNS, D.J. Wake interaction experiments with two flexible circular cylinders in flowing water. **Journal of Sound Vibration**. v. 45, p. 259-283, 1976.

LANEVILLE, A.;BRIKA, D. The fluid and mechanical coupling between two circular cylinders in tandem arrangement. **Journal of Fluids Structures**. v. 13, p. 967-986, 1999.

MENEGHINI, J. R. **Projetos de pesquisa no t3pico gera33o e desprendimento de v3rtices no escoamento ao redor de cilindros**. 2002. Tese (Libre Doc4ncia) – Escola Polit3cnica, Universidade de S3o Paulo. S3o Paulo, 2002.

PAPAIOANNOU, G. V. et al. The effect of spacing on the vortex-induced vibrations of two tandem cylinders. **Journal of Fluids and Structures**. v. 24, p. 833-854, 2008.

PARKINSON, G.V. Phenomena and modelling of flow-induced vibrations of bluff bodies. **Journal of Aerospace Sciences**. v. 26, p. 169-224, 1989.

PETROBRAS. “**Explora33o Produ33o de Petr3leo e G3s**”. 2018. Dispon3vel em: < <http://www.petrobras.com.br>>. Acesso em: 31 maio 2018.

PRASANTH, T. K.; MITTAL, S. Flow-induced oscillation of two circular cylinders in tandem arrangement at low Re. **Journal of Fluids and Structures**. v. 25, p. 1029-1048, 2009.

RIBEIRO, E. J. B. **An3lise num3rica e experimental de interfer4ncia de risers r3gidos verticais**. Tese (Doutorado) – Faculdade de Engenharia Civil, Universidade Federal do Rio de Janeiro (UFRJ), Rio de Janeiro, 2007.

SARPKAYA, T. Vortex-Induced Oscillations: A Selective Review. **Journal of Applied Mechanics**. New York, p. 241-258. jun. 1979.

SARPKAYA, T. A critical review of the intrinsic nature of vortex-induced vibrations. **Journal of Fluids and Structures**. p. 389-447. jan. 2004.

SUMNER, D. Flow-pattern identification for two staggered circular cylinders in cross-flow. **Journal of Fluid Mechanics**. v. 411, p. 263-303, 2000.

VAN DIJK, et al. Model test experience on vortex induced vibrations of truss spars. In **Proceedings: Offshore Technology Conference**, 2003.

WANG, E. et al. The effect of spacing on the vortex-induced vibrations of two tandem flexible cylinders. **Physics of Fluids**. v. 29, p. 077103, 2017.

WILLIAMSON, C. H. K.; ROSHKO, A. Vortex formation in the wake of an oscillating cylinder. **Journal of Fluids and Structures**. p. 355-381, jan. 1988.

WILLIAMSON, C. H. K.; GOVARDHAN, R. Vortex-Induced Vibrations. **Annual Reviews: Fluid Mechanics**. p. 413-455. 2004.

ZDRAVKOVICH, M. M. Smoke observations of wakes of tandem cylinders at low Reynolds numbers. **The Aeronautical Journal**. v. 76, p. 108-114, 1972.

ZDRAVKOVICH, M. M. Review of flow interference between two circular cylinders in various arrangements. **Journal of Fluids Engineer**. p. 618-633, 1977.

ZDRAVKOVICH, M. M. Flow-induced oscillations of two interfering circular cylinders. **Journal of Sound and Vibration**. v. 101, p. 511–521. 1985.

ZDRAVKOVICH, M.M. **Flow around circular cylinders**: Volume 1: Fundamentals. 1. ed. Oxford University Press. 1997.