

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE
ENGENHARIA NAVAL

GABRIEL DE PAULA DITTRICH

ESTUDO DE UM SUPRESSOR DO TIPO DSP NA MITIGAÇÃO DE VIV

Joinville
2024

GABRIEL DE PAULA DITTRICH

ESTUDO DE UM SUPRESSOR DO TIPO DSP NA MITIGAÇÃO DE VIV

Trabalho apresentado como requisito para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Naval, do Centro Tecnológico de Joinville, da Universidade Federal de Santa Catarina.

Orientador: Dr. André Luís Condino Fugarra

Joinville
2024

GABRIEL DE PAULA DITTRICH

ESTUDO DE UM SUPRESSOR DO TIPO DSP NA MITIGAÇÃO DE VIV

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi julgado adequado para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Naval, do Centro Tecnológico de Joinville, da Universidade Federal de Santa Catarina.

Joinville (SC), 03 de dezembro de 2024.

Banca Examinadora:

Prof. Dr. André Luís Condino Fugarra
Orientador/Presidente

Prof. Dr. Antônio Otaviano Dourado
Membro
UFSC

Prof. Dr. Celso Kazuyuki Morooka
Membro
UNICAMP

Ficha catalográfica gerada por meio de sistema automatizado gerenciado pela BU/UFSC.
Dados inseridos pelo próprio autor.

Dittrich, Gabriel de Paula
ESTUDO DE UM SUPRESSOR DO TIPO DSP NA MITIGAÇÃO DE VIV.
/ Gabriel de Paula Dittrich ; orientador, André Luís
Condino Fugarra, 2024.
59 p.

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) -
Universidade Federal de Santa Catarina, Campus Joinville,
Graduação em Engenharia Naval, Joinville, 2024.

Inclui referências.

1. Engenharia Naval. 2. Análise experimental. 3. DSP.
4. Galloping. 5. supressor de VIV. I. Fugarra, André Luís
Condino. II. Universidade Federal de Santa Catarina.
Graduação em Engenharia Naval. III. Título.

AGRADECIMENTOS

Gostaria de começar agradecendo a Deus, que sempre esteve comigo, guiando e iluminando meu caminho, ajudando-me a enfrentar todos os desafios que surgiram.

Aos meus pais, Elayne e Jonathan, meus maiores exemplos de força e amor. Vocês sempre fizeram o possível e o impossível por mim, seja com conselhos sábios, apoio incondicional ou aquela dose de paciência necessária para lidar com minhas teimosias. Agradeço por me ensinarem que o esforço e a dedicação sempre valem a pena.

Ao meu irmão Bruno e à minha irmã Luiza, meus parceiros de vida, que sempre estiveram ao meu lado com companheirismo, suporte e uma boa dose de risadas.

À minha namorada Esthefany, que não só me apoiou em todas as fases desse trabalho, mas também me lembrou que eu precisava dormir e comer quando a dedicação ultrapassava os limites.

Ao meu professor orientador André Luís Condino Fajarra, pela oportunidade de fazer parte de seu laboratório e por compartilhar seu conhecimento e experiência.

Aos amigos do laboratório, Monique, Lívia e Luiz, por transformarem o caos de entregas e prazos apertados em momentos mais leves, recheados de boas conversas e gargalhadas.

Aos amigos feitos ao longo da graduação, Kemelly, Pedro, Airton e Elton, que enfrentaram comigo cada desafio desde o primeiro dia na Universidade. Vocês tornaram a universidade muito mais do que um espaço acadêmico, ela se transformou em um lugar de memórias únicas e marcantes. Entre ajudas, conversas, noites de jogos e incontáveis risadas, construímos juntos uma jornada que será sempre lembrada com carinho. Obrigado por fazerem desses anos algo verdadeiramente especial.

Aos professores que encontrei ao longo da graduação, meu sincero agradecimento. Cada um de vocês contribuiu não apenas para a minha evolução acadêmica, mas também para o meu crescimento como pessoa. Obrigado por instigarem o pensamento crítico e mostrarem que há sempre diferentes formas de solucionar problemas, desde as mais triviais até as mais inusitadas.

Aos amigos da equipe Seven Seas, com quem tive a honra de compartilhar conquistas inesquecíveis. Juntos, não só ganhamos competições, mas também aprendemos e crescemos como pessoas e profissionais, colocando em prática ideias que, no início, pareciam mirabolantes, mas acabaram se tornando reais.

Por fim, agradeço à Petrobrás pela bolsa no projeto de pesquisa sobre o desenvolvimento de metodologia para estimativa dos efeitos do amortecimento sobre o VIV em risers.

RESUMO

As interações fluido-estruturais presentes no setor offshore podem gerar movimentos indesejados de maneira vibratória, podendo levar as estruturas à falha por fadiga. Um modo de minimizar o problema da fadiga em estruturas como dutos e risers é atenuar os movimentos existentes, mitigando assim os carregamentos cíclicos prejudiciais à estrutura. Para realizar tal mitigação, são utilizados supressores que interagem com o fluido, atenuando assim as vibrações induzidas por vórtices (VIV) entre outros fenômenos de interação fluido-estrutura. Diversas soluções são apresentadas; algumas, devido à sua geometria, sofrem com o problema do arrasto. No entanto, a classe de supressores do tipo double splitter plate (DSP) não conta com esse ponto negativo em sua correta operação, pois caracteriza-se como uma geometria capaz de se alinhar de maneira apropriada em relação ao escoamento incidente. Porém, um eventual travamento poderia até mesmo intensificar esse problema. Assim, busca-se encontrar qual seria o ângulo de incidência máximo que a estrutura poderia ser exposta e o quanto negativo seria o impacto da falha do sistema se comparado ao correto funcionamento. Para isso, realizam-se análises experimentais com modelos em pequena escala, variando as condições de velocidade e ângulo de incidência do escoamento, de modo a identificar um limite de eficácia dada a condição adversa de um eventual travamento. Os resultados obtidos comprovam a eficácia da estrutura supressora na mitigação dos movimentos induzidos por VIV, até um ângulo cerca de 20° , valor a partir do qual, oscilações provenientes da força de sustentação são consideráveis de acordo com a literatura, possivelmente associadas ao fenômeno de *galloping*.

Palavra-chave: Análise experimental; DSP; *Galloping*; supressor de VIV.

ABSTRACT

Fluid-structure interactions in the offshore sector can induce unwanted vibratory movements, potentially leading structures to fatigue failure. To minimize fatigue issues in structures such as pipelines and risers, it is essential to attenuate existing movements, thereby reducing the cyclic loads that compromise structural integrity. Suppressors are commonly used to achieve this goal by interacting with the fluid and mitigating vortex-induced vibrations (VIV), among other fluid-structure interaction phenomena. Various solutions are available; however, some designs suffer from drag-related issues due to their geometry. The double splitter plate (DSP) suppressor class, on the other hand, avoids this drawback under proper operation, as its geometry allows appropriate alignment with the incoming flow. Nevertheless, potential locking mechanisms could exacerbate this problem. This study aims to determine the maximum incidence angle the structure can withstand and evaluate the negative impact of system failure compared to optimal performance. Experimental analyses are conducted using scaled models, varying flow velocity and incidence angle to identify a performance limit under adverse locking conditions. The results demonstrate the suppressor's effectiveness in mitigating VIV-induced movements up to an angle of approximately 20° , beyond which oscillations caused by lift forces become significant, potentially associated with the galloping phenomenon, as reported in the literature.

Keywords: Experimental analysis; DSP; Galloping; VIV suppressor.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Exemplos de supressores passivos	14
Figura 2 – Desenvolvimento de camada limite para um cilindro	17
Figura 3 – Exemplo da formação de vórtices	18
Figura 4 – Exemplo da formação da esteira de vórtices	18
Figura 5 – Faixas de Re e seus padrões de emissão	19
Figura 6 – Exemplo de Curva de resposta Amplitude x V_r	21
Figura 7 – Comportamentos característicos da interação entre <i>galloping</i> e <i>VIV</i>	22
Figura 8 – Canal de água circulante.	24
Figura 9 – Dimensões da seção de testes do canal de água circulante	25
Figura 10 – Base elástica utilizada.	26
Figura 11 – Modelo 3D do conector utilizado para fixar os modelos na haste.	26
Figura 12 – Montagem do modelo fixo na haste.	26
Figura 13 – Modelagem do módulo do cilindro liso.	27
Figura 14 – Seção transversal do módulo do DSP.	28
Figura 15 – Modelagem do módulo do DSP.	28
Figura 16 – Modelo montado DSP.	28
Figura 17 – Modelo montado ao lado de uma escala de 80 cm, para comparação.	29
Figura 18 – Câmeras utilizadas	29
Figura 19 – Alvos de referência para definir os eixos coordenados	30
Figura 20 – Disposição dos alvos no conector	30
Figura 21 – Representação do ângulo de incidência considerado	32
Figura 22 – Esquema de realização dos ensaios.	32
Figura 23 – Sinal típico obtido no ensaio de decaimento.	33
Figura 24 – sinal típico obtido no ensaio de VIV.	33
Figura 25 – Corte do sinal típico de decaimento com seus pontos de interesse marcados.	34
Figura 26 – Corte do sinal típico de VIV com seus pontos de interesse marcados.	34
Figura 27 – Pontos máximos considerados para obter $A_{10\%}$	35
Figura 28 – Direção da oscilação durante o decaimento para ângulos diferentes de 0°	36
Figura 29 – Evolução de $\frac{A}{D}$ com V_r - Cilindro liso	37
Figura 30 – Razão entre frequências - Cilindro liso.	38
Figura 31 – Trajetórias ao longo das velocidades reduzidas - Cilindro liso.	39
Figura 32 – Evolução de $\frac{A}{D}$ com V_r - DSP 0°	39
Figura 33 – Razão entre frequências - DSP 0°	40
Figura 34 – Trajetórias ao longo das velocidades reduzidas - DSP 0°	40

Figura 35 – Evolução de $\frac{A}{D}$ com V_r - DSP 5°	41
Figura 36 – Razão entre frequências - DSP 5° e -5°	42
Figura 37 – Trajetórias ao longo das velocidades reduzidas - DSP 5°	42
Figura 38 – Trajetórias ao longo das velocidades reduzidas - DSP -5°	43
Figura 39 – Evolução de $\frac{A}{D}$ com V_r - DSP 10°	44
Figura 40 – Razão entre frequências - DSP 10° e -10°	44
Figura 41 – Trajetórias ao longo das velocidades reduzidas - DSP 10°	45
Figura 42 – Trajetórias ao longo das velocidades reduzidas - DSP -10°	45
Figura 43 – Evolução de $\frac{A}{D}$ com V_r para repetições - DSP 5°	46
Figura 44 – Evolução de $\frac{A}{D}$ com V_r para repetições - DSP 10°	47
Figura 45 – Evolução de $\frac{A}{D}$ com V_r - DSP 15°	48
Figura 46 – Razão entre frequências - DSP 15° e -15°	48
Figura 47 – Trajetórias ao longo das velocidades reduzidas - DSP 15°	49
Figura 48 – Trajetórias ao longo das velocidades reduzidas - DSP -15°	49
Figura 49 – Evolução de $\frac{A}{D}$ com V_r - DSP 20°	50
Figura 50 – Razão entre frequências - DSP 20° e -20°	50
Figura 51 – Trajetórias ao longo das velocidades reduzidas - DSP 20°	51
Figura 52 – Trajetórias ao longo das velocidades reduzidas - DSP -20°	51
Figura 53 – Evolução de $\frac{A}{D}$ com V_r - DSP 30°	52
Figura 54 – Trajetórias ao longo das velocidades reduzidas - DSP 30°	53
Figura 55 – Trajetórias ao longo das velocidades reduzidas - DSP -30°	53
Figura 56 – Razão entre frequências - DSP 30° e -30°	54
Figura 57 – Evolução de $\frac{A}{D}$ com V_r para todos os casos.	54

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Parâmetros dimensionais e de massa dos modelos.	31
Tabela 2 – Parâmetros dos modelos obtidos através do ensaio de decaimento	36

LISTA DE SÍMBOLOS

$A_{10\%}$	Média entre as 10
A_x	Razão entre amplitudes na direção x
A_y	Razão entre amplitudes na direção y
D	Diâmetro característico
f	Frequência de oscilação
f_d	Frequência amortecida do sistema
f_n	Frequência natural
f_{nx}	Frequência natural na direção x
f_{ny}	Frequência natural na direção y
f_s	Frequência de emissão de vórtices
$\frac{L}{D}$	Razão de aspecto
m	Massa estrutural
m_a	Massa adicional
m^*	Razão de massas
Re	Número de Reynolds
U	Velocidade do escoamento
V_c	Velocidade que promove o quadro ressonante de VIV
V_0	Velocidade de deflagração
V_r	Velocidade reduzida
β	Ângulo de incidência do escoamento
δ	Decremento logarítmico
ζ	Fator de amortecimento
ζ_x	Fator de amortecimento proveniente do decaimento em x
ζ_y	Fator de amortecimento proveniente do decaimento em y

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

DSP	Double splitter plates
FFT	Transformada rápida de Fourier
PETG	Poliétileno tereftalato de etileno glicol
PLA	Poliácido Láctico
PVC	Policloreto de Vinila
VIV	Vibrações induzidas por vórtices

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	13
1.1	OBJETIVOS	15
1.1.1	Objetivo geral	15
1.1.2	Objetivos Específicos	15
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	16
2.1	ADIMENSIONAIS DE INTERESSE	16
2.2	EMIÇÃO DE VÓRTICES	17
2.3	VIBRAÇÕES INDUZIDAS POR VÓRTICES	20
2.4	GALLOPING	21
2.5	SUPRESSORES DE VIV	23
3	METODOLOGIA	24
3.1	CANAL DE ÁGUA CIRCULANTE	24
3.2	BASE ELÁSTICA	25
3.3	MODELOS	27
3.3.1	Cilindro liso	27
3.3.2	Modelo de supressor do tipo DSP	27
3.4	SISTEMA DE RASTREAMENTO POR IMAGEM	29
3.5	ENSAIOS DE DECAIMENTO	31
3.6	ENSAIOS DE VIV	31
3.7	ANÁLISE DOS DADOS OBTIDOS	33
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	36
4.1	DECAIMENTO	36
4.2	ENSAIO DE VIV	37
5	CONCLUSÃO	55
	REFERÊNCIAS	57

1 INTRODUÇÃO

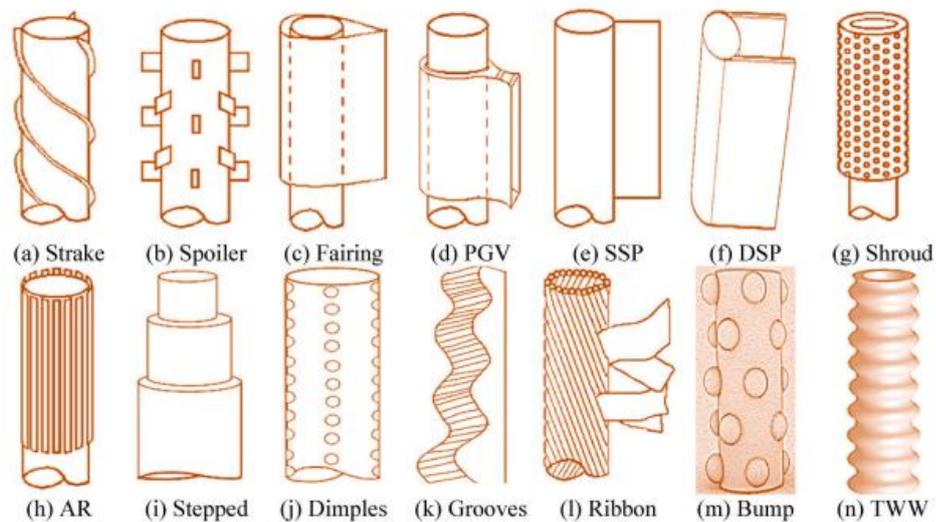
A indústria de petróleo e gás possui notória importância na economia global e representa significativa parcela no fornecimento de energia em todo o mundo. A extração de petróleo em estações offshore apresenta uma série de desafios técnicos e ambientais que necessitam de soluções adequadas para promover a segurança e eficiência da operação. Um dos problemas críticos enfrentados na exploração de petróleo offshore são as vibrações induzidas por vórtices (VIV), que podem comprometer a integridade estrutural dos dutos e risers utilizados na extração por meio de fadiga.

As vibrações induzidas por vórtices ocorrem em sistemas imersos em fluidos, onde, por meio da interação entre a estrutura e o meio, ocorre o desprendimento de vórtices de maneira periódica e alternada entre seus lados. Isso resulta em flutuações no campo de pressão na superfície externa do duto, causando o movimento da estrutura. Tal movimento altera o campo de velocidades, colaborando também para a modificação das forças atuantes no sistema (Blevins, 2001).

Diante disso, aspirando à longevidade para as operações de extração, a indústria investe em pesquisas para descobrir as maneiras mais eficazes para minimizar ou mitigar os efeitos negativos causados nas estruturas, cujas origens são atribuídas ao VIV. Um dos métodos que têm se mostrado mais eficaz e, portanto, amplamente utilizado, é a implementação de invólucros com características distintas, destinados a interagir com o fluido de modo a minimizar a amplitude do movimento apresentado pela estrutura, este método sendo denominado como método passivo (Lou *et al.*, 2017).

Existem diversos modelos de equipamentos utilizados para realizar a supressão de VIV de modo passivo, sendo apresentado na Figura (1) alguns dos modelos de supressores existentes. Os *Strakes* são amplamente utilizados, porém esses modelos acarretam no aumento do arrasto atuante nos dutos. Como opção de baixo arrasto, existem os modelos denominados de *Splitter plates*, que além de evitarem as vibrações também propiciam uma redução considerável do arrasto presente (Assi *et al.*, 2009).

Figura 1 – Exemplos de supressores passivos



Fonte: Bandizadeh Sharif et al. (2023)

Dentre as diversas pesquisas nessa área, Assi *et al.* (2009) analisaram modelos de *splitter plates*, constatando que a solução com uma única placa fixa acaba encontrando uma posição em que se torna ineficaz. Com isso, evidenciou-se a importância da rigidez torcional nesse tipo de supressor, onde deve ser possível que as placas possam rotacionar axialmente e se alinhar ao escoamento. Esse comportamento torna o modelo adequado para a mitigação de VIV em condições alinhadas, apresentando notável eficácia.

No entanto, ao se considerar o ambiente offshore, que é caracterizado por condições adversas, acesso limitado e dificuldades para monitoramento constante, surge a preocupação da possibilidade de um eventual travamento no sistema de rotação das placas. Tal falha operacional poderia comprometer a eficácia do supressor, e potencialmente promover um aumento significativo nos esforços atuantes na linha, devido à intensificação das oscilações e do arrasto atuante, contrariando assim o propósito de sua instalação.

Desse modo, propõe-se avaliar o desempenho de uma estrutura supressora submetida a vibrações induzidas por vórtices, sendo que a escolha recaiu para o modelo do tipo *double splitter plate* (DSP), que é reconhecido por apresentar boa eficácia em condições ideais, conforme estudado por Assi *et al.* (2009). Porém, seu comportamento quando exposto a uma condição adversa é incerto. Assim, realizam-se ensaios com modelos em pequena escala, abrangendo diferentes velocidades e ângulos de incidência de escoamento, com o objetivo de identificar o comportamento do supressor em variadas condições que simulam travamento.

1.1 OBJETIVOS

Para ser possível obter uma resposta satisfatória quanto à eficácia do supressor analisado em diferentes condições, propõem-se os seguintes objetivos.

1.1.1 Objetivo geral

Investigar o comportamento dinâmico do supressor de VIV do tipo DSP em comparação a um cilindro liso, por meio de experimentos realizados com modelos em pequena escala em um canal de água circulante, considerando diferentes condições de velocidade e ângulo de incidência, a fim de avaliar sua eficácia na atenuação de oscilações indesejadas e compreender os limites de desempenho da geometria analisada.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Conceber modelos em pequena escala do supressor de VIV do tipo DSP e de um cilindro liso;
- Executar experimentos em um canal de água circulante sob diversas condições de velocidade e ângulo de incidência;
- Analisar os dados obtidos em termos de amplitudes de oscilação;
- Comparar os dados experimentais obtidos entre os dois casos.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Este capítulo tem por objetivo apresentar e revisar os principais tópicos que são necessários para o entendimento da análise do comportamento do supressor de VIV em diversas velocidades e ângulos de incidência de escoamento comparado a um cilindro liso. Para tanto, serão abordados conceitos de fluidodinâmica, hidrodinâmica e grandezas adimensionais relevantes, de modo a tornar possível a correta compreensão do fenômeno presente no experimento realizado e interpretar de maneira adequada os resultados obtidos.

2.1 ADIMENSIONAIS DE INTERESSE

Um número adimensional é uma combinação de variáveis físicas que caracterizam o sistema, como comprimento característico, velocidade, viscosidade e outras propriedades, de forma que, ao serem compostos, suas unidades se cancelam, resultando em um valor adimensional (Fox *et al.*, 2012).

A utilização de números adimensionais em estudos de fluidodinâmica é uma prática usual e adequada, pois a utilização desses números possibilita simplificações de equações governantes, além de permitir a comparação de diferentes sistemas físicos, independentemente de suas escalas, bastando respeitar a similaridade dos adimensionais regentes.

O número de Reynolds (Re) é um parâmetro fundamental na dinâmica dos fluidos, relacionando as forças inerciais às forças viscosas presentes no escoamento de um fluido, caracterizado pelo regime de escoamento, sendo calculado a partir da Equação 1.

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (1)$$

A razão de aspecto ($\frac{L}{D}$) relaciona o comprimento da estrutura em análise e seu diâmetro característico, tendo grande importância para a determinação da força que o fluido exerce na estrutura (Blevins, 2001).

A velocidade reduzida (V_r) relaciona a velocidade do escoamento do fluido (U) a frequência natural da estrutura (f_n) e o seu comprimento característico, conforme a Equação 2.

$$V_r = \frac{U}{f_n D} \quad (2)$$

A razão de massas (m^*) relaciona a massa estrutural de um sistema (m_s) com a massa adicional (m_a) do fluido que é deslocado pelo objeto, a massa adicional representa a massa de fluido deslocada pelo corpo ao ser imerso, assim tendo a Equação 3.

$$m^* = \frac{m_s}{m_a} \quad (3)$$

Para obter-se um valor representativo para as amplitudes de oscilação descritas pelo corpo, utiliza-se as razões de amplitudes A_x e A_y , sendo amplitudes de oscilação adimensionalizadas pelo comprimento característico nas coordenadas x e y respectivamente. As amplitudes levadas em conta para a adimensionalização são representadas como $A_{10\%}$, sendo a média entre as 10% maiores amplitudes obtidas no registro analisado, assim obtendo as Equações 4 e 5.

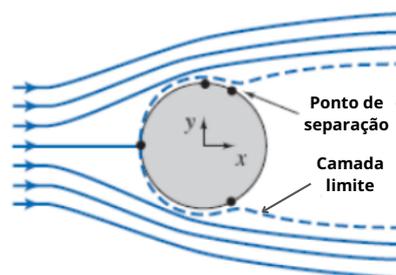
$$A_x = \frac{A_{10\%x}}{D} \quad (4)$$

$$A_y = \frac{A_{10\%y}}{D} \quad (5)$$

2.2 EMISSÃO DE VÓRTICES

O fenômeno de emissão de vórtices ocorre quando um fluido em movimento com uma determinada velocidade entra em contato com um corpo rombudo, desse modo em um caso cilíndrico, o contato do fluido e a região do bordo de ataque causará uma variação de pressão indo da pressão da corrente à pressão de estagnação e devido à velocidade do escoamento e à alta pressão existente, as partículas fluidas são impulsionadas ao redor do cilindro. Próximo à superfície do corpo, devido as forças viscosas presentes, a velocidade do escoamento diminui significativamente, apresentando assim o desenvolvimento de uma camada limite (Blevins, 2001). Conforme ilustrado na Figura (2).

Figura 2 – Desenvolvimento de camada limite para um cilindro



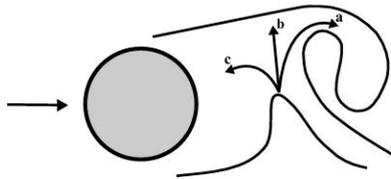
Fonte: Adaptado de Fox *et al.* (2012, p. 63).

No entanto, a pressão existente em elevados números de Reynolds não é suficiente para impulsionar o escoamento ao longo de todo o corpo, tendo assim o

desprendimento da camada limite. Como na região do bordo de fuga do cilindro a velocidade do escoamento é baixa, uma partícula fluida vinda do escoamento das laterais vai de encontro com essa região de baixa velocidade, sendo desacelerada pelas forças cisalhantes e fazendo com que ocorra um enrolamento das camadas do fluido (Blevins, 2001).

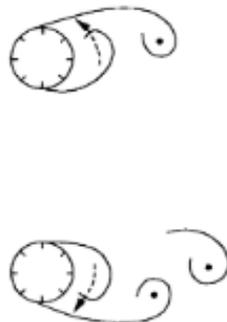
Korkischko e Meneghini (2011) apresentam de maneira detalhada que a formação da esteira de vórtices se dá devido ao enrolamento das camadas de fluido, conforme apresentado na Figura (3). O vórtice superior é continuamente alimentado pelo escoamento vindo da camada cisalhante, com isso o vórtice cresce até atrair a parcela do escoamento proveniente da camada cisalhante inferior. Desse modo, uma parcela do escoamento (a) é direcionada de modo a alimentar o vórtice crescente. Em contrapartida, a parcela (b) se direciona de modo com que as linhas de corrente responsáveis pela alimentação são cessadas, resultando no transporte do vórtice contendo a parcela (a) pela esteira. Na região de baixa pressão próxima ao corpo, uma terceira parcela do escoamento (c) é atraída, iniciando a formação de um novo vórtice, apresentando sentido de rotação oposto ao vórtice anteriormente liberado. Este novo vórtice será por fim interrompido devido à interação das camadas cisalhantes, similar ao visto em (a). Resultando assim na formação e emissão de vórtices de maneira periódica como apresentado na Figura (4).

Figura 3 – Exemplo da formação de vórtices



Fonte: adaptado por Korkischko (2011) de Gerrard (1966).

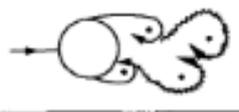
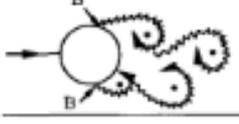
Figura 4 – Exemplo da formação da esteira de vórtices



Fonte: adaptado de Sumer e Fredsøe (2006, p.8)

Sumer e Fredsøe (2006) apresentam faixas de número de Reynolds que apresentam regimes característicos na geração de vórtices, como apresentado na Figura (5).

Figura 5 – Faixas de Re e seus padrões de emissão

a)		$Re < 5$
b)		$5 < Re < 40$
c)		$40 < Re < 200$
d)		$200 < Re < 300$
e)		$300 < Re < 3 \times 10^5$ Subcritical
f)		$3 \times 10^5 < Re < 3,5 \times 10^5$ Critical (Lower transition)
g)		$3,5 \times 10^5 < Re < 1,5 \times 10^6$ Supercritical
h)		$1,5 \times 10^6 < Re < 4 \times 10^6$ Upper transition
i)		$4 \times 10^6 < Re$ Transcritical

Fonte: adaptado de Sumer e Fredsøe (2006, p.2).

Conforme apresentado por (Sumer; Fredsøe, 2006), nota-se que os comportamentos dos vórtices presentes seguem:

- a) $Re < 5$: Há escoamento laminar, não havendo separação e emissão de vórtices;
- b) $5 < Re < 40$: Um par de vórtices fixos e simétricos surge;
- c) $40 < Re < 200$: Formação de uma esteira de vórtices que são emitidos alternadamente nos sentidos horário e anti-horário, apresentando também como

- característica um escoamento laminar;
- d) $200 < R_e < 300$: Região de transição para a emissão de vórtices com presença de turbulência;
 - e) $300 < R_e < 3 \times 10^5$: Emissão de vórtices completamente turbulenta, porém com a camada limite do cilindro apresenta regime ainda laminar;
 - f) $3 \times 10^5 < R_e < 3,5 \times 10^5$: O comportamento presente promove que no ponto de separação A ocorre uma camada limite laminar e no ponto B uma separação turbulenta porém com a camada limite ainda laminar;
 - g) $3,5 \times 10^5 < R_e < 1,5 \times 10^6$: Ambos os pontos de separação apresentam separação turbulenta, mas com uma camada limite parte laminar parte turbulenta;
 - h) $1,5 \times 10^6 < R_e < 4 \times 10^6$: Camada limite completamente turbulenta em um lado e do outro parte laminar parte turbulenta;
 - i) $4 \times 10^6 < R_e$: Camada limite completamente turbulenta dos dois lados do cilindro.

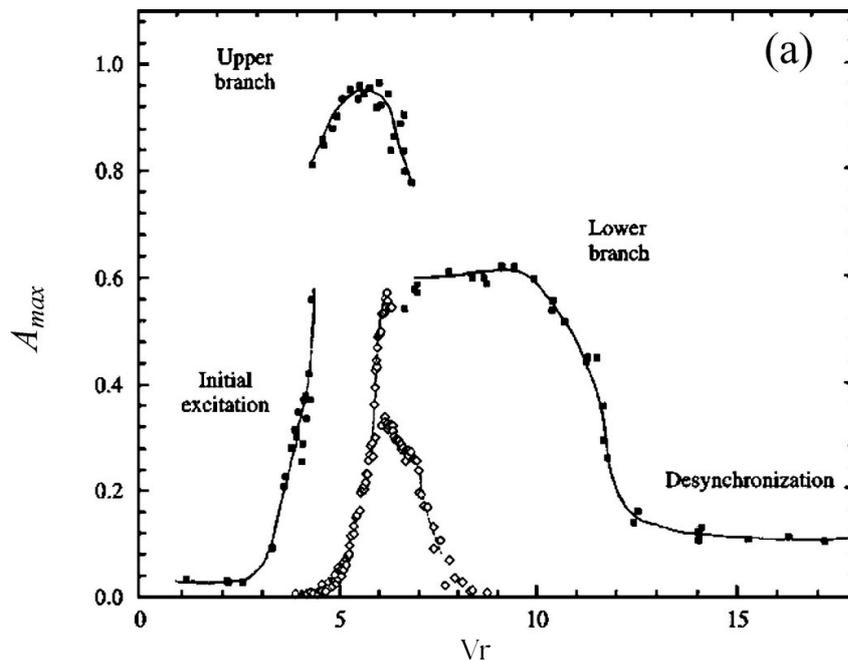
2.3 VIBRAÇÕES INDUZIDAS POR VÓRTICES

A incidência de escoamento sobre um corpo rombudo resulta no fenômeno de emissão de vórtices, que causam perturbações na velocidade e pressão do escoamento ao redor do corpo. Com essas alterações, as forças de sustentação e arrasto atuantes são alteradas, impondo uma movimentação no sistema de forma periódica (Assi, 2005).

Os vórtices emitidos apresentam frequências bem definidas, determinadas pelos parâmetros velocidade do escoamento e a dimensão característica do corpo imerso. Dessa forma, com o aumento da velocidade do escoamento, a frequência de emissão de vórtices (f_s) pode ir aumentando a ponto de se aproximar da frequência natural do sistema. Com isso ocorre um fenômeno ressonante onde a frequência de oscilação (f) é aproximadamente igual à frequência de oscilação, que por sua vez é também aproximadamente igual à frequência natural do sistema, caracterizando assim o fenômeno de sincronização ou *lock-in* (Korkischko; Meneghini, 2011).

Devido à sincronização, a resposta dinâmica do sistema apresenta amplificação da magnitude da resposta obtida. Segundo Blackburn e Henderson (1996) durante o regime de *lock-in* a amplitude dos movimentos transversais apresentam aumentos significativos.

Com isso, a resposta do sistema apresenta um comportamento típico, conforme apresentado por Williamson e Govardhan (2004), havendo regiões de respostas típicas de acordo com a excitação presente.

Figura 6 – Exemplo de Curva de resposta Amplitude $\times V_r$.

Fonte: adaptado de Williamson e Govardhan (2004, p.422).

Com base na figura (6), nota-se a distinção da resposta que o sistema pode apresentar ao longo da variação da velocidade reduzida.

Em baixas velocidades reduzidas, o cilindro imerso encontra-se na região denominada de ramo de excitação inicial ou *initial branch*, apresentando frequências de emissão de vórtices abaixo da frequência natural do sistema e respondendo com menores amplitudes de vibração. Conforme a velocidade é aumentada vem o ramo superior ou *upper branch* caracterizado pelo quadro ressonante devido à sincronização, apresentando amplitudes de oscilação elevadas. Posterior a isso há o ramo inferior (*lower branch*), onde há ainda o quadro de sincronização, porém com amplitudes de movimento menores devido ao fato de não haver mais o quadro ressonante estabelecido (Pereira, 2014) (Korkischko; Meneghini, 2011). Por fim há a dessincronização.

2.4 GALLOPING

O fenômeno de *galloping* é uma instabilidade fluidodinâmica caracterizada por oscilações transversais ou torcionais de um corpo imerso em fluido dependente da velocidade do escoamento e amortecimento presente (Païdoussis *et al.*, 2010).

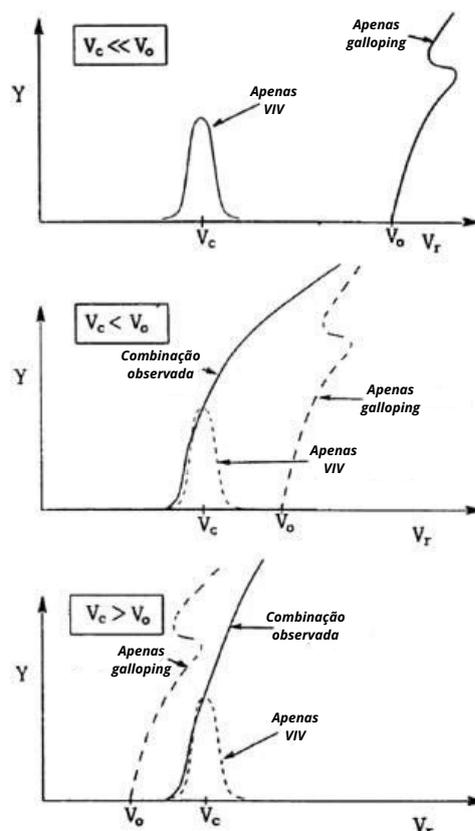
Diferentemente de VIV que está associado a sincronização das forças periódicas com a frequência natural da estrutura, o *galloping* está associado à variação da força de sustentação devido a mudanças do ângulo de ataque do escoamento na estrutura. Este fenômeno difere também de vibrações induzidas por vórtices por

apresentar amplitudes crescentes conforme aumenta-se a velocidade do escoamento atuante, sendo incerto o momento em que o aumento de amplitudes cessará, podendo até mesmo oscilar com amplitude na ordem de dez diâmetros característicos (Momenti, 2018).

Conforme Momenti (2018), quando um corpo está em regime ressonante, ao mesmo tempo que a força fluidodinâmica presente fornece energia ao sistema em contrafase com a velocidade. Ambos os fenômenos *galloping* e VIV estarão presentes. Com isso uma complexidade adicional é introduzida na interação fluido estrutural observada.

Na Figura (7) é ilustrado o comportamento típico quando há ambos os fenômenos descritos agindo na estrutura. V_c é a velocidade típica que gera a emissão de vórtices causadores do quadro ressonante, V_0 a velocidade de deflagração, associada ao momento em que as forças de sustentação suprimem o amortecimento estrutural e tem-se início as oscilações provenientes do *galloping* (Momenti, 2018).

Figura 7 – Comportamentos característicos da interação entre *galloping* e VIV.



Fonte: Adaptado de Amato (2010) *apud* Momenti (2018, p.43).

Com isso, nota-se que a relação entre V_c e V_0 ocasiona diferentes comportamentos. Quando o fenômeno de VIV ocorre antes do *galloping* em condições de $V_c \ll V_0$ ambos os fenômenos ocorrem de maneira isolada. Caso $V_c < V_0$ inicia-se a

resposta dinâmica do sistema como um VIV convencional, porém a resposta é amplificada devido a proximidade da velocidade presente com a velocidade de deflagração, pois o corpo já encontra-se em movimento ressonante com grandes amplitudes devido a esse movimento as forças presentes intensificam-se e a resposta é combinada entre *galloping* e VIV. Por fim, quando $V_0 > V_c$ a ocorrência de oscilações inicia-se e é amplificada assim que se passa pela velocidade crítica de VIV.

2.5 SUPRESSORES DE VIV

Devido à necessidade de minimizar os efeitos negativos atribuídos às vibrações induzidas por vórtices a risers e dutos, intensificou-se nas últimas décadas estudos sobre supressores de VIV, buscando uma solução adequada para o problema, sendo criados assim diversos modelos que, embora distintos, possuem o mesmo propósito, qual seja, minimizar os esforços provenientes de VIV aumentando assim a vida útil das estruturas expostas ao fenômeno (Assi *et al.*, 2014).

Existem três principais classes de atenuadores, sendo os ativos, passivos e os combinados. Os métodos ativos fazem uso de sensores e atuadores para alterar de maneira dinâmica, parâmetros estruturais, visando modificar as forças exercidas na estrutura provenientes de VIV. Já os métodos passivos não necessitam de sensores ou energia, pois apresentam uma geometria característica que tem como objetivo interagir com o escoamento ao redor do corpo, promovendo um decréscimo nos esforços atuantes. Por fim, os métodos combinados contam com a presença das características ativas e passivas simultaneamente (Bandizadeh Sharif *et al.*, 2023).

Dentre os diversos modelos existentes, o tema de estudo deste trabalho recai sobre o supressor de VIV *double splitter plate* (DSP). Este modelo de supressor advém da evolução do modelo de uma placa única fixa que, conforme estudado por (Assi *et al.*, 2009) devido à emissão de vórtices presente no escoamento ao redor deste modelo, este acaba se posicionando de tal modo que sua placa fica em uma região de baixa pressão à jusante da estrutura, não propiciando a mitigação do fenômeno, pois a oscilação do cilindro ocorre similar a uma geometria quadrada.

Como solução a isso, o modelo com duas placas paralelas surge, tendo como princípio de funcionamento para supressão de VIV impedir a interação entre as camadas cisalhantes dos bordos do cilindro, evitando assim a criação de regiões com diferentes pressões que causam oscilações nas forças atuantes e promovem movimentos (Assi *et al.*, 2009).

Como também apresentado por Assi *et al.* (2009), além desse modelo de supressor apresentar notável eficácia na mitigação de VIV, sua utilização promove diminuição no arrasto imposto ao cilindro, tornando-o uma solução interessante de ser implementada quando se enfrenta esses dois problemas.

3 METODOLOGIA

3.1 CANAL DE ÁGUA CIRCULANTE

Os ensaios de VIV foram conduzidos no canal de água circulante do Laboratório de Interação Fluido Estrutura da Universidade Federal de Santa Catarina, que pode ser visto na Figura (8).

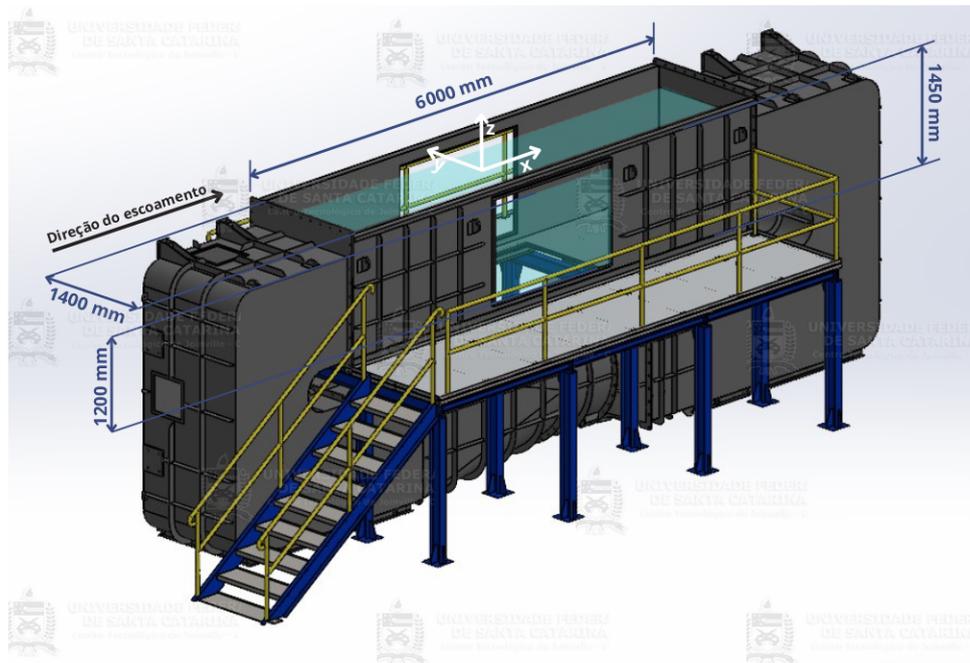
Figura 8 – Canal de água circulante.



Fonte: Autor (2024).

A seção de testes possui as seguintes dimensões: altura de 1450 mm, largura de 1400 mm e comprimento de 6000 mm. Para os experimentos a altura de lâmina d'água utilizada é de 1200 mm, conforme apresentado na Figura (9). A velocidade do escoamento é imposta devido a presença de um hélice propulsor, que movimenta a água pelo canal. É realizado o controle da rotação desejada do propulsor que implica em velocidades de escoamento específicas, conforme estudado por Andrade (2024). Desse modo, nas análises experimentais realizadas utilizam-se velocidades entre cerca de 0,05 m/s a 0.27 m/s, visto que estas são as velocidades que promovem V_r' s típicos da presença de VIV para a estrutura ensaiada.

Figura 9 – Dimensões da seção de testes do canal de água circulante

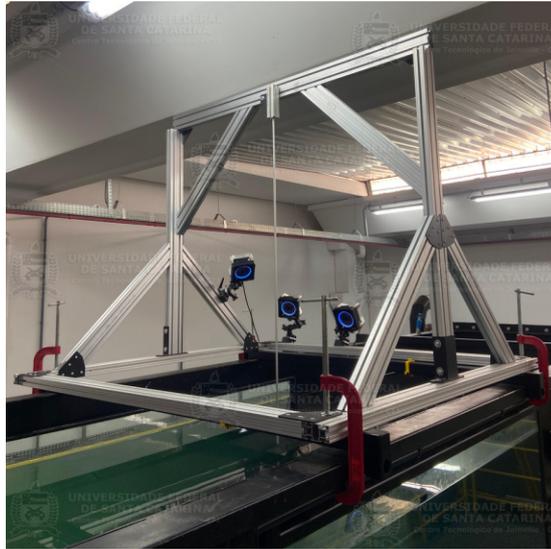


Fonte: Autor (2024).

3.2 BASE ELÁSTICA

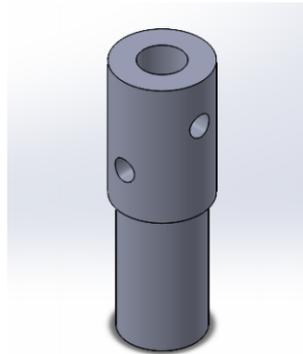
Para realizar os ensaios, fez-se uso de uma base elástica de dois graus de liberdade, base esta apresentada na Figura (10). Utiliza-se um tubo de alumínio de comprimento 1400 mm e diâmetro externo de 9,53 mm com espessura de parede de 1,75 mm, que age como uma viga engastada. Os cilindros analisados são fixos na extremidade livre por meio de um conector, que ao dar aperto em parafusos faz com que o cilindro e a haste da base fiquem conectados. Assim, por meio do alívio do aperto, torna-se possível realizar a rotação das partes permitindo posicionar no ângulo de incidência desejado. Os cilindros imersos apresentam liberdade de movimento em dois graus de liberdade no plano paralelo à linha d'água, com as direções alinhadas ao sentido paralelo e perpendicular ao escoamento.

Figura 10 – Base elástica utilizada.



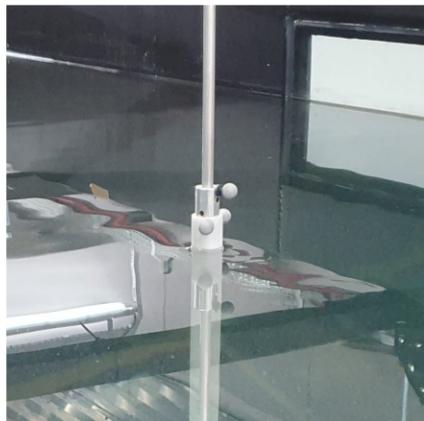
Fonte: Autor (2024).

Figura 11 – Modelo 3D do conector utilizado para fixar os modelos na haste.



Fonte: Autor (2024).

Figura 12 – Montagem do modelo fixo na haste.



Fonte: Autor (2024).

3.3 MODELOS

Utilizam-se dois modelos com perfis distintos nos experimentos realizados, um deles sendo um cilindro liso, outro sendo o supressor do tipo DSP.

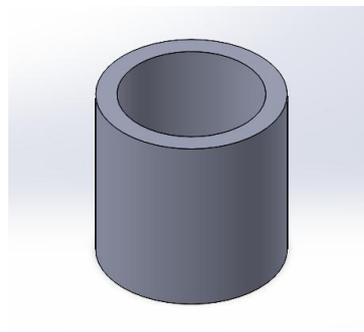
3.3.1 Cilindro liso

O modelo de cilindro liso foi construído a partir de um cilindro portante confeccionado a partir de um tubo comercial de Policloreto de Vinila (PVC) com diâmetro externo de 20 mm, revestido então com módulos cilíndricos de altura 26 mm, projetados para aumentar o diâmetro do conjunto para 26 mm. O comprimento total imerso do modelo é de 780 mm, o que estabelece uma razão de aspecto igual a 30.

Quanto aos módulos cilíndricos, estes foram fabricados utilizando tecnologia de manufatura aditiva por meio de impressão 3D em Polietileno tereftalato de etileno glicol (PETG), garantindo precisão dimensional e repetibilidade de confecção. A fixação dos módulos ao cilindro portante foi realizada por meio de interferência mecânica, assegurando estabilidade durante os testes.

A modelagem dos módulos é apresentada na Figura (13).

Figura 13 – Modelagem do módulo do cilindro liso.



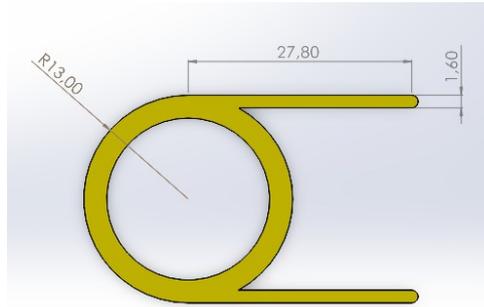
Fonte: Autor (2024).

3.3.2 Modelo de supressor do tipo DSP

O modelo do supressor de vibração do tipo DSP utilizado, assim como o cilindro liso, possui trinta módulos de 26x26 mm responsáveis por envolver o cilindro portante igual ao anteriormente descrito. Os módulos utilizados apresentam a seção transversal conforme Figura (14). O processo de obtenção dos módulos foi o mesmo que para os lisos diferenciando apenas pelo material que os constituem, sendo para o DSP adotada a confecção em Poliacido Láctico (PLA).

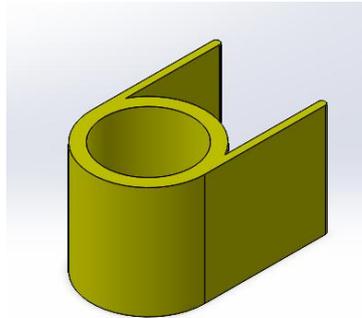
Assim como no cilindro liso, os módulos foram fixados no cilindro portante por meio de interferência mecânica. O módulo resultante encontra-se representado na Figura (15), enquanto a montagem do cilindro é apresentada nas Figuras (16) e (17).

Figura 14 – Seção transversal do módulo do DSP.



Fonte: Autor (2024).

Figura 15 – Modelagem do módulo do DSP.



Fonte: Autor (2024).

Figura 16 – Modelo montado DSP.



Fonte: Autor (2024).

Figura 17 – Modelo montado ao lado de uma escala de 80 cm, para comparação.



Fonte: Autor (2024).

3.4 SISTEMA DE RASTREAMENTO POR IMAGEM

O monitoramento da posição dos cilindros nos ensaios realiza-se por meio de câmeras de monitoramento óptico de alvos móveis, OptiTrack modelo Prime^x 41, conforme Figura (18). Seu funcionamento se dá por meio da emissão de luz infravermelha pelas câmeras, que também são responsáveis por receber a luz refletida pelos alvos dispostos no corpo de análise. Com base nas distâncias obtidas por cada uma das câmeras, realizando a triangulação dos pontos, o sistema determina a posição de cada alvo no espaço.

Figura 18 – Câmeras utilizadas



Fonte: Autor (2024).

Junto às câmeras, utiliza-se o programa *Motive*, que é responsável por ser a interface com o usuário, permitindo ajuste de parâmetros, como, por exemplo, taxa de aquisição desejada e exposição, bem como criar corpos rígidos virtuais compostos por um conjunto de três ou mais alvos.

Nos ensaios conduzidos, três câmeras são dispostas a fim de visualizar todo o espaço que o movimento de interesse está contido, com uma taxa de aquisição de

100 Hz , atendendo assim ao critério de Shannon-Nyquist para a amostragem correta dos movimentos analisados.

A calibração das câmeras é realizada de modo a obter uma precisão próxima a 0,1 mm. Além da calibração, é necessário o posicionamento de alvos de referência, responsáveis por definir os eixos coordenados considerados pelo sistema nos experimentos realizados. Os alvos de referência utilizados, são apresentados na Figura (19).

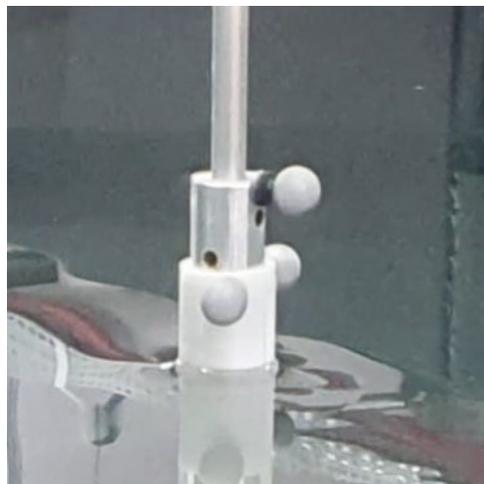
Figura 19 – Alvos de referência para definir os eixos coordenados



Fonte: Autor (2024).

Por fim, para fazer o monitoramento dos cilindros durante os ensaios, três alvos são fixos no conector dos cilindros de maneira que sejam vistos sem que haja sobreposição pelas três câmeras utilizadas, a disposição destes alvos é apresentada na Figura (20). Com estes três alvos, um corpo rígido é criado. Assim, a aquisição contém as informações referentes a este corpo rígido que representa o cilindro ensaiado. Devido ao fato de o corpo rígido ser composto por três pontos distintos, é possível obter dados referentes a posição e rotação do modelo representado.

Figura 20 – Disposição dos alvos no conector



Fonte: Autor (2024).

3.5 ENSAIOS DE DECAIMENTO

Visando caracterizar os modelos quanto a valores de frequências naturais e fatores de amortecimento, realizam-se ensaios de decaimento na água para os dois modelos analisados, tanto na direção x (*inline*), quanto para a direção y (*crossflow*).

Os ensaios são feitos promovendo uma excitação na estrutura de maneira controlada, por meio da imposição de um deslocamento inicial e registrada a resposta quanto a posição ao longo do tempo.

3.6 ENSAIOS DE VIV

Os ensaios de VIV foram conduzidos variando a velocidade do escoamento incidente, visando compor as curvas características de cada caso. Adotou-se como critério de parada para o incremento de velocidade, em todos os casos, a deflexão máxima apresentada pela haste da base elástica, com o objetivo de preservá-la. Com a presença de duas geometrias distintas, inicialmente realizaram-se os ensaios do cilindro liso, posterior a isso, foram realizados os ensaios para o supressor do tipo DSP, chamado a partir de agora como DSP, apenas. Os parâmetros dos modelos, como razão de aspecto e massa reduzida são apresentados na Tabela (1).

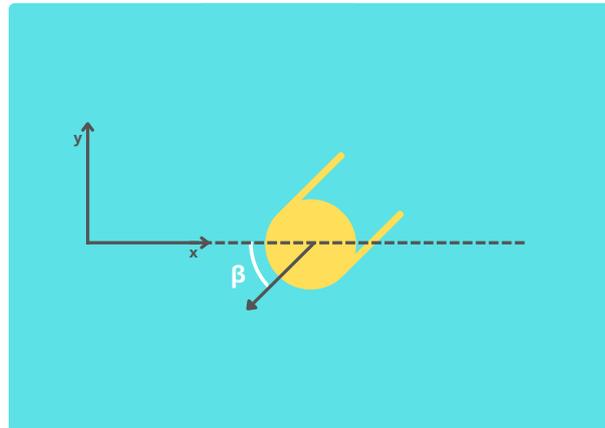
Tabela 1 – Parâmetros dimensionais e de massa dos modelos.

Parâmetro	Cilindro liso	DSP
Diâmetro [mm]	26	26
Razão de aspecto, $\frac{L}{D}$ [-]	30	30
Massa reduzida, m^* [-]	1,426	1,488

Fonte: Autor (2024).

Para o DSP são realizados diversos ensaios com o objetivo de obter curvas características de VIV para diversos ângulos de incidência do escoamento (β), o ângulo de incidência mencionado é ilustrado na Figura (21), sendo que a sua medição é feita através do sistema de aquisição utilizado. Inicialmente, o modelo é disposto alinhado com o escoamento assim cria-se um corpo rígido no *Motive*, com o corpo rígido criado a informação sobre a rotação é possível de ser obtida facilmente pelo programa. Assim ajusta-se o cilindro próximo a posição angular desejada e verifica-se no programa qual o ângulo presente, caso esteja correto o escoamento pode ser imposto.

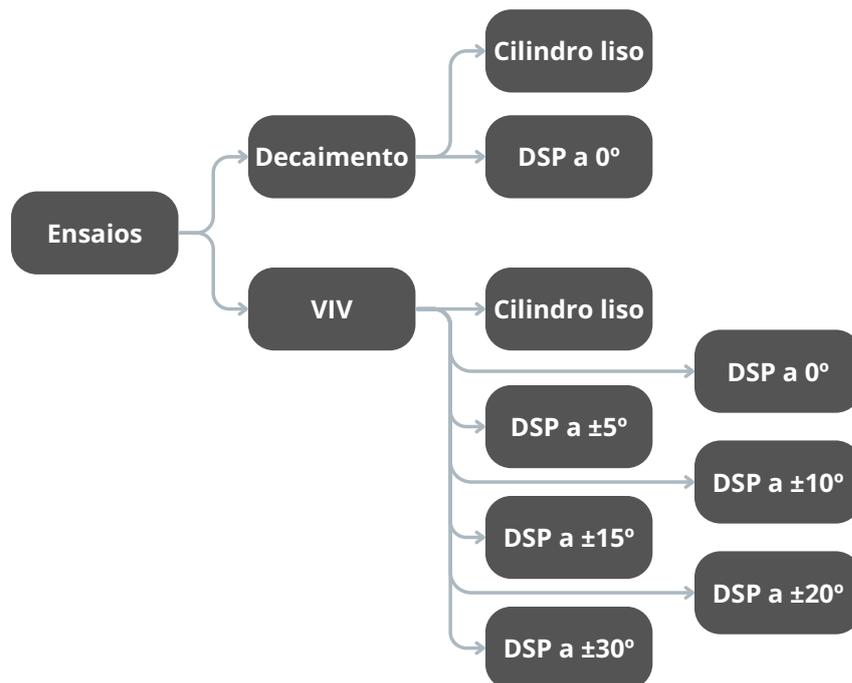
Figura 21 – Representação do ângulo de incidência considerado



Fonte: Autor (2024).

Visando ilustrar como é feita a evolução dos experimentos, apresenta-se a Figura (22).

Figura 22 – Esquema de realização dos ensaios.



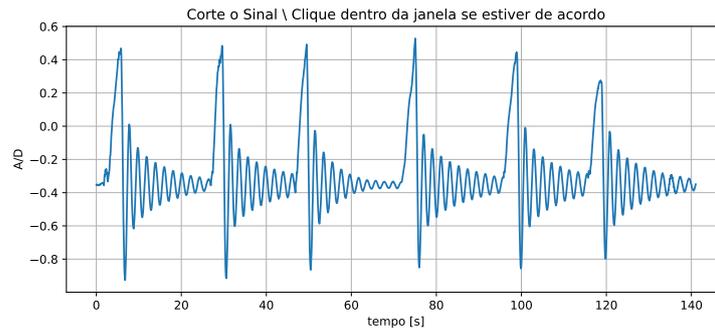
Fonte: Autor (2024).

As aquisições de dados referentes a posição no tempo foram feitas com o escoamento em regime e com uma duração adequada para registrar a dinâmica do sistema. Com estes dados realizam-se o processamento e análise dos sinais obtidos, por meio de rotinas escritas na linguagem *Python*.

3.7 ANÁLISE DOS DADOS OBTIDOS

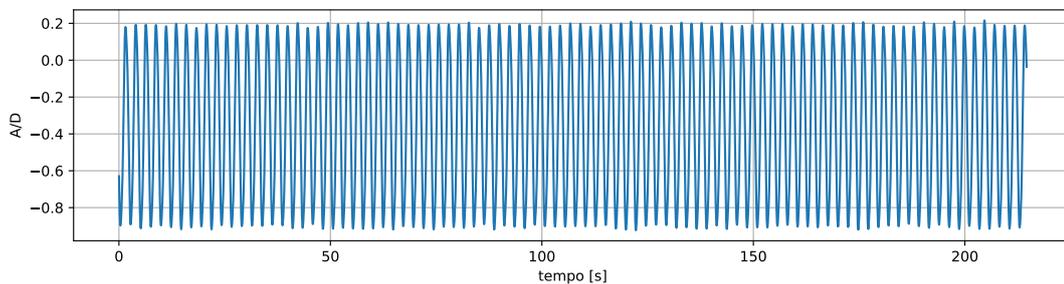
Com os dados obtidos de posição ao longo do tempo, o pós-processamento é realizado. Nas Figuras (23) e (24) estão apresentados sinais típicos de posição no tempo para os ensaios de decaimento e de VIV, respectivamente.

Figura 23 – Sinal típico obtido no ensaio de decaimento.



Fonte: Autor (2024).

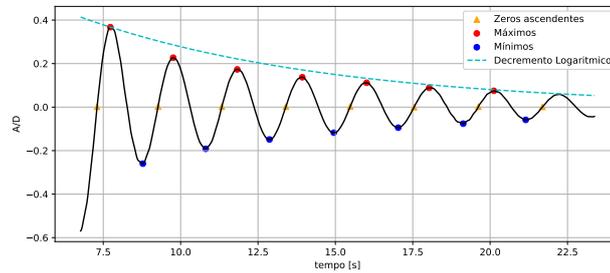
Figura 24 – sinal típico obtido no ensaio de VIV.



Fonte: Autor (2024).

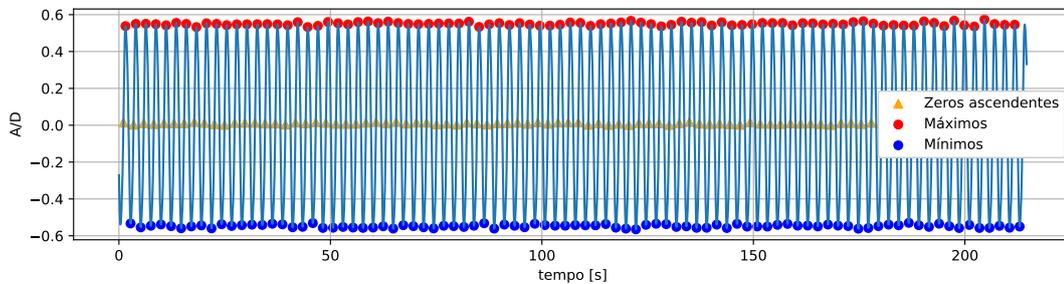
Com estes sinais, realiza-se a adimensionalização pelo diâmetro característico D , após isso é selecionada a região que a análise levará em conta, pois, por exemplo, nos dados de decaimento vários ciclos são contidos em um mesmo sinal, com isso o corte de sinal é feito e são encontrados os pontos referentes a zeros ascendentes, máximos e mínimos. Estes pontos são então marcados de modo a visualizá-los, conforme apresentado nas Figuras (25) e (26).

Figura 25 – Corte do sinal típico de decaimento com seus pontos de interesse marcados.



Fonte: Autor (2024).

Figura 26 – Corte do sinal típico de VIV com seus pontos de interesse marcados.



Fonte: Autor (2024).

Para o decaimento, aplica-se a transformada rápida de Fourier (FFT) para obtenção de valores de frequência de oscilação nas direções do escoamento (*inline*) e normal ao escoamento (*cross-flow*). Com base nos picos encontrados no decaimento, aplica-se o decremento logarítmico, sendo:

$$\delta = \frac{1}{n} \ln \frac{x(t)}{x(t + nT)} \quad (6)$$

Possuindo o decremento, aplica-se:

$$\zeta = \frac{\delta}{\sqrt{4\pi^2 + \delta^2}} \quad (7)$$

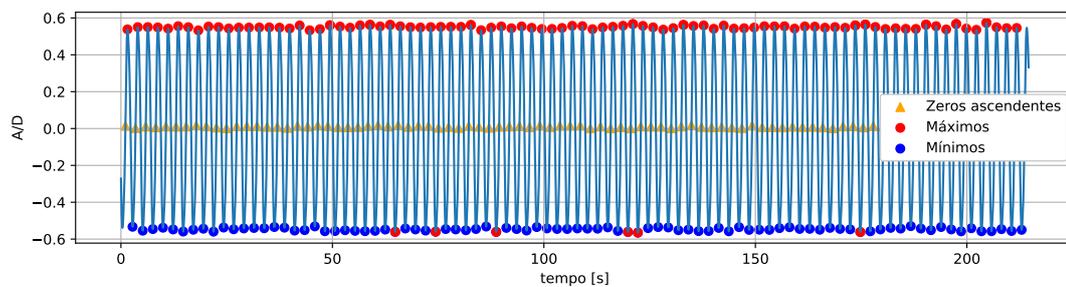
Tendo assim o fator de amortecimento presente no sinal analisado, possuindo a frequência da oscilação que é a natural amortecida do sistema (f_d) encontra-se a frequência natural (f_n) por meio de:

$$f_n = \frac{f_d}{\sqrt{1 - \zeta^2}} \quad (8)$$

Com este método, realiza-se a obtenção de frequência natural para as repetições de ensaios, sendo que, posteriormente se obtém a média dos valores de frequência natural e assim é encontrado um valor para a frequência natural de cada cilindro. Para as análises e adimensionalizações posteriores, adota-se a frequência natural na direção normal ao escoamento (f_{n_y}).

Para os ensaios de VIV, são utilizados os 10% maiores valores de amplitude presentes no sinal, que são destacados na rotina utilizada, conforme a Figura (27). Então, realiza-se a média destes valores e o desvio padrão, obtendo assim os valores representativos de um ponto da curva de VIV. Por conseguinte, realizando este procedimento para as diferentes velocidades de escoamento, compõe-se assim a curva característica. As frequências de oscilação do cilindros ao longo dos ensaios são obtidas assim como para o decaimento por meio de FFT.

Figura 27 – Pontos máximos considerados para obter $A_{10\%}$



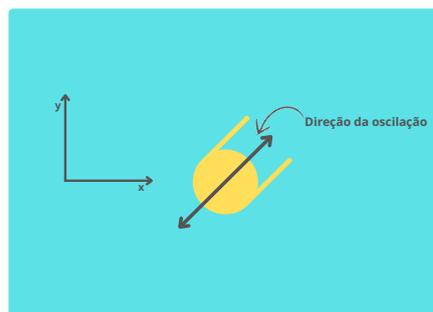
Fonte: Autor (2024).

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 DECAIMENTO

Proveniente dos ensaios de decaimento são obtidos os sinais de oscilação da estrutura ao longo do tempo. Desse modo, com o sinal obtido, encontram-se as frequências naturais para os cilindros ensaiados, nas direções *cross-flow* e *inline*. Para o caso do DSP, devido à execução de ensaios com diferentes ângulos, o movimento descrito pelo modelo conforme a angulação é acrescida, faz com que o corpo oscile no decaimento de maneira hidrodinamicamente favorável, sendo o desejado uma oscilação unicamente no grau de liberdade de interesse no ensaio. Porém, devido a sua geometria, ocorre a translação nesta condição alinhada hidrodinamicamente conforme ilustrado na Figura (28).

Figura 28 – Direção da oscilação durante o decaimento para ângulos diferentes de 0°



Fonte: Autor (2024).

Com isso, o valor utilizado para a adimensionalização posterior é considerado como o do caso alinhado a 0° . Desta forma, obtêm-se os valores das frequências naturais para os dois cilindros estudados conforme:

Tabela 2 – Parâmetros dos modelos obtidos através do ensaio de decaimento

Modelo	f_{n_y} [Hz]	ζ_y	f_{n_x} [Hz]	ζ_x
Cilindro Liso	0,4874	4,33%	0,4798	4,12%
DSP	0,3317	11,04%	0,3929	5,61%

Fonte: Autor (2024).

A escolha de usar a frequência natural *crossflow* para cada caso do DSP sendo igual a f_{n_y} para o alinhamento de 0° é realizada, pois leva-se em conta que a utilização de valores provenientes de decaimentos com angulação resultariam na utilização de um valor de frequência natural equivocado, uma vez que a massa adicional

presente na oscilação é menor devido ao alinhamento hidrodinâmico com o fluido ao redor do cilindro, influenciando o valor de frequência obtido.

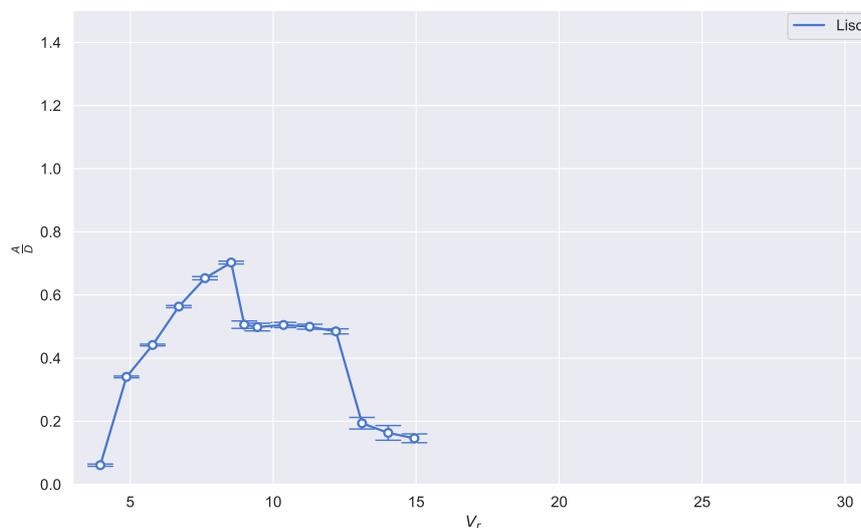
Desse modo, a fim de tornar todas as comparações com a mesma base e evitar a utilização de valores de frequência provenientes de uma oscilação fora das direções analisadas e com um valor maior do que o esperado, faz-se uso apenas do valor de fn_y para a condição de 0° para as adimensionalizações.

4.2 ENSAIO DE VIV

Como resultados dos ensaios de VIV, são obtidas séries temporais relativas a posição. Com base no processamento descrito na seção (3.7), são obtidos os valores de amplitudes adimensionalizadas e desvios padrão para cada V_r analisado. Compondo-se, assim, as curvas características de VIV para cada caso.

Inicialmente, para o caso do cilindro liso, obtém-se a curva mostrada na Figura (29).

Figura 29 – Evolução de $\frac{A}{D}$ com V_r - Cilindro liso

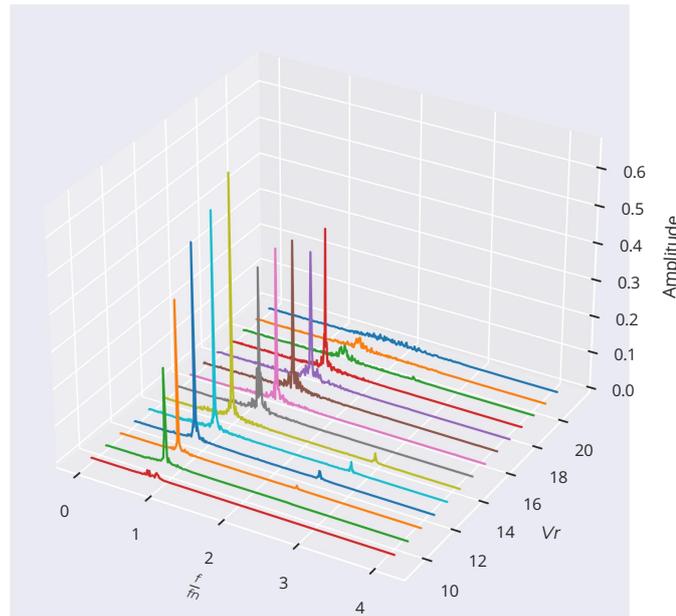


Fonte: Autor (2024).

Observa-se que o comportamento descrito pelo cilindro liso vai de encontro ao apresentado na literatura, havendo as regiões de *upper branch*, *lower branch* bem definidas, bem como a presença do ramo de dessincronização. A maior amplitude presente neste caso encontra-se em $V_r \approx 8,5$ com uma amplitude de cerca de $0,75D$.

Com relação à razão de frequências, obtêm-se:

Figura 30 – Razão entre frequências - Cilindro liso.

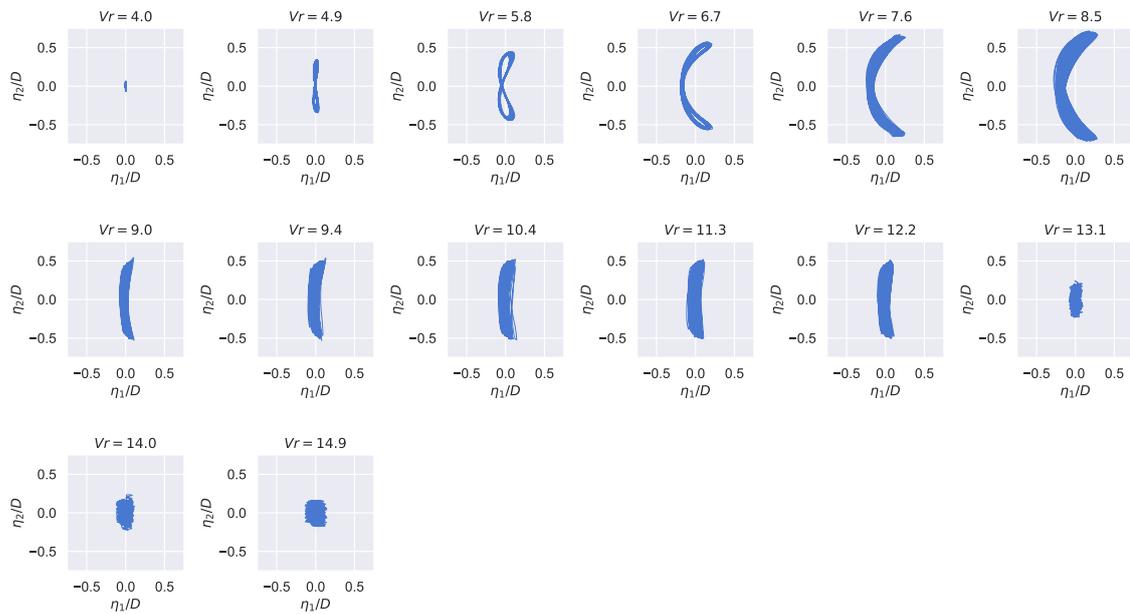


Fonte: Autor (2024).

Com base no resultado obtido de razão entre as frequências presentes nos registros que compõem a curva para o cilindro liso e sua frequência natural, observa-se que na região em que ocorre o aumento das amplitudes até seu máximo a razão entre as frequências fica próxima de 1, caracterizando assim o quadro ressonante tratado na literatura. Logo após o máximo, ocorre uma queda de amplitudes e consolidação do *lower branch*, a frequência tem um pequeno salto e fica estável em torno de aproximadamente 1,2, novamente, indo de encontro com a literatura, uma vez que no *lower branch* não há quadro ressonante porém o *lock in* ainda é presente, fazendo com que ocorram oscilações não como no pico ressonante mas ainda com consideráveis amplitudes. A dessincronização se faz presente, onde não se encontram frequências nas oscilações de maneira bem estabelecida, bem como a presença de grandes movimentos.

A evolução do comportamento das trajetórias ao longo das velocidades reduzidas é apresentada na Figura (31). Nota-se o comportamento individual ao longo de V_r , sendo que as trajetórias obtidas convergem com o esperado para VIV de um cilindro liso.

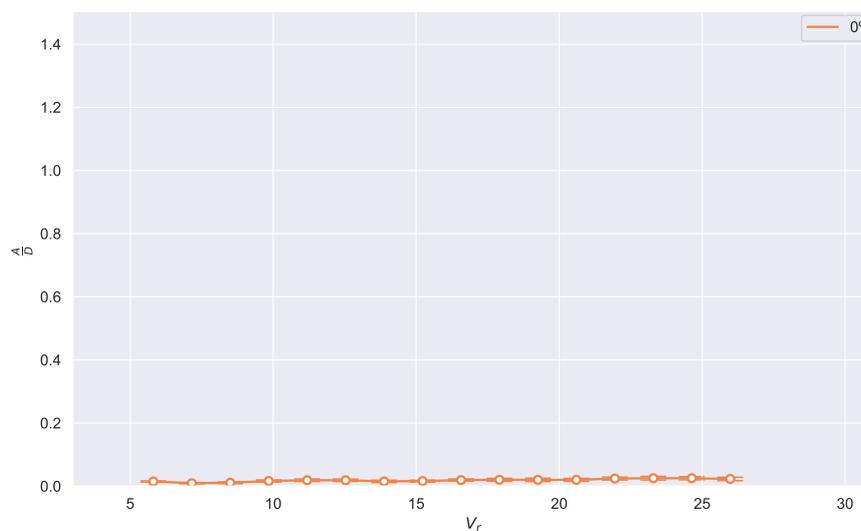
Figura 31 – Trajetórias ao longo das velocidades reduzidas - Cilindro liso.



Fonte: Autor (2024).

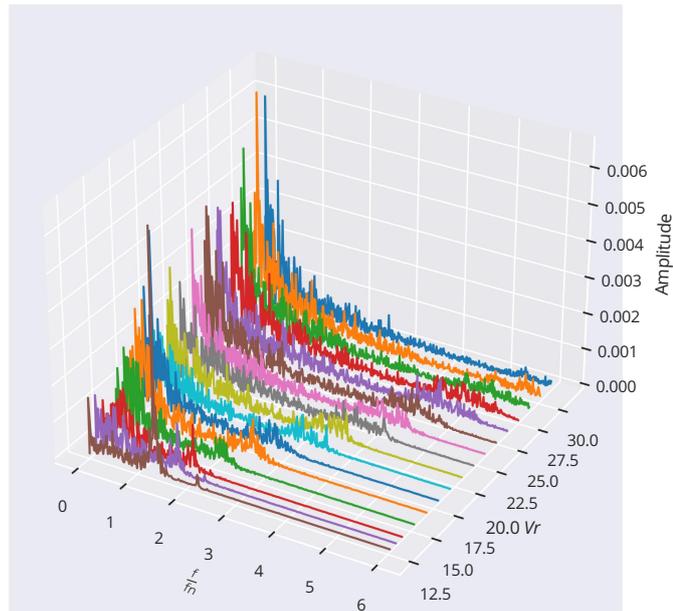
Para o caso do supressor DSP alinhado com o escoamento, a curva característica de VIV obtida é vista na Figura (32). Nota-se a eficácia na supressão de vibrações, sendo que estas não chegam a $0,05D$, resultado similar ao apresentado por Assi *et al.* (2009).

Figura 32 – Evolução de $\frac{A}{D}$ com V_r - DSP 0°



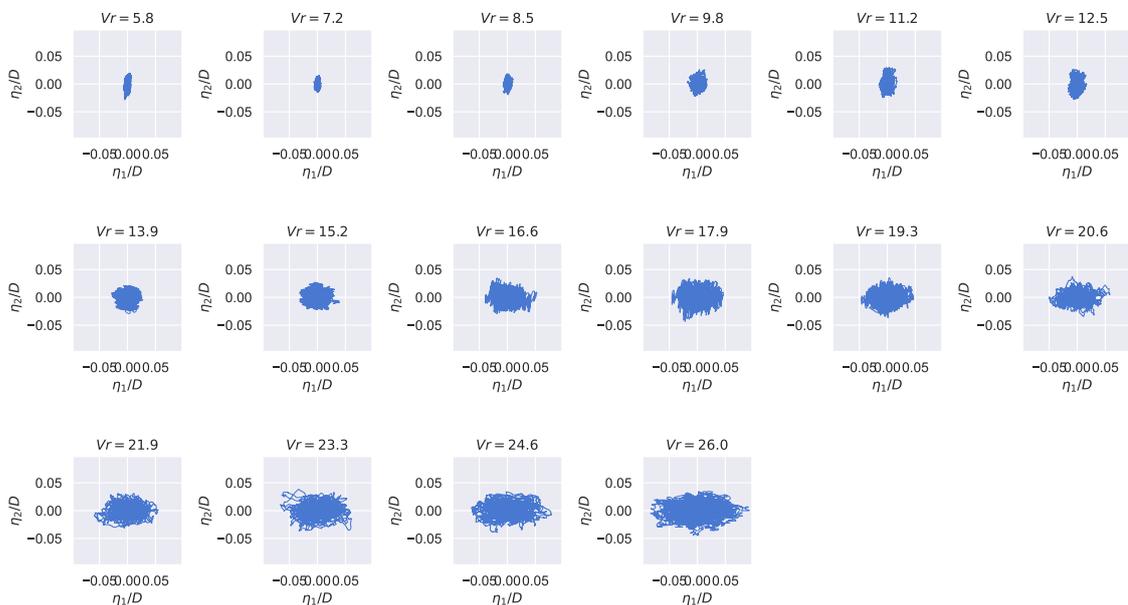
A razão entre frequências e a evolução das trajetórias são apresentadas nas Figuras (33) e (34), respectivamente.

Figura 33 – Razão entre frequências - DSP 0°.



Fonte: Autor (2024).

Figura 34 – Trajetórias ao longo das velocidades reduzidas - DSP 0°.

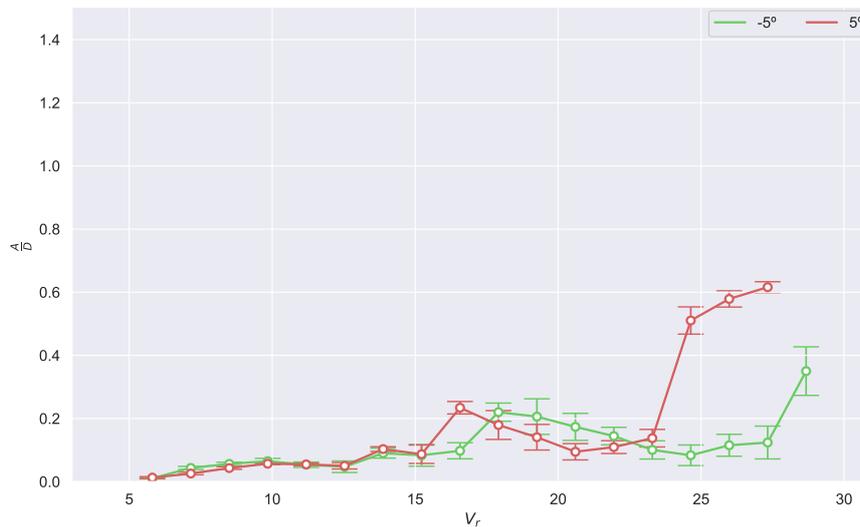


Fonte: Autor (2024).

Com base nos resultados obtidos e apresentados nas figuras (33) e (34), nota-se que o funcionamento do DSP promove movimentações aleatórias e de baixa amplitude, não existindo uma frequência definida, resultando na razão de frequências vista, onde há uma concentração das amplitudes de resposta em baixas frequências sem a presença de picos únicos como para o cilindro liso, por exemplo.

A resposta do sistema para o ângulo de incidência de 5° tanto positivo quanto negativo é vista na Figura (35).

Figura 35 – Evolução de $\frac{A}{D}$ com V_r - DSP 5°

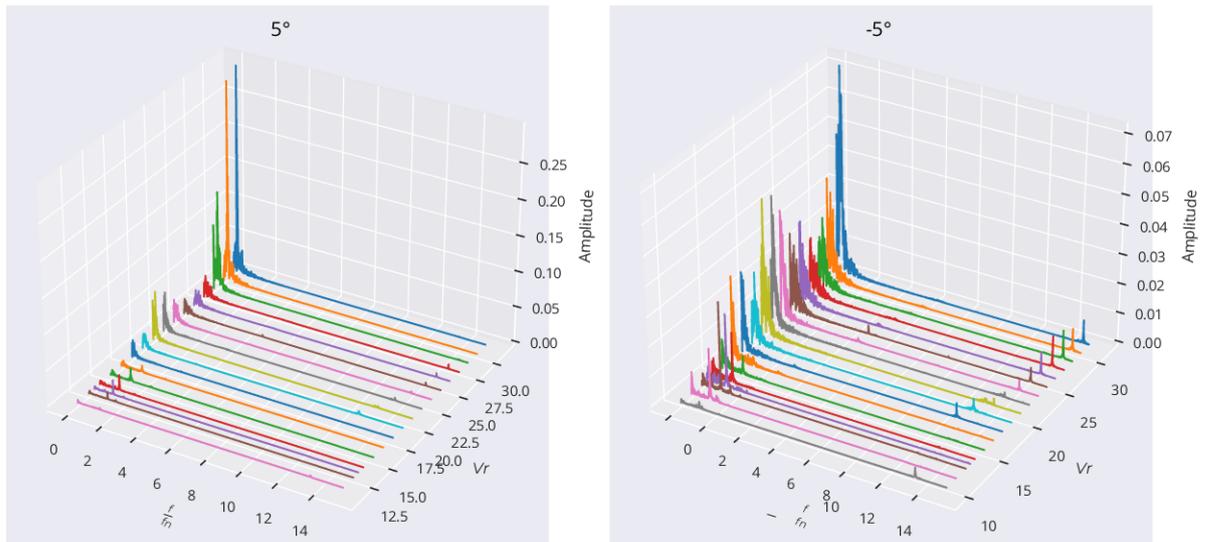


Fonte: Autor (2024).

A resposta do sistema para esta condição apresenta um comportamento onde na região de V_r entre 5 e 15 baixas amplitudes, porém maiores que as vistas quando o DSP apresenta 0° . Um salto seguido de uma diminuição é visto na região entre V_r 15 e 22 indicando possivelmente a presença de alguma instabilidade, que ocasiona este ganho de amplitude. A partir deste ponto, as curvas para 5° e -5° divergem, apresentando comportamentos distintos. Para 5° ocorre um salto nas amplitudes de resposta chegando a cerca de $0,6D$ já para -5° a amplitude fica oscilando em torno de $0,1D$ após isso, para esta condição, as amplitudes também são amplificadas fazendo com que a presença de *galloping* seja considerada para velocidades maiores.

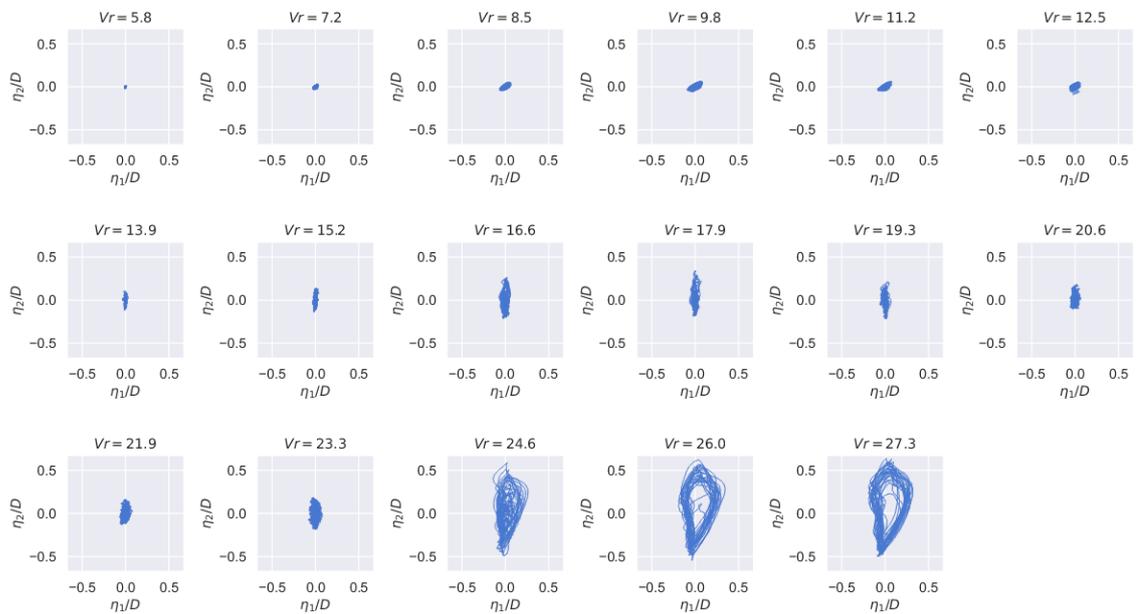
De modo a compreender melhor os comportamentos vistos, analisa-se a razão entre frequências e as trajetórias presentes neste caso conforme apresentadas nas Figuras (36), (37) e (38).

Figura 36 – Razão entre frequências - DSP 5° e -5° .



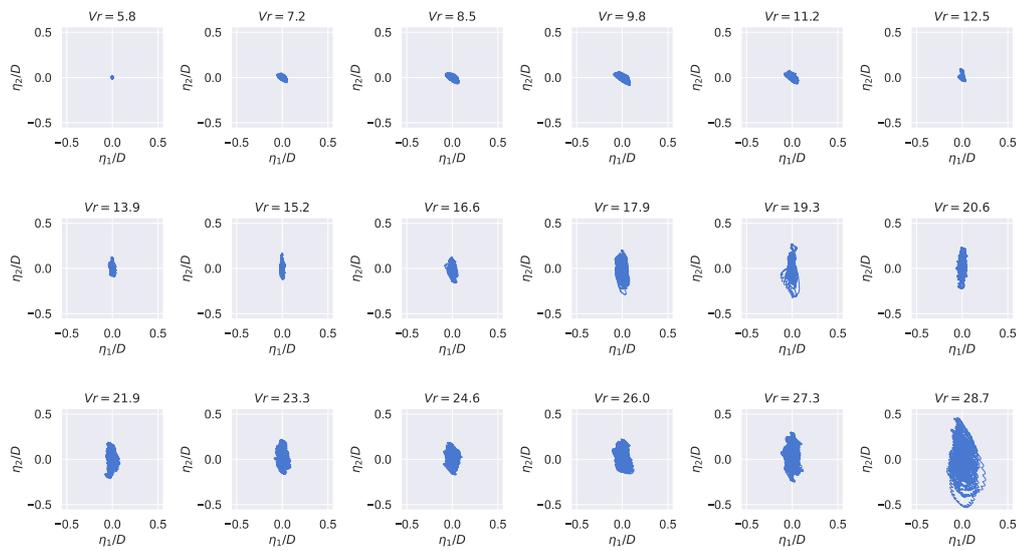
Fonte: Autor (2024).

Figura 37 – Trajetórias ao longo das velocidades reduzidas - DSP 5° .



Fonte: Autor (2024).

Figura 38 – Trajetórias ao longo das velocidades reduzidas - DSP -5° .

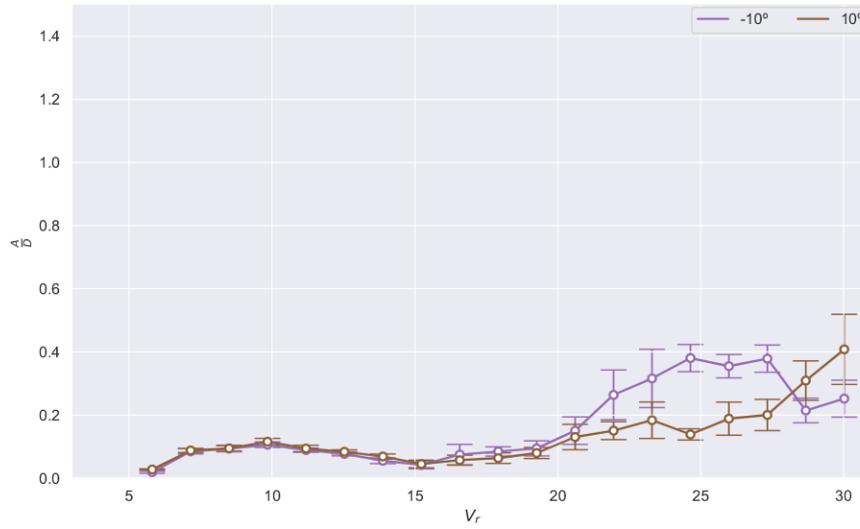


Fonte: Autor (2024).

Ao analisar as razões entre frequências, nota-se uma concentração em baixas frequências, sem picos únicos bem pronunciados, comportamento advindo das oscilações aleatórias e de baixa amplitude que o DSP promove. Isto é comprovado tanto pela razão entre frequências quanto pelas trajetórias obtidas. Porém, ao aplicar a FFT altas frequências foram também encontradas, tendo como destaque picos consideráveis no caso de -5° , que apresentou baixas amplitudes em V_r 's mais altos. Além disso, ao realizar os ensaios nesta condição, notou-se oscilações na haste da base elástica, alinhando o fato da presença de picos na resposta obtida através da FFT, algum modo de vibrar da haste pode estar sendo excitado dada alguma particularidade do fenômeno presente, com o movimento então presente, pode-se alterar as amplitudes e promover estas oscilações diferentes.

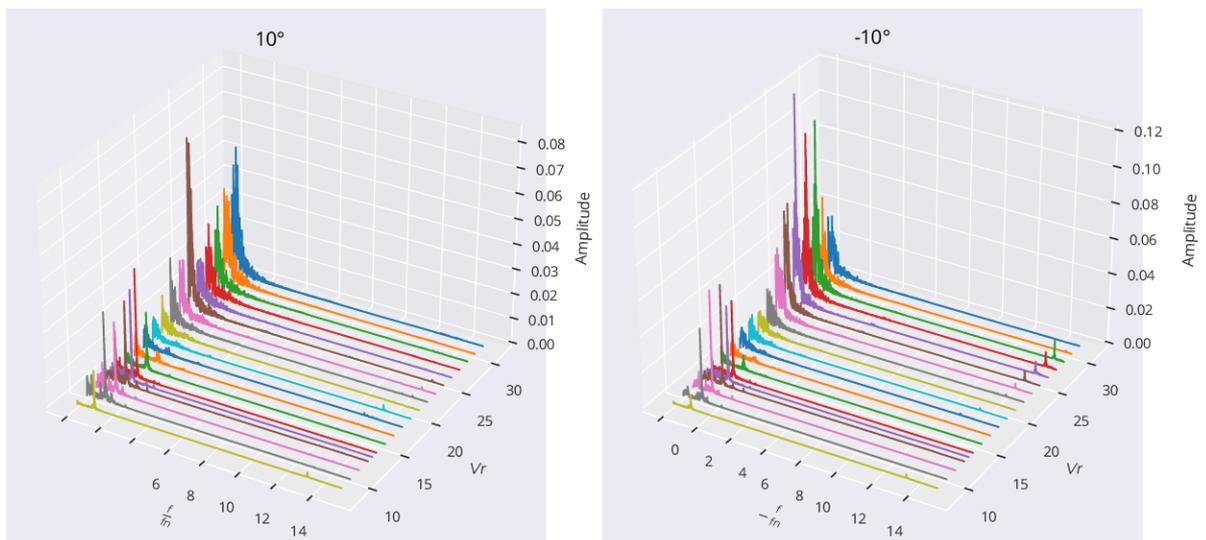
Para os ângulos de $+10^\circ$ e -10° , obtiveram-se:

Figura 39 – Evolução de $\frac{A}{D}$ com V_r - DSP 10°



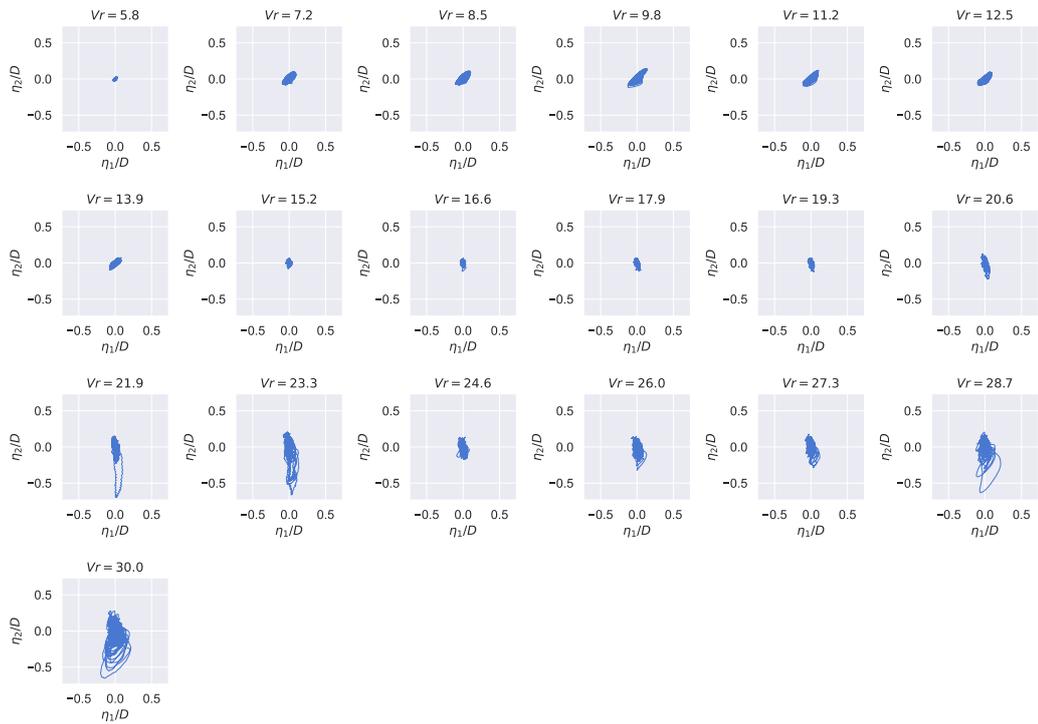
Fonte: Autor (2024).

Figura 40 – Razão entre frequências - DSP 10° e -10° .



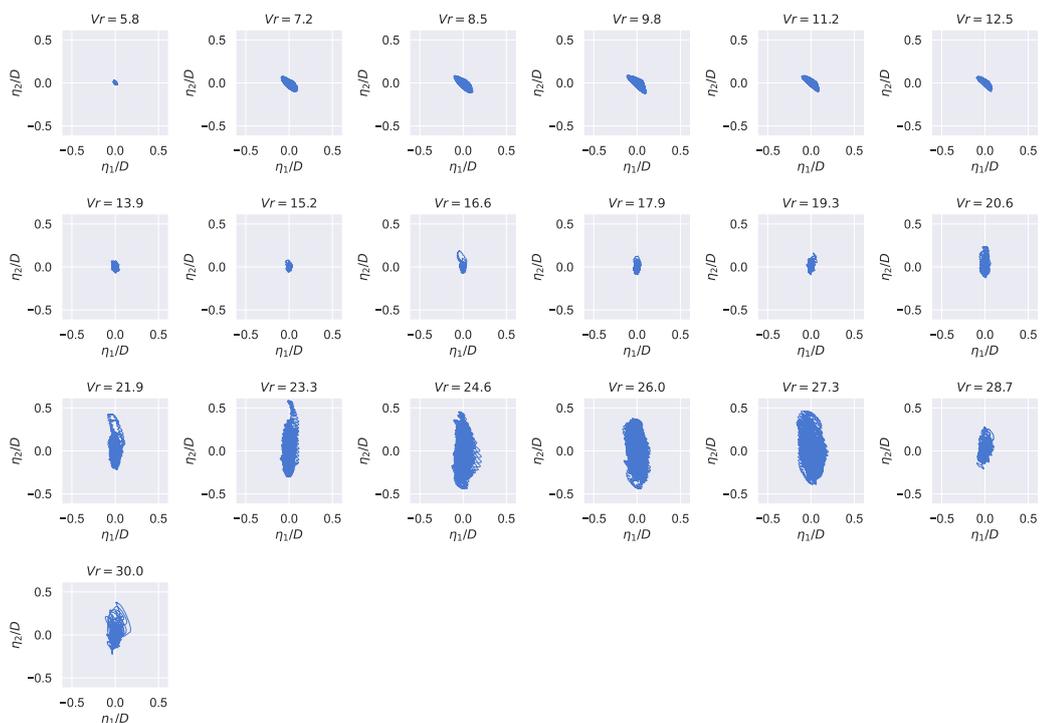
Fonte: Autor (2024).

Figura 41 – Trajetórias ao longo das velocidades reduzidas - DSP 10° .



Fonte: Autor (2024).

Figura 42 – Trajetórias ao longo das velocidades reduzidas - DSP -10° .

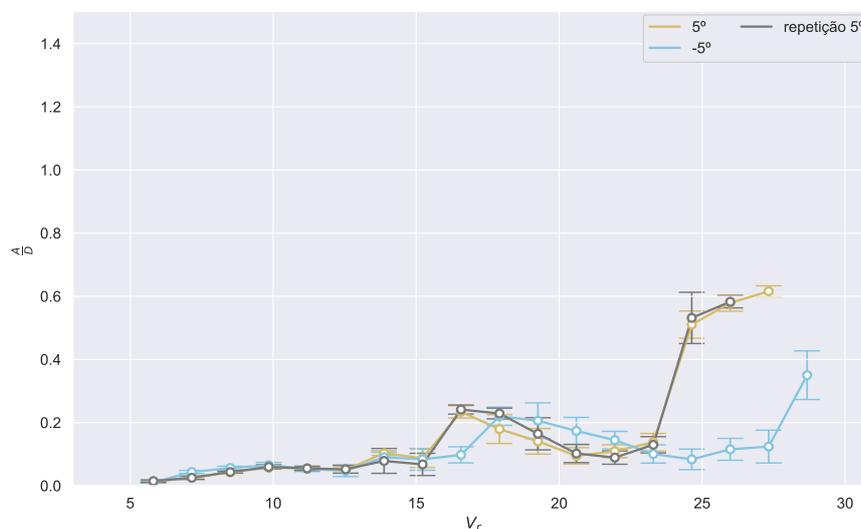


Fonte: Autor (2024).

O comportamento presente se assemelha ao observado para os ângulos 5° e -5° , mas as respostas de salto de amplitudes e estabilização em amplitudes baixas apresentam comportamento, com relação ao ângulo, invertidas. Assim a instabilidade que causou a variação para 5° graus não está relacionada ao bordo de ataque do fluido no cilindro, uma vez que o mesmo lado de ataque apresenta comportamentos diferentes. Nota-se também que em velocidades reduzidas mais elevadas o caso que apresentou menores amplitudes apresenta picos em altas frequências, novamente indicando que uma possível vibração da haste atenua os movimentos existentes dada essa faixa de frequência sendo apontada. Além disso, é visto novamente a tendência das amplitudes aumentarem conforme aumenta-se a velocidade do escoamento.

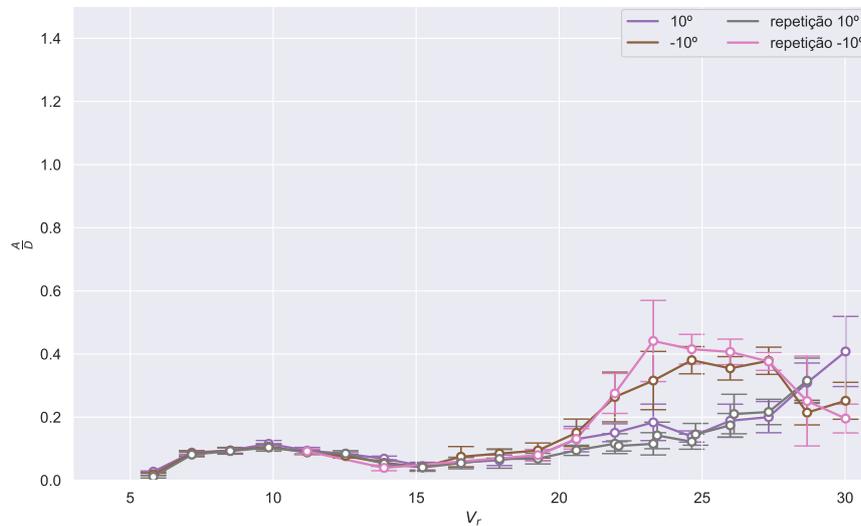
Este comportamento não esperado ocasionou na repetição dos ensaios para estas condições em que houve aumento das amplitudes, a fim de identificar uma possível causa para tal divergência, como talvez inadequações na montagem, porém ao serem obtidas as curvas características novas para os casos, estas convergiram para o comportamento obtido inicialmente, conforme apresentado nas Figuras (43) e (44).

Figura 43 – Evolução de $\frac{A}{D}$ com V_r para repetições - DSP 5°



Fonte: Autor (2024).

Figura 44 – Evolução de $\frac{A}{D}$ com V_r para repetições - DSP 10°

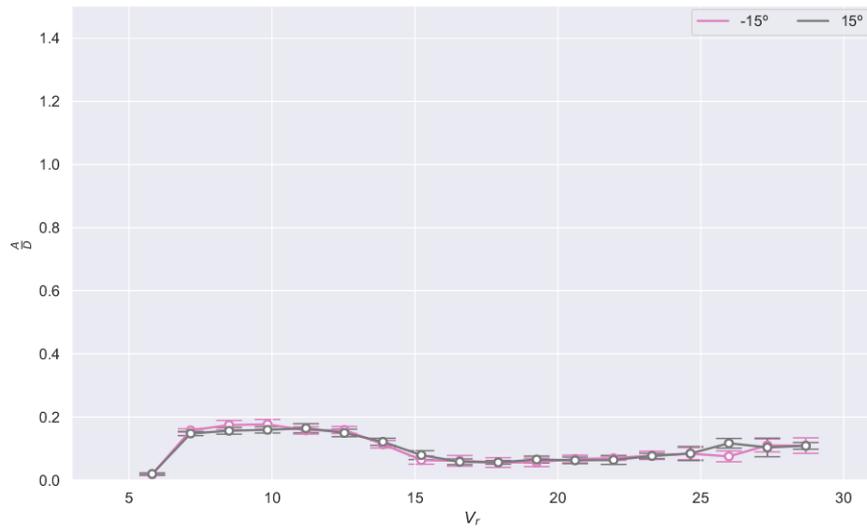


Fonte: Autor (2024).

Para os ângulos de 15°, -15°, 20° e -20° os comportamentos presentes são semelhantes entre si. Conforme pode ser visto nas Figuras (45) e (49) a variação de amplitudes com V_r apresenta um comportamento de VIV, mas sem a presença dos ramos bem estabelecidos, tendo uma região única em que amplitudes maiores são vistas, após isso, a eventual dessincronização. A razão de frequências destes casos indica que há a presença *lock in* e uma ressonância, uma vez que picos são presentes próximos a $\frac{f}{f_n}$ igual a 1.

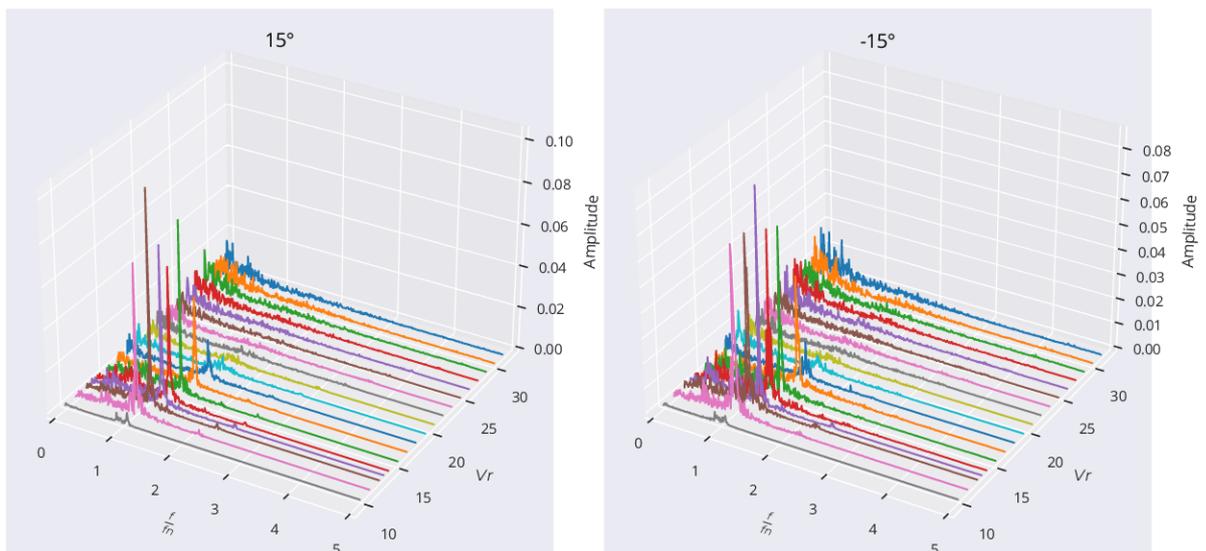
Realizando uma análise com base nas trajetórias encontradas, observa-se a convergência entre as respostas, onde, entre ângulos iguais, a trajetória é aproximadamente simétrica em relação a um eixo central do modelo paralelo ao escoamento.

Figura 45 – Evolução de $\frac{A}{D}$ com V_r - DSP 15°



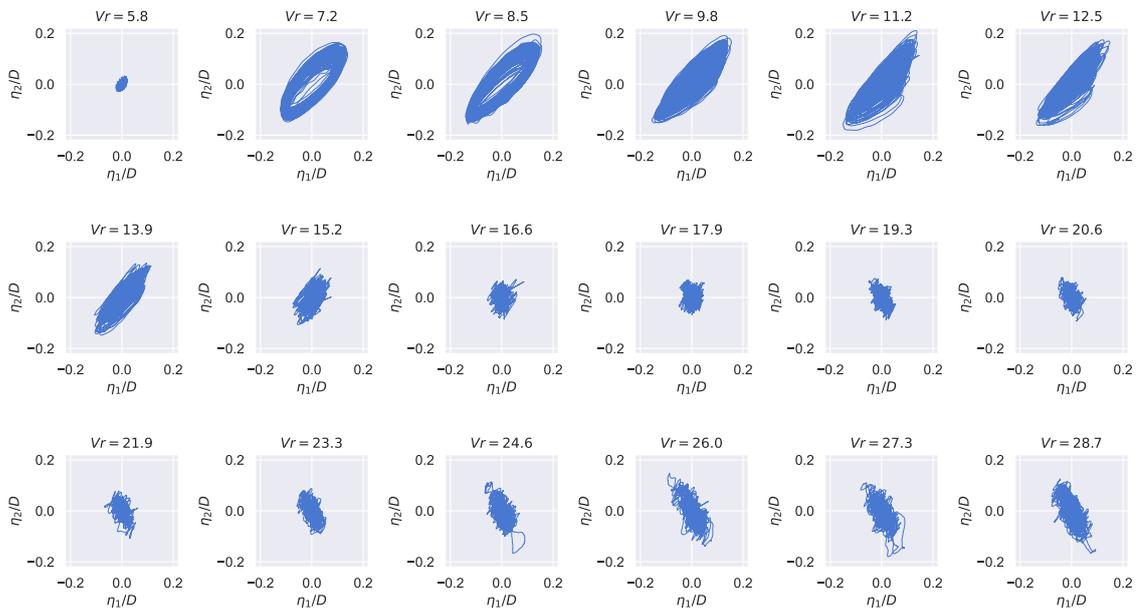
Fonte: Autor (2024).

Figura 46 – Razão entre frequências - DSP 15° e -15° .



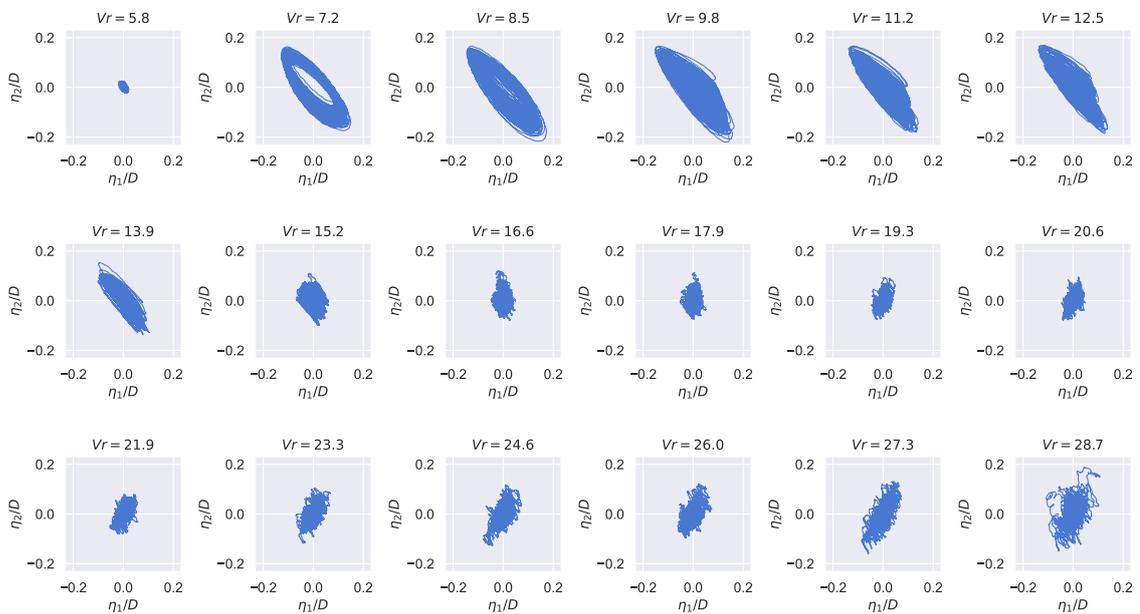
Fonte: Autor (2024).

Figura 47 – Trajetórias ao longo das velocidades reduzidas - DSP 15° .



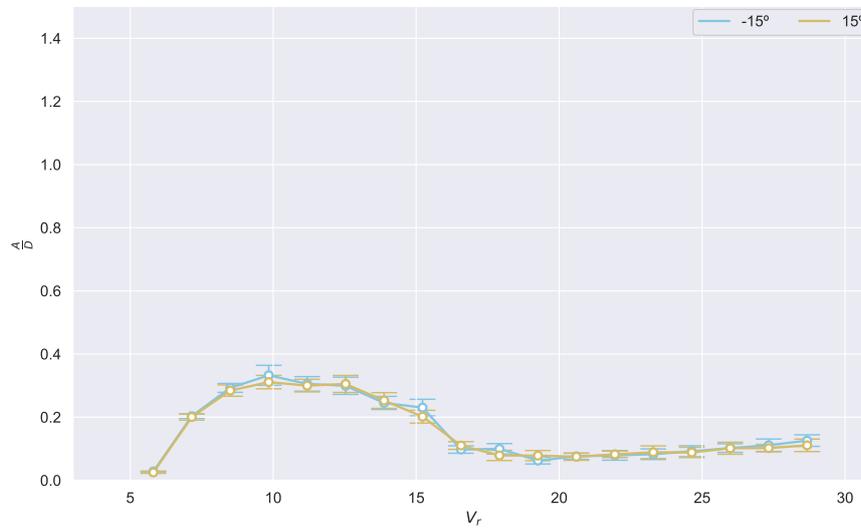
Fonte: Autor (2024).

Figura 48 – Trajetórias ao longo das velocidades reduzidas - DSP -15° .



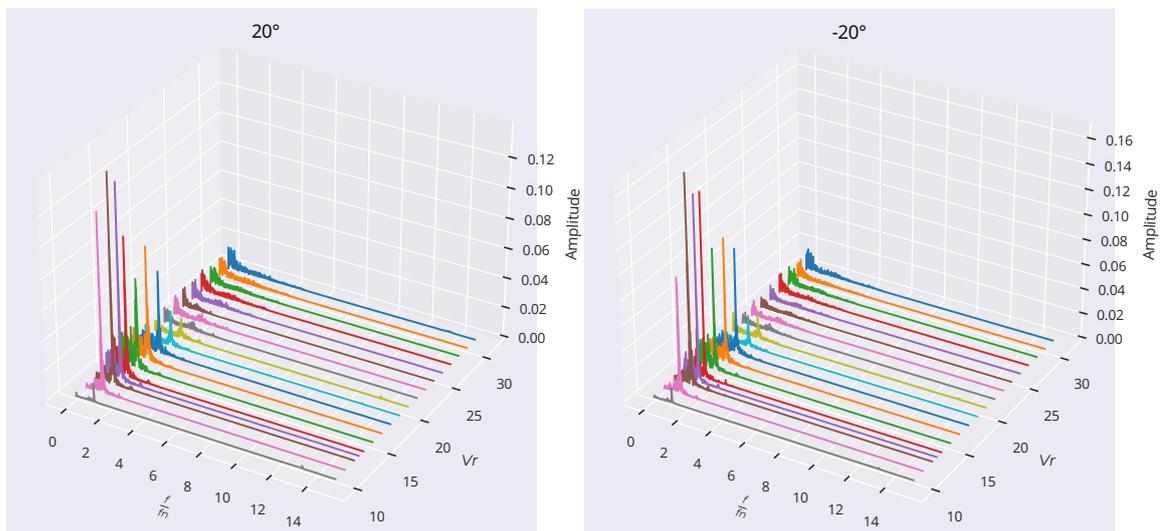
Fonte: Autor (2024).

Figura 49 – Evolução de $\frac{A}{D}$ com V_r - DSP 20°



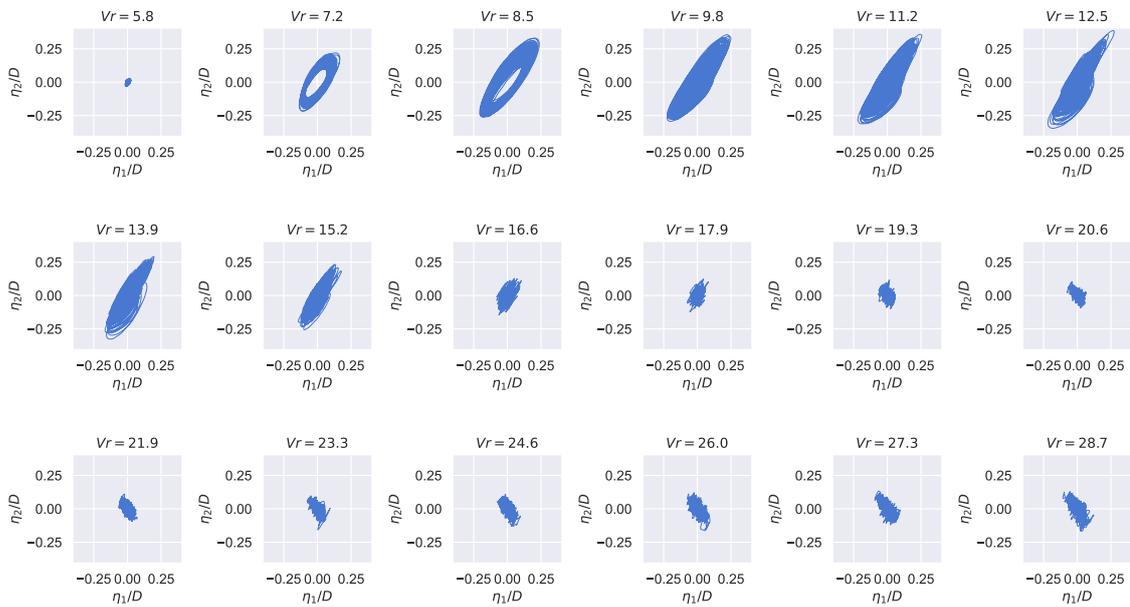
Fonte: Autor (2024).

Figura 50 – Razão entre frequências - DSP 20° e -20° .



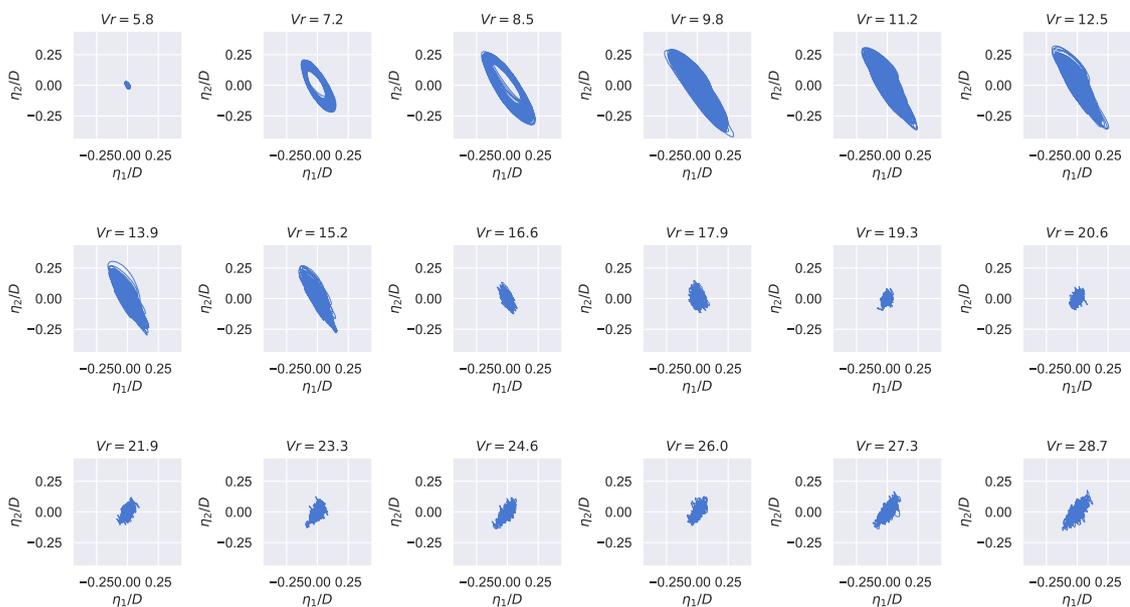
Fonte: Autor (2024).

Figura 51 – Trajetórias ao longo das velocidades reduzidas - DSP 20° .



Fonte: Autor (2024).

Figura 52 – Trajetórias ao longo das velocidades reduzidas - DSP -20° .

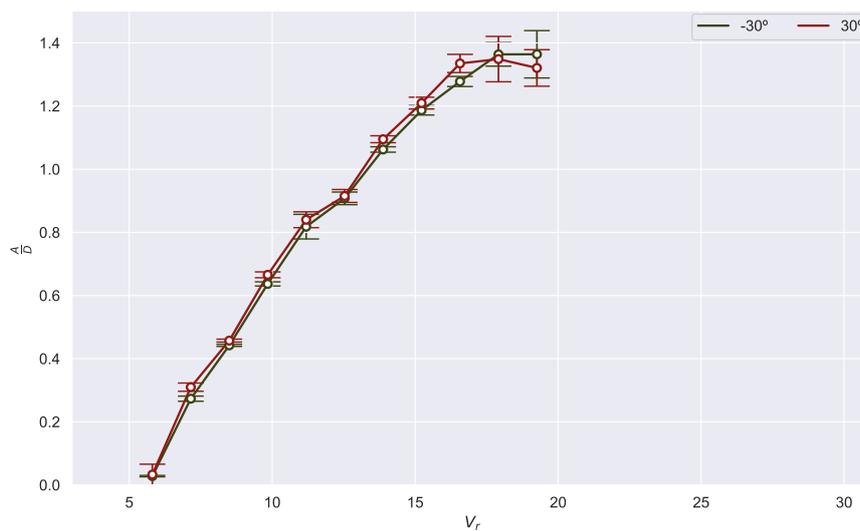


Fonte: Autor (2024).

Por fim, para 30° , a curva característica obtida conforme Figura (53) mostra que as amplitudes de oscilação do cilindro apresentam um comportamento crescente significativo, onde em V_r próximo a 20, amplitudes próximas a $1,4D$ são encontradas. O comportamento observado, por sua vez caracteriza-se como *galloping*, já que, con-

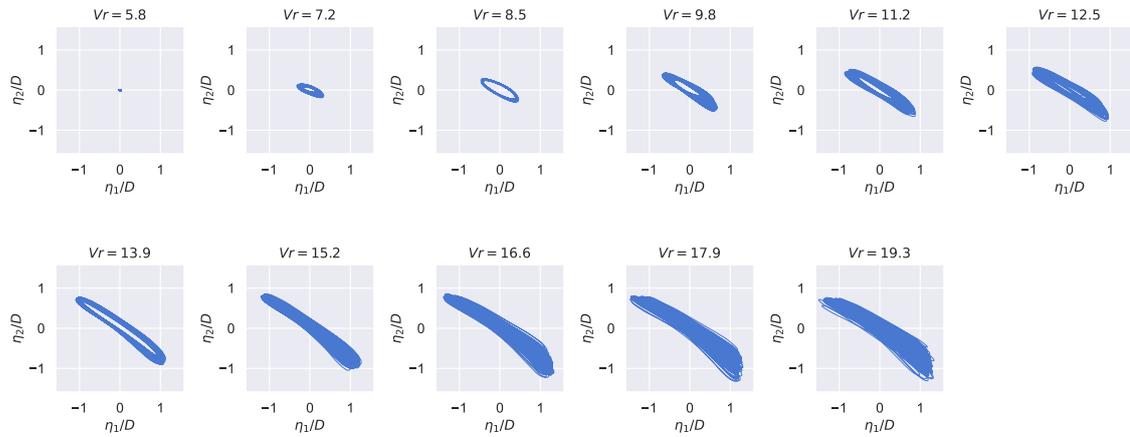
forme aumenta-se a velocidade do escoamento, as amplitudes de resposta seguem crescendo. Com relação às frequências, é notória a existência de picos bem pronunciados, com isso, imagina-se que ocorre o fenômeno de (*galloping*), onde a velocidade de deflagração é menor que a velocidade necessária para o início de VIV. Assim, a curva de *galloping* deixa de atuar com base em V_0 e o fenômeno se inicia em V_c , causando este aumento nas amplitudes. Com relação às trajetórias, estão assim como para os casos de 15° e 20° são simétricas, mas ao serem comparadas novamente com 15° e 20° possuem a característica de espelhamento, corroborando ainda mais para a afirmativa de que *galloping* se encontra no comportamento observado, uma vez que o sentido das trajetórias indica que realmente estas são provenientes de oscilações das forças de sustentação da estrutura.

Figura 53 – Evolução de $\frac{A}{D}$ com V_r - DSP 30°



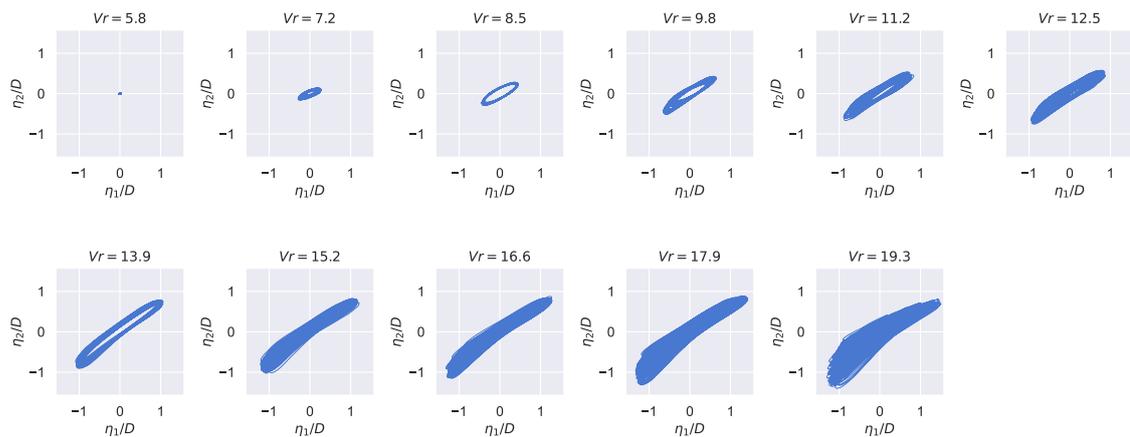
Fonte: Autor (2024).

Figura 54 – Trajetórias ao longo das velocidades reduzidas - DSP 30° .



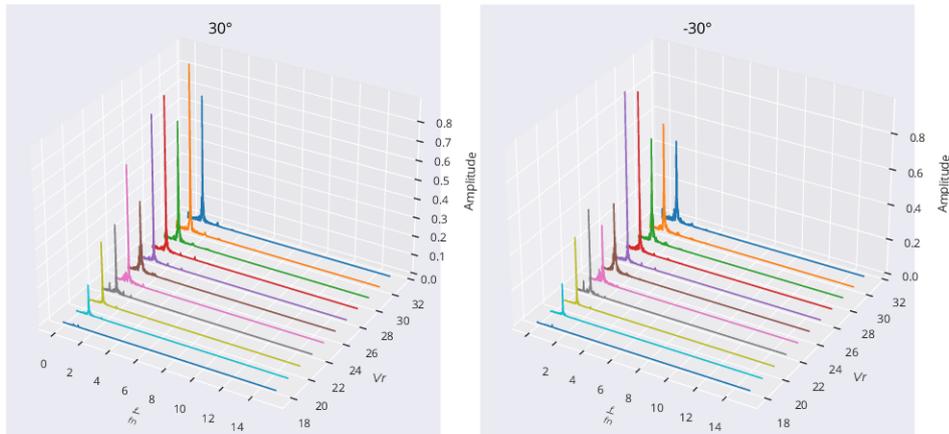
Fonte: Autor (2024).

Figura 55 – Trajetórias ao longo das velocidades reduzidas - DSP -30° .



Fonte: Autor (2024).

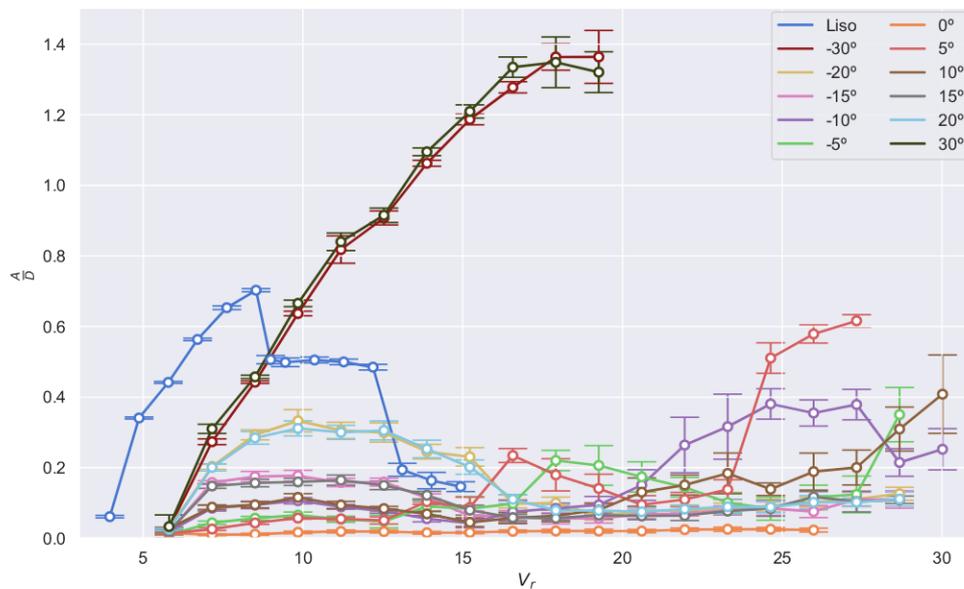
Figura 56 – Razão entre frequências - DSP 30° e -30°.



Fonte: Autor (2024).

Realizando a sobreposição de todas as curvas obtidas (Figura (57)), é possível visualizar a evolução do comportamento descrito pelos cilindros. Havendo a partir de 5°, o surgimento de uma resposta característica de VIV. Conforme o ângulo é acrescido, as amplitudes são amplificadas, sendo que até 20° estas continuam sendo menores que as amplitudes presentes no caso do cilindro liso. Contudo, com 30° o fenômeno de galloping ocorre, causando assim elevadas amplitudes de oscilação.

Figura 57 – Evolução de $\frac{A}{D}$ com V_r para todos os casos.



Fonte: Autor (2024).

5 CONCLUSÃO

A realização deste trabalho teve como objetivo caracterizar e compreender a influência do ângulo de incidência do escoamento sobre uma estrutura supressora de vibrações induzidas por vórtices do tipo *double splitter plates*. Para tal, foram confeccionados dois modelos em pequena escala: um modelo de um cilindro liso, tomado como referência devido à sua geometria simples e amplos estudos sobre este caso; além de um modelo do supressor analisado. Utilizando uma base elástica de dois graus de liberdade, os modelos foram expostos a diferentes velocidades e ângulos de incidência de escoamento.

A caracterização dos modelos por meio do ensaio de decaimento propiciou o entendimento da influência do ângulo de incidência nas oscilações livres realizadas durante este ensaio e promoveu a escolha considerada como correta para as análises posteriores que utilizavam os valores de frequência natural obtidos como parâmetro.

Os resultados obtidos comprovam a eficácia do supressor quando exposto ao escoamento de maneira alinhada, como preconizado na literatura. Além disso, aplicar o escoamento em ângulos crescentes a até 20° faz com que o sistema responda cada vez mais com maiores amplitudes. Acredita-se que este comportamento se dá devido à ampliação da área projetada do cilindro imerso no plano transversal ao escoamento, com isso o corpo responde como uma estrutura com diâmetro maior, apresentando, assim, maiores amplitudes, porém ainda menores que o caso do cilindro liso que apresentou cerca de $0,75D$ como maior valor. Junto ao fato desse comportamento referente ao sistema cada vez mais entrar em regime de VIV, tem-se a presença do fenômeno de *galloping* que pode ter influenciado a resposta do sistema e causado os comportamentos de divergência da resposta dado um mesmo ângulo mas em sentidos diferentes, ou então alguma sutileza na montagem e disposição do modelo no canal pode ter causado tais acontecimentos, de qualquer modo, até 20° o supressor se mostrou eficaz.

Para os ângulos de 30° e -30° , a resposta dada pelo sistema sofre fortemente sobre a influência do fenômeno de *galloping*, sendo que, a partir do momento em que a velocidade reduzida se aproxima da velocidade que causa emissão de vórtices responsáveis pelo pico ressonante de VIV para os demais casos do DSP, ocorre então um aumento das amplitudes de resposta com a velocidade, chegando assim próximo a duas vezes o valor encontrado para o cilindro liso.

Com isso, a análise possibilitou a compreensão do comportamento exibido pelo DSP ao decorrer da alteração das condições do escoamento, sendo possível indicar regiões de operação em que sua supressão é eficaz, e a partir de qual situação sua presença se torna prejudicial sob a ótica da análise de VIV.

Como perspectiva para trabalhos futuros, indica-se a construção das curvas características novamente, porém com a utilização de uma base elástica diferente, buscando por meio disso, eliminar o comportamento encontrado nas condições de 5° , -5° , 10° e -10° , que apresentaram comportamentos atípicos cuja causa exata é desconhecida. Simulações numéricas por meio de análises de mecânica dos fluidos computacional podem ser aplicadas, podendo trazer embasamento para os resultados obtidos, compreendendo de uma outra perspectiva o comportamento dos cilindros imersos e também compreender os padrões de emissão existentes. O levantamento de dados considerando o arrasto atuante em cada situação constitui outra melhoria para a análise conduzida neste trabalho, pois com esses dados, consegue-se indicar de maneira mais criteriosa as condições de operação adequadas e seguras para o supressor de vibrações induzidas por vórtices do tipo DSP.

Além disso, também é interessante considerar apenas alguns módulos caracterizando condições de travamento, permitindo uma avaliação mais abrangente e precisa do desempenho do supressor em diferentes regimes de funcionamento.

REFERÊNCIAS

- ANDRADE, E. **Caracterização da velocidade e intensidade turbulenta do canal de água circulante da UFSC campus Joinville**. 2024. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Naval) — Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, 2024.
- ASSI, G. **Estudo experimental do efeito de interferência no escoamento ao redor de cilindros alinhados**. 2005. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica de Energia de Fluidos) — Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005.
- ASSI, G.; BEARMAN, P.; KITNEY, N. Low drag solutions for suppressing vortex-induced vibration of circular cylinders. **Journal of Fluids and Structures**, v. 25, n. 4, p. 666–675, 2009. ISSN 0889-9746. Bluff Body Wakes and Vortex-Induced Vibrations (BBVIV-5). Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S088997460800128X>.
- ASSI, G. R.; BEARMAN, P. W.; TOGNARELLI, M. A. On the stability of a free-to-rotate short-tail fairing and a splitter plate as suppressors of vortex-induced vibration. **Ocean Engineering**, v. 92, p. 234–244, 2014. ISSN 0029-8018. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0029801814003928>.
- Bandizadeh Sharif, M.; GHASSEMI, H.; HE, G.; KARIMIRAD, M. A review of the flow-induced vibrations (fiv) in marine circular cylinder (mcc) fitted with various suppression devices. **Ocean Engineering**, v. 289, p. 116261, 2023. ISSN 0029-8018. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0029801823026458>.
- BLACKBURN, H.; HENDERSON, R. Lock-in behavior in simulated vortex-induced vibration. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 12, n. 2, p. 184–189, 1996. ISSN 0894-1777. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0894177795000933>.
- BLEVINS, R. D. **Flow-induced vibration**. 2. ed. Florida: Krieger Pub. Co., 2001.
- FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J. **Introdução a mecânica dos fluidos**. 8. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2012.
- KORKISCHKO, I.; MENECHINI, J. R. **Investigação experimental e analítica do escoamento ao redor de cilindro circular com supressores de VIV**. 2011. Dissertação (Mestrado) — Universidade de São Paulo, 2011.
- LOU, M.; WU, W. gang; CHEN, P. Experimental study on vortex induced vibration of risers with fairing considering wake interference. **International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering**, v. 9, n. 2, p. 127–134, 2017. ISSN 2092-6782. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2092678216304678>.
- MOMENTI, A. M. **Movimentos induzidos pelo escoamento ao redor de cilindros com alterações de geometria na extremidade livre**. 2018. Dissertação (Dissertação

(Mestrado em Engenharia Naval e Oceânica) — Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2018.

PAÏDOUSSIS, M. P.; PRICE, S. J.; LANGRE, E. de. **Fluid-Structure Interactions: Cross-Flow-Induced Instabilities**. 1. ed. Cambridge: Cambridge University Press, 2010.

PEREIRA, F. R. **Investigação das vibrações induzidas pela emissão de vórtices em modelos reduzidos de riser lançados em catenária**. 2014. Tese (Tese (Doutorado em Engenharia Naval e Oceânica)) — Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2014.

SUMER, B. M.; FREDSE, J. **Hydrodynamics around Cylindrical Structures**. Singapore: World Scientific, 2006.

WILLIAMSON, C.; GOVARDHAN, R. Vortex-induced vibrations. **Annual Review of Fluid Mechanics**, Annual Reviews, v. 36, n. Volume 36, 2004, p. 413–455, 2004. ISSN 1545-4479. Disponível em: <https://www.annualreviews.org/content/journals/10.1146/annurev.fluid.36.050802.122128>.