

**BRUNO SOUSA CARNEIRO DA CUNHA**

**Controle Passivo de Vibrações Induzidas por  
Vórtices Utilizando Materiais Viscoelásticos**



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**2016**



**BRUNO SOUSA CARNEIRO DA CUNHA**

**Controle Passivo de Vibrações Induzidas por Vórtices  
Utilizando Materiais Viscoelásticos**

Dissertação apresentada ao  
Programa de Pós-graduação em  
Engenharia Mecânica da Universidade  
Federal de Uberlândia, com o parte dos  
requisitos para obtenção do título de  
**MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA.**

Área de Concentração: Mecânica dos  
Sólidos e Vibrações.

Orientador: Professor Dr. Antônio  
Marcos Gonçalves de Lima

Co-Orientadora: Professora Dra.  
Alice Rosa da Silva

Uberlândia

2016

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)

Sistema de Bibliotecas da UFU, MG, Brasil.

---

C972c Cunha, Bruno Sousa Carneiro da, 1990-  
2016 Controle passivo de vibrações induzidas por vórtices utilizando  
materiais viscoelásticos / Bruno Sousa Carneiro da Cunha. - 2016.  
77 f. : il.

Orientador: Antônio Marcos Gonçalves de Lima.

Coorientadora: Alice Rosa da Silva.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Uberlândia,  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Inclui bibliografia.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Mecânica dos sólidos - Teses. 3. Vibração - Teses. 4. Materiais viscoelásticos - Teses. I. Lima, Antônio Marcos Gonçalves de, 1975-. II. Silva, Alice Rosa da, 1971-. III. Universidade Federal de Uberlândia. Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

---

CDU: 621

Folha reservada para a página de aprovação.



Aos meus pais Lúcia e Claiton pelo amor incondicional durante minha vida, à minha irmã pela amizade verdadeira e para Naianne a minha companheira de todos os momentos.



## Agradecimentos

Aos meus pais Claiton e Lúcia pela dedicação, suporte, incentivo, carinho, amor e por fornecer o maior tesouro e herança que uma pessoa pode ter que é o conhecimento.

À minha irmã Isabela pelo companheirismo e amizade que temos.

À minha namorada Naianne pelo suporte, companheirismo, compreensão, conselhos, carinho, amizade durante a realização deste e outros projetos.

À todos os companheiros do laboratório LMEst.

Ao meu orientador Professor Dr. Antônio Marcos Gonçalves de Lima pelos ensinamentos e dedicação ao longo desse projeto.

Para minha co-orientadora Dra. Alice Rosa da Silva pela ajuda em compartilhar o conhecimento e colaboração prestada nesse trabalho.

Ao CNPQ pelo apoio financeiro durante o desenvolvimento dessa dissertação.

Ao programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia pela oportunidade de realizar este trabalho.

CUNHA, B. S. C. **Controle Passivo de Vibrações Induzidas por Vórtices Utilizando Materiais Viscoelásticos.** 216.77f. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

## Resumo

É conhecido que o fenômeno de geração de vórtices tem efeitos desastrosos na engenharia prática, afetando, significativamente, a durabilidade, confiabilidade e segurança de estruturas de engenharia. Como um exemplo, tem-se uma longa estrutura cilíndrica imersa em água, a qual apresentou em bom estado de trabalho por décadas e, recentemente, encontrou-se acumulo de danos por fadiga quando sujeito às vibrações induzidas por vórtices (VIV), resultando em falha. Essa é a razão pela qual nas últimas décadas um grande esforço tem sido dedicado para o desenvolvimento de estratégias de controle para trabalhar com estruturas submetidas à vibração induzida por vórtices. Entretanto, surpreendentemente, uma pequena quantidade de trabalhos demonstra o uso de materiais viscoelásticos como estratégia de controle passivo para suprimir as indesejáveis vibrações induzidas por vórtices, o que motiva o estudo do presente trabalho. Nesse, o Método da Fronteira Imersa (MFI) combinado com o Modelo Físico Virtual (MFV) é utilizado para investigar a dinâmica de um cilindro circular rígido amortecido viscoelasticamente em um escoamento submetido a vibrações induzidas transversalmente por geração de vórtices. Sugere-se uma estratégia de modelagem no domínio do tempo para o sistema interação fluido-estrutura incorporando o material viscoelástico ao Modelo de Derivadas Fracionárias (MDP). Após os aspectos teóricos, simulações numéricas são realizadas a fim de avaliar a resposta de VIV para o cilindro circular amortecido viscoelasticamente imerso em um escoamento com número de Reynolds igual a 10.000 para determinadas velocidades reduzidas e temperaturas do material viscoelástico para dois valores de razão de massa. Por meio dos resultados numéricos obtidos é possível verificar a utilização dos materiais viscoelásticos como uma eficiente estratégia de controle passivo para o problema de VIV.

---

Palavras chave: Método da fronteira imersa, modelo físico virtual, oscilação cilíndrica, geração de vórtices, materiais viscoelásticos.



CUNHA, B. S. C. **Passive Control of Vibration Induced by Vortex Using Viscoelastic Materials.** 216. 77f. Dissertation, Federal University of Uberlândia, Uberlândia.

## Abstract

It is widely known that the vibrations induced by vortex shedding phenomena may have disastrous effects in engineering practice, affecting significantly the durability, reliability and safety of existing engineering structures. As an example, long cylindrical structures immersed in water that have performed well for decades have been recently found to have accumulated fatigue damage when subjected to vortex-induced vibrations, resulting in failure. This a reason for which in the last decades a great deal of effort has been devoted to the development of control strategies for dealing with the vortex-induced vibration of structures. However, surprisingly enough, few works have proposed the use of viscoelastic materials as a passive control strategy to suppress the undesirable vortex-induced vibrations, which motivates the study reported herein. In this paper, the Immersed Boundary Method combined with the Virtual Physical Model is used to investigate the dynamics of a viscoelastically mounted rigid circular cylinder in a fluid flow subjected to transverse vibrations induced by vortex shedding. It is suggested a straightforward time-domain modeling strategy of fluid-structure interactions systems incorporating viscoelastic materials by using a four-parameter fractional derivative model. After the theoretical aspects, numerical simulations are performed in order to evaluate the VIV response of a viscoelastically mounted circular cylinder in a fluid flow at a Reynolds number of 10000 for a range of reduced velocity and temperature of the viscoelastic material for two values of mass

ratios. Through the obtained numerical results is it possible to verify the interest in using viscoelastic materials as an efficient passive control strategy of VIV problem.

---

Keywords: Immersed boundary method, virtual physical method, oscillating cylinder, vortex shedding, viscoelastic materials.



## LISTA DE FIGURAS

Figuras		Pág.
Figura 1.1-	Aplicações de materiais viscoelásticos: (a) automóveis; (b) fuselagem de aeronaves; (c) amortecedor viscoelástico aplicado em estrutura de construção civil (adaptado de LIMA,2003).	3
Figura 1.2-	Exemplo da utilização da malha estruturada (a) e não-estruturada (b) para um aerofólio bidimensional (adaptada de GOMES, 2012).	6
Figura 2.1-	Funções de fluência (a) e de relaxação (b) (adaptado de Lima (2007)).	10
Figura 2.2-	Variação do módulo de armazenamento e do fator de perda com a temperatura para uma frequência constante (adaptado de Nashif <i>et. al.</i> , (1985)).	14
Figura 2.3-	Variação de $E'$ e $\eta$ com a frequência (adaptado de Nashif <i>et. al.</i> (1985)).	14
Figura 2.4-	Curvas reconstruídas com os parâmetros identificados para o modelo MDF para várias temperaturas.	17
Figura 3.1-	Exemplo de escoamento em um corpo rombudo (a) e em um corpo carenado (b) (fonte: <a href="http://www.ndf.poli.usp.br">www.ndf.poli.usp.br</a> , acesso em 15 abril 2016).	20
Figura 3.2-	Evolução das profundidades da lâmina d'água (adaptado de Lopes (2006)).	22
Figura 3.3-	Ilustração da válvula mitral, motivação para o desenvolvimento do Método da Fronteira Imersa (adaptado de Peskin (1977)).	23
Figura 3.4-	Estudo de cavidades utilizando o Modelo Físico Virtual (adaptado de Arruda (2004)).	27
Figura 3.5-	Vorticidade para número de Reynolds igual a 100, L/D=1.2 e	28

diferentes valores de rotação específica (adaptado de Silva e Lima (2014)).	
Figura 3.6- Modos de geração de vórtices (esquerda) e o esquema para a formação dos modos de vorticidade (direita) (adaptado de (WILLIAMSON; ROSHKO,1988)).	30
Figura 4.1- Pontos utilizados para a interpolação do campo de velocidades da malha euleriana para a lagrangiana (adaptado de Silva (2008)).	36
Figura 4.2- Esquema ilustrativo do procedimento de interpolação para a pressão (adaptado de Silva (2008)).	38
Figura 4.3- Ilustração do cilindro rígido de um grau de liberdade amortecido viscoelasticamente.	41
Figura 4.4- Principais etapas do algoritmo utilizado nas simulações numéricas.	45
Figura 5.1- Influência da temperatura no desempenho do material viscoelástico em termos da atenuação da vibração transversal para $V_r = 3.5$ , $m^* = 10.3$ .	49
Figura 5.2- Influência do amortecimento viscoelástico nos coeficientes de arrasto e sustentação do cilindro para $V_r = 3.5$ , $m^* = 10.3$ , $T = 10^\circ C$	50
Figura 5.3- Espectros de potência do deslocamento transversal e da sustentação do cilindro amortecido viscoelasticamente para $V_r = 3.5$ , $m^* = 10.3$ , $T = 10^\circ C$ .	51
Figura 5.4- Campos de vorticidade: (a) sem viscoelástico; (b) com viscoelástico para $T = 10^\circ C$ .	52
Figura 5.5- Desvio padrão do deslocamento adimensional (a) e da força viscoelástica (b) realizada para atenuar a vibração transversal em função da temperatura.	52
Figura 5.6- Fator de perda para as temperaturas analisadas como função da frequência para o material 3M™ ISD112.	53
Figura 5.7- Desvio padrão dos coeficientes de sustentação (a) e arrasto (b) para o sistema sem e com viscoelástico.	53
Figura 5.8- Influência da razão de massa e da velocidade reduzida nos campos de vorticidade do sistema viscoelástico para a condição de melhor desempenho.	54

Figura 5.9-	Influência da razão de massa e da velocidade reduzida no deslocamento transversal do sistema viscoelástico para a condição de melhor desempenho.	56
Figura 5.10-	Influência da razão de massa e da velocidade reduzida no coeficiente de sustentação do sistema viscoelástico para a condição de melhor desempenho.	58
Figura 5.11-	Influência da razão de massa e da velocidade reduzida no coeficiente de arrasto do sistema viscoelástico para a condição de melhor desempenho.	59
Figura 5.12-	Influência da $m^*$ e da $V_r$ no espectro de potência do coeficiente de sustentação do sistema viscoelástico para a condição de melhor desempenho.	62
Figura 5.13-	Influência da $m^*$ e da $V_r$ no espectro de potência do deslocamento vertical adimensional do sistema viscoelástico para a condição de melhor desempenho.	63



## LISTA DE TABELAS

Tabelas	Pág.
Tabela 2.1- Parâmetros identificados para o modelo MDF.	17
Tabela 5.1- Parâmetros do MDF para as temperaturas de aplicação do viscoelástico.	47

## LISTA DE SÍMBOLOS

**Letras Latinas:**

$A_{j+1}$	: Coeficientes de Grünwald
$A_v$	: Área da seção transversal da junta viscoelástica translacional
$c$	: Coeficiente de amortecimento viscoso
$c_g$	: Constante dimensional do tempo
$C_d$	: Coeficiente de arrasto
$C_l$	: Coeficiente de sustentação
$D$	: Diâmetro do cilindro
$D_{ij}$	: Função de interpolação/distribuição
$\bar{E}$	: Módulo de elasticidade longitudinal
$E^*$	: Função módulo complexo do material viscoelástico
$E_o$	: Módulo de baixa frequência
$E_\infty$	: Módulo a alta frequência
$E'$	: Módulo de armazenamento
$E''$	: Módulo de perda
$E_{y/D}$	: Espectro de potência do deslocamento adimensional
$E_{cl}$	: Espectro de potência do coeficiente de sustentação
$F$	: Função de fluência
$\vec{F}$	: Força interfacial lagrangiana
$f_i$	: Componente $i$ do vetor campo de força euleriana
$f$	: Frequência dimensional de formação e desprendimento de vórtices
$f_n$	: Frequência natural
$f_v$	: Força viscoelástica
$F_a$	: Força de arrasto por unidade de comprimento
$F_l$	: Força de sustentação por unidade de comprimento
$\vec{F}_a$	: Força de aceleração
$\vec{F}_i$	: Força de inércia
$\vec{F}_v$	: Força viscosa
$\vec{F}_p$	: Força de pressão

$\bar{G}$	: Módulo de cisalhamento do material
$G$	: Função módulo do material viscoelástico
$G_r$	: Módulo relaxado ou módulo de baixa frequência
$G'$	: Função de frequência da parte real
$G''$	: Função de frequência da parte imaginária
$H(s)$	: Função de dissipação
$h$	: Tamanho da malha euleriana
$j$	: Número de termos
$k_v^0$	: Rigidez viscoelástica estática a baixa frequência
$\tilde{k}_v^0$	: Rigidez viscoelástica dinâmica
$k_v^\infty$	: Rigidez viscoelástica estática a alta frequência
$L_v$	: Comprimento da mola viscoelástica
$m$	: Massa do cilindro
$N_t$	: Números de pontos de discretização
$p$	: Pressão
$R$	: Função de relaxação
$Re$	: Número de Reynolds
$r$	: Raio de influência da função distribuição
$s$	: Variável complexa de Laplace
$St$	: Coeficiente de Strouhal
$t$	: Tempo
$T$	: Tempo adimensional
$U$	: Velocidade de corrente livre
$V_r$	: Velocidade reduzida
$u_i$	: Componente do vetor velocidade na direção $x$
$u_j$	: Componente do vetor velocidade na direção $y$
$x$	: Coordenada cartesiana
$\vec{x}$	: Vetor posição dos pontos eulerianos
$\vec{x}_k$	: Vetor posição dos pontos lagrangianos
$y$	: Coordenada cartesiana vertical
$\bar{y}$	: Deslocamento anelástico
$\Delta S$	: Distância entre dois pontos lagrangianos consecutivos
$\Delta t$	: Passo no tempo

### Letras Gregas:

$\alpha$	: Operador de ordem fracionada
$\gamma$	: Deformação de cisalhamento
$\varepsilon$	: Deformação longitudinal
$\bar{\varepsilon}$	: Deformação anelástica
$\eta$	: Fator de perda
$\mu$	: Viscosidade
$\nu$	: Viscosidade cinemática

$\rho$	: Massa específica
$\sigma$	: Tensão longitudinal
$\tau$	: Tensão de cisalhamento
$\tau^*$	: Tempo de relaxação
$\psi$	: Diferença entre os ângulos de fase das tensões e das deformações
$\omega$	: Frequência



# SUMÁRIO

CAPÍTULO I .....	1
INTRODUÇÃO .....	1
1.1 Organização do trabalho .....	7
CAPÍTULO II .....	8
MATERIAIS VISCOELÁSTICOS .....	8
2.1 Fundamentos da viscoelasticidade linear .....	8
2.2 O conceito de módulo complexo .....	11
2.3. Influência da frequência de excitação e da temperatura .....	12
2.4. Modelagem do comportamento viscoelástico via modelo derivativo fracionário ...	15
CAPÍTULO III .....	19
O PROBLEMA DE VIBRAÇÕES INDUZIDAS POR VÓRTICES .....	19
3.1 Introdução .....	19
3.2 Trabalhos Envolvendo o Método da Fronteira Imersa .....	22
3.3 Trabalhos Envolvendo o Modelo Físico Virtual .....	26
3.4 Problema fluido-estrutura .....	29
CAPÍTULO IV .....	33
MODELAGEM DE UM CILINDRO AMORTECIDO VISCOELASTICAMENTE SUJEITO AO PROBLEMA DE VIV .....	33
4.1 Formulação Matemática do Fluido .....	33

4.2 Modelo Físico Virtual (MFV) .....	35
4.3 Função Indicadora .....	35
4.4 Discretização do modelo para a força lagrangiana.....	36
4.5 Método do Passo Fracionado.....	39
4.6 Parâmetros Adimensionais .....	39
4.7 Descrição do Problema.....	40
4.8 Introdução do amortecimento viscoelástico na equação do movimento .....	42
4.9 Algoritmo de Resolução do Sistema Fluido-estrutura Viscoelástico .....	44
CAPÍTULO V .....	46
SIMULAÇÕES NUMÉRICAS .....	46
5.1 Influência da temperatura no desempenho do material viscoelástico .....	47
<i>5.1.1 Frequência de geração de vórtices e de oscilação do cilindro</i> .....	50
<i>5.1.2 Campos de vorticidade</i> .....	51
<i>5.1.3 Variabilidade da resposta do cilindro e da dinâmica do escoamento</i> .....	52
5.2 Influência da velocidade reduzida e da razão de massa na dinâmica do sistema.....	53
<i>5.2.1 Campos de Vorticidade</i> .....	54
<i>5.2.2 Evoluções temporais dos coeficientes de arrasto e sustentação e do deslocamento</i> .....	55
<i>5.2.3 Espectros de potência do coeficiente de sustentação e deslocamento vertical.</i> 60	60
CAPÍTULO VI .....	64
CONCLUSÕES GERAIS E PROPOSTAS DE CONTINUIDADE.....	64
6.1 Perspectivas de trabalhos futuros .....	66
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	68



# CAPÍTULO I

## INTRODUÇÃO

Um dos grandes desafios dos pesquisadores e engenheiros é, sem dúvidas, a proposição de modelos matemáticos que representem o mais fielmente possível os fenômenos físicos reais. Entretanto, com o avanço da tecnologia, a implementação numérico-computacional dos chamados problemas multifísicos tornou-se possível nos últimos anos, possibilitando a obtenção de resultados numéricos de modelos complexos pelo acoplamento de diversos fenômenos físicos com maior confiabilidade e, consequentemente, evitando a montagem de um complexo e custoso aparato laboratorial. Portanto, é de extrema importância a proposição de metodologias numérico-computacionais eficazes que atendam aos requisitos multifísicos que surgem de problemas práticos de engenharia e, ao mesmo tempo, direcionam a melhor maneira de se executar eventuais experimentos, quando necessários.

Neste trabalho, será feita a interação entre as áreas de mecânica dos fluidos e dinâmica de estruturas para investigar o problema de vibrações induzidas por vórtices (VIV) no contexto de problemas de interação fluido-estrutura. O grande interesse tanto no âmbito acadêmico quanto do meio industrial de tais problemas motivou o surgimento de diversos trabalhos acadêmicos nas áreas de construção civil com o estudo dos ventos em pontes (SOUZA, 2013); na biomecânica, com o estudo do escoamento do sangue no interior de um aneurisma (FEIJÓ, 2007); na indústria petrolífera, com os *risers* de

plataformas *offshores* que se movimentam pela ação das correntes marítimas (ALMEIDA, 2010); e em chaminés industriais, com a atenuação das vibrações provocadas pelos ventos (GRALA, 2013).

No que tange à mecânica dos fluidos, a dinâmica dos fluidos é uma área estudada há vários séculos, principalmente devido às suas aplicações tecnológicas como por exemplo o escoamento ao redor de corpos rombudos, nas aviações civil e militar, em problemas bifásicos em escoamentos, condicionamento de ar, ventilação industrial, turbomáquinas, reentrada de espaçonaves, problemas meteorológicos, dentre outras. A modelagem matemática do escoamento ganhou destaque no século XIX por meio das equações de Navier-Stokes. No entanto, como normalmente os modelos matemáticos que representam as equações do movimento de fluidos dificultam a obtenção de soluções analíticas de problemas mais complexos de engenharia, a partir da década de 70, começou-se a difundir a Dinâmica dos Fluidos Computacional (do inglês *Computacional Fluid Dynamics-CFD*). Neste caso, a utilização da técnica de volumes finitos é amplamente empregada para discretizar as equações diferenciais que governam o problema físico. Além disso, pode-se citar como características relevantes desse método a facilidade de implementação e o suporte para o desenvolvimento em malhas estruturadas, não-estruturadas e mistas. Um estudo mais aprofundado desse tema pode ser encontrado nos trabalhos de Maliska (2004) e Gomes (2012).

Por outro lado, o estudo de técnicas de controle de vibrações e ruídos de sistemas dinâmicos é amplamente investigada por inúmeros pesquisadores em todo o mundo, uma vez que vibrações indesejáveis podem causar desgaste prematuro de peças e equipamentos, desconforto de passageiros e usuários e, como consequência, agravar os problemas de falhas por fadiga. De acordo com Meirovitch (1989), as técnicas de controle de vibrações e ruído podem ser divididas em três grandes categorias, a saber:

- Controle ativo: o controle do sistema é feito via emprego de uma força secundária a qual é aplicada na estrutura por meio de um controlador, levando-se em conta informações advindas de um sensor;
- Controle semi-ativo: o controle é feito através de alterações de parâmetros físicos do sistema como massa, rigidez e amortecimento. Assim, utilizam-se dos chamados materiais inteligentes tais como os

fluidos eletroreológicos, magnetoreológicos, ligas com memória de forma e os materiais piezelétricos;

- Controle passivo: o controle é feito sem qualquer fonte externa de energia. Neste caso, os materiais utilizados são capazes de absorver a energia vibratória e dissipá-la sob a forma de calor. Pode-se citar os materiais viscoelásticos, que é objeto de estudo deste trabalho.

De acordo com Lima (2003), nos últimos anos, os materiais viscoelásticos vêm sendo amplamente utilizados para aumentar o amortecimento inerente de sistemas dinâmicos como veículos espaciais, satélites de comunicação, robôs, compressores herméticos, automóveis, estruturas de construção civil, etc. (SAMALI; KWOK, 1995). Isto se deve ao seu baixo custo de implementação e manutenção, além de conferir robustez ao sistema quando comparados com as técnicas de controle ativo. A Fig. 1.1 ilustra algumas aplicações práticas dos materiais viscoelásticos.

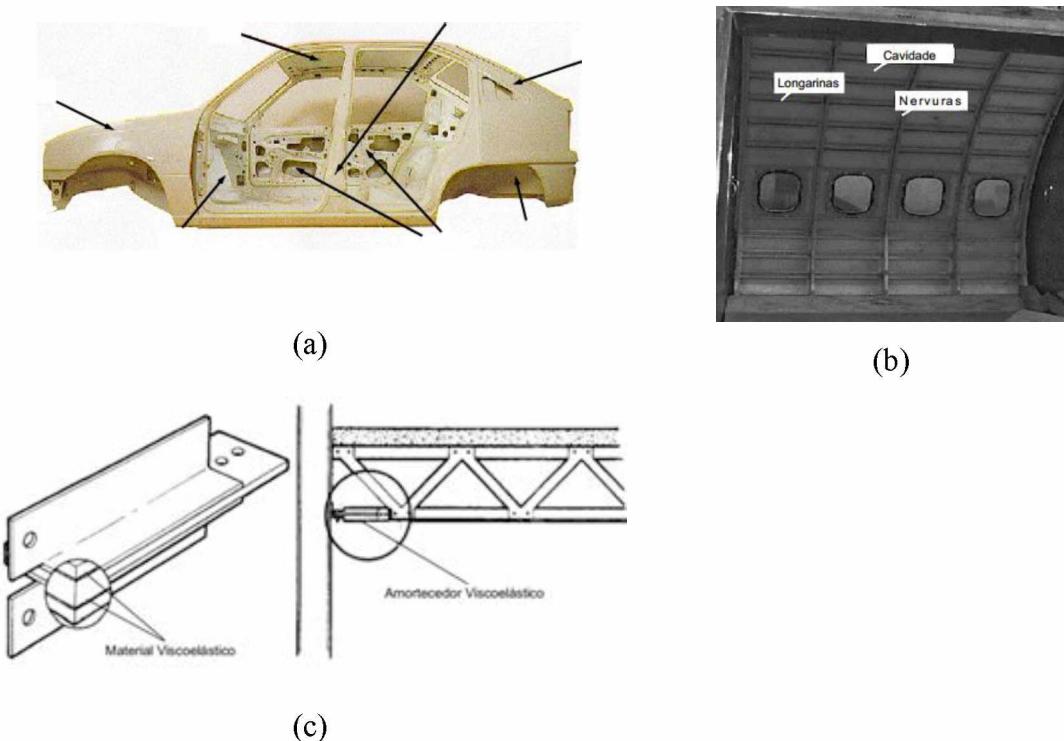


Figura 1.1 – Aplicações de materiais viscoelásticos: (a) automóveis; (b) fuselagem de aeronaves; (c) amortecedor viscoelástico aplicado em estrutura de construção civil (adaptado de LIMA, 2003).

Entretanto, um dos grandes problemas quanto ao emprego dos materiais viscoelásticos como técnica de controle passivo de vibrações e ruídos de sistemas dinâmicos, é o fato de que suas propriedades mecânicas são fortemente dependentes das

condições operacionais e ambientais como frequência da excitação e temperatura de operação (Nashif et al., 1985). Desta forma, torna-se imprescindível a proposição de modelos viscoelásticos confiáveis que sejam não somente capazes de representar de maneira consistente essa dependência em frequência e temperatura do comportamento dinâmico do material viscoelástico, mas também, que sejam adaptados para serem empregados seja no domínio do tempo ou no domínio da frequência.

De acordo com Guaraldo-Neto (2012), uma das principais limitações à modelagem de estruturas complexas de engenharia contendo materiais viscoelásticos é o alto custo computacional envolvido nas análises dinâmicas, uma vez que as matrizes de rigidez da subestrutura viscoelástica é dependente da frequência e da temperatura. Nesse contexto, muito esforço de pesquisa tem sido feito para obter modelos viscoelásticos com melhor desempenho para serem aplicados na modelagem por elementos finitos de sistemas dinâmicos complexos (BALMÈS; GERMÈS, 2002, Lima *et. al.*, 2010). Após a proposição dos primeiros modelos reologicamente simples de Maxwell, Kevin-Voigt e Zener (DROZDOV, 1998, LIMA, 2003, MAINARD, 2010), surgiram os chamados modelos modernos como o modelo das derivadas fracionárias (MDF) (BAGLEY; TORVIK 1983, BAGLEY; TORVIK, 1985), o modelo de Golla-Hughes-McTavish (GHM) (MARTIN; INMAN, 2013) e o modelo dos campos de deslocamentos anelásticos (ADF) (GALUCIO; DEÜ; OHAYON, 2004). No presente trabalho, para modelar o comportamento dinâmico dos materiais viscoelásticos no domínio do tempo do sistema fluido-estrutura viscoelástico e obter as respostas temporais, optou-se pelo modelo MDF adaptado ao domínio do tempo conforme desenvolvimentos originais feitos por GALUCIO *et. al.* (2004) e implementado por Guaraldo-Neto (2012).

No tocante à interação fluido-estrutura, um dos grandes problemas é, sem dúvidas, o estudo do fenômeno de geração e desprendimento de vórtices. Segundo Silva (2008), a formação e o transporte regulares de vórtices ao redor de um corpo podem causar uma carga dinâmica considerável no mesmo. No caso específico deste trabalho, para um cilindro rígido suportado viscoelásticamente e livre para mover-se na direção transversal ao escoamento, a força transversal irá induzir um movimento oscilatório ao mesmo por causa da assimetria do campo de pressão. Essa vibração é denominada de Vibração Induzida por Vórtices (VIV) (HOVER; MILLER; TRIANTAFYLLOU ,1997). Durante o fenômeno de VIV a frequência da oscilação do corpo pode-se igualar à frequência de geração de vórtices, levando a uma condição de ressonância de grande

prejuízo à estrutura e, eventualmente, a uma catástrofe (CICOLIN, 2014, TSUKADA, 2009, KITATANI JÚNIOR, 2014).

Como já discutido anteriormente, na prática, o problema de VIV pode ocorrer em vários tipos de estruturas como por exemplo, pontes, linhas de transmissão, extração e produção de petróleo, dentre outras. Então, vários procedimentos numérico-computacionais têm sido propostos na literatura para obter resultados que permitam um maior entendimento do fenômeno de VIV de corpos rígidos e flexíveis imersos em um fluido. Sarpkaya (2004) estudou o comportamento de estruturas cilíndricas imersas em águas profundas (abaixo de 1000 metros). Plataformas de exploração de petróleo possuem estruturas cilíndricas flexíveis (*risers*) expostas às correntes marítimas que ligam a estrutura na superfície ao campo de extração de petróleo no fundo do mar. Neste caso, é de se esperar que esses *risers* longos e de grande flexibilidade estejam frequentemente submetidos a excitações com diferentes frequências e direções. Como resultado, sua vida útil ficará comprometida, além de ocasionar uma grande perda econômica para as empresas de extração de petróleo (TSUKADA, 2009). Nesse contexto, vários pesquisadores têm se dedicado ao estudo numérico-computacional do fenômeno de geração e desprendimento de vórtices, da obtenção da resposta em frequência do sistema, e das forças fluidodinâmicas induzidas pelo fenômeno, além de investigar os efeitos do amortecimento (ZHOU, 1999) ao redor de cilindros rígidos em um escoamento uniforme (VIKESTAD et al, 2000).

Os modelos matemáticos podem ser resolvidos por meio de técnicas como os métodos de diferenças finitas, volumes finitos ou elementos finitos (MINKOWYCZ *et. al.*, 1988). Para cada método empregado, têm-se características peculiares no que diz respeito à resolução das equações matemáticas, a melhor forma de discretização do domínio físico, grau de precisão dos resultados, dentre outros. Segundo Gomes (2012), pode-se caracterizar as simulações numéricas de escoamentos em duas etapas no contexto de CFD, a saber: (1) geração de malha, ou domínio de solução, em torno ou no interior da geometria de interesse por meio de um número finito de células seguidas da discretização das equações que regem o fenômeno; (2) solução das equações do escoamento sobre o domínio utilizando o modelo discretizado. Goncalves (2007) afirma que a utilização de malhas estruturadas em simulações CFD pode levar à obtenção de bons resultados. No entanto, atenção especial deve ser dada para o caso de geometrias mais complexas devido à necessidade de um refinamento da distribuição de pontos na

malha em uma determinada região, tendo em vista a precisão de cálculo. A Fig. 1.2 abaixo ilustra exemplos da utilização de malhas estruturada e não-estruturada para um aerofólio bidimensional.

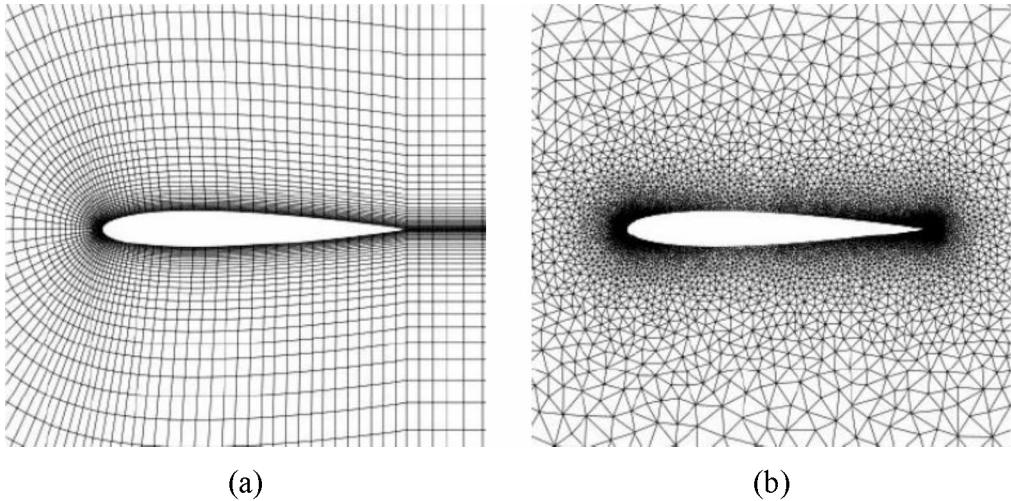


Figura 1.2- Exemplo da utilização da malha estruturada (a) e não-estruturada (b) para um aerofólio bidimensional (adaptada de GOMES, 2012).

Neste trabalho, será empregado o Modelo Físico Virtual (MFV) (LIMA e SILVA *et al.*, 2003) para estudar escoamentos incompressíveis, bidimensionais, isotérmicos e transientes sobre interfaces estacionárias e móveis. O interesse é combinar o Modelo Físico Virtual com a Método da Fronteira Imersa (MFI) (PESKIN, 1972) para o acoplamento e interação entre o fluido e o cilindro de um grau de liberdade suportado viscoelasticamente.

Portanto, um dos principais objetivos deste trabalho é aplicar os materiais viscoelásticos sob a forma de juntas viscoelásticas translacionais para a atenuação das vibrações indesejáveis induzidas por vórtices de um cilindro rígido imerso em um fluido, onde que o problema a ser abordado é o estudo do escoamento ao redor de um cilindro circular rígido de um grau de liberdade sobre uma mola viscoelástica translacional. Os resultados numéricos foram obtidos em termos do deslocamento transversal adimensional do cilindro, dos coeficientes de arrasto e sustentação, dos campos de vorticidade do escoamento e do número de Strouhal para diferentes valores de temperatura do material viscoelástico. Para avaliar a eficiência do viscoelástico, foi feita uma comparação dos resultados para os sistemas sem e com viscoelástico. Em

todas as simulações realizadas, assumiu-se o número de Reynolds igual a 10.000. Além disso, a temperatura do fluido foi mantida constante para todos os casos investigados.

## **1.1 Organização do trabalho**

Além deste capítulo introdutório, o presente trabalho está dividido nos seguintes capítulos:

- Capítulo II: é feita uma revisão rápida sobre os principais modelos viscoelásticos e os fatores operacionais e ambientais que afetam sobremaneira o comportamento dinâmico dos mesmos.
- Capítulo III: é feita uma breve abordagem dos principais trabalhos que envolvem técnicas de CFD, Método da Fronteira Imersa, Modelo Físico Virtual e principais trabalhos envolvendo o estudo do comportamento da interação fluido-estrutura.
- Capítulo IV: é apresentada a modelagem no domínio do tempo do sistema fluido-estrutura amortecido viscoelasticamente.
- Capítulo V: são mostrados os resultados obtidos e as discussões para o cilindro rígido de um grau de liberdade amortecido viscoelasticamente;
- Capítulo VI: são discorridas as conclusões gerais e as perspectivas de trabalhos futuros.

## CAPÍTULO II

### MATERIAIS VISCOELÁSTICOS

Neste capítulo são apresentados os principais fundamentos da teoria da viscoelasticidade linear, mostrando a influência de alguns parâmetros operacionais e ambientais como frequência de excitação e temperatura no comportamento dinâmico dos materiais viscoelásticos. É também mostrado o conceito do módulo complexo, bem como o modelo das derivadas fracionárias, utilizado neste trabalho para representar o comportamento dos materiais viscoelásticos lineares no contexto de problemas em fluido-estrutura.

#### 2.1 Fundamentos da viscoelasticidade linear

O amortecimento viscoelástico está presente na maioria dos polímeros e materiais vítreos, sendo que os polímeros são compostos por longas cadeias moleculares e o amortecimento resulta do processo de relaxação e acomodação da rede molecular, após as deformações introduzidas. Entretanto, existe uma forte dependência entre os efeitos da frequência de excitação e da temperatura, por causa da relação direta entre a temperatura do material e os movimentos moleculares. Já os materiais vítreos, tais como

o vidro, são caracterizados por cadeias moleculares curtas e o amortecimento resulta também do processo de relaxação e acomodação das redes moleculares após as deformações, mas eles não recuperam a distribuição original da rede molecular, mas uma outra condição de equilíbrio termodinâmico (Nashif et al., 1985).

Segundo Persoz (1987), os materiais viscoelásticos apresentam uma composição entre os comportamentos perfeitamente elástico e fluxo viscoso, ou seja, exibem comportamento mecânico que pode ser interpretado como resultado de dois tipos de mecanismos, a saber: (1) o de um sólido linear elástico em que a tensão é proporcional à deformação e independente da taxa de deformação. Este comportamento é regido pela Lei de Hooke, sendo que para o caso de solicitação axial as Eqs. (2.1a) e (2.1b) são comumente empregadas; (2) o de um fluido viscoso newtoniano em que a tensão é proporcional à taxa de deformação, sendo assim representada pela Eq. (2.1c).

$$\sigma(t) = \bar{E}\varepsilon(t) \quad (2.1a)$$

$$\tau(t) = \bar{G}\gamma(t) \quad (2.1b)$$

$$\tau(t) = \mu(t)\dot{\gamma}(t) \quad (2.1c)$$

onde  $\bar{E}$  e  $\bar{G}$  são, respectivamente, o módulo de elasticidade longitudinal e o módulo de cisalhamento do material, e  $\mu$  representa a viscosidade do fluido.

Segundo Lima (2007), as respostas dos materiais viscoelásticos podem ser representadas por duas funções, a saber: a) função de fluência  $F(\sigma_o, t)$ , a qual descreve a evolução da deformação sofrida pelo material quando submetido a uma tensão constante, conforme ilustrado na Fig. 2.1(a); b) função de relaxação  $R(\varepsilon_o, t)$ , que representa a evolução da tensão suportada pelo material devido a uma deformação constante, conforme mostrado na Fig. 2.1(b).

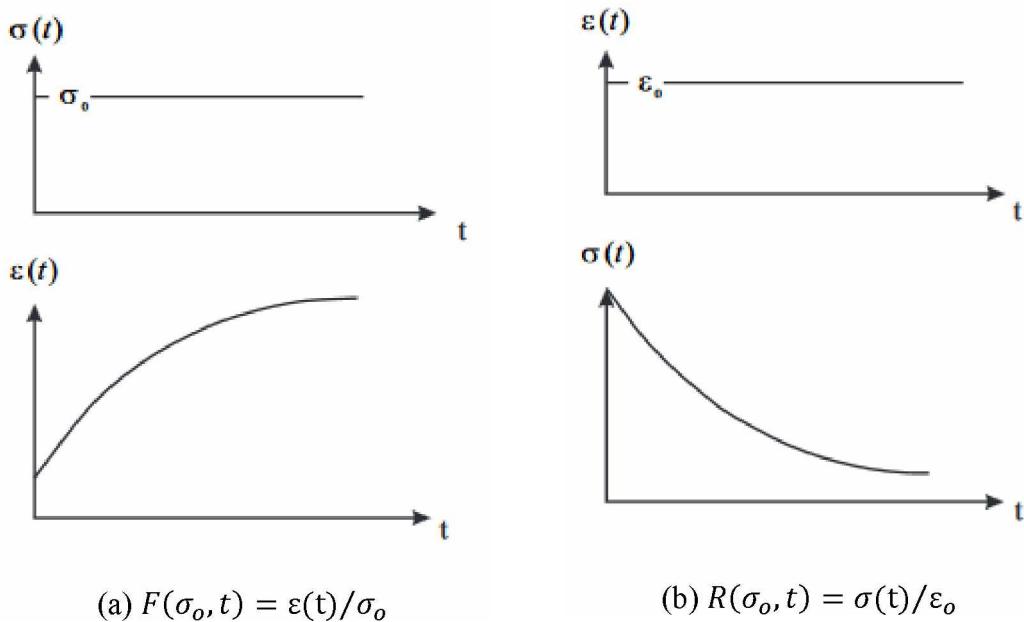


Figura 2.1 – Funções de fluência (a) e de relaxação (b) (adaptado de Lima (2007)).

Através da Fig. 2.1, pode-se perceber que as tensões em materiais viscoelásticos dependem do histórico do carregamento, ou seja, elas dependem de todos os estados de tensão (ou de deformação) anteriores. Desta forma, os materiais viscoelásticos possuem um efeito de “memória”, o que é caracterizado pelas funções de fluência e relaxação. Christensen (1982) demonstra que o tensor de tensões dos materiais viscoelásticos pode ser caracterizado por uma integral de convolução, sendo que para o caso de solicitação uniaxial, tem-se a seguinte relação entre a tensão e da deformação:

$$\sigma(t) = \int_{-\infty}^t G(t - \tau) d\varepsilon(\tau) \quad (2.2)$$

onde  $\sigma(t)$  e  $\varepsilon(t)$  são, respectivamente, as componentes de tensão e deformação, e  $G(t)$  é a função módulo do material viscoelástico. Nota-se que ao realizar a substituição das grandezas escalares por quantidades tensoriais, a Eq. (2.2) pode ser estendida ao caso de estados multiaxiais de tensão-deformação.

Para um material elástico linear,  $G(t)$  é constante. Ademais, para valores de tempo negativos não se considera deformação para o material, obtendo a seguinte expressão:

$$\sigma(t) = G(t)\varepsilon(0) + \int_0^t G(t-\tau) \frac{d\varepsilon(\tau)}{d\tau} d\tau \quad (2.3)$$

Assumindo a relação,  $G(t) = G_r + h(t)$ , pode-se reescrever a Eq. (2.3) da forma:

$$\sigma(t) = G_r\varepsilon(t) + h(t)\varepsilon(t) + \int_0^t h(t-\tau) \frac{d\varepsilon(\tau)}{d\tau} d\tau \quad (2.4)$$

Expressando a Eq. (2.4) no domínio de Laplace, tem-se:

$$\sigma(t) = G_r\varepsilon(s) + sH(s)\varepsilon(s) = [G_r + H(s)]\varepsilon(s) \quad (2.5)$$

onde  $G_r$  e  $s$  são, respectivamente, o módulo relaxado ou módulo a baixa frequência e a variável complexa de Laplace.

A Eq. (2.5) mostra que o comportamento dissipativo do material viscoelástico é representado pelo termo  $H(s)\varepsilon(s)$  e a elasticidade por  $G_r\varepsilon(s)$ . Na literatura, a função  $H(s)$  é comumente denominada de função de dissipação do material viscoelástico.

## 2.2 O conceito de módulo complexo

De acordo com Jones (2001), quando os materiais viscoelásticos são submetidos à um esforço harmônico, as tensões e deformações podem ser descritas pelas expressões:

$$\sigma(t) = \sigma_0 e^{i\omega t} \rightarrow \sigma(t) = \sigma_0 [\cos(\omega t) + i \sin(\omega t)] \quad (2.6)$$

$$\varepsilon(t) = \varepsilon_0 e^{i(\omega t - \psi)} \rightarrow \varepsilon(t) = \varepsilon_0 [\cos(\omega t - \psi) + i \sin(\omega t - \psi)] \quad (2.7)$$

onde  $\omega$  é a frequência,  $\psi$  é o ângulo de fase entre as tensões e as deformações,  $\sigma(t)$  é a tensão e  $\varepsilon(t)$  é a deformação.

Sabe-se que a relação tensão-deformação é definida da seguinte forma:

$$\sigma(t) = E^* \varepsilon(t) \quad (2.8)$$

Rearranjando-se as Eqs. (2.6) e (2.7) em (2.8), obtém-se a seguinte expressão para a função módulo complexo do material viscoelástico:

$$\sigma(\omega) = [E'(\omega) + iE''(\omega)]\varepsilon(\omega) = E'(\omega)[1 + i\eta(\omega)]\varepsilon(\omega) \quad (2.9)$$

onde  $E(\omega)$  é o módulo complexo do material viscoelástico,  $E'(\omega)$  é o módulo de armazenamento,  $E''(\omega)$  é o módulo de perda e  $\eta(\omega) = E''(\omega)/E'(\omega)$  é o fator de perda que caracteriza o amortecimento.

Portanto, nota-se que o módulo complexo é uma forma bastante conveniente de caracterizar as propriedades dos materiais viscoelásticos lineares diretamente no domínio da frequência através de técnicas experimentais (NASHIF et al., 1985, BARKANOV, 1999). Em contrapartida, uma desvantagem é o fato de não representar satisfatoriamente as respostas em regime transiente de sistemas viscoelásticos via integração direta das equações do movimento, uma vez que há a necessidade de se avaliar a integral de convolução.

### **2.3. Influência da frequência de excitação e da temperatura**

É sabido que as propriedades dinâmicas dos materiais viscoelásticos são fortemente influenciadas pelas condições ambientais e operacionais a que esses materiais estão submetidos como a temperatura ambiente, frequência de excitação, pré-carga estática, umidade, etc. Nesse sentido, o estudo do grau de influência desses fatores

sobre o comportamento dinâmico dos materiais viscoelásticos torna-se imperativo na tentativa de maximizar a eficiência desses materiais para uma dada aplicação prática de engenharia (NASHIF et al., 1985, RAO, 2003).

Dentre os fatores ambientais e operacionais citados anteriormente, a temperatura é o parâmetro que causa maior influência no comportamento dinâmico dos materiais viscoelásticos. A Fig. 2.2 apresenta de forma esquemática a influência da temperatura ambiente na variação do módulo de armazenamento e do fator de perda dos materiais viscoelásticos, representando quatro regiões principais (LIMA, 2003), a saber:

- Região vítreia (I): é caracterizada por apresentar elevado módulo de armazenamento e que varia pouco com a temperatura, enquanto os baixos níveis do fator de perda variam fortemente com o aumento da temperatura;
- Região de transição (II): apresenta grande variação do módulo de armazenamento, enquanto o fator de perda atinge seu valor máximo, o que motiva o uso dos materiais viscoelásticos para reduzir níveis de vibração e ruído de sistemas mecânicos, permitindo uma utilização máxima das propriedades de amortecimento dos materiais viscoelásticos;
- Região de borracha (III): nesta região as propriedades dos materiais viscoelásticos apresentam pouca variação com a temperatura;
- Região de fluxo (IV): esta região corresponde ao estado de fluido do material, sendo pouco considerada em aplicações dinâmicas devido aos baixos valores dos módulos.

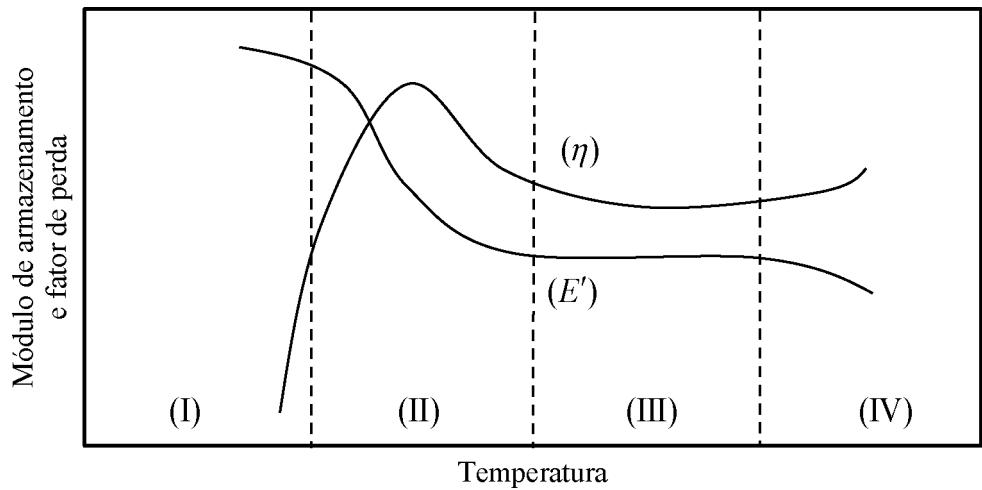


Figura 2.2 - Variação do módulo de armazenamento e do fator de perda com a temperatura para uma frequência constante (adaptado de Nashif et al., (1985)).

Segundo Nashif et al. (1985), o principal efeito que a frequência causa sobre os materiais viscoelásticos é o aumento do módulo de armazenamento. A Fig. 2.3 representa de forma esquemática a relação entre as variações ocorridas no módulo de armazenamento e no fator de perda para os materiais viscoelásticos lineares como função da frequência de excitação.

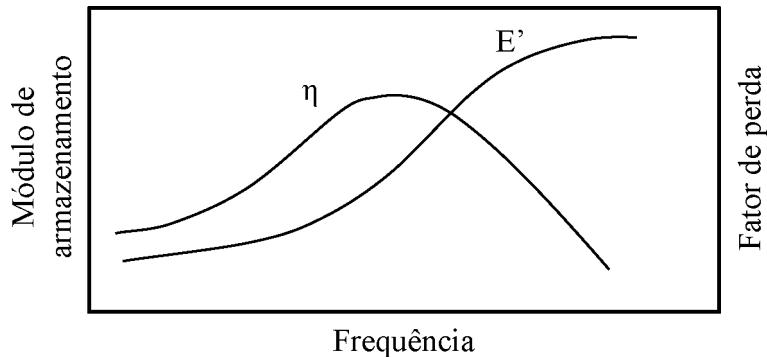


Figura 2.3 - Variação de  $E'$  e  $\eta$  com a frequência (adaptado de Nashif et al. (1985)).

Através da análise das Figs. 2.2 e 2.3 pode-se concluir que os efeitos causados pela ação da temperatura são inversos àqueles causados pela frequência de excitação, porém, com diferentes intensidades: pouca variação de temperatura equivale a grande

variação da frequência de operação. Este fenômeno é um dos aspectos mais importantes da teoria da viscoelasticidade linear, uma vez que é a base para a formulação do princípio da superposição temperatura-frequência, o qual é bastante utilizado para transformar as propriedades dos materiais viscoelásticos do domínio da temperatura para o domínio da frequência, e vice-versa.

## **2.4. Modelagem do comportamento viscoelástico via modelo derivativo fracionário**

Como já discutido anteriormente, uma das principais limitações na modelagem de estruturas complexas de engenharia contendo materiais viscoelásticos é o elevado custo computacional envolvido no cálculo das respostas dinâmicas. Neste sentido, muito esforço de pesquisa vem sendo empreendido buscando a proposição de novos modelos viscoelásticos bem adaptados para serem combinados com modelos de elementos finitos de sistemas estruturais complexos e de métodos de redução de modelos de sistemas amortecidos viscoelasticamente (BALMÈS; GERMÈS, 2002, de LIMA et al., 2010). Os inúmeros modelos matemáticos que já foram formulados vão desde os modelos reológicos simples, que são obtidos por associações em série e em paralelo de molas lineares e de amortecedores viscosos, como o modelo de Maxwell, de Kelvin-Voigt e o de Zener (ou modelo linear padrão) (DROZDOV, 1998, LIMA, 2003, MAINARD, 2010), aos modelos ditos modernos como o modelo das derivadas fracionárias (MDF) proposto por Bagley e Torvik (1983), o modelo dos campos de deslocamentos anelásticos (CDA) desenvolvido por Lesieutre e Bianchini (1995), e o modelo de Golla-Hughes-MacTavsih (GHM). Detalhes de cada modelo, bem como de sua incorporação em modelos de elementos finitos de sistemas estruturais são apresentados em Lima (2003).

No contexto deste trabalho, para modelar o comportamento dinâmico de um cilindro rígido suportado viscoelasticamente em meio fluido sujeito ao problema de VIV, e obter as respostas temporais para um conjunto de parâmetros físicos e/ou operacionais, será utilizado o modelo MDF, inicialmente proposto por Bagley e Torvik (1983) e implementado por Galucio et al. (2004), cuja equação diferencial que relacionada as tensões com as deformações para o caso unidimensional é dada como segue:

$$\bar{\varepsilon}(t) + \tau^{*\alpha} \frac{d^\alpha \bar{\varepsilon}(t)}{dt^{*\alpha}} = \frac{E_\infty - E_0}{E_\infty} \varepsilon(t) \quad (2.10)$$

onde  $E_0$  e  $E_\infty$  são, respectivamente, os módulos estático (ou módulo a baixa frequência) e dinâmico (ou módulo a alta frequência),  $\tau^*$  é o tempo de relaxação, e  $\alpha$  é o operador de ordem fracionária ( $0 < \alpha < 1$ ).

A Eq. (2.12) foi obtida pela introdução da seguinte variável interna como uma função da deformação,  $\bar{\varepsilon}(t) = \varepsilon(t) - \sigma(t)/E_\infty$ , na equação constitutiva unidimensional clássica entre os campos de tensão e de deformação para os materiais viscoelásticos lineares (GALUCIO *et. al.*, 2004). Como resultado, a Eq. (2.10) contém somente um termo derivativo de ordem fracionária,  $d^\alpha \bar{\varepsilon}(t)/d\tau^{*\alpha}$ , ao contrário dos dois presentes na equação constitutiva clássica, como apresentado por Galucio *et. al.* (2004). Portanto, aplicando a transformada de Fourier à Eq. (2.10), é possível obter a seguinte expressão do módulo complexo para o modelo MDF:

$$E^*(\omega) = \frac{\sigma^*(\omega)}{\varepsilon^*(\omega)} = \frac{E_0 + E_\infty (i\omega \tau^*)^\alpha}{1 + (i\omega \tau^*)^\alpha} \quad (2.11)$$

É importante destacar que o uso da função módulo complexo para representar o comportamento dinâmico dos materiais viscoelásticos lineares está condicionado ao processo de identificação dos parâmetros que constituem o modelo,  $E_0$ ,  $E_\infty$ ,  $\tau^*$  e  $\alpha$ . Partindo-se da função módulo para o modelo MDF, a determinação desses parâmetros para um material viscoelástico qualquer pode ser feita através da formulação de um problema de otimização paramétrica, no qual a função objetivo representa a diferença entre os dados experimentais fornecidos pelos fabricantes de materiais viscoelásticos, e os correspondentes obtidos pelo modelo MDF (LIMA, 2003, GALUCIO *et al.*, 2004). Além disso, no processo de otimização, faz-se necessário expressar a Eq. (2.11) como funções complexas, fazendo-se,  $s = i\omega$ .

A Fig. 2.4 representa as curvas dos módulos e dos fatores de perda, reconstruídas com os parâmetros identificados do modelo MDF para várias temperaturas analisadas, e a Tab. 2.1 fornece os valores dos parâmetros identificados.

Tabela 2.1 - Parâmetros identificados para o modelo MDF.

	Temperatura[°C]				
	26	30	34	38	42
$E_0 \times 10^6$ [Pa]	1,2817	1,2902	1,2926	1,2965	1,291
$E_\infty \times 10^8$ [Pa]	4,5452	3,7311	3,1453	2,3783	2,0508
$\tau^* \times 10^{-7}$ [ms]	5,9423	5,2407	4,4831	7,7181	4,0698
$\alpha$	0,6744	0,6802	0,6829	0,6881	0,6899

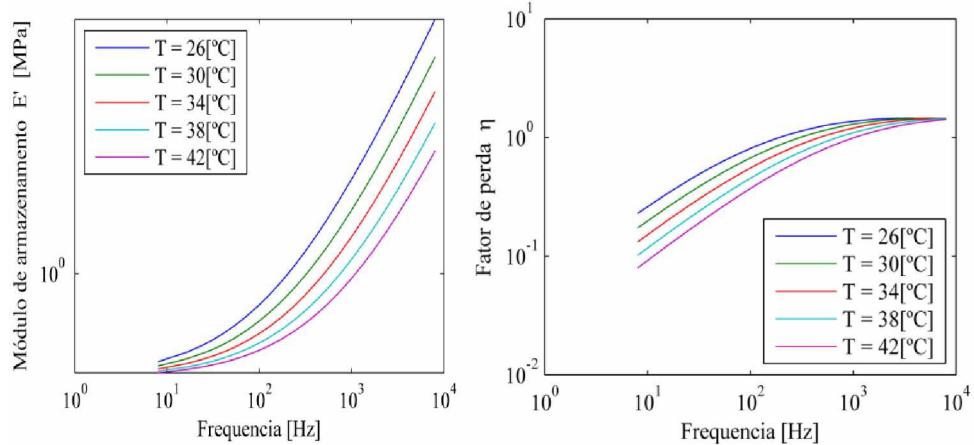


Figura 2.4 - Curvas reconstruídas com os parâmetros identificados para o modelo MDF para várias temperaturas.

Segundo os desenvolvimentos originais feitos por Galucio et al. (2004), a Eq. (2.10) pode ser aproximada pelo seguinte procedimento de discretização de Grünwald,  $d^\alpha \bar{\varepsilon}(t) / dt^\alpha \approx \Delta t^{-\alpha} \sum_{j=0}^{n_p} A_{j+1} \bar{\varepsilon}(t - j\Delta t)$ , notando que  $A_1 = 1$ , para gerar a seguinte forma discretizada da deformação inelástica:

$$\bar{\varepsilon}(t) = (1 - c_g) \frac{E_\infty - E_0}{E_\infty} \varepsilon(t) - c_g \sum_{j=1}^{n_p} A_{j+1} \bar{\varepsilon}(t - j\Delta t) \quad (2.12)$$

onde  $\Delta t = t/n$  é o passo de tempo,  $n_p \leq n$  é o número de pontos da discretização,  $c_g = \tau^\alpha / (\tau^\alpha + \Delta t^\alpha)$  é a constante dimensional do tempo, e  $A_{j+1}$  representa os coeficientes de Grünwald dados pela seguinte fórmula de recorrência,  $A_{j+1} = (j - \alpha - 1) A_j / j$ , os quais estão relacionados com o efeito de memória do material viscoelástico. Isto significa que o comportamento de um material viscoelástico num dado instante de tempo depende mais fortemente dos históricos de tempo recentes do que dos históricos anteriores (GALUCIO *et. al.*, 2004).

Uma vez determinada a relação entre os campos de tensão e de deformação para os materiais viscoelásticos lineares via uso do modelo MDF, o próximo passo é a combinação do mesmo com o modelo do cilindro rígido de um grau de liberdade sobre uma mola viscoelástica translacional e sujeito às vibrações induzidas por vórtices, como será detalhado no Capítulo IV. Além disso, como neste trabalho tem-se o interesse em calcular as respostas dinâmicas no domínio do tempo do sistema fluido-estrutura viscoelástico, será mostrado que a equação dinâmica resultante será utilizada para o cálculo dessas respostas via emprego de técnicas de integração numérica, tais como o método de integração de Newmark.

## CAPÍTULO III

### O PROBLEMA DE VIBRAÇÕES INDUZIDAS POR VÓRTICES

Este capítulo aborda alguns trabalhos importantes acerca do estudo de problemas envolvendo fluido-estrutura e vibrações induzidas por vórtices. É feita ainda uma discussão sobre o emprego do Método da Fronteira Imersa (MFI) e do Modelo Físico Virtual (MFV) para o estudo do escoamento em torno de corpos rígidos e flexíveis imersos em um escoamento.

#### 3.1 Introdução

O estudo de escoamentos externos é de extrema importância para projetos atuais de engenharia, devido ao seu grande interesse em situações práticas da indústria ou do cotidiano. A título de exemplo, pode-se citar os escoamentos do ar em torno de componentes de aeronaves, de pás de turbinas, de automóveis, de edificações, de pilares de pontes, de trocadores de calor, de gotículas de pulverização, de glóbulos vermelhos, dentre outros. Em termos do número de Reynolds, o escoamento é dito de baixo número

de Reynolds for menor que 5, e para Reynolds maior que 1000, o escoamento é dito de alto número de Reynolds.

O foco desse trabalho é o escoamento com alto número de Reynolds, visto que as simulações numéricas se darão com o número de Reynolds igual a 10.000. Então, o escoamento com alto número de Reynolds pode ser classificado de duas formas: (a) em torno de corpos rombudos; (b) em torno de corpos carenados.

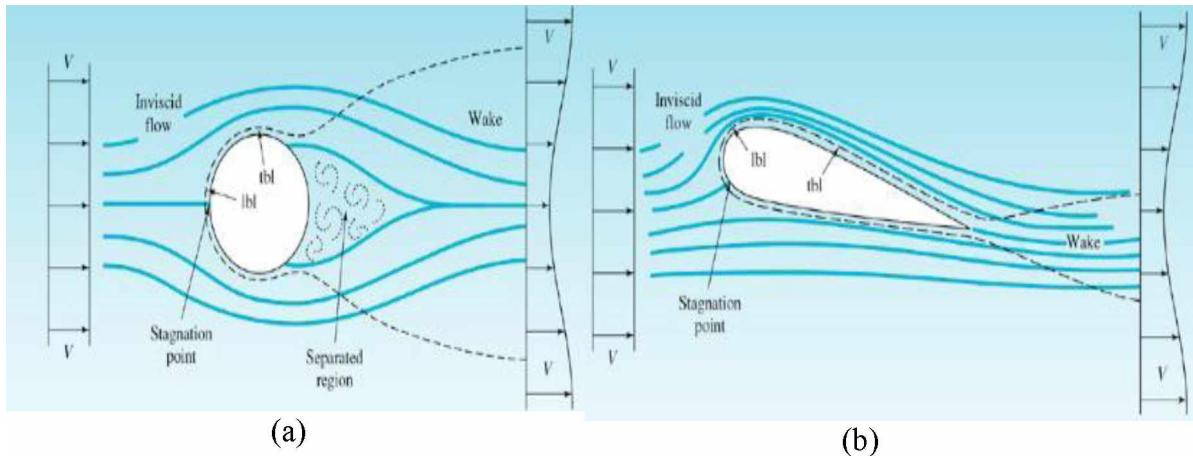


Figura 3.1 - Exemplo de escoamento em um corpo rombudo (a) e em um corpo carenado (b) (fonte: <http://www.eesc.usp.br/netef/Oscar/Aula13p.pdf>, acesso em 29 de outubro 2016).

Os corpos estão influenciados pelas flutuações de arrasto e de sustentação causadas pela geração de vórtices. Então, tem-se a atuação da força de arrasto, a qual se divide em duas parcelas, sendo elas: o arrasto de atrito e o arrasto de pressão, sendo influenciado pela criação da esteira de vórtices atrás do corpo. Segundo Castejon (2011), o arrasto viscoso está associado às forças de atrito entre as partículas do escoamento e a superfície do objeto e o arrasto de pressão está ligado à distribuição de pressão sobre a superfície e às perturbações causadas pelo escoamento ao redor do corpo. De acordo com Tuszyński e Löhner (1998), para um número de Reynolds de 100.000, o arrasto sobre um cilindro circular é o mesmo de um aerofólio 130 vezes mais longo e 30 vezes mais largo.

Para Ruban *et. al.* (2011), a teoria da camada limite demonstra a capacidade em prever a separação do escoamento, a qual ocorre em gradientes de pressão adversos. No

entanto, não é capaz de prever com acurácia, o comportamento da região de separação do escoamento e também sua interação com a camada externa. De acordo com White (2007), as técnicas de CFD têm enfocado simulações detalhadas do comportamento da região do escoamento deslocado e as esteiras de Von Kármán, em busca de uma melhor compreensão desse fenômeno.

As técnicas de CFD são aplicadas para o melhor entendimento do comportamento do escoamento e são baseadas na formulação numérica das equações de transporte, conservação de massa e energia. O estudo do comportamento da interferência da esteira de vórtices entre cilindros possui várias aplicações na indústria, por exemplo, linhas de transmissão, pontes suspensas e trocadores de calor (BRIKA; LANEVILLE, 1999). Segundo Srinivas e Fujisawa (2003), o fenômeno de geração de vórtices se deve às instabilidades das camadas cisalhantes na superfície do cilindro e na interação da esteira. Portanto, o fenômeno descrito tem sido a causa frequente de vibrações induzidas por vórtices em estruturas imersas em fluido, o que pode ocasionar sérios danos às mesmas.

Segundo Lopes (2006), visto que o petróleo e o gás natural são recursos muito importantes na indústria mundial, a busca por esse foi intensificada nas últimas décadas. Um parâmetro que se pode observar na Fig. 3.2 é o aumento da lâmina de água para a extração de petróleo em águas profundas. Então, os cientistas e pesquisadores se deparam com uma problemática cada vez mais complexa, já que a interação fluido-estrutura se torna mais sensível. Portanto, as vibrações induzidas por desprendimentos de vórtices (VIV) é um fator agravante para a indústria petrolífera, sendo necessárias maneiras para mitigá-lo e aumentar a vida útil dos equipamentos submersos.

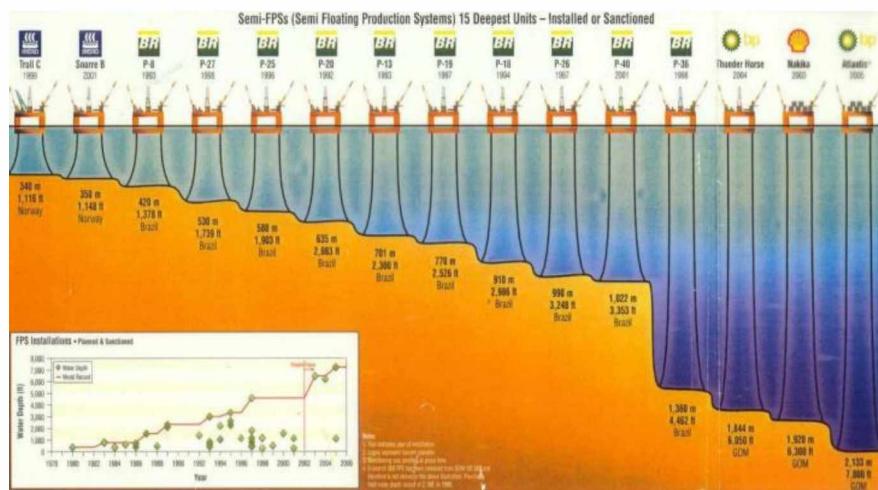


Figura 3.2- Evolução das profundidades da lâmina d'água (adaptado de Lopes (2006)).

Para a análise dos problemas envolvendo VIV é mais adequado utilizar a dinâmica dos fluidos com ferramentas computacionais. Então, o estudo do comportamento do fluido e da estrutura pode ser considerado de forma simultânea, ou seja, com o desenvolvimento do fluido na estrutura pode-se estudar a resposta dinâmica do mesmo ao longo do tempo. Segundo Lopes (2006), o estudo completo de uma *riser* pode levar meses para a obtenção de resultados, dependendo fortemente do modelo matemático utilizado para as simulações, bem como da estrutura física para a realização dos ensaios experimentais. Desta forma, torna-se imprescindível a proposição de metodologias numérico-computacionais eficientes para a realização de simulações, bem como simplificações adequadas para a obtenção de resultados confiáveis.

No próximo tópico, são apresentados alguns trabalhos como parte integrante da revisão bibliográfica, visto que tratam de problemas de interesse do presente trabalho.

### 3.2 Trabalhos Envoltando o Método da Fronteira Imersa

No trabalho abordado por Peskin (1972), foi empregado um modelo matemático em conjunto com um método computacional, para estudar o escoamento sanguíneo ao redor da válvula mitral representado pela Fig. 3.3. No modelo matemático, foi introduzido um termo de força nas equações de Navier-Stokes, a qual é calculada por meio da função delta Dirac.

Segundo Roma (2001), tomando em comparação com autores da área, Peskin (1972) não utilizou nenhuma hipótese particular acerca da geometria do escoamento do sangue para observar o comportamento da válvula. Tomando como base as leis de Isaac Newton e das características físicas e biológicas, deduziu-se as equações do movimento. Por fim, todas as estruturas cardíacas foram assumidas com mesma propriedade e imersas no sangue. Por esse motivo, o método de Peskin tornou-se conhecido como o Método da Fronteira Imersa (MFI).

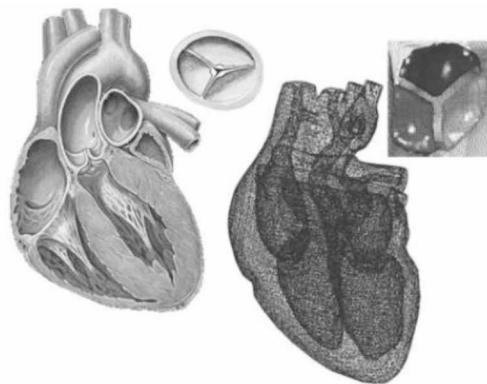


Figura 3.3 – Ilustração da válvula mitral, motivação para o desenvolvimento do Método da Fronteira Imersa (adaptado de Peskin (1977)).

Goldstein *et. al.* (1993) desenvolveram uma modelagem para corpos rígidos chamado de método da força de retroalimentação. Nesta metodologia, a força euleriana é calculada por meio de uma função retroalimentação, a qual faz a relação das velocidades do fluido e da interface para satisfazer a condição de não deslizamento. Esse modelo é eficiente, no entanto, apresenta dificuldades para simulações de escoamentos turbulentos e de forte dependência temporal. Saiki e Biringen (1996) utilizaram a força de retroalimentação para simular escoamentos sobre cilindros móveis e estacionários em meios com baixo número de Reynolds, ou seja, menor que 400.

Mohd-Yusof (1997) verificou que os métodos abordados eram limitados e tinham grande problema de acurácia até o momento e certa limitação para o estudo de geometrias mais complexas. Desta forma, a sugestão foi que a força fosse calculada por meio do balanço da quantidade de movimento. Esse é aplicado para pontos adjacentes e no interior da interface. O método foi denominado de força direta e é de difícil

implementação computacional devido à necessidade de algoritmos complexos para localizar os pontos internos e adjacentes à interface. Mais tarde, McQueen e Peskin (1997) realizaram um trabalho para a otimização do Método da Fronteira Imersa com o emprego da computação paralela.

Arthurs *et al.* (1998) desenvolveram um modelo para representar a resposta do escoamento ao longo da parede arteriolar. Os autores desenvolveram um modelo bidimensional para a modelagem do escoamento do fluido e o transporte de massa. Neste trabalho, o MFI foi utilizado para adicionar uma força presente no contato do fluido com as artérias.

Roma *et. al.* (1999) aplicaram malhas adaptativas junto com o Método da Fronteira Imersa no problema de escoamento ao redor de balão esférico, visto que também utilizam o refinamento localizado para a simulação numérica. O objetivo do estudo foi a melhoria da resposta do escoamento nas regiões próximas da fronteira lagrangiana.

Fadlun *et al.* (2000) aplicaram o Método da Fronteira Imersa com um esquema de segunda ordem para o estudo de escoamentos tridimensionais em geometrias complexas com a variação do método da força direta. Os autores estudaram geometrias como a de um pistão-cilindro-válvula com alto número de Reynolds.

Lai e Peskin (2000) propuseram um esquema de segunda ordem para o Método de Fronteira Imersa para o modelo original de Peskin (1972), para simular escoamento ao redor de cilindros circulares. Também fizeram uma abordagem sobre os efeitos de alto número de Reynolds sobre a metodologia do MFI.

No trabalho desenvolvido por Kim *et al.* (2001) houve o desenvolvimento do Método da Fronteira Imersa juntamente com o Método dos Volumes Finitos para a análise de problemas envolvendo transferência de calor. Os autores recomendam o uso de métodos de interpolação de segunda ordem porque reduzem os efeitos dos erros numéricos quando comparados aos de primeira ordem.

Gilmanov *et al.* (2003) desenvolveram um trabalho com MFI para estudar o comportamento de escoamentos tridimensionais com domínio cartesiano contendo corpos imersos em geometrias arbitrárias. A interface sólida é discretizada por meio de uma malha não estruturada, triangular com um processo de identificação dos nós

cartesianos próximos à interface. A solução é obtida por meio de reconstrução via interpolação linear ao longo da superfície imersa visto que são impostas as condições de contorno de pressão e velocidade.

Vikhansky (2003) desenvolveu uma alteração no MFI, o qual utilizou malha retangular. A metodologia continha a condição de não deslizamento com esquema de interpolação de segunda ordem, sem o cálculo direto da força que a estrutura exerce sobre o fluido.

Li e Wang (2004) realizaram um trabalho com métodos de segunda ordem para os campos de velocidade e formulação linear para a condição de não deslizamento. Comparando os resultados obtidos em relação à Kim *et al.* (2001), os autores afirmam ter obtido resultados com maior acurácia.

Uhlmann (2005) apresentou uma metodologia para o cálculo do termo de força, uniformizando as informações entre as malhas euleriana e lagrangiana. Esse autor faz o uso da função delta regularizada proposta por Peskin. O cálculo foi realizado primeiramente sobre os pontos lagrangianos com posterior distribuição ao domínio euleriano utilizando a função de distribuição.

Griffith e Peskin (2005) levaram em conta o MFI para problemas de interação fluido-estrutura, os quais envolviam um fluido incompressível e viscoso com uma casca viscoelástica de espessura finita com dois tipos de propriedades elásticas.

Xu e Wang (2005) envolveram no seu trabalho o clássico Método da Fronteira Imersa, o qual utiliza a distribuição delta de Dirac para definir o termo de força e o método das interfaces imersas o qual não há a necessidade da função distribuição.

Campregher (2005) começou a aplicação do Método da Fronteira Imersa para problemas tridimensionais envolvendo interação fluido-estrutura. Foi utilizada uma esfera estática para a validação da metodologia tridimensional, com moderados números de Reynolds. Em relação ao problema fluido-estrutura, tomou-se um problema clássico de uma esfera sustentada por molas elásticas.

Kim e Choi (2006) realizaram um estudo acerca do desenvolvimento de um novo Método da Fronteira Imersa utilizando um referencial não inercial das equações da quantidade de movimento e da conservação da massa. O método é baseado na técnica

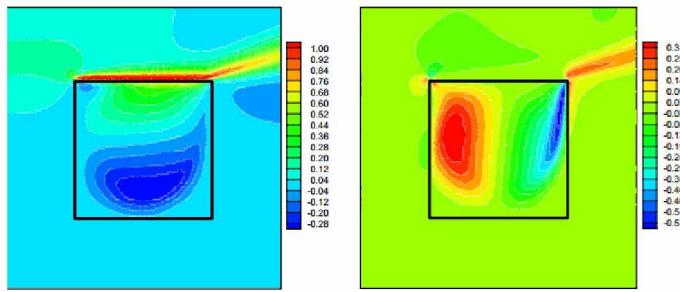
dos volumes finitos juntamente com o passo fracionado. No estudo realizado, foi proposto um esquema de interpolação de segunda ordem, o qual apresenta independência da posição relativa entre a malha e a superfície imersa.

Wang *et. al.* (2009) desenvolveram uma nova metodologia na qual o termo força é calculado de maneira algébrica e iterativa, até que se atinja a condição de não deslizamento sobre a interface. A vantagem desse método é que não há a necessidade de rigorosos passos no tempo para obter a convergência, sendo comumente chamada na literatura de *multi-direct forcing method*.

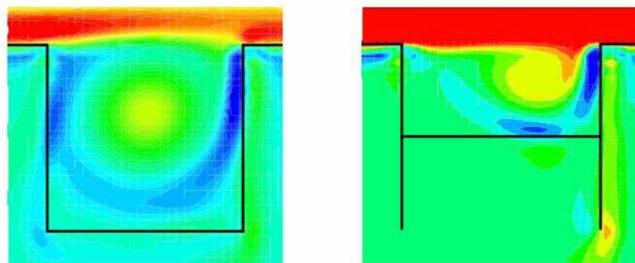
### **3.3 Trabalhos Envolvendo o Modelo Físico Virtual**

O Modelo Físico Virtual (MFV), desenvolvido por Lima e Silva (2002), para o cálculo da força lagrangiana, foi aplicado e validado em inúmeros trabalhos. Nesse modelo, não há a necessidade de se utilizar constantes e um algoritmo especial para o cálculo da função distribuição na malha dos pontos vizinhos. Neste caso, é levado em consideração o *direct forcing method*, no entanto, o MFV utiliza funções de interpolação do tipo distribuição, o que facilita a comunicação entre as malhas lagrangiana e euleriana. Este modelo permite que a condição de não deslizamento sobre a interface imersa seja satisfeita sem a imposição direta da velocidade na interface. Portanto, o objetivo é apresentar alguns trabalhos os quais utilizaram esse modelo, uma vez que é uma das ferramentas empregadas no presente trabalho.

Arruda *et al.* (2004) utilizaram o Método da Fronteira Imersa juntamente com o Modelo Físico Virtual para o estudo sobre cavidades rasas. O método mostrou-se eficiente para representar escoamentos em canais tais como Poiseuille, Couette e Couette-Poiseuille. Além disso, mostrou-se uma boa acurácia nos resultados em cavidades abertas e na modelagem do escoamento em cavidades com fundo móvel. Houve comparações com resultados experimentais e o modelo foi capaz de capturar as recirculações presentes no escoamento. A Fig. 3.4 mostra os resultados das simulações realizadas pelo autor. Na Fig. 3.4(a), têm-se os resultados para uma cavidade com tampa deslizante e na Fig. 3.4(b) para uma cavidade com fundo móvel.



a) Cavidade com tampa deslizante – mapas de velocidades horizontal e vertical, respectivamente.



b) Cavidade com fundo móvel – mapas de isovorticidade.

Figura 3.4 – Estudo de cavidades utilizando o Modelo Físico Virtual (adaptado de Arruda (2004)).

Padilha *et al.* (2006) empregou o MFV para a análise fluido-estrutura envolvendo escoamentos tridimensionais para problemas ligados à extração de petróleo em águas profundas. Para efeito de validação do método utilizado, tomou-se como referência o escoamento de Hagen-Poiseuille, o qual ocorre no interior de um canal cilíndrico. Ao final, foram feitas comparações entre os dados numéricos e os correspondentes obtidos experimentalmente por outros autores e foram obtidos dados satisfatórios.

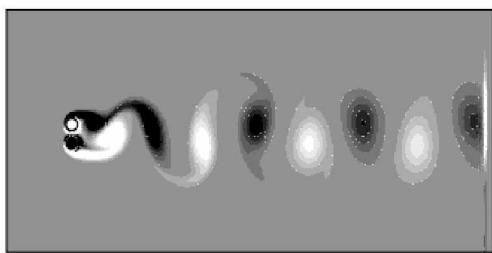
Oliveira (2006) estudou o Modelo Físico Virtual para problemas envolvendo geometrias móveis e/ou deformáveis para escoamentos com alto número de Reynolds. Um dos modelos utilizados para a simulação numérica foi o aerofólio NACA 0012, o qual estava imerso em um ambiente turbulento. Ao final, o autor comparou os resultados obtidos com dados experimentais disponíveis na literatura e constatou uma boa coerência física para a abordagem trabalhada.

Silva (2008) realizou um estudo acerca de problemas de Vibrações Induzidas por Vórtices (VIV) juntamente com o Modelo Físico Virtual. Foram realizadas simulações numéricas utilizando arranjos de cilindros estacionários, em rotação e rotação-oscilação. Para o estudo do VIV foi utilizado um cilindro preso a uma mola elástica, com um e dois graus de liberdades. Inúmeros resultados foram obtidos tais como: deslocamento adimensional, coeficientes de sustentação e arrasto, número de Strouhal, campos de vorticidade, dentre outros. Após a devida comparação com resultados disponíveis da literatura, constatou-se que os resultados foram satisfatórios.

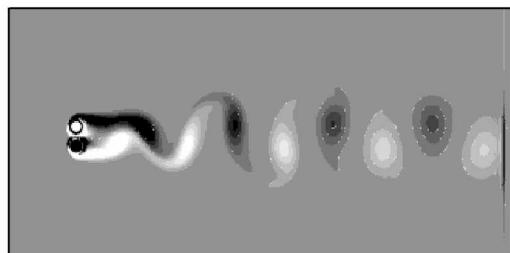
Vedovoto (2009) utilizou o Modelo Físico Virtual para o estudo de geometrias complexas no campo tridimensional, já que até aquele momento os autores que estudaram o MFV partiram de estruturas simples.

Vieira (2009) aplicou o MFV para realizar um trabalho abordando cilindros estacionários e oscilatórios, os quais estavam posicionados em meio infinito na entrada dos canais. Também estudou cilindros a jusante de um estrangulamento, visto que é um modelo simples, para o funcionamento de válvulas de fechamento automático.

Silva e Lima (2014) utilizaram o Método da Fronteira Imersa juntamente com o Modelo Físico Virtual, para a simulação numérica de escoamento sobre um par de cilindros lado a lado e ambos em movimento de rotação. Na Fig. 3.5 podem-se notar os resultados de uma simulação numérica, realizada pelos autores, a qual representa os campos de vorticidade.



(a)  $\alpha = 0.5$



(b)  $\alpha = 1.0$

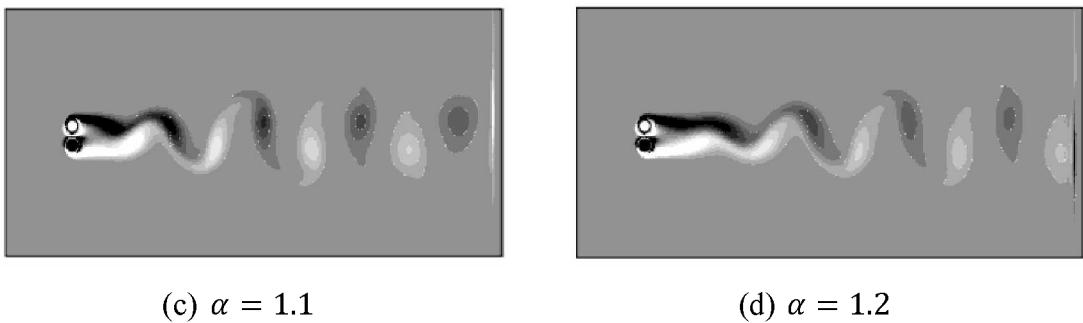


Figura 3.5 – Vorticidade para número de Reynolds igual a 100, L/D=1.2 e diferentes valores de rotação específica (adaptado de Silva e Lima (2014)).

O presente trabalho irá tomar como referência o código desenvolvido por Lima e Silva (2002) e implementado por Silva (2008). O objetivo é o estudo do comportamento dinâmico de um escoamento incompressível em torno de um cilindro de um grau de liberdade suportado viscoelasticamente. Primeiramente, são obtidos os resultados por meio da análise da dinâmica do sistema fluido-estrutura viscoelástico para várias temperaturas de operação do material viscoelástico. Por fim, os seguintes resultados são apresentados: deslocamento vertical adimensional, coeficientes de sustentação e arrasto, campos de vorticidade, número de Strouhal e as variabilidades dos resultados em termos dos desvios padrões.

### 3.4 Problema fluido-estrutura

Williamson e Roshko (1988), analisando uma estrutura imersa em um fluido, demonstraram que a geração de vórtices está associada ao regime de VIV, de acordo com a Fig. 3.6. Observa-se, que o modo de geração de vórtices é classificado de acordo com o número de vórtices gerados por ciclo e o seu grupamento. Assim, tem-se a classificação 2S, 2P e P+S que significa, respectivamente, um vórtice por ciclo de geração, dois vórtices por ciclo de geração e um par e simples por ciclo de geração. Os autores observaram ainda o fenômeno *Lock-in*, ou seja, quando a frequência de geração de vórtices está em uma faixa próxima à frequência de oscilação do corpo imerso no escoamento.

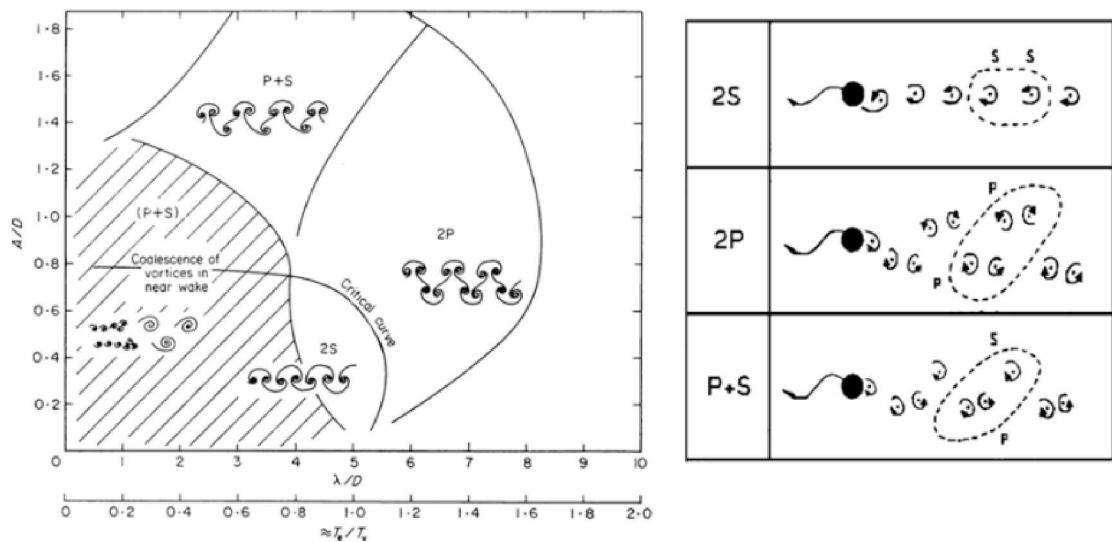


Figura 3.6 – Modos de geração de vórtices (esquerda) e o esquema para a formação dos modos de vorticidade (direita) (adaptado de (WILLIAMSON; ROSHKO, 1988)).

Blackburn e Henderson (1996), desenvolveram um trabalho com o intuito de estudar o fenômeno *Lock-in*. O sistema observado possuía duas dimensões e a geração de vórtices ao redor do cilindro foi realizada para número de Reynolds igual a 250. Ao final das simulações numéricas, obteve-se uma geração de vórtice P+S, conforme a classificação de Williamson e Roshko (1988).

Hover; Miller; Triantafyllou (1997) desenvolveram um trabalho experimental, visando a análise da vibração induzida por vórtices de cabos marinhos. Foi utilizada uma força de retroalimentação para a modelagem do sistema. Os autores consideraram um sistema de apenas um grau de liberdade, o qual foi comparado com trabalho de outros autores e obtidos resultados razoáveis.

No trabalho de Vilaça *et. al.* (2003), foi utilizado o Método da Fronteira Imersa combinado com o Método Físico Virtual, para a simulação de uma estrutura imersa em um escoamento, a qual foi modelada considerando um corpo rígido bidimensional em queda livre. Nesse sistema, o objetivo foi a simulação do movimento de translação e rotação simultâneas. As simulações deram-se por meio de baixo número de Reynolds e os resultados obtidos comparados com os experimentos foram satisfatórios.

Feijó (2007) utilizou-se da interação fluido-estrutura para a modelagem do fluxo sanguíneo na aorta abdominal humana. O autor aplicou a técnica de elementos finitos

para a modelagem do problema, por meio do auxílio do software comercial ANSYS. Obtiveram-se resultados numéricos, os quais foram comparados com os dados de laboratórios disponibilizados pelo Instituto do Coração de São Paulo, o InCor. Por fim, a comparação entre ambos os resultados levaram à conclusão de que o modelo estudado foi conveniente.

Silva (2008) realizou um estudo acerca do efeito do VIV sobre cilindros circulares, por meio de respostas da estrutura em função da velocidade reduzida, bem como a série temporal dos deslocamentos nas direções longitudinal e transversal. A autora trabalhou maneiras de amenizar o processo de geração de vórtices por meio de rotação do cilindro, foram analisados dados tais como coeficiente de sustentação e de arrasto, número de Strouhal e a geração de vórtices do escoamento. Por fim, verificou-se concordância das comparações das simulações numéricas entre os dados experimentais da bibliografia.

Sanches e Coda (2009), desenvolveram uma ferramenta baseada no Método de Elementos Finitos para a análise de problemas de interação fluido-estrutura. Basearam o cálculo em uma técnica denominada Lagrangeana-Euleriana Arbitrária (ALE), visto que, a junção entre o fluido e a estrutura é particionado, ou seja, resolve-se a dinâmica do fluido de forma independente da dinâmica da estrutura, transferindo-se as condições de contorno de um domínio para o outro.

Rocha (2011) trabalhou com a análise da interação fluido-estrutura em problemas unidimensionais, transitentes e em tubulações conduzindo líquidos. Foi utilizada uma técnica denominada de decomposição do operador, a qual separa o termo de fluxo do termo fonte, formando uma sequência de problemas mais simples, formados por um sistema de equações diferenciais parciais hiperbólicas homogêneas e um sistema de equações diferenciais ordinárias no tempo.

Sung *et. al.* (2013), investigaram o efeito da forma da seção transversal sobre o fenômeno de VIV. A solução do problema de fluido-estrutura foi feita por meio da metodologia de Elementos finitos juntamente com a ajuda da técnica Lagrangeana-Euleriana Arbitrária (ALE). Nas simulações numéricas, foram estudadas diferentes formas para o cilindro, tais como elípticas e circulares.

Pereira (2014) realizou um trabalho com o objetivo de modelar o Método da Fronteira Imersa para um escoamento bidimensional, incompressível e por meio de malha estruturada. Uma das motivações do trabalho foi o estudo da propagação do fogo florestal. A modelagem levou em consideração um tubo de casca de Eucalipto enrolado. Por fim, as simulações ocorreram por meio de rotação em superfícies circulares e semicirculares além do estudo dentro de canais.

Portanto, a partir desta breve revisão bibliográfica dos principais assuntos de interesse deste trabalho, percebe-se que poucos trabalhos têm se dedicado ao estudo do emprego dos materiais viscoelásticos como técnica de supressão das vibrações induzidas por vórtices no contexto fluido-estrutura, sendo considerada esta, uma das contribuições advindas com o desenvolvimento deste trabalho.

## CAPÍTULO IV

### **MODELAGEM DE UM CILINDRO AMORTECIDO VISCOELASTICAMENTE SUJEITO AO PROBLEMA DE VIV**

Neste capítulo, é apresentada a estratégia de modelagem do efeito viscoelástico da mola translacional flexível conectada ao cilindro rígido imerso no escoamento. A partir da equação do movimento de um cilindro de um grau de liberdade sujeito ao problema de VIV, obtida via emprego do Método da Fronteira Imersa e do Modelo Físico Virtual, é apresentado um procedimento de modelagem do amortecimento viscoelástico bem adaptado à implementação numérico-computacional no domínio do tempo, utilizando-se o modelo das derivadas fracionárias. Por fim, é mostrado um fluxograma do processo numérico-computacional que foi empregado para a resolução da equação do movimento do sistema fluido-estrutura viscoelástico e obtenção das respostas dinâmicas do sistema.

#### **4.1 Formulação Matemática do Fluido**

Neste trabalho, são empregadas as equações de Navier-Stokes e da continuidade, definidas como segue (LIMA e SILVA, 2002, SILVA, 2008):

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial(u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \nu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + f_i \quad (4.1)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (4.2)$$

onde  $\rho$  é a massa específica do fluido,  $\nu$  é a viscosidade cinemática do fluido,  $u_i$  e  $u_j$  são as componentes do vetor velocidade,  $p$  é a pressão e  $f_i$  é o termo de força, sendo que, para o cálculo deste último, parte-se do seguinte modelo (PESKIN; MCQUEEN, 1994):

$$\vec{f}(\vec{x}, t) = \sum_k D_{ij}(\vec{x} - \vec{x}_k) \vec{F}(\vec{x}_k, t) \Delta S^2(\vec{x}_k) \quad (4.3)$$

onde  $\vec{F}(\vec{x}_k, t)$  é a força interfacial lagrangiana,  $D_{ij}$  é a função de distribuição com propriedades de uma função Gaussiana,  $\vec{x}$  e  $\vec{x}_k$  são, respectivamente, os vetores posição dos pontos eulerianos e lagrangianos, e  $\Delta S(\vec{x}_k)$  é o comprimento médio do arco sobre os pontos lagrangianos.

Para o cálculo da função de distribuição, utiliza-se a seguinte expressão:

$$D_{ij}(\vec{x}_k) = \frac{f[(x_k - x_i)/h] f[(y_k - y_i)/h]}{h^2} \quad (4.4)$$

onde  $f(r) = \begin{cases} \frac{f_1(r)}{2} & \|r\| \leq 1 \\ 0 & \|r\| > 2 \end{cases}$ ,  $1 < \|r\| < 2$ ,,  $f_1(r) = \frac{3 - 2\|r\| + \sqrt{1 + 4\|r\| - 4\|r\|^2}}{8}$ ,  $r$  é o raio de influência da função distribuição, podendo ser  $(x_k - x_i)/h$  ou  $(y_k - y_i)/h$ , dependendo da direção para a qual a propriedade é distribuída,  $h$  é o tamanho da malha euleriana, e  $(x_i, y_i)$  são as coordenadas do ponto euleriano.

## 4.2 Modelo Físico Virtual (MFV)

Proposto por (LIMA e SILVA, 2002), o MFV permite o cálculo da força lagrangiana com base na interação física do fluido e da superfície sólida imersa no escoamento. Assim, este modelo é baseado na aplicação do balanço da quantidade de movimento às partículas de fluido localizadas nos pontos lagrangianos. A força lagrangeana pode ser expressa da forma:

$$\vec{F}(\vec{x}_k, t) = \vec{F}_a + \vec{F}_i - \vec{F}_v + \vec{F}_p \quad (4.5)$$

onde  $\vec{F}_a$  é a força de aceleração,  $\vec{F}_i$  é a força de inércia,  $\vec{F}_v$  é a força viscosa, e  $\vec{F}_p$  é a força de pressão.

## 4.3 Função Indicadora

Proposta por Unverdi e Trygvason (1992), é um método de acompanhamento de interface, ou seja, a função é calculada em todo o domínio ou em parte dele, com a atribuição do valor unitário para pontos internos à interface, zero para os pontos externos e valores entre 0 e 1 para os pontos de transição, os quais estão sobre a interface. Ela tem como base uma função,  $\vec{G}(\vec{x}, t)$ , e pode ser expressa da seguinte forma:

$$\vec{\nabla}I(\vec{x}, t) = \vec{G}(\vec{x}, t) = \sum_k D_{ij}(\vec{x} - \vec{x}_k) \vec{n}(\vec{x}_k) \Delta S(\vec{x}_k) \quad (4.6)$$

onde  $\vec{n}(\vec{x}_k)$  é o vetor normal à interface.

Aplicando o operador divergente na Eq. (4.6), obtém-se o laplaciano da função:

$$\vec{\nabla}^2 I(\vec{x}, t) = \vec{\nabla} \vec{G}(\vec{x}, t) \quad (4.7)$$

Assim, após resolver a equação de Poisson (4.7), obtém-se a solução da função indicadora,  $\vec{I}(\vec{x}, t)$ , em todos os pontos do domínio de cálculo.

#### 4.4 Discretização do modelo para a força lagrangiana

Segundo Silva (2008), o cálculo das derivadas na Eq.(4.5), foi feito por meio de polinômios de Lagrange utilizando pontos auxiliares nas direções  $x$  e  $y$ . Para determinar as variáveis nos pontos auxiliares e nos pontos da malha lagrangiana, faz-se o uso de interpolações a partir das variáveis da malha euleriana. Para a interpolação, por exemplo, do campo de velocidades, utilizam-se os pontos auxiliares 1, 2, 3 e 4, conforme esquematizado na Fig.4.1. Também são utilizados pontos complementares a, b, c e d para o cálculo dos termos cruzados da força viscosa lagrangiana,  $\vec{F}_v$ . Por fim, a partir de um ponto lagrangiano  $k$  arbitrário, são traçados duas retas paralelas aos eixos  $x$  e  $y$ . Os pontos 1 e 2 distam, respectivamente,  $\Delta x$  e  $2\Delta x$  do ponto  $k$ . Já na direção  $y$ , os pontos 3 e 4 distam, respectivamente,  $\Delta y$  e  $2\Delta y$  do ponto lagrangiano.

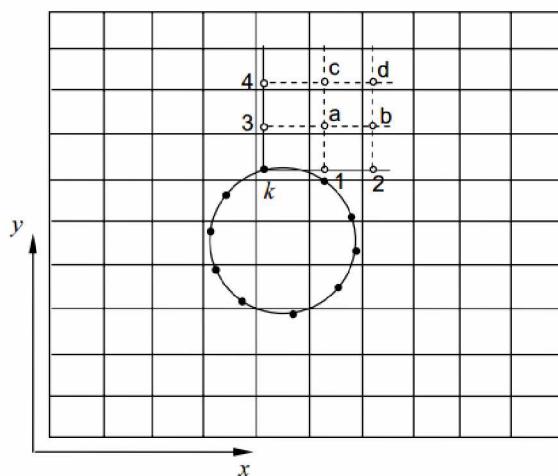


Figura 4.1 – Pontos utilizados para a interpolação do campo de velocidades da malha euleriana para a lagrangiana (adaptado de Silva (2008)).

Segundo Silva (2008), para o processo de interpolação, faz-se o uso da função de distribuição,  $D_{ij}$ , definida na Eq. (4.4). Então, visando a redução do custo computacional, esta função é avaliada apenas em uma região próxima ao ponto  $k$ , pois, para pontos eulerianos distantes desse ponto, assume valor nulo. De acordo com a mesma autora, o uso de pontos internos à superfície durante o procedimento de interpolação, é fisicamente correto uma vez que o escoamento interno é também resolvido pelas equações de Navier-Stokes. Este, por sua vez, sendo contrário ao escoamento externo, atua de modo a recuperar a condição de não deslizamento.

Para o cálculo das derivadas espaciais, iguala-se a velocidade do fluido na interface com velocidade da estrutura, para que a condição de não deslizamento seja satisfeita. A equação geral para a obtenção da velocidade nos pontos lagrangianos e nos pontos auxiliares é dada por:

$$\vec{v}(\vec{x}_k) = \sum_i D_{ij} (\vec{x}_i - \vec{x}_k) \vec{v}(\vec{x}_i) \quad (4.8)$$

onde  $\vec{v}(\vec{x}_k)$  são as velocidades lagrangianas, calculadas nos pontos auxiliares e no ponto  $k$  pela interpolação das velocidades eulerianas  $\vec{v}(\vec{x}_i)$ .

A interpolação do campo de pressão se dá por meio de quatro pontos auxiliares (1, 2, 3 e 4), conforme ilustrado na Fig. 4.2, porém, sem os pontos internos. De acordo com Oliveira (2006), a retirada destes pontos causa um problema por causa da exclusão de pontos já anteriormente escolhidos pela função distribuição. O presente trabalho utiliza-se do mesmo procedimento de Oliveira (2006), ou seja, recalculam-se os pesos da função distribuição para os pontos externos, após a exclusão dos pontos internos.

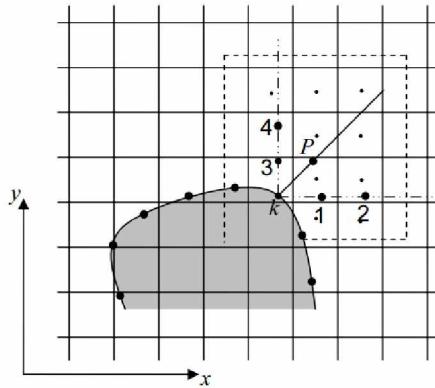


Figura 4.2 – Esquema ilustrativo do procedimento de interpolação para a pressão (adaptado de Silva (2008)).

Portanto, a equação geral para a obtenção da pressão nos pontos 1, 2, 3 e 4 é:

$$p(\vec{x}_k) = \sum_i D_{ij} (\vec{x}_i - \vec{x}_k) p(\vec{x}_i) \quad (4.9)$$

onde  $p(\vec{x}_k)$  são as pressões lagrangianas, calculadas nos pontos auxiliares através da interpolação das pressões eulerianas  $p(\vec{x}_i)$  das malhas vizinhas.

É importante salientar que para o cálculo das derivadas da pressão nos pontos lagrangianos, utiliza-se um ponto auxiliar  $P$ , na direção normal, posicionado a uma distância  $\Delta x$  da interface. Considera-se que o gradiente de pressão na direção normal seja nulo, ou seja, a pressão no ponto  $k$  torna-se igual à pressão do ponto  $P$ .

Após todo o cálculo da força lagrangiana através da Eq. (4.5), esta é distribuída para as demais malhas eulerianas vizinhas à interface, determinando, na sequência, o campo de força euleriano conforme a Eq. (4.3). Por fim, as Eqs. (4.1) e (4.2) são então resolvidas a cada passo de tempo.

#### 4.5 Método do Passo Fracionado

O método do passo fracionado desenvolvido por (CHORIN, 1968) é utilizado neste trabalho, visando o acoplamento dos campos de velocidade e pressão. Ele é um método não iterativo, o qual se utiliza das componentes de velocidade, pressão e força da iteração precedente para estimar as componentes de velocidade atual. Então, calcula-se a correção de pressão por meio de um sistema linear. Para a conexão entre as equações do movimento e da continuidade, faz-se o uso da equação de Poisson. Assim, fazendo uso dessa, obtém-se a pressão e, consequentemente, as componentes da velocidade no passo posterior por meio das equações de Navier-Stokes, desde que seja satisfeita a conservação da massa.

#### 4.6 Parâmetros Adimensionais

Nesta seção, o interesse é definir os parâmetros adimensionais mais importantes utilizados neste trabalho como número de Reynolds, tempo adimensional, número de Strouhal, coeficientes de arrasto e sustentação, razão de massa, fator de amortecimento viscoso e velocidade reduzida:

$$\text{Re} = \frac{UD}{\nu} \quad (4.10\text{a})$$

$$T = \frac{tU}{D} \quad (4.10\text{b})$$

$$St = \frac{fD}{U} \quad (4.10\text{c})$$

$$C_d = \frac{F_d}{0,5(\rho U^2 D)} \quad (4.10\text{d})$$

$$C_l = \frac{F_l}{0,5(\rho U^2 D)} \quad (4.10\text{e})$$

$$m^* = \frac{m}{p\pi R^2 L} \quad (4.10f)$$

$$\xi = \frac{c}{2\sqrt{km}} \quad (4.10g)$$

$$V_r = \frac{U}{f_n D} \quad (4.10h)$$

onde  $U$  é a velocidade da corrente livre,  $c$  é o coeficiente de amortecimento viscoso,  $D$  é o diâmetro do cilindro,  $t$  é o tempo físico,  $f$  é a frequência dimensional de formação e desprendimento de vórtices,  $F_d$  é a força de arrasto por unidade de comprimento,  $F_l$  é força de sustentação por unidade de comprimento,  $m$  é a massa do cilindro,  $L$  é o comprimento do cilindro,  $k$  é a rigidez da mola elástica, e  $f_n$  é a frequência natural do sistema.

#### 4.7 Descrição do Problema

O problema a ser abordado neste trabalho é o estudo do escoamento ao redor de um cilindro circular rígido de um grau de liberdade sobre uma mola viscoelástica translacional. Após inúmeras investigações numéricas realizadas por Chen e Zha (2005), concluiu-se que a solução não é influenciada quando a fronteira a jusante está localizada a 20D do centro do cilindro. Os resultados apresentados por (PRASANTH *et al.*, 2006) mostraram que o limite de saída do fluido não exerce efeito significativo no escoamento e na resposta do cilindro se está localizado pelo menos a 25.5D de distância do centro do cilindro. Para o presente trabalho, foi considerada uma distância de 23.5D da saída do escoamento. As bordas laterais estão localizadas a 15D do centro do cilindro para cada lado, visto que  $D$  é o diâmetro do cilindro em metros.

A resposta transversal do cilindro amortecido viscoelasticamente é modelada por meio de um sistema massa-mola-amortecedor clássico conforme ilustrado na Fig. 4.3, visto que o movimento do sistema se dá na direção normal ao escoamento e considerase o cilindro como um corpo rígido. Entretanto, será assumido que a mola flexível

possui características viscoelásticas dependentes da frequência da excitação e da temperatura de operação do material viscoelástico.

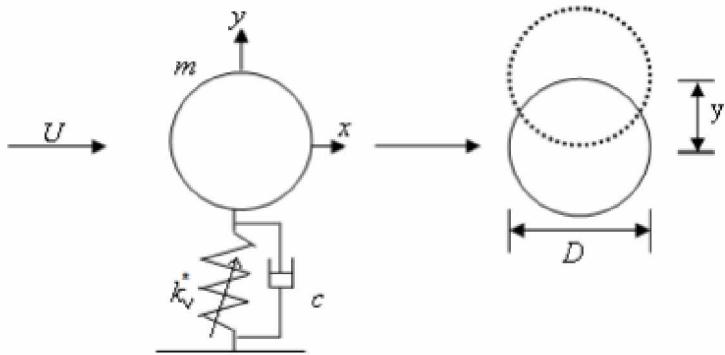


Figura 4.3 – Ilustração do cilindro rígido de um grau de liberdade amortecido viscoelasticamente.

Partindo-se da equação do movimento utilizada para estudar o problema de vibrações induzidas por vórtices do sistema apresentado na Fig. 4.3, assumindo uma mola elástica clássica (MEIROVITCH, 1989; THOMSON, 1998), pode-se chegar à seguinte equação do movimento para o sistema sobre uma base viscoelástica:

$$m\ddot{y}(t) + c\dot{y}(t) + k_v^*y(t) = F_l(t) \quad (4.11)$$

onde  $m$  representa a massa do cilindro,  $c$  é o coeficiente de amortecimento viscoso,  $k_v^* = k_v(\omega, T)$  é a rigidez complexa da mola viscoelástica dependente da frequência da excitação e da temperatura do material viscoelástico,  $y$  é o deslocamento transversal do sistema e  $F_l(t)$  é a força de excitação gerada pelo escoamento.

É importante destacar que a dependência em frequência e temperatura da rigidez viscoelástica é uma consequência da dependência do módulo de elasticidade deste material com relação a esses parâmetros. Além disso, levando-se em conta o Princípio da Correspondência Elástico-Viscoelástico (NASHIF et al., 1985), o módulo de

elasticidade longitudinal pode ser fatorado do termo de rigidez complexa da mola viscoelástica,  $k_v(\omega, T) = E(\omega, T)\bar{k}_v$ , onde  $\bar{k}_v$  é o coeficiente de rigidez independente da frequência e da temperatura, e  $E(\omega, T)$  é a função módulo complexo do material que deve ser avaliada conforme Eq. (2.13).

#### **4.8 Introdução do amortecimento viscoelástico na equação do movimento**

No contexto do presente trabalho, a Eq. (4.12) deve ser resolvida no domínio do tempo para a obtenção da resposta dinâmica do cilindro amortecido viscoelasticamente imerso no escoamento. Entretanto, como a frequência da excitação e a temperatura afetam significativamente as propriedades mecânicas dos materiais viscoelásticos, faz-se necessário levar em conta essas variações no processo de modelagem do sistema fluido-estrutura viscoelástico. Neste sentido, dentre os vários modelos matemáticos disponíveis na literatura para representar essa dependência, optou-se pelo emprego do Modelo Derivativo Fracionário (MDF) (GALUCIO *et al.*; 2004), conforme a Eq. (2.14). Entretanto, deve ser lembrado que uma etapa importante quando se emprega o MDF é a identificação dos parâmetros ( $E_0, E_\infty, \tau^*, \alpha$ ) que definem sua função módulo complexo, a partir de dados experimentais fornecidos pelos fabricantes de materiais viscoelásticos.

Nesta etapa, é assumido que a rigidez da mola viscoelástica é independente da frequência e da temperatura de tal forma que o termo,  $k_v^*y(t)$ , na Eq. (4.12) é definido pela seguinte relação,  $k_v^*y(t) = \sigma_v(t)A_v$ , onde  $A_v$  é a área da seção transversal da junta viscoelástica translacional. Uma vez que a tensão na mola viscoelástica é função das deformações elásticas e anelásticas, a partir da Eq. (2.14), e da relação de deformação,  $\bar{\varepsilon}(t) = \varepsilon(t) - \sigma_v(t)/E_\infty$ , obtém-se a seguinte expressão que permite o cálculo das tensões na junta viscoelástica translacional:

$$\sigma_v(t) = E_0 \left[ \left( 1 + c_g \frac{E_\infty - E_0}{E_0} \right) \varepsilon(t) - c_g \frac{E_\infty}{E_0} \sum_{j=1}^{n_p} A_{j+1} \bar{\varepsilon}(t - j\Delta t) \right] \quad (4.12)$$

A partir das relações entre deformação-deslocamento para a mola viscoelástica,  $\varepsilon(y) = y(t)/L_v$  e  $\bar{\varepsilon}(y) = \bar{y}(t)/L_v$ , a Eq. (4.12) pode ser reescrita da seguinte forma:

$$\sigma_v(t) = \frac{E_0}{L_v} \left[ \left( 1 + c_g \frac{E_\infty - E_0}{E_0} \right) y(t) - c_g \frac{E_\infty}{E_0} \sum_{j=1}^{n_p} A_{j+1} \bar{y}(t - j\Delta t) \right] \quad (4.13)$$

onde  $L_v$  é o comprimento da mola viscoelástica, e  $y(t)$  e  $\bar{y}(t)$  são os deslocamentos elástico e anelástico, respectivamente.

Portanto, a expressão,  $k_v^* y(t) = \sigma_v(t) A_v$ , para a mola viscoelástica assume a seguinte forma:

$$k_v^*(t) y(t) = \frac{E_0 A_v}{L_v} \left( 1 + c_g \frac{E_\infty - E_0}{E_0} \right) y(t) + c_g \frac{E_\infty A_v}{L_v} \sum_{j=1}^{n_p} A_{j+1} \bar{y}(t - j\Delta t) \quad (4.14)$$

ou,

$$k_v^*(t) y(t) = (k_v^0 + \tilde{k}_v^0) y(t) + f_v(t - j\Delta t) \quad (4.15)$$

onde:

$$k_v^0 = \frac{E_0 A_v}{L_v}, \quad \tilde{k}_v^0 = c_g k_v^0 \frac{E_\infty - E_0}{E_0}, \quad k_v^\infty = \frac{E_\infty A_v}{L_v} \quad \text{e} \quad f_v(t - j\Delta t) = c_g k_v^\infty \sum_{j=I}^{n_p} A_{j+1} \bar{y}(t - j\Delta t).$$

Por fim, introduzindo a equação (4.15) na (4.11), resulta na seguinte equação do movimento do sistema fluido-estrutura viscoelástico a ser resolvida numericamente:

$$m\ddot{y}(t) + c\dot{y}(t) + \left(k_v^0 + \tilde{k}_v^0\right)y(t) = F_e(t) - f_v(t - j\Delta t) \quad (4.16)$$

onde  $f_v(t - j\Delta t)$  é a força viscoelástica dependente dos deslocamentos anelásticos  $\bar{y}(t)$ , e dos coeficientes de Grünwald, os quais representam o efeito de memória do materiais viscoelásticos.

#### 4.9 Algoritmo de Resolução do Sistema Fluido-estrutura Viscoelástico

Conforme ilustrado na Fig. 4.4, as principais etapas do algoritmo que foi empregado para a realização das simulações numéricas são:

- 1) Resolve-se o escoamento por meio das equações de quantidade do movimento equação (4.1) e da continuidade (4.2) pelo método de diferenças finitas;
- 2) Obtêm-se as componentes das forças lagrangianas que agem sobre o cilindro representado pela equação (4.5);
- 3) Calculam-se as forças nas direções transversal e longitudinal ao escoamento pelas expressões  $F_l = \sum \vec{F}_y(\vec{y}_k, t) \Delta S^2(\vec{x}_k)$  e  $F_d = \sum \vec{F}_x(\vec{y}_x, t) \Delta S^2(\vec{x}_k)$ ;
- 4) Resolve-se a equação do movimento (4.16), pelo método de discretização de Newmark, obtendo-se a velocidade e a posição do centro de massa do cilindro;
- 5) Faz-se a atualização da posição do cilindro no domínio de cálculo;
- 6) Avança-se no tempo;
- 7) Satisfeita a condição de tempo imposta, encerram-se as simulações.

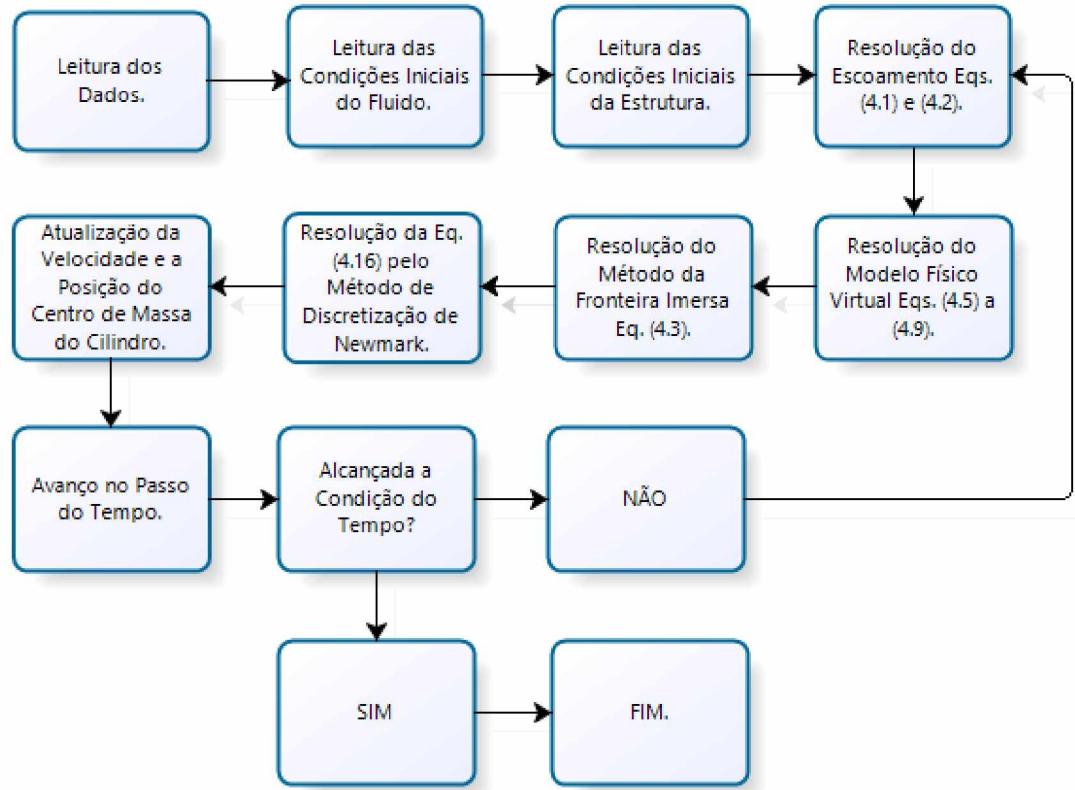


Figura 4.4 – Principais etapas do algoritmo utilizado nas simulações numéricas.

## CAPÍTULO V

### SIMULAÇÕES NUMÉRICAS

Este capítulo trata das simulações numéricas, realizadas com o objetivo de apresentar os resultados delas decorrentes e de ilustrar os procedimentos de modelagem numérico-computacional de um cilindro suportado viscoelasticamente e sujeito ao fenômeno de VIV. É avaliado o desempenho do material viscoelástico em termos da atenuação da vibração transversal induzida pelos vórtices e consequente redução dos coeficientes de arrasto e sustentação agindo no cilindro imerso no escoamento. É também avaliada a influência do amortecimento viscoelástico no escoamento, através da análise dos campos de vorticidade, após o escoamento ter atingido o regime permanente. Através dos resultados apresentados, fica evidente a eficiência no uso do modelo viscoelástico fracionário para representar o comportamento dinâmico de sistemas fluido-estrutura viscoelásticos como função da frequência e da temperatura.

Todas as simulações apresentadas neste capítulo foram realizadas para número de Reynolds igual a 10.000, domínio de cálculo igual a  $40D \times 30D$ , malha não uniforme de  $400 \times 300$  pontos. O centro do cilindro rígido foi posicionado a  $x = 16.5D$  e  $y = 15D$ , onde  $D$  é o diâmetro do mesmo. Utilizou-se a condição de contorno de Newmann para a saída do escoamento e para as fronteiras laterais ( $\partial u / \partial x = \partial v / \partial x = 0$ ,  $\partial u / \partial y = \partial v / \partial y = 0$ ) e a condição de Dirichlet na entrada do domínio  $u = u_\infty$  e  $v = 0$ .

Para a pressão, tomou-se a condição de Newmann na entrada ( $\partial p / \partial x = 0$ ) e a condição de contorno de Dirichlet nas fronteiras laterais e saída do domínio ( $p = 0$ ). Na superfície do cilindro, foi imposta a condição de não deslizamento ( $u = v = 0$ ) do Modelo Físico Virtual. Além disso, foram assumidas as propriedades da água a  $24^{\circ}\text{C}$  e a viscosidade cinemática de  $0.8 \times 10^{-6}$  (m<sup>2</sup>/s). O passo no tempo foi de  $1 \times 10^{-4}$  s e o total de iterações por simulação foi igual a  $7 \times 10^5$ .

### 5.1 Influência da temperatura no desempenho do material viscoelástico

Nesta aplicação, o interesse é avaliar a influência da temperatura de operação do material viscoelástico 3M™ ISD112 sobre a resposta dinâmica do sistema fluido-estrutura viscoelástico de um grau de liberdade imerso no escoamento. Neste caso, avalia-se a eficiência da junta viscoelástica translacional em termos da atenuação da amplitude do deslocamento transversal do cilindro rígido, para os seguintes valores de temperatura do material viscoelástico:  $10^{\circ}\text{C}$ ,  $20^{\circ}\text{C}$ ,  $30^{\circ}\text{C}$ ,  $40^{\circ}\text{C}$ ,  $50^{\circ}\text{C}$  e  $60^{\circ}\text{C}$ . A Tabela 5.1 mostra os parâmetros identificados para o modelo MDF, para cada uma das temperaturas analisadas, conforme procedimento discutido na Seção 2.4, Capítulo 2.

Nestas simulações, foram adotados os seguintes valores para a razão de massa, o termo massa-amortecimento viscoso e a velocidade reduzida:  $m^* = 10.3$ ,  $m^* \xi = 0.013$  e  $V_r = 3.5$ . A velocidade da corrente livre foi mantida constante de  $U = 3\text{ m/s}$ , e o movimento do cilindro foi iniciado após o tempo adimensional de  $tU/D = 1$ .

Tabela 5.1 – Parâmetros do MDF para as temperaturas de aplicação do viscoelástico.

$T [^{\circ}\text{C}]$	$E_0 [\text{MPa}]$	$E_{\infty} [\text{MPa}]$	$\tau$	$\alpha$
10	1,2526	572,4416	$3,40 \times 10^{-3}$	0,6682
20	1,2830	460,2353	$1,20 \times 10^{-3}$	0,6759
30	1,2902	373,1119	$5,24 \times 10^{-4}$	0,6802
40	1,2748	207,6466	$4,78 \times 10^{-4}$	0,6887
50	1,2880	166,4865	$2,82 \times 10^{-4}$	0,6889
60	1,2934	119,5780	$2,33 \times 10^{-4}$	0,6911

A Fig. 5.1 compara as amplitudes do deslocamento transversal do cilindro com e sem amortecimento viscoelástico, sendo que, para este último, foi considerada somente a rigidez estática média do material viscoelástico em baixa frequência,  $k_v^0 = \bar{k}_v^0$ , conforme definido na Eq. 4.16. Neste caso, o comportamento estático médio da mola viscoelástica translacional pode ser calculado através da relação,  $\bar{k}_v^0 = \bar{E}_0 A_v / L_v$ , onde  $\bar{E}_0$  é a média dos módulos estáticos a baixa frequência,  $E_0$ , mostrados na Tabela 5.1. Portanto, o sistema fluido-estrutura sem viscoelástico refere-se ao caso em que os efeitos dissipativos da mola viscoelástica translacional foram desprezados.

Através da análise da Fig. 5.1, pode-se concluir de imediato que, em termos da capacidade de atenuação da vibração transversal do cilindro induzida pelos vórtices, o material viscoelástico apresenta um maior desempenho para a temperatura de operação de 10°C. Isto implica dizer que a energia introduzida pelas forças fluidodinâmicas por ciclo de oscilação do cilindro é significativamente reduzida pela energia de dissipaçāo do material viscoelástico (amortecimento viscoelástico). Além disso, nota-se que os níveis de vibração transversal do cilindro imerso são fortemente influenciados pela temperatura do material viscoelástico. Portanto, em aplicações práticas de engenharia em que os materiais viscoelásticos são utilizados para mitigar os problemas causados pelo VIV, a temperatura é um parâmetro de projeto importantíssimo que deve ser levado em conta durante a fase de concepção inicial do dispositivo absorvedor viscoelástico. Outro aspecto importante a ser observado é a presença de batimentos mais evidentes, compondo as séries temporais do sistema fluido-estrutura viscoelástico, principalmente para as temperaturas de 20°C e 30°C. Uma provável explicação para este comportamento é a redução da capacidade de amortecimento do material viscoelástico com o aumento da temperatura de operação, fazendo com que a mola se torna mais flexível. Entretanto, para a temperatura de 10°C não se verifica a presença de batimentos e as oscilações do sistema viscoelástico apresentam comportamento senoidal regular.

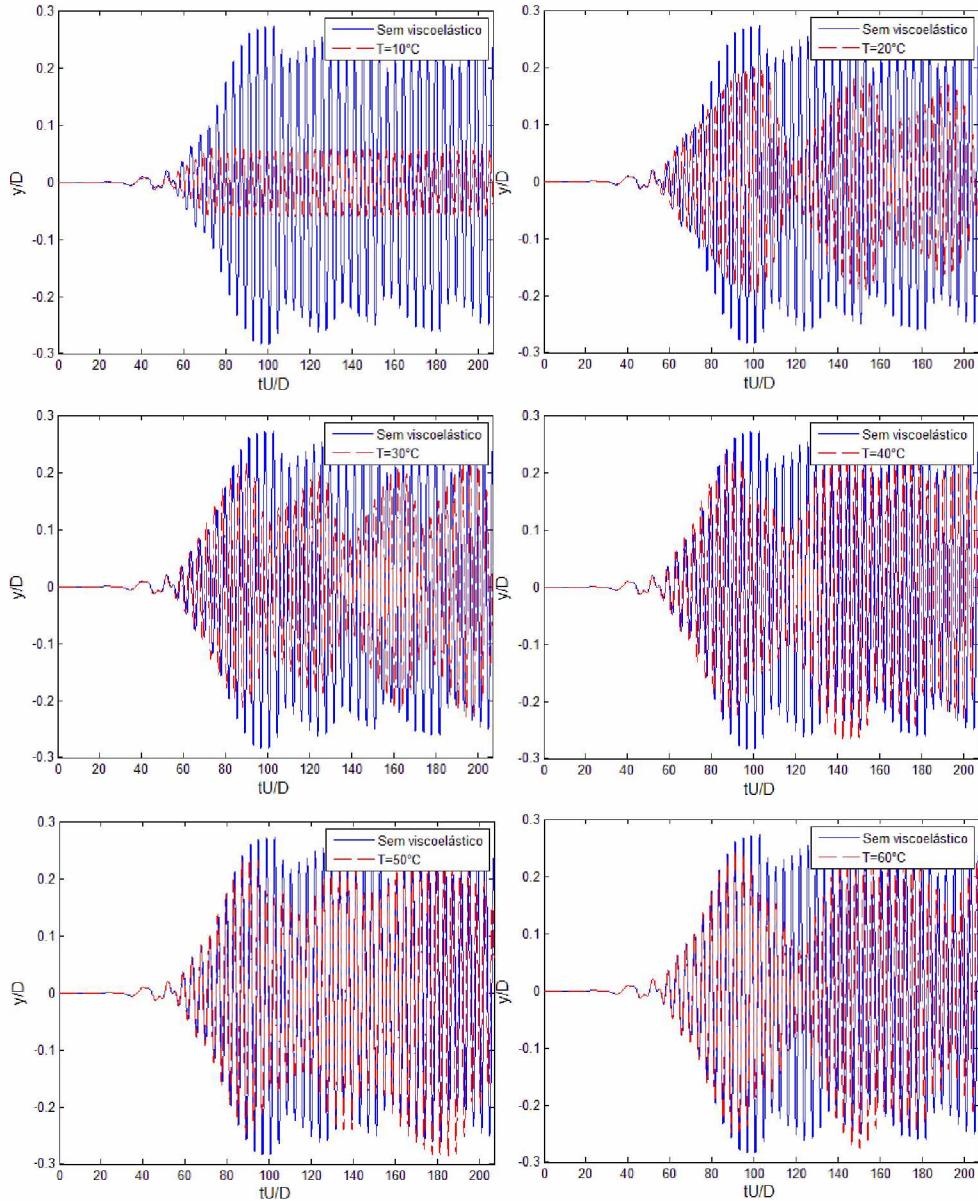


Figura 5.1 – Influência da temperatura no desempenho do material viscoelástico em termos da atenuação da vibração transversal para  $V_r = 3.5$ ,  $m^* = 10.3$ .

Para a condição de melhor desempenho do material viscoelástico referente à temperatura de  $10^\circ\text{C}$ , a Fig. 5.2 abaixo demonstra ainda que houve uma redução significativa nas variações dos coeficientes de arrasto e sustentação agindo no cilindro imerso no escoamento. Portanto, esta será a temperatura de aplicação do material viscoelástico adotada nas simulações seguintes.

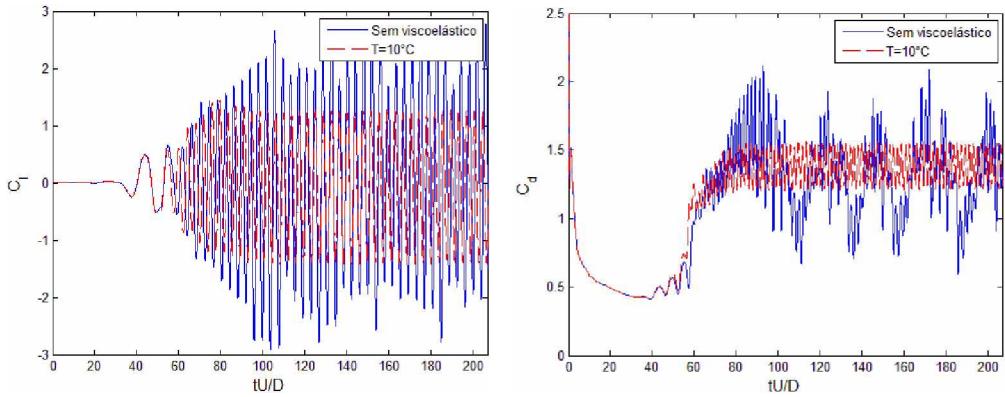


Figura 5.2 – Influência do amortecimento viscoelástico nos coeficientes de arrasto e sustentação do cilindro para  $V_r = 3.5$ ,  $m^* = 10.3$ ,  $T = 10^\circ\text{C}$ .

### 5.1.1 Frequência de geração de vórtices e de oscilação do cilindro

Conforme discutido em Silva (2008), a predição das frequências das respostas de um sistema fluido-estrutura sujeito ao problema de VIV é muito importante em aplicações práticas, como por exemplo, na estimativa da vida em fadiga de tubulações marinhas de grande flexibilidade sujeitas a escoamentos cisalhantes (VIKESTAD *et. al.*, 2000). Para o caso de um cilindro estacionário, a frequência da resposta dinâmica é a frequência da esteira (frequência em que os vórtices são gerados). Na forma adimensional, esta frequência é o número de Strouhal, o qual é função do número de Reynolds (SILVA *et. al.*, 2010). Neste trabalho, a frequência da resposta dinâmica do sistema fluido-estrutura viscoelástico foi obtida via emprego da Transformada Rápida de Fourier (*Fast Fourier Transform - FFT*) (MEIROVICTH, 1989, SILVA, 2008) do sinal do seu deslocamento transversal no tempo.

A Fig. 5.3 apresenta os espectros de potência dos sinais do deslocamento vertical adimensional,  $E_{y/D}$ , e do coeficiente de sustentação,  $E_{C_l}$ , do sistema fluido-estrutura viscoelástico para a temperatura de  $10^\circ\text{C}$ . Neste caso, o coeficiente de Strouhal da frequência natural do sistema fluido-estrutura viscoelástico é igual a  $St_n = 0.29$ , e da frequência de geração de vórtices do cilindro estacionário é de  $St_0 = 0.22$ . Pode-se perceber claramente a eficiência do amortecimento viscoelástico em termos da redução das forças fluidodinâmicas atuando no cilindro e da amplitude da vibração transversal induzida pelos vórtices. Outro aspecto importante é que os valores das frequências adimensionais correspondentes a cada pico de energia são ligeiramente maiores que a

frequência adimensional do cilindro estacionário,  $St_0 = 0.22$ , e menores que a frequência adimensional natural do sistema fluido-estrutura viscoelástico,  $St_n = 0.29$ . Segundo Mittal e Kumar (2001), este fenômeno é chamado de *soft lock-in*, uma vez que a frequência natural da estrutura é maior que a frequência de geração de vórtices do cilindro estacionário.

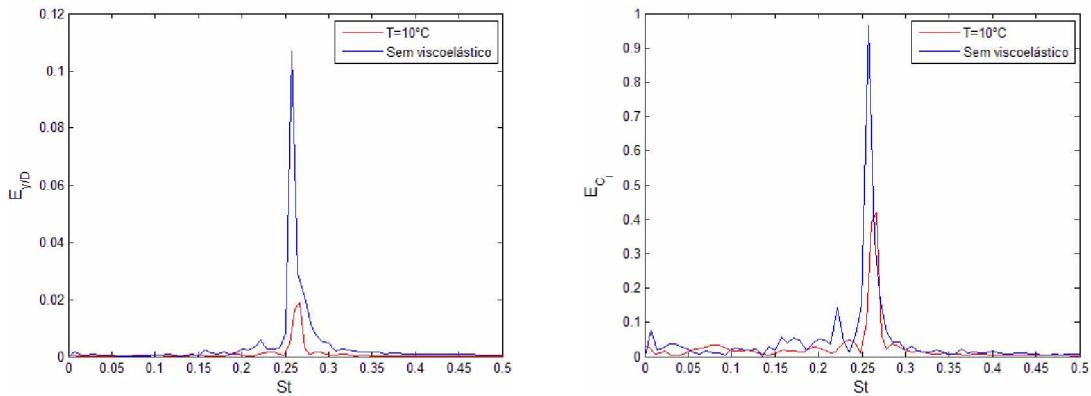


Figura 5.3 – Espectros de potência do deslocamento transversal e da sustentação do cilindro amortecido viscoelasticamente para  $V_r = 3.5$ ,  $m^* = 10.3$ ,  $T = 10^\circ\text{C}$ .

### 5.1.2 Campos de vorticidade

A Fig. 5.4 apresenta os campos de vorticidade gerados para o sistema fluido-estrutura sem e com amortecimento viscoelástico para a temperatura de  $10^\circ\text{C}$ , após o escoamento ter atingido o regime permanente. Tomando como base a classificação do modo de geração de vórtices feita por Williamson e Roshko (1988), percebe-se que os vórtices gerados para o sistema fluido-estrutura com viscoelástico correspondem ao modo ‘2S’, ou seja, um vórtice por ciclo de geração, conforme apresentado na Fig. 5.4(b). Além disso, a presença do amortecimento viscoelástico tem uma influência significativa na geometria da esteira de vórtices, uma vez que há uma redução nos valores dos comprimentos longitudinal e transversal entre os vórtices, quando comparados com o sistema sem viscoelástico mostrado na Fig. 5.4(a). Para este último, verificam-se pares de vórtices de sinais opostos ao longo do escoamento. Por fim, é importante salientar que a esteira de vórtices obtida para o cilindro oscilando transversalmente sobre a mola viscoelástica é bastante similar à de um cilindro estacionário, visto que está quase alinhada ao eixo de simetria que passa pelo centro do cilindro, conforme discutido por Silva (2008).

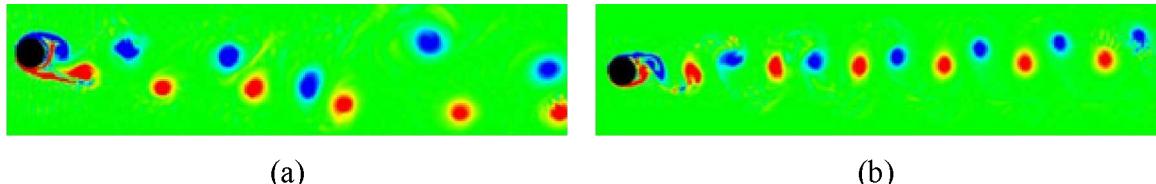


Figura 5.4 – Campos de vorticidade: (a) sem viscoelástico; (b) com viscoelástico para  $T = 10^{\circ}\text{C}$ .

### 5.1.3 Variabilidade da resposta do cilindro e da dinâmica do escoamento

Com o objetivo de complementar a análise qualitativa da resposta do sistema fluido-estrutura viscoelástico e da dinâmica do escoamento apresentada anteriormente, são mostrados nesta seção a variabilidade dos valores em torno da média, para o deslocamento transversal do cilindro e para os coeficientes fluidodinâmicos à temperatura de  $10^{\circ}\text{C}$ .

Através da análise da Fig. 5.5(a), pode-se concluir que o aumento da temperatura do material viscoelástico leva a um aumento significativo do deslocamento vertical do cilindro. Vale ressaltar novamente que a temperatura é o parâmetro que mais afeta a força viscoelástica, capaz de atenuar a vibração transversal do cilindro induzida pelos vórtices, como mostrado na Fig. 5.5(b). Nota-se claramente que a força que o material viscoelástico realiza, para atenuar o deslocamento vertical do cilindro diminui significativamente com o aumento da temperatura de operação do mesmo. Isto pode ser ainda verificado pela análise da Fig. 5.6, que mostra o fator de perda (capacidade de amortecimento) do viscoelástico para as temperaturas analisadas, para uma larga faixa de frequência. Fica evidente que o melhor desempenho do material viscoelástico é obtido para a temperatura de  $10^{\circ}\text{C}$ .

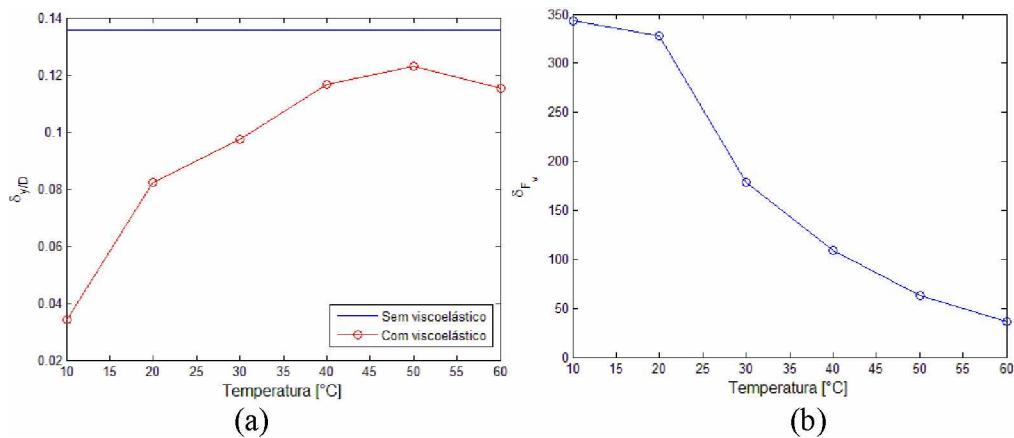


Figura 5.5 – Desvão padrão do deslocamento adimensional (a) e da força viscoelástica (b) realizada para atenuar a vibração transversal em função da temperatura.

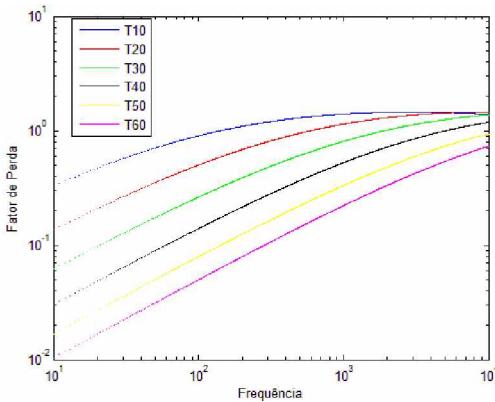


Figura 5.6 – Fator de perda para as temperaturas analisadas como função da frequência para o material 3M™ ISD112.

Em termos dos coeficientes de arrasto e sustentação que atuam no cilindro amortecido imerso no escoamento, pela análise da Fig. 5.7 fica evidente que o amortecimento viscoelástico também leva à uma redução significativa na variação desses coeficientes quando comparados com os valores dos coeficientes obtidos para o sistema sem viscoelástico, exceto para o coeficiente de arrasto para temperaturas na faixa de 40°C a 55°C, aproximadamente.

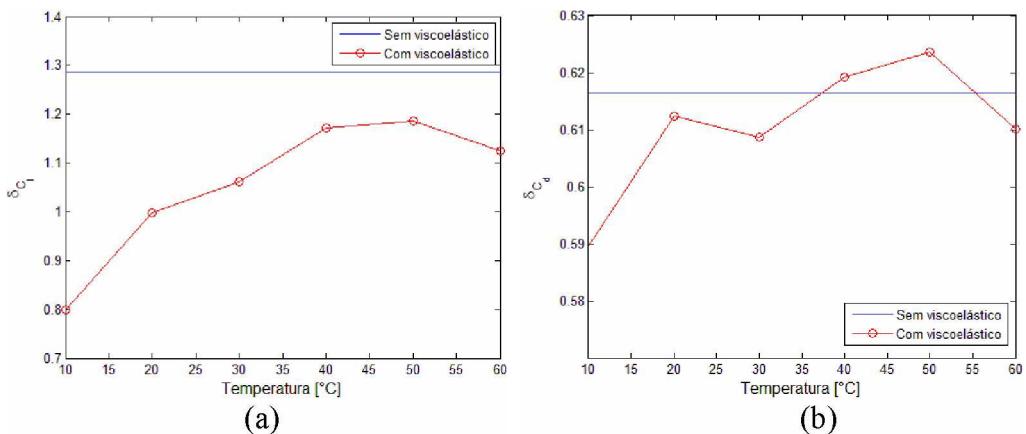


Figura 5.7 – Desvio padrão dos coeficientes de sustentação (a) e arrasto (b) para o sistema sem e com viscoelástico.

## 5.2 Influência da velocidade reduzida e da razão de massa na dinâmica do sistema

Uma vez obtido o valor da temperatura de operação da mola viscoelástica que leva a uma maior eficiência do sistema fluido-estrutura viscoelástico em termos da atenuação da vibração transversal do mesmo induzida pelos vórtices, o interesse é avaliar a influência de alguns parâmetros do escoamento na resposta do sistema fluido-estrutura viscoelástico, e também na dinâmica do escoamento. Para tanto, serão avaliados os seguintes cenários de teste: (a)  $V_r = [2, 3.5, 5, 6]$  para  $m^* = 2.42$ ; (b)

$V_r = [2, 3.5, 5, 6]$  para  $m^* = 10.3$ . Ambos os cenários foram avaliados para número de Reynolds  $Re=10.000$ .

### 5.2.1 Campos de Vorticidade

A Fig. 5.8 mostra os campos de vorticidade para o cilindro amortecido viscoelasticamente imerso no escoamento. Para  $V_r = 2$ , Figs. 5.8(a) e (b), a esteira desenvolvida à jusante do cilindro representa o modo ‘2S’ de geração de vórtices, e é alinhada em relação à linha central do escoamento, para ambas as razões de massa. Com o aumento da velocidade reduzida e para a razão de massa de  $m^* = 2.42$ , a Fig. 5.8(c) mostra dois pares de vórtices de sinais opostos ao longo da esteira, enquanto que na Fig. 5.8(d), observa-se modo ‘2S’, porém sem o alinhamento em relação à linha central. Para  $V_r = 5$ , Figs 5.8(e) e (f), verifica-se uma clara alteração e irregularidade no modo de geração de vórtices para ambas as razões de massa. Por fim, para  $V_r = 6$  e  $m^* = 2.42$ , Fig. 5.8(g), a esteira de vórtices parece oscilante, com pares de vórtices mais distanciados uns dos outros, enquanto que, com o aumento da razão de massa, Fig. 5.8(h), tem-se novamente o modo de geração ‘2S’ e alinhado ao eixo central.

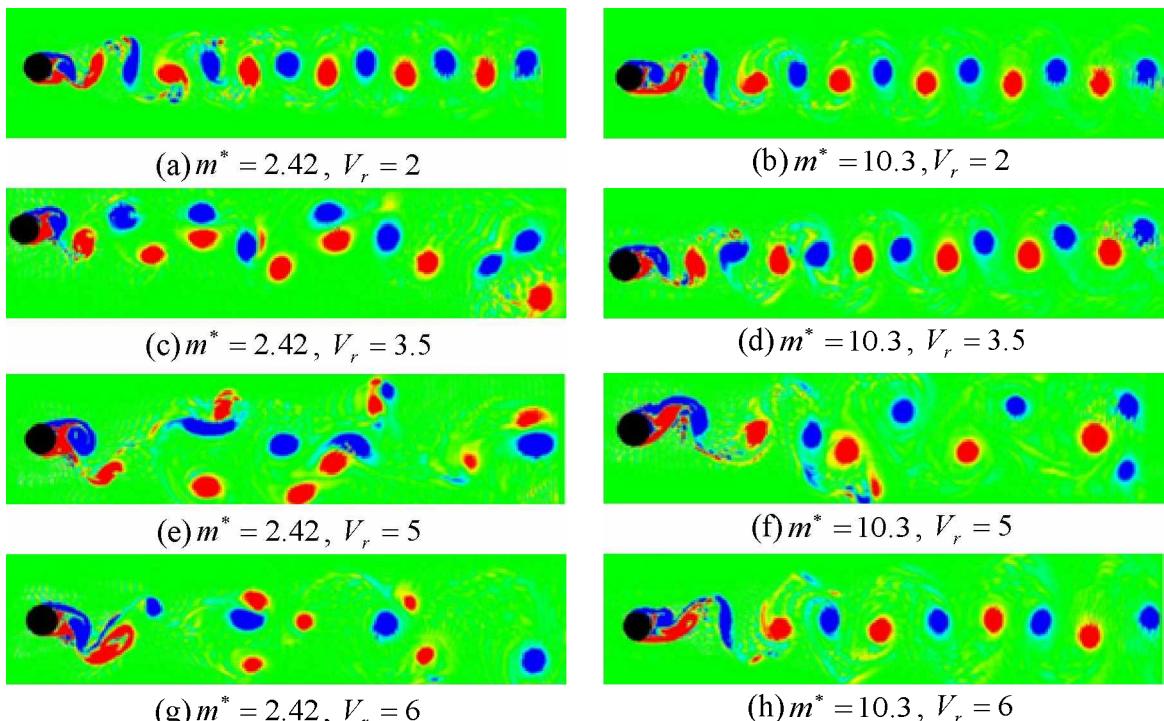


Figura 5.8 – Influência da razão de massa e da velocidade reduzida nos campos de vorticidade do sistema viscoelástico para a condição de melhor desempenho.

### 5.2.2 Evoluções temporais dos coeficientes de arrasto e sustentação e do deslocamento

A Fig. 5.9 mostra a evolução temporal para o deslocamento transversal do cilindro amortecido. Para  $V_r = 2$ , nota-se que o aumento da razão de massa do sistema leva a uma redução significativa da amplitude do deslocamento transversal do cilindro. Isto ocorre porque o aumento da razão de massa aumenta a rigidez do sistema fluido-estrutura, contribuindo para redução do deslocamento vertical do cilindro. Entretanto, com o aumento da velocidade reduzida, Fig. 5.9(c), observa-se um aumento significativo na amplitude do deslocamento transversal do cilindro, quando comparado com a Fig. 5.9(a). Considerando  $V_r = 3.5$  e  $m^* = 10.30$ , Fig. 5.9(d), verifica-se maior estabilidade do sistema e uma diminuição nas amplitudes do deslocamento do cilindro. Nas Figs. 5.9(e) e 5.9(f), as quais representam  $V_r = 5$ , ocorre aumento do sinal quando comparado com as figuras anteriores. Uma explicação para esse resultado é a alteração do modo de geração de vórtices, representado pela Fig. 5.8(e) e (f). Por fim, para a Fig. 5.9(g), nota-se maior instabilidade para o deslocamento transversal, com alta amplitude ao longo do tempo adimensional. Para a Fig. 5.9(h), nota-se melhor comportamento e estabilidade após o tempo adimensional de 100.

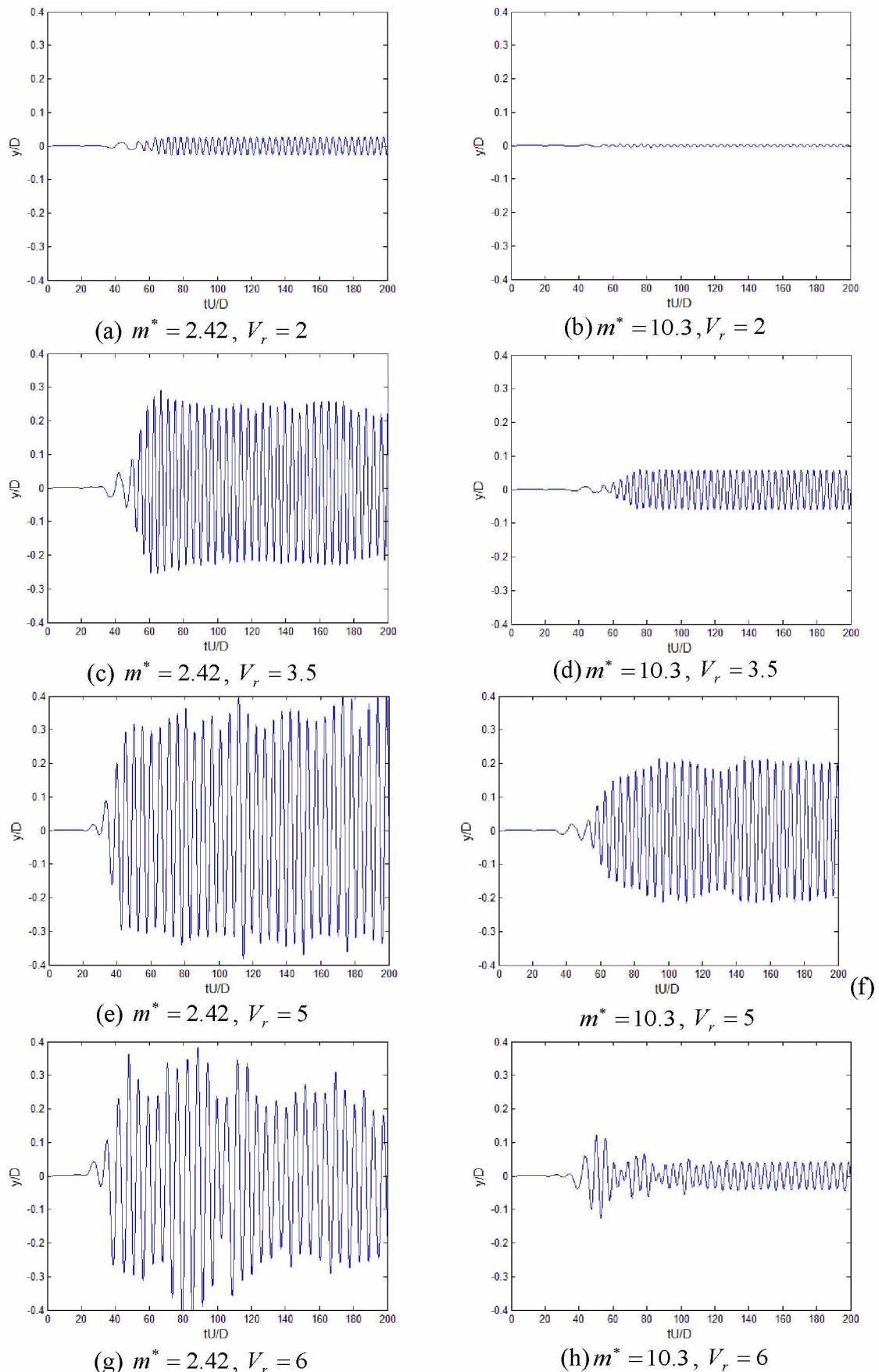


Figura 5.9 – Influência da razão de massa e da velocidade reduzida no deslocamento transversal do sistema viscoelástico para a condição de melhor desempenho.

A Fig. 5.10 apresenta a influência da razão de massa e da velocidade reduzida na evolução temporal do coeficiente de sustentação. Nota-se que para  $V_r = 2$  e  $m^* = 2.42$ , Fig. 5.10(a), o coeficiente de sustentação apresenta um sinal periódico oscilando em torno de zero. Aumentando-se a razão de massa, Fig. 5.10(b), verifica-se que a constância do sinal permanece, no entanto, com uma pequena redução na amplitude das oscilações ao longo do tempo. Nas Figs. 5.10(c) e 5.10(d), nota-se um aumento na amplitude do coeficiente de sustentação para ambas as razões de massa. Com o aumento da velocidade reduzida para  $V_r = 5$ , observa-se uma redução na amplitude da sustentação, além do comportamento se tornar irregular, o qual pode ser compreendido pela alteração dos modos de geração de vórtices mostrados nas Figs. 5.8(e) e (f). Nas Figs. 5.10(g) e (h),  $V_r = 6$ , nota-se uma diminuição da amplitude, sendo que, para Fig. 5.10(h) há um comportamento senoidal mais regular para a flutuação a partir do tempo adimensional de 120, o que é coerente com o modo de geração de vórtices, ‘2S’, mostrado na Fig. 5.8(h).

A Fig. 5.11(a) mostra a evolução temporal do coeficiente de arrasto para  $V_r = 2$  e  $m^* = 2.42$ . Após uma condição transiente inicial correspondente ao tempo adimensional de 70, o sinal do arrasto torna-se periódico. Com o aumento da razão de massa, Fig. 5.11(b), verifica-se o mesmo comportamento anterior, porém, com uma pequena redução da amplitude do sinal. Aumentando-se a velocidade reduzida para  $V_r = 3.5$ , Fig. 5.11(c), observa-se uma elevação na amplitude das flutuações do sinal, bem como falta de periodicidade. Isto ocorre provavelmente pela mudança no modo de geração de vórtices, conforme mostrado na Fig. 5.8(c), em que a esteira é composta por pares de vórtices de sinais opostos. Para  $V_r = 3.5$  e  $m^* = 10.3$ , Fig. 5.11(d), tem-se um melhor comportamento para o arrasto, pois ocorre o modo ‘2S’ para esse resultado (ver Fig. 5.8(d)). Nas Figs. 5.11(e) e (f), visualiza-se uma forte oscilação do sinal para ambas as razões de massa, o que é justificado pela geração irregular de vórtices mostrado nas Figs. 5.8(e) e (f). Por último, aumentando-se a razão de massa para  $V_r = 6$ , verifica-se na Fig. 5.11(g) um aumento das oscilações irregulares do sinal do arrasto, causado provavelmente, pela geração de vórtices oscilantes. Elevando-se a razão de massa, Fig. 5.11(h), pode-se verificar a periodicidade do sinal a partir do tempo adimensional de 120. Isto pode ser explicado pelo modo de geração de vórtices ‘2S’, Fig. 5.8(h).

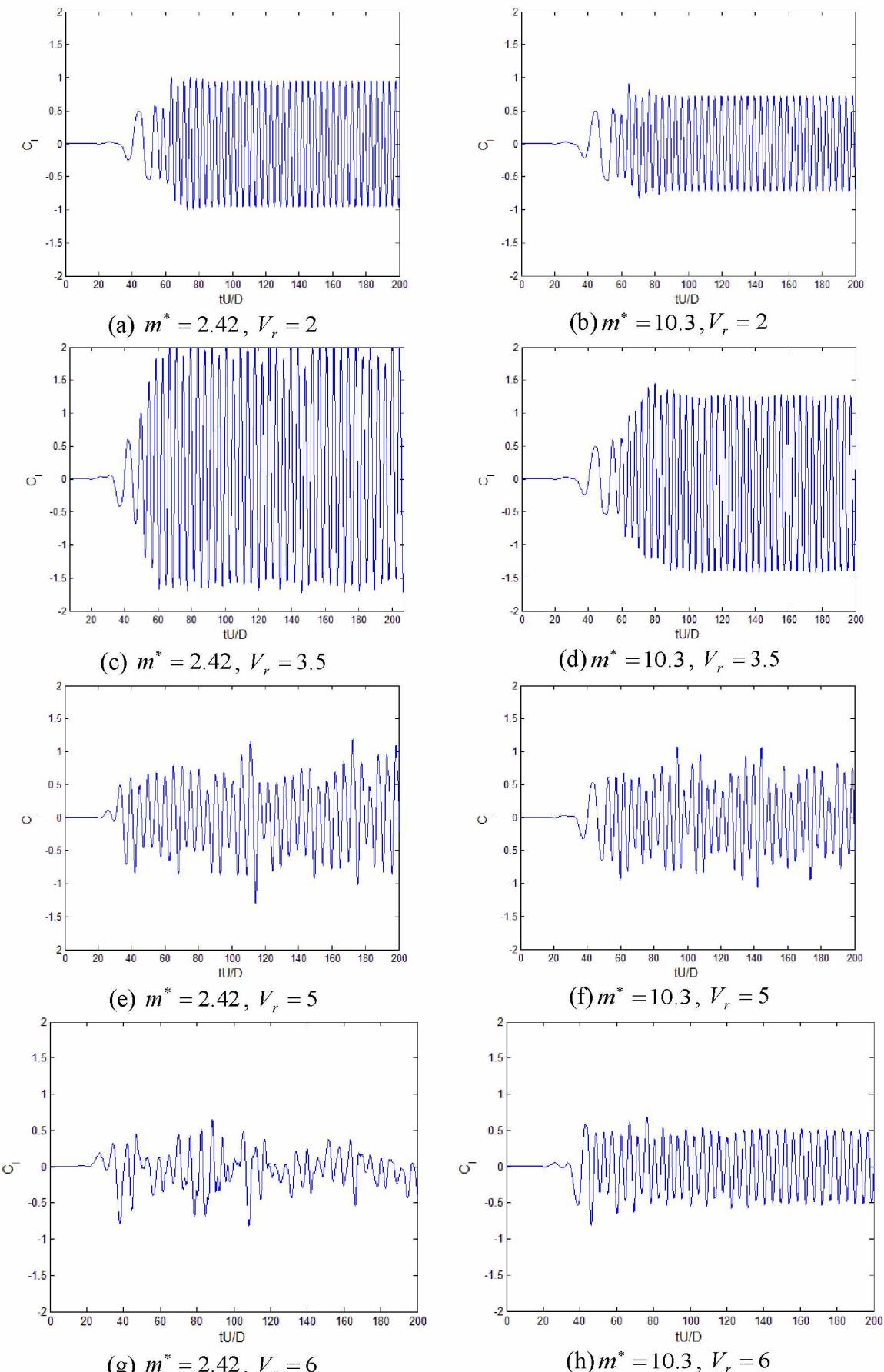


Figura 5.10 – Influência da razão de massa e da velocidade reduzida no coeficiente de sustentação do sistema viscoelástico para a condição de melhor desempenho.

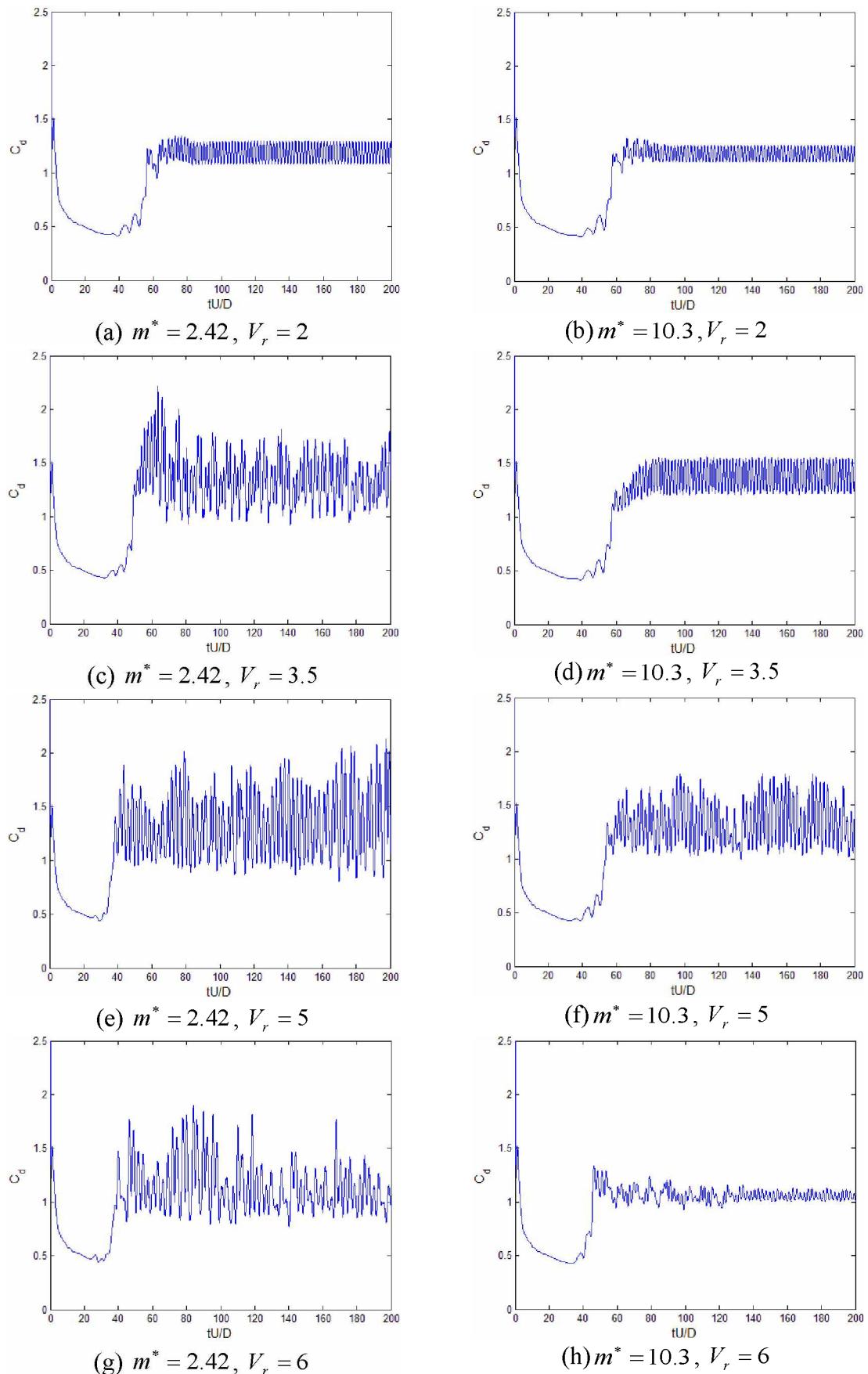


Figura 5.11 – Influência da razão de massa e da velocidade reduzida no coeficiente de arrasto do sistema viscoelástico para a condição de melhor desempenho.

### 5.2.3 Espectros de potência do coeficiente de sustentação e deslocamento vertical.

Em termos da redução das amplitudes para o sinal do espectro de potência do coeficiente de sustentação ( $E_{cl}$ ) e deslocamento vertical adimensional ( $E_{y/D}$ ) que agem no sistema fluido-estrutura viscoelástico, fica claro pela análise das Figs. 5.12 e 5.13 que a razão de massa de  $m^* = 10.3$  leva a uma melhor condição de operação do sistema. Vale ressaltar novamente que com o aumento da razão de massa do sistema, observa-se uma alteração na rigidez elástica do mesmo, modificando, significativamente, as amplitudes dos esforços fluidodinâmicos agindo no cilindro imerso no escoamento.

Para  $V_r = 2$  e  $m^* = 2.42$ , Figs. 5.12(a) e 5.13(a), observa-se um pico de energia dominante para cada sinal, onde o sinal do coeficiente de sustentação é mais energizado comparado ao sinal do deslocamento vertical. Com o aumento da razão de massa, Figs. 5.12(b) e 5.13(b), verifica-se uma redução na energia associada ao espectro dos dois sinais, enquanto que, aumentando-se a velocidade reduzida para  $V_r = 3.5$ , Figs. 5.12(c) e 5.13(c), nota-se um aumento na energia associada ao espectro de ambos sinais. Por outro lado, com a elevação da razão de massa e igual  $V_r$ , Figs. 5.12(d) e 5.13(d), notou-se uma considerável redução no nível de energia do espectro de potência tanto para o sinal do coeficiente de sustentação quanto para o deslocamento vertical.

Para  $V_r = 5$  e  $m^* = 2.42$ , Figs. 5.12(e) e 5.13(e), verifica-se uma redução no nível de energia associado ao espectro  $E_{cl}$ , por outro lado, para o nível de energia do espectro correspondente ao sinal do deslocamento vertical, tem-se um aumento, quando comparados com  $V_r = 3.5$ , Figs. 5.12 (c) e 5.13 (c). Ambos os fatos podem ser compreendidos, novamente, pela alteração dos modos de geração de vórtices mostrados nas Figs. 5.8(e). Com o aumento da razão de massa, Figs. 5.12(f) e 5.13(f), pode-se visualizar que o espectro  $E_{cl}$  permaneceu praticamente inalterado, comparado com a Fig. 5.12(e). Por outro lado para o espectro  $E_{y/D}$ , houve uma redução do sinal, quando analisado com a Fig. 5.13(e) e um aumento no nível de energia quando comparado com  $V_r = 3.5$ , Fig. 5.13(d). Por fim, para  $V_r = 6$  e  $m^* = 2.42$ , Figs. 5.12(g) e 5.13(g), tem-se uma considerável redução no nível de energia correspondente ao espectro do sinal do

coeficiente de sustentação, no entanto, considerando o espectro do sinal do deslocamento vertical a diminuição foi quase desprezível. Esse fato pode ser compreendido pela geração de vórtices oscilantes representado pela Fig. 5.8(g). Aumentando a razão de massa, Figs. 5.12(h) e 5.13(h), pode-se averiguar que o pico relacionado ao espectro  $E_{c_l}$  é mais energizado comparado com o de menor razão de massa, Fig. 5.12(g), enquanto que, para o sinal do deslocamento vertical adimensional nota-se uma brusca redução no nível de energia quando comparado com o de menor  $m^*$ , Fig. 5.13(g) e com igual  $V_r$ , Fig. 5.13(f). Isto pode ser explicado pelo modo de geração de vórtices ‘2S’, Fig. 5.8(h).

Verifica-se pelos resultados apresentados nas Figs. 5.12 e 5.13 que para a menor razão de massa, a frequência com que o cilindro oscila reduz à medida que a velocidade reduzida aumenta, apresentando valores superiores à frequência do cilindro estacionário,  $St_0 = 0.22$ , para baixos valores de  $V_r$ , e valores inferiores à  $St_0$  para altos valores de  $V_r$ . Com o aumento da razão de massa, Figs. 5.12 e 5.13, o cilindro oscila praticamente com a mesma frequência de Strouhal para altos valores de  $V_r$ .

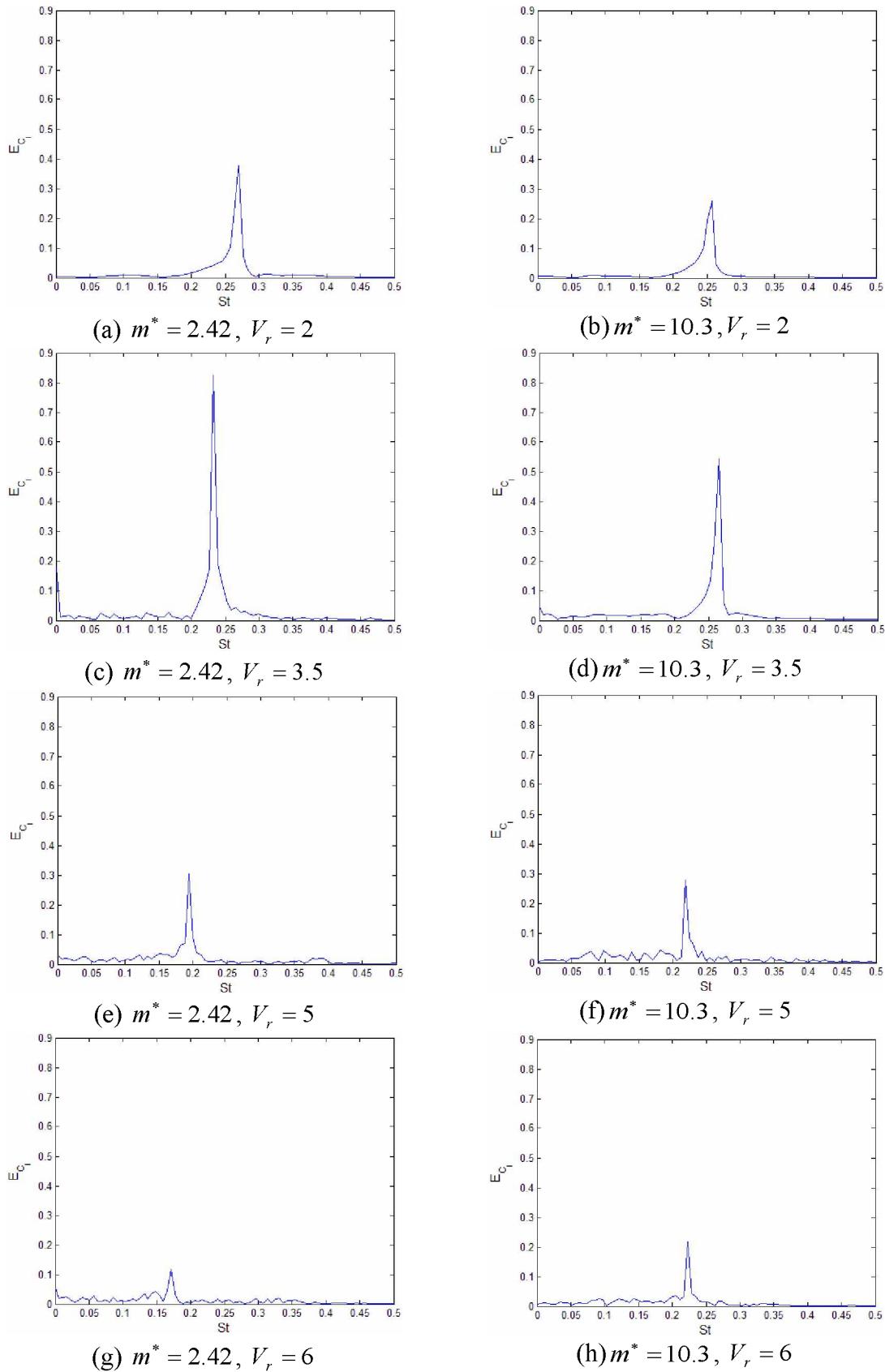


Figura 5.12 – Influência da  $m^*$  e da  $V_r$  no espectro de potência do coeficiente de sustentação do sistema viscoelástico para a condição de melhor desempenho.

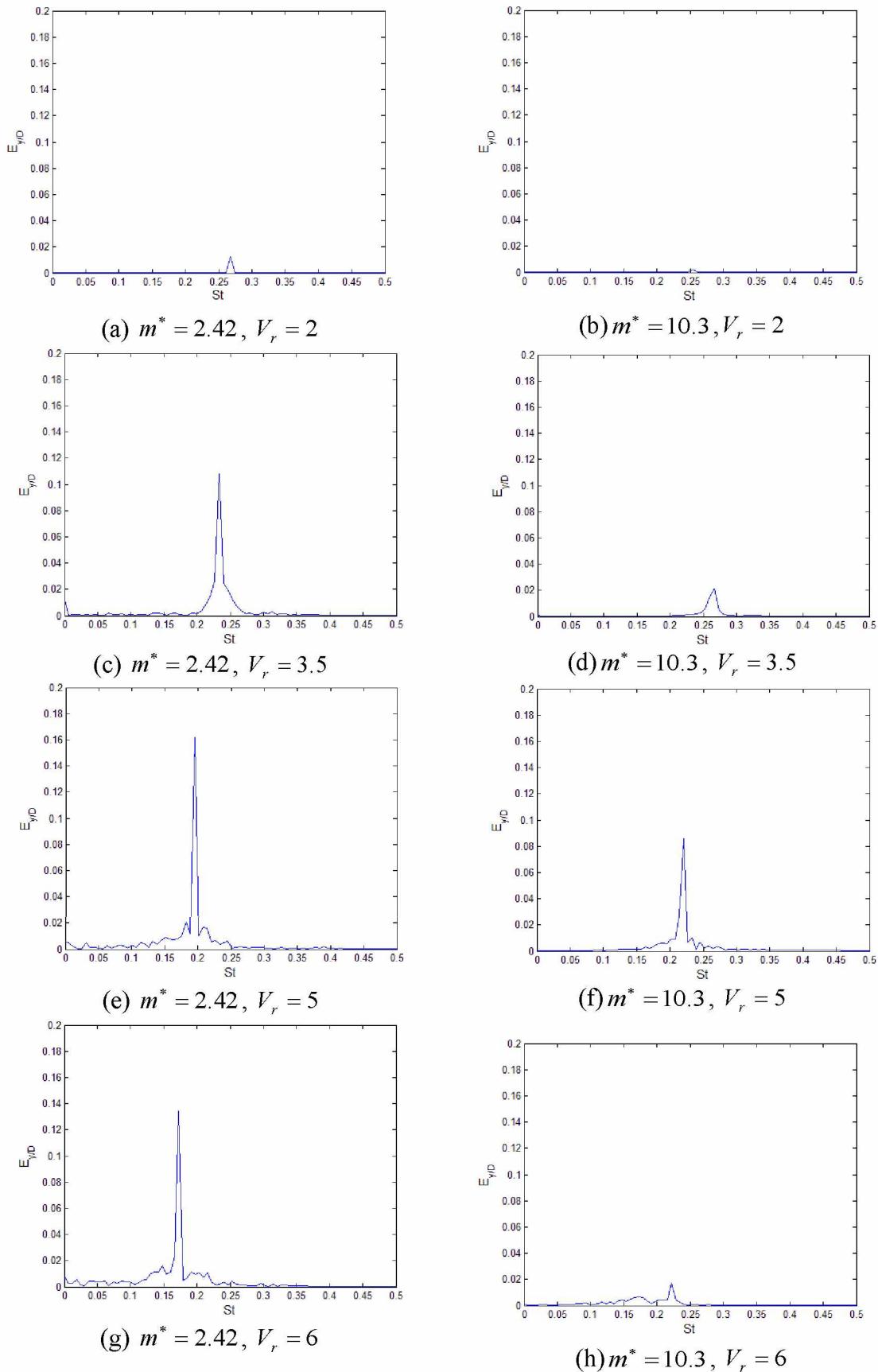


Figura 5.13 – Influência da  $m^*$  e da  $V_r$  no espectro de potência do deslocamento vertical adimensional do sistema viscoelástico para a condição de melhor desempenho.

## CAPÍTULO VI

### CONCLUSÕES GERAIS E PROPOSTAS DE CONTINUIDADE

Neste trabalho foi feito um estudo numérico sobre a viabilidade do emprego de materiais viscoelásticos para a supressão das vibrações induzidas por vórtices. Para tanto, foi proposta uma técnica de modelagem numérico-computacional de um sistema fluido-estrutura de um grau de liberdade composto por um cilindro rígido suportado por uma mola viscoelástica translacional. Para a modelagem do comportamento dinâmico do material viscoelástico, no contexto de problemas de interação fluido-estrutura, foi utilizado o modelo das derivadas fracionárias aprimorado conforme desenvolvimentos apresentados por Galúcio *et. al.* (2004). Portanto, uma das grandes contribuições advindas com o desenvolvimento deste trabalho é a proposição de uma metodologia de modelagem numérico-computacional de sistemas fluido-estrutura viscoelásticos rígidos e/ou flexíveis para a supressão das vibrações induzidas por vórtices.

Este trabalho propiciou o surgimento dos trabalhos publicados 23º Congresso Internacional de Engenharia Mecânica (COBEM), Cunha *et. al.* (2015), e Special Topics in Structural Dynamics, Cunha *et. al.* (2016).

Os resultados obtidos pelas simulações numéricas realizadas permitiram avaliar não somente os procedimentos de modelagem numérico-computacional de sistemas

fluido-estruturas viscoelásticos, mas também a potencialidade desses materiais para o controle passivo de vibrações induzidas por vórtices. No entanto, condições ambientais e operacionais mostraram ser determinantes no que se refere ao comportamento dinâmico dos materiais viscoelásticos. Neste sentido, são as seguintes as conclusões específicas:

- A utilização dos materiais viscoelásticos mostrou-se uma estratégia interessante e eficiente de controle passivo de vibrações induzidas por vórtices;
- O procedimento de modelagem do sistema fluido-estrutura de um grau de liberdade suportado por uma mola com características viscoelásticas, tal como apresentado neste trabalho, pode ser facilmente estendido a problemas de interação fluido-estrutura mais complexos, tais como cilindros flexíveis contendo amortecimento viscoelástico modelados por elementos finitos;
- O modelo viscoelástico adotado neste trabalho é bem adaptado para ser empregado na modelagem no domínio do tempo ou no domínio da frequência de sistemas dinâmicos incorporando materiais viscoelásticos;
- A eficiência dos materiais viscoelásticos depende fortemente da temperatura ambiente e das condições de operação. Em particular, o aumento da temperatura do material viscoelástico ocorrida seja por variações nas condições ambientais, seja pelo auto-aquecimento interno, leva a uma perda de eficiência da mola viscoelástica em termos da redução da vibração transversal do cilindro induzida pelos vórtices;
- Em termos dos coeficientes de arrasto e sustentação agindo no cilindro imerso no fluido, a presença do amortecimento viscoelástico para a condição de melhor desempenho, correspondente à temperatura de 10°C, leva a uma redução significativa nas variações de amplitude desses coeficientes;

- Para os campos de vorticidade, foi observado o modo ‘2S’ de geração de vórtices na temperatura de melhor desempenho do material viscoelástico quando comparado com o sistema sem viscoelástico. Além disso, observou-se um comportamento similar ao de um cilindro estacionário, já que ocorreu um alinhamento dos vórtices em relação ao eixo central. Portanto, o amortecimento viscoelástico leva a uma estabilização dos campos de vorticidade e uma consequente melhora na dinâmica do sistema fluido-estrutura;
- Analisando os espectros de potência tanto do deslocamento vertical adimensional quanto do coeficiente de sustentação do cilindro, notou-se o comportamento “*soft-lock in*”, uma vez que a frequência de oscilação do sistema fluido-estrutura viscoelástico, obtida via emprego da transformada rápida de Fourier, está entre a frequência do cilindro estacionário e a frequência natural do sistema;
- Os resultados numéricos de algumas simulações realizadas variando-se a razão de massa e a velocidade reduzida mostraram que esses parâmetros possuem uma influência significativa na dinâmica do sistema fluido-estrutura viscoelástico. Além disso, é possível identificar claramente o conjunto desses parâmetros que leva a uma melhor condição de operação do sistema em termos da redução do deslocamento transversal do cilindro e dos esforços fluidodinâmicos. Entretanto, é importante salientar que para uma caracterização mais detalhada da sensibilidade das respostas do sistema fluido-estrutura viscoelástico com relação a esses parâmetros, faz-se necessário a realização de mais simulações numéricas aumentando, por exemplo, a velocidade reduzida e/ou a razão de massa.

## 6.1 Perspectivas de trabalhos futuros

Este trabalho permitiu identificar alguns pontos a serem investigados no futuro:

- Complementação das simulações numéricas visando a caracterização da influência da velocidade reduzida e da razão de massa na dinâmica do sistema fluido-estrutura viscoelástico;
- Extensão dos procedimentos de modelagem numérico-computacional desenvolvidos neste trabalho a sistemas envolvendo problemas de interação fluido-estrutura mais complexos de interesse industrial. Para tanto, serão também aplicados técnicas de redução de modelos visando a redução do custo computacional envolvido para a obtenção das respostas do sistema fluido-estrutura viscoelástico;
- A inclusão na modelagem do efeito do auto-aquecimento interno do material viscoelástico constitui-se numa outra perspectiva, uma vez que foi observado que a temperatura tem um papel fundamental sobre as propriedades dinâmicas desses materiais;
- Introdução de incertezas paramétricas nos parâmetros da estrutura viscoelástica e do escoamento que influenciam sobremaneira na dinâmica do sistema. Neste sentido, toda modelagem determinística do sistema fluido-estrutura viscoelástico já desenvolvida poderá ser estendida ao caso de sistemas estocásticos;
- Construção de aparato laboratorial e realização de experimentos com o objetivo de comprovar as simulações numéricas.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALMEIDA, C. T. **Análise de Vibrações Induzidas por Vórtices em um Riser de Perfuração.** 2010. 80f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Civil) – Escola Politécnica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2010.

ARRUDA, J.M.; LIMA E SILVA, A. L. F.; ROMA, A. M., NETO, A. S. Modelagem Matemática de Escoamentos Internos Forçados Utilizando o Método de Fronteira Imersa. In: Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering, Rio de Janeiro, Brazil, Nov. 29 Dec. 05, 2004.

ARTHURS, K. M.; MOORE, L. C.; PESKIN, C. S.; PITMAN, E. B.; LAYTON, H. E. Modeling Arteriolar Flow and Mass Transport Using the Immersed Boundary Method. **Journal of Computational Physics.** 147, pp. 402-440, 1998.

BAGLEY, R. L.; TORVIK, P. J. A. Different Approach to the Analysis of Viscoelastically Damped Structures. **AIAA Journal,** 21:741-748, 1983.

BAGLEY, R. L.; TORVIK, P. J. Fractional Calculus in the Transient Analysis of Viscoelastically Damped Structures. **The American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal.** v. 23, n. 6, p. 918-925, 1985.

BALMÈS, E.; GERMÈS, S. Tools for viscoelastic damping treatment design: Application to an automotive floor panel. International Conference on Noise and Vibration Engineering. **Proceedings of the 28th International Seminar on Modal Analysis.** 2002 Leuven, Bélgica.

BARKANOV, E. Transient Response Analysis of Structures Made from Viscoelastic Materials. **International Journal for Numerical Methods in Engineering.** v. 44, n.3, p.393- 403, jan 1999.

BLACKBURN, H.; HENDERSON, R. Lock-In Behavior in Simulated Vortex-Induced Vibration. **Experimental Thermal and Fluid Science.** 12, p. 184-189, 1996.

BRIKA, D.; LANEVILLE, A. 1999. The Flow Interaction Between a Stationary Cylinder and a Downstream Flexible Cantilever. **Journal of Fluids and Structures,** v.13, 579–606, 1999.

CAMPREGHER, R. J. **Modelagem matemática tridimensional para problemas de interação fluido-estrutura.** 2005. 160f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2005.

CASTEJON, D. **Métodos de Redução do Arrasto e Seus Impactos Sobre a Estabilidade Veicular.** 2011. 98f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Escola de Engenharia ,Universidade de São Paulo, São Carlos, 2011.

CHEN, X. Y.; ZHA, G. C. Fully Coupled Fluid-Structural Interactions Using an Efficient High Resolution Upwind Scheme. **Journal Fluid Structures,** 20: 1105-1125, 2005.

CHORIN, A. J. Numerical Solution of the Navier-Stokes Equations. **Mathematics of Computation,** vol. 22, no. 104, pp. 745-762, 1968.

CHRISTENSEN, R. M. **Theory of Viscoelasticity.** 2. ed. New York: Dover, 2003.

CICOLIN, M. M. **Supressão da Vibração Induzida por Vórtices de Cilindros com Malha Permeável.** 2014. 85f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Naval e Oceânica) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2014.

CUNHA, B. S. C.; LIMA, A. M. G.; SILVA, A. R. Dynamics of a Hydroelastic Oscillating Cylinder with Added Viscoelastic Damping for Passive Control of Vibrations. **Special Topics in Structural Dynamics ,** v.6, chapter 15, 2016.

CUNHA, B. S. C.; LIMA, A. M. G.; SILVA, A. R. Dynamics of a Hydroelastic Oscillating Cylinder with Added Viscoelastic Damping for Passive Control of

Vibrations Induced By Vortex. **Proceedings of the 23º Internacional Congress of Mechanical Engineering** – COBEM. ABCM, Rio de Janeiro, Brazil, Dez. 6 a 11. 2015.

DROZDOV, A. D. **Viscoelastic Structures: Mechanics of Growth and Aging.** 1.ed. San Diego, Academic Press, 1998. 596p

FADLUN, E. A.; VERZICCO, R.; ORLANDI, P.; MOHD-YUSOF, J. Combined Immersed Boundary Finite-Difference Methods for Three-Dimensional Complex Flow Simulations. **Journal of Computational Physics.** 161, pp 35-60, 2000.

FEIJÓ, V. **Modelagem do Fluxo Sanguíneo na Aorta Abdominal Utilizando Interação Fluido-Estrutura.** Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2007.

GALUCIO, A.C.; DEÜ, J.F.; OHAYON, R. Finite Element Formulation of Viscoelastic Sandwich Beams Using Fractional Derivative Operators. **Computational Mechanics**, v.33, p. 282-291, 2004.

GILMANOV, A.; SOTIROPOULOS, F.; BALARAS, E. A General Reconstruction Algorithm for Simulating Flow With Complex 3D Immersed Boundaries on Cartesian Grids. **Journal of Computational Physics**, New York, v.191, n.1, p.660-669, 2003.

GOLDSTEIN, D.; HADLER, R.; SIROVICH, L. Modeling a no-slip flow boundary with an external force field. **Journal of Computational Physics**, New York, v. 105, n.2,p.354-366,1993.

GOMES, F. A. A. **Análise Numérica do Escoamento Hipersônico em Torno de Corpos Rombudos Utilizando Métodos de Alta Ordem.** 2012. 257f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos, 2012.

GONÇALVES, N. D. F. **Método dos Volumes Finitos em Malhas Não-Estruturadas. Departamento de Matemática Aplicada.** 2007. 71f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) -Faculdade de Ciências ,Universidade do Porto, 2007.

GRALA, P. **Chaminés Industriais: Soluções para Atenuação de Vibrações Induzidas por Desprendimento de Vórtices.** 2013. 94f. Trabalho de Conclusão de

Curso (Graduação em Engenharia Civil) – Escola de Engenharia Civil, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Rio Grande do Sul, 2013.

GRIFFITH, B. E.; PESKIN, S. C. On the order of accuracy of the immersed boundary method: Higher order convergence rates for sufficiently smooth problems. **Journal of Computational Physics**, 208, pp 75-105, 2005.

GUARALDO NETO, B. **Modelagem por Elementos Finitos de Sistemas Dinâmicos Combinando Materiais Viscoelásticos e Materiais com Memória de Forma para o Controle Passivo de Vibrações e Ruído**. 2012. 94f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2012.

HOVER, F. S.; MILLER, S. N.; TRIANTAFYLLOU, M. S. Vortex-Induced Vibration of Marine Cables: Experiments Using Force Feedback. **Journal of Fluids and Structures**, Cambridge, v. 11, p. 307-326, 1997.

JONES, D. I. G. Viscoelastic Vibration Damping. [S.l.]: **John & Wiley Sons LTD.**, 2001.

KIM, D.; CHO.I, H. Immersed-Boundary Method for Flow Around an Arbitrarily Moving Body. **Journal of Computational Physics**, 212, pp. 662-680, 2006.

KIM, J.; KIM, D.; CHOI, H. An Immersed-Boundary Finite-Volume Method for Simulations of Flow in Complex Geometries. **Journal of Computational Physics**, New York, v.171,n.1,p.132-150. 2001.

KITATANI JÚNIOR, S. **Investigação Sobre Procedimentos de Identificação de Cargas Axiais em Dutos Submersos a partir de Respostas Vibratórias**. 2014. 132f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2014.

LAI, M-C.; PESKIN, C. S. An Immersed Boundary Method with Formal Second-Order Accuracy and Reduced Numerical Viscosity. **Journal of Computational Physics**. 160, pp705-719, 2000.

LESIEUTRE, G. A.; BIANCHINI, E. Time Domain Modeling of Linear Viscoelasticity Using Anelastic Displacement Fields. **Journal of Vibration and Acoustics**. v. 117, n.4, p. 424-430, out. 1995.

LI, C. W.; WANG, L.L. An Immersed Boundary Finite Difference Method for LES of Flow Around Bluff Shapes. **International Journal for Numerical Methods in Fluids**, Chichester,v.46, n.1, p.85-107, 2004.

LIMA, A. M. G. **Modelagem Numérica e Avaliação Experimental de Materiais Viscoelásticos Aplicados ao Controle Passivo de Vibrações Mecânicas**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica)-Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2003.

LIMA, A. M. G. **Modélisatio net Optimisation Robuste de l'amortissement Viscoélastique de Systèmes Mécaniques**. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) — Université de Franche, Comté, 2007.

LIMA, A. M. G.; da SILVA, A. R.; RADE, D. A.; Bouhaddi, N. Component Mode Synthesis Combining Robust Enriched Ritz Approach for Viscoelastically Damped Structures, **Engineering Structures**. v. 32, n. 5, p. 1479-1488, 2010.

LIMA e SILVA, A. L. F. **Desenvolvimento e Implementação de uma nova Metodologia para Modelagem de Escoamentos sobre Geometrias Complexas: Método da Fronteira Imersa com Modelo Físico Virtual**. 2002. Tese de Doutorado – Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

LIMA e SILVA, A. L. F.; SILVEIRA-NETO, A.; DAMASCENO, J. J. R. Numerical Simulation of Two Dimensional Flows over a Circular Cylinder using the Immersed Boundary Method. **Journal of Computational Physics**. 189, pp 351-370, 2003.

LOPES, R. K. D. **Análise de Estruturas Sujeitas a Vibrações Induzidas por Vórtices**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil) – Faculdade de Engenharia, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2006.

MAINARD, F. Fractional Calculus and Waves in Linear Viscoelasticity: An Introduction to Mathematical Models. 1 ed. **World Scientific Publishing**, 2010. 368p.

MALISKA, C. R. **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacionais.** 2.ed. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora S.A, 2004. 453p.

MARTIN, L. A.; INMAN, D. J. A Novel Viscoelastic Material Modulus Function for Modifying the Golla-Hughes-McTavish Method. **Journal of Acoustics and Vibration.** Vol. 18, n. 3, 2013.

MCQUEEN, D. M.; PESKIN C.S., Shared-Memory Parallel Vector Implementation of the Immersed Boundary Method for the Computation of Blood flow in the Beating Mammalian Heart, **J. Supercomp.** 11, 213 1997.

MEIROVITCH, L. Dynamics and Control of Structures. **John Wiley & Sons**, New York, 1989.

MINKOWYCZ, W. J.; SPARROW, E. M.; SCHNEIDER, G. E.; PLETCHER, R. H. **Handbook of Numerical Heat Transfer.** N.Y: Wiley. 1988.

MITTAL, S.; KUMAR, V. Flow-Induced Vibrations of a Light Circular Cylinder at Reynolds Numbers  $10^3$  to  $10^4$ . **Journal of Sound and Vibration.** 245(5), pp 923-946, 2001.

MOHD-YUSOF, J. Combined Immersed Boundaries B-splines Methods for Simulations of Flows in Complex Geometries. **CTR annual research briefs** 1997, Stanford, 1997.

NASHIF, A. D.; JONES, D. I. G.; HENDERSON, J. P. **Vibration Damping.** N.Y. John Wiley & Sons, 1985.

OLIVEIRA, J. E. S. **Método de fronteira imersa aplicado à modelagem matemática e simulação numérica de escoamentos turbulentos sobre geometrias móveis e deformáveis.** 2006. 164f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica)– Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2006.

PADILHA, E. L. M.; MARTINS, A. L.; NETO, A. S. Simulação Numérica de Escoamentos Internos Tridimensionais Usando o Método da Fronteira Imersa. In: Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering, Curitiba, Brazil, Dec. 5-8, 2006.

PEREIRA, J. A. S. A 2-D Immersed Boundary Method on Low Reynolds Moving Body. 2014. 65f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Aeroespacial) - Faculdade de Engenharia Aeroespacial, Universidade de Lisboa, Lisboa, 2014.

PERSOZ, B. **Introduction a L'étude de La Rhéologie**. Dunod: [s.n.], 1987.

PESKIN, C. S. Flow patterns around heart valves: a numerical method. **Journal of Computational Physics**, New York, v.10, n.2, p.252-271. 1972.

PESKIN, C. S. Numerical Analysis of Blood Flow in the Heart. **Journal of Computational Physics**.25, pp 220-252, 1977.

PESKIN, C. S.; MCQUEEN, D. M. A. General Method for the Computer Simulation of Biological Systems Interacting with Fluids.In: Symposium on Biological Fluid Dynamics (SEB), Leeds, England, July 5-8, 1994.

PRASANTH, T. K.; BEHARA, S.; SINGH, S. P.; KUMAR, R.; MITTAL, S. Effect of Blockage on Vortex-Induced Vibrations at Low Reynolds Numbers. **Journal Fluid Structures**, 22: 865-876, 2006.

RAO, M. D. Recent Applications of Viscoelastic Damping for Noise Control in Automobiles and Commercial Airplanes. **Journal of Sound and Vibration**. v. 262, n. 3, p. 457-474, 2003.

ROCHA, R. G. **Interação Fluido-Estrutura em Sistemas de Tubulações Conduzindo Líquidos Via Método de Glimm**. 2011. 84f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Escola de Engenharia Universidade Federal Fluminense, Universidade Federal Fluminense, Niterói, 2011.

ROMA, A. M. Uma Abordagem Computacional e Alguns Problemas de Dinâmica de Fluidos Biológicos. **Matemática Universitária**.v.30, pp. 15-39, 2001.

ROMA, A. M.; PESKIN, C. S.; BERGER, M. J. An Adaptive Version of the Immersed Boundary Method. **Journal of Computational Physics**.153(2), pp 509-534, 1999.

RUBAN, A. I.; ARAKI, D.; YAPALPARVI, R.; GAJJAR., S. T. On Unsteady Boundary-Layer Separation in Supersonic Flow: Upstream Moving Separation Point. **Journal of Fluid Mechanics**,v.678, pp.124–155, 2011.

SAIKI, E. M.; BIRINGEN, S. Numerical Simulation of a Cylinder in Uniform Flow: Application of a Virtual Boundary Method. **Journal of Computational Physics.** 123, pp 450-465, 1996.

SAMALI B.; KWOK K. C. S. Use of viscoelastic dampers in reducing wind and earthquake induced motion of building structures. **Engineering Structures.** v.17, n. 9, p. 639-654, 1995.

SANCHES, R. A. K.; CODA, H. B. Análise de Interação Fluido-Estrutura pelo Método dos Elementos Finitos. In: Caderno de Engenharia de Estruturas, São Carlos, v.11, n.53, p. 187-191, 2009.

SARPKAYA, T. A Critical Review of the Intrinsic Nature of Vortex-Induced Vibrations. **Journal of Fluids and Structures.** 19, pp 389-447, 2004.

SILVA, A. R. **Modelagem Matemática de Interação Fluido-Estrutura Usando o Método da Fronteira Imersa.** 2008. 233f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica)– Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2008.

SILVA, A. R.; LIMA, A. M. G. Numerical Simulations of Incompressible and Two-Dimensional Flow Around a Rotating Cylinders Pais. In: Iberian Latin American Congress on Computational Methods Engineering, Fortaleza, Brazil, 2014.

SOUZA, F. C. S. **Desprendimento de vórtices em pontes: vibrações transversais induzidas no tabuleiro.** 2013. 92f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Civil) – Escola de Engenharia Civil, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Rio Grande do Sul, 2013.

SRINIVAS, K.; FUJISAWA., N. Effect of Rotational Oscillation Upon Fluid Forces About a Circular Cylinder. **Journal of Wind Engineering.** v.91, P. 637-652, 2003.

SUNG, H. G.; BAEK, H.; HONG, S.; CHOI, J. S. Numerical Investigation on Vortex-Induced Motion of a Pivoted Cylindrical Body in Uniform Flow. **Fluid Structure Interaction,** Southampton, v. 7, p. 147-154, 2013.

THOMSON, W.T.; DAHLEH, M.D. Theory of Vibration With Applications. Prentice Hall, New Jersey, 1998.

TSUKADA, R. I. **Comportamento Dinâmico de Riser Rígido em Catenária Devido à Vibração Induzida por Vórtices em Águas Profundas.** 2009. 128f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2009.

TUSZYNSKI, J.; Löhner, R. Control of a Kármán Vortex Flow by Rotational Oscillations of a Cylinder, pp.1-12, 1998.

UHLMANN, M. An immersed boundary method with direct forcing simulation of particulate flows. **Journal of Computational Physics**, New York, v.209, n.1, p.448–476, 2005.

UNVERDI, S. O.; TRYGGVASON, G. A Front-Tracking Method for Viscous, Incompressible, Multi-fluid Flows. **Journal of Computational Physics**, 100, pp 25-37, 1992.

VEDOVOTO, J. M. **Desenvolvimento de uma Modelagem da Combustão em Escoamento Turbulento Baseada em Metodologia Híbrida Euleriana/Lagrangiana e na Metodologia da Fronteira imersa.** 2009. 124f. Projeto de Qualificação (Doutorado em Engenharia Mecânica)– Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade, Uberlândia, 2009.

VIEIRA, D. G. S. D. R. **Modelagem da Interação Fluido-Estrutura Usando o Método da Fronteira Imersa: Aplicação ao Estudo do Escoamento em Torno de um Cilindro Confinado.** 2009. 116f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2009.

VIKESTAD, K.; VANDIVER, J. K.; LARSEN, C. M. Added Mass and Oscillation Frequency for a Circular Cylinder Subjected to Vortex-Induced Vibrations and External Disturbance. **Journal of Fluids and Structures.**14, pp 1071-1088, 2000.

VIKHANSKY, A. A New Modification of the Immersed Boundaries Method for Fluid-Solid Flows: Moderate Reynolds Numbers. **Journal of Computational Physics.**191, pp 328-339, 2003.

VILAÇA, A. C.; LIMA e SILVA, A. L. F.; NETO, A. S. Mathematics Modelling of Fluid-Structure Interaction Problems. In: Simpósio do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 13, 2003, Uberlândia.

WANG A.; FAN, J.; CEN, K. Immersed Boundary Method for The Simulation of 2D Viscous Flow Based on Vorticity–Velocity Formulations. **Journal of Computational Physics**, New York, v.228, n.5, p.1504–1520, 2009.

WHITE, F. M. **Fluid Mechanics**.4.ed. Nova York: McGraw-Hill, 2007.

WILLIAMSON, C. H. K.; ROSHKO, A. Vortex Formation in the Wake of an Oscillating Cylinder. **Journal Fluids Structure**.2, p. 355-381, 1988.

XU, S.; WANG, Z.J. An Immersed Interface Method for Simulation the Interaction of a Fluid With Moving Boundaries. **Journal of Computational Physics**, v.216 , pp. 454-493, 2005.

ZHOU, C. Y.; SO, R. M. C.; LAM, K. Vortex-induced vibrations of an elastic circular cylinder. **Journal of Fluids and Structures**. 13, pp 165-189, 1999.