

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE DO EFEITO DA INTERAÇÃO FLUIDO-ESTRUTURA NAS FORÇAS  
FLUIDODINÂMICAS EM UM ELEMENTO DE PÁ FLEXÍVEL 3D

por

Franciele Stail Bordin

Dissertação para obtenção do Título de  
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, maio de 2014

ANÁLISE DO EFEITO DA INTERAÇÃO FLUIDO-ESTRUTURA NAS FORÇAS  
FLUIDODINÂMICAS EM UM ELEMENTO DE PÁ FLEXÍVEL 3D

por

Franciele Stail Bordin

Engenheira Mecânica

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para obtenção do Título de

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Fenômenos de Transporte

Orientador: Prof<sup>ª</sup>. Dr<sup>ª</sup>. Adriane Prisco Petry

Aprovada por:

Prof<sup>ª</sup>. Dr<sup>ª</sup>, Branca Freitas de Oliveira, PgDesign/UFRGS

Prof. Dr. Paulo Roberto de Freitas Teixeira, FURG

Prof. Dr. Sergio Viçosa Möller, PROMEC/UFRGS

Prof. Dr. Rogério José Marczac

Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 30 de maio de 2014

## **AGRADECIMENTOS**

Primeiramente gostaria de agradecer a toda equipe de professores e funcionários da UFRGS que contribuíram com a minha formação.

À minha professora orientadora, Prof<sup>a</sup>. Dr<sup>a</sup>. Adriane Prisco Petry, pela orientação e por todo apoio ao longo deste trabalho.

Ao CESUP pelos recursos computacionais.

À CAPES pelo suporte financeiro.

Ao Rafael Almeida Gonçalves, pela colaboração com dados obtidos na sua dissertação.

Ao Rafael Lucchese Coitinho, aos meus pais, Janecir Maria Stail Bordin e Derli Trentin Bordin, ao meu irmão, Matheus Stail Bordin, e a todos meus amigos, por todo amor e carinho.

Muito obrigada!

## RESUMO

Elementos de materiais flexíveis são empregados em diversas aplicações na engenharia, como por exemplo, em pás de turbinas eólicas. O comportamento do escoamento é afetado pela alteração na forma da estrutura. Muitas vezes, seu movimento e deformação são induzidos pelas próprias forças fluidodinâmicas. O trabalho apresenta o estudo de escoamentos externos envolvendo a interação fluido-estrutura, com o interesse voltado ao comportamento de pás de turbinas eólicas. Simulações numéricas são realizadas com o intuito de avaliar o efeito que a deformação da estrutura, devido à resposta elástica às forças oriundas do escoamento, tem nas próprias forças fluidodinâmicas. A plataforma ANSYS Workbench é utilizada, combinando o *software* ANSYS CFX para a análise do fluido e o ANSYS Mechanical para a análise da estrutura. Como validação do método, o escoamento laminar sobre um cilindro apoiado elasticamente é estudado e comparado com dados da literatura. O caso escolhido para o presente trabalho é o de um escoamento turbulento sobre um elemento de pá, fixo em uma das suas extremidades e livre na outra. A geometria da pá é retangular com o perfil NACA 0012 e o modelo de turbulência utilizado é o  $k-\omega$  SST. Os resultados demonstram a influência significativa que a deformação da estrutura tem nas forças fluidodinâmicas de sustentação e arrasto e concordam com a literatura existente.

Palavras-chave: interação fluido-estrutura, pá flexível, asa finita, forças fluidodinâmicas.

## **ABSTRACT**

Elements of flexible materials are employed in several engineering applications, for instance, in wind turbine blades. The flow behavior is affected by any change in the shape of the structure. Often, its displacement and deformation are induced by the fluid-dynamic forces themselves. This paper presents the study of an external flow using fluid-structure interaction (FSI), focused on the behavior of wind turbine blades. Numerical simulations are performed in order to evaluate the effect that the deformation of the structure, caused by the elastic response to the flow forces, has on the fluid-dynamic forces themselves. The ANSYS Workbench platform is used, combining the software ANSYS CFX for the fluid analysis and ANSYS Mechanical for the structural analysis. As a form of validation of this method, the laminar flow over an elastically mounted cylinder is studied and compared with literature data. The chosen case for this work is a turbulent flow over a 3D blade element, fixed at one end and free at the other. The blade geometry is rectangular with the NACA 0012 profile and the turbulence model used is the  $k-\omega$  SST. The results demonstrate the significant influence that the deformation of the structure has on the fluid-dynamic lift and drag forces, leading to an agreement with the existing literature.

Keywords: fluid-structure interaction (FSI), flexible blade, finite wing, fluid-dynamic forces.

# ÍNDICE

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO.....</b>	<b>1</b>
1.1	Motivação .....	1
1.2	Objetivos.....	2
1.3	Organização do trabalho .....	3
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>5</b>
2.1	Turbinas eólicas .....	5
2.2	Interação fluido-estrutura.....	8
<b>3</b>	<b>MODELAGEM MATEMÁTICA E COMPUTACIONAL.....</b>	<b>16</b>
3.1	Forças fluidodinâmicas .....	16
3.2	Modelagem do escoamento .....	19
3.2.1	Modelo de turbulência k- $\omega$ SST .....	21
3.2.2	Volumes finitos e função de parede.....	24
3.3	Modelagem estrutural .....	26
3.4	Acoplamento fluido-estrutura.....	34
3.4.1	CrITÉRIOS de convergência .....	37
3.4.2	Interpolação de variáveis .....	38
3.4.3	Deformação de malha .....	39
3.5	GCI – Avaliação da qualidade da malha .....	40
<b>4</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES.....</b>	<b>43</b>
4.1	Escoamento sobre cilindro apoiado em base elástica .....	43
4.2	Escoamento sobre elemento de pá.....	48
4.2.1	Tamanho do domínio do fluido .....	51
4.2.2	Qualidade de malha do fluido.....	53
4.2.3	Qualidade de malha e passo de tempo da estrutura .....	56
4.2.4	Frequências naturais da estrutura.....	58
4.3	Resultados do escoamento sobre elemento de pá sem FSI.....	61
4.3.1	Resultados da análise do escoamento .....	61
4.3.2	Resultados da análise estrutural .....	65
4.4	Resultados do escoamento sobre elemento de pá com FSI .....	67

4.4.1	Análise do passo de tempo na interação fluido-estrutura .....	67
4.4.2	Escoamento de água sobre pá de aço .....	69
4.4.3	Escoamento de ar sobre pá de aço .....	74
4.4.4	Escoamento de ar sobre pá de alumínio.....	78
4.4.5	Síntese e análise comparativa dos resultados .....	81
<b>5</b>	<b>CONCLUSÕES.....</b>	<b>83</b>
	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>86</b>

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Crescimento das turbinas eólicas. Fonte: Wiser et al., 2011. ....	5
Figura 2.2 – Acoplamentos não particionado e particionado. Adaptado de Bispo e Pavanello, 2010. ....	8
Figura 2.3 – Parcelas do torque aerodinâmico de cada pá obtidas por Hsu e Bazilevs, 2012..	13
Figura 2.4 – Asa simulada por Wang e Lin, 2008. ....	13
Figura 2.5 – Variações nos coeficientes (a) de sustentação e (b) de arrasto, obtidos por .....	13
Figura 2.6 – Asa simulada por Almeida, 2012. ....	14
Figura 2.7 – Variações das forças fluidodinâmicas obtidas por Almeida, 2012. ....	14
Figura 2.8 – Deslocamentos da ponta da pá obtidos por Benini, 2002 com (a) estabilização e (b) com ocorrência de <i>flutter</i> . ....	15
Figura 3.1 - Forças fluidodinâmicas de um aerofólio. Fonte: Hansen, 2008. ....	16
Figura 3.2 - Coeficientes de sustentação do perfil NACA 0012 obtidos por Ladson, 1988. ...	17
Figura 3.3 - Coeficientes de arrasto do perfil NACA 0012 obtidos por Ladson, 1988. ....	18
Figura 3.4 - Sistema de vórtices de ponta de asa em um aerofólio finito. ....	18
Figura 3.5 - Exemplo comparando as análises linear e não-linear. Fonte = Cook et al., 1989.	27
Figura 3.6 - Projeto esquemático de uma análise FSI na plataforma ANSYS Workbench. ....	35
Figura 3.7 - Interface FSI e suas transferências de cargas. ....	36
Figura 3.8 - Esquema do funcionamento do processo de solução com FSI. ....	37
Figura 4.1 - escoamento sobre cilindro apoiado em base elástica. ....	43
Figura 4.2 - Domínio computacional utilizado na validação do método. Fonte: Gonçalves, 2013. ....	45
Figura 4.3 - Discretização: (a) domínio do fluido; (b) detalhe próximo ao cilindro; .....	45
Figura 4.4 - Deslocamentos do cilindro na direção $y$ obtidos por (a) este trabalho; e (b) Gonçalves, 2013. ....	46
Figura 4.5 - Forças de sustentação para o cilindro móvel de 1 metro de profundidade obtidas por (a) este trabalho; e (b) Gonçalves, 2013. ....	47
Figura 4.6 - Forças de arrasto para o cilindro móvel de 1 metro de profundidade obtidas por (a) este trabalho; e (b) Gonçalves, 2013. ....	47
Figura 4.7 - Descrição do problema. ....	48
Figura 4.8 – Perfil do aerofólio NACA 0012. ....	49
Figura 4.9 - Domínio e condições de contorno do escoamento. ....	50
Figura 4.10 - Domínio e condições de contorno estrutural. ....	50
Figura 4.11 - Parâmetro $L_D$ para análise do tamanho do domínio. ....	51



Figura 4.12 - Coeficiente de sustentação em função do tamanho do domínio para a malha 2D. .....	52
Figura 4.13 - Coeficiente de arrasto 2D em função do tamanho do domínio para a malha 2D. .....	52
Figura 4.14 – Tamanho do domínio na direção $z$ . .....	53
Figura 4.15 - Coeficiente de sustentação versus do número de volumes finitos para a análise 2D. ....	53
Figura 4.16 - Coeficiente de arrasto versus do número de volumes finitos para a análise 2D. ....	54
Figura 4.17 - Coeficiente de sustentação versus do número de volumes finitos na análise 3D. .....	54
Figura 4.18 - Coeficiente de arrasto versus do número de volumes finitos na análise 3D.....	55
Figura 4.19 – Malha do escoamento.....	56
Figura 4.20 - Deslocamento na direção $y$ da ponta da pá versus número de elementos.....	57
Figura 4.21 - Avaliação da influência do passo de tempo na análise estrutural.....	57
Figura 4.22 – Forma do primeiro modo de vibração da pá. ....	59
Figura 4.23 – Forma do segundo modo de vibração da pá.....	59
Figura 4.24 – Forma do terceiro modo de vibração da pá.....	59
Figura 4.25 – Forma do quarto modo de vibração da pá.....	60
Figura 4.26 – Forma do quinto modo de vibração da pá.....	60
Figura 4.27 – Forma do sexto modo de vibração da pá.....	60
Figura 4.28 – Coeficiente de pressão sobre o aerofólio na extremidade engastada. ....	61
Figura 4.29 – Coeficiente de pressão sobre o aerofólio próximo à extremidade livre. ....	62
Figura 4.30 – Campo de pressão sobre o aerofólio (a) na extremidade engastada e (b) próximo à extremidade livre. ....	62
Figura 4.31 – Campo de velocidade $u$ sobre o aerofólio (a) na extremidade engastada e .....	63
Figura 4.32 – Campo de velocidade $v$ sobre o aerofólio (a) na extremidade engastada e.....	63
Figura 4.33 – Campo de velocidade $w$ sobre o aerofólio (a) na extremidade engastada e.....	63
Figura 4.34 – Campos de velocidade $v$ localizados em um plano $yz$ (a) a 2 metros atrás do bordo de fuga da pá e (b) a 6 metros atrás do bordo de fuga da pá. ....	64
Figura 4.35 – Campos de velocidade $w$ localizados em um plano $yz$ (a) a 2 metros atrás do bordo de fuga da pá e (b) a 6 metros atrás do bordo de fuga da pá. ....	64
Figura 4.36 – Campos de pressão em planos $yz$ localizados (a) no centro da pá; (b) no bordo de fuga da pá; (c) a 2 metros após o bordo de fuga e (d) a 6 metros após do bordo de fuga. ....	65
Figura 4.37 – Deslocamento em $y$ da extremidade livre da pá da análise estrutural.....	66
Figura 4.38 - Deformação e tensão de von-Mises máximas da análise estrutural. ....	66
Figura 4.39 - Deslocamento máximo da análise estrutural. ....	67

Figura 4.40 – Deslocamento em y da extremidade da pá para passos de tempo diferentes. ....	68
Figura 4.41 – Variação da força de sustentação para passos de tempo diferentes. ....	68
Figura 4.42 - Variação da força de arrasto para passos de tempo diferentes. ....	68
Figura 4.43 - Deslocamento em y da extremidade livre da pá na análise com FSI. ....	69
Figura 4.44 - Variação do ângulo de ataque na extremidade livre da pá. ....	69
Figura 4.45 - Variação da força de sustentação no tempo. ....	70
Figura 4.46 - Variação da força de arrasto no tempo. ....	70
Figura 4.47 – Deslocamento em y da ponta da pá com e sem FSI. ....	71
Figura 4.48 - Diferença percentual das forças obtidas com e sem FSI. ....	72
Figura 4.49 – Campo de pressão em um plano yz no centro da pá (a) sem FSI e (b) com FSI. ....	73
Figura 4.50 - Campo de pressão em um plano yz no bordo de fuga da pá (a) sem FSI e (b) com FSI. ....	73
Figura 4.51 - Campo de pressão em um plano yz a 2 metros do bordo de fuga da pá (a) sem FSI e (b) com FSI. ....	74
Figura 4.52 - Campo de pressão em um plano yz a 6 metros do bordo de fuga da pá (a) sem FSI e (b) com FSI. ....	74
Figura 4.53 - Deslocamento da extremidade livre da pá de aço com escoamento de ar. ....	75
Figura 4.54 - Ângulo de ataque da extremidade livre da pá de aço com escoamento de ar. ....	75
Figura 4.55 - Força de sustentação para o caso da pá de aço com escoamento de ar. ....	76
Figura 4.56 - Força de arrasto para o caso da pá de aço com escoamento de ar. ....	76
Figura 4.57 - Diferença percentual das forças obtidas com e sem FSI. ....	76
Figura 4.58 – Deslocamento em y da ponta da pá com e sem FSI. ....	77
Figura 4.59 - Deslocamento da extremidade livre da pá de alumínio com escoamento de ar. ....	78
Figura 4.60 - Ângulo de ataque da extremidade livre da pá de alumínio com escoamento de ar. ....	78
Figura 4.61 - Força de sustentação para o caso da pá de alumínio com escoamento de ar. ....	79
Figura 4.62 - Força de arrasto para o caso da pá de alumínio com escoamento de ar. ....	79
Figura 4.63 - Diferença percentual das forças obtidas com e sem FSI. ....	79
Figura 4.64 - Deslocamento da ponta da pá com e sem FSI. ....	80

## LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 - Comparativo entre as equações na forma integral e matriciais. ....	30
Tabela 4.1 - Dados do problema de Gonçalves, 2013. ....	44
Tabela 4.2 - Coeficiente de arrasto médio ( $C_{D\text{médio}}$ ), média quadrática do coeficiente de sustentação ( $C_{L\text{rms}}$ ), número de Strouhal ( $St$ ) e suas diferenças em relação a Gonçalves, 2013. ....	46
Tabela 4.3 - Médias quadráticas do deslocamento do cilindro $(y/D)_{\text{rms}}$ , da força de arrasto ( $F_{D\text{rms}}$ ) e de sustentação ( $F_{L\text{rms}}$ ) e suas diferenças em relação a Gonçalves, 2013. ....	47
Tabela 4.4 - Propriedades dos fluidos de trabalho. ....	49
Tabela 4.5 - Propriedades dos materiais de construção da pá. ....	49
Tabela 4.6 - Análise do tamanho do domínio do fluido. ....	52
Tabela 4.7 - Coeficiente de sustentação para diversas malhas no método GCI. ....	55
Tabela 4.8 - Resposta da análise GCI. ....	55
Tabela 4.9 – Máximo deslocamento da ponta da pá em função do passo de tempo. ....	58
Tabela 4.10 – Frequências naturais da estrutura. ....	58
Tabela 4.11 – Forças e coeficientes de sustentação e de arrasto para os escoamentos sem FSI. ....	61
Tabela 4.12 – Respostas obtidas na análise estrutural. ....	66
Tabela 4.13 – Diferenças entre os coeficientes fluidodinâmicos com e sem FSI. ....	71
Tabela 4.14 – Tempo computacional consumido nas simulações com FSI. ....	81
Tabela 4.15 – Resumo dos resultados obtidos neste trabalho. ....	81
Tabela 4.16 – Principais diferenças no tempo das forças fluidodinâmicas com e sem FSI. ....	82

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CESUP	Centro Nacional de Supercomputação
CFD	Computational Fluid Dynamics
FSI	Fluid-Structure Interaction
GCI	Grid Convergence Index
LES	Large Eddy Simulation
NACA	National Advisory Committed for Aeronautics
OpenFOAM	Open Field Operation and Manipulation
PROMEC	Programa De Pós-Graduação Em Engenharia Mecânica
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes
UFRGS	Universidade Federal do Rio Grande do Sul

## LISTA DE SÍMBOLOS

### Símbolos romanos

$ar$	Razão de aspecto
$b$	Envergadura, [m]
$B$	Constante do modelo k- $\omega$ SST
$\mathbf{B}$	Matriz de transformação deformação-deslocamento, [m <sup>-1</sup> ]
$c$	Corda do aerofólio, [m]
$\mathbf{C}$	Matriz de incrementos tensão-deformação, [N/m <sup>2</sup> ]
$c_a$	Constante de amortecimento, [kg/s]
$C_D$	Coefficiente de arrasto
$CD_{k\omega}$	Constante do modelo k- $\omega$ SST
$C_{ijrs}$	Tensor de propriedades do material, [N/m <sup>2</sup> ]
$C_L$	Coefficiente de sustentação
$C_{log}$	Constante da lei da parede
$D$	Diâmetro do cilindro, [m]
$D_{im}$	Número de dimensões do problema
$E$	Módulo de elasticidade do material [N/m <sup>2</sup> ]
$e_{ij}$	Tensor de deformações correspondente ao deslocamento virtual, [m/m]
$e_{rs}$	Incremento linear da deformação, [m/m]
$\mathbf{F}$	Vetor de forças nodais equivalentes às tensões dos elementos, [N]
$F(t)$	Força aplicada, [N]
$\mathbf{f}^B$	Vetor de forças de corpo [N/m <sup>3</sup> ]
$\mathbf{f}^S$	Vetor de forças de superfície [N/m <sup>2</sup> ]
$f^B$	Componentes de forças externas de corpo [N/m <sup>3</sup> ]
$f^S$	Componentes de forças externas de superfície [N/m <sup>2</sup> ]
$f_1$	Resposta de alguma variável da malha refinada
$f_2$	Resposta de alguma variável da malha intermediária
$f_3$	Resposta de alguma variável da malha grosseira

$F_1$	Função de mistura do modelo k- $\omega$ SST
$F_2$	Função de mistura do modelo k- $\omega$ SST
$F_D$	Força de arrasto [N]
$F_L$	Força de sustentação [N]
$F_s$	Fator de segurança do GCI
$GCI_{12}$	Índice de convergência de malha GCI entre as malhas refinada e intermediária
$GCI_{23}$	Índice de convergência de malha GCI entre as malhas intermediária e grosseira
$H$	Matriz de interpolação de deslocamentos
$h_i$	Espaçamento discreto da malha refinada, [m]
$h_{i+1}$	Espaçamento discreto da malha grosseira, [m]
$H_x$	Braço do momento, [m]
$k$	Energia cinética turbulenta, [m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]
$K$	Matriz de rigidez de incremento de deformação, [kg/s <sup>2</sup> ]
$k_a$	Rigidez da mola, [N/m]
$L_D$	Tamanho do domínio, [m]
$L_T$	Braço do momento, [m]
$m$	Massa, [kg]
$M$	Matriz de massa, [kg]
$M_L$	Momento aplicado, [N·m]
$M_0$	Momento, [N·m]
$N_i$	Número de pontos da malha refinada
$N_{i+1}$	Número de pontos na malha grosseira
$p$	Ordem da convergência
$P$	Pressão, [Pa]
$\tilde{P}_k$	Produção de $k$ , [kg/ms <sup>3</sup> ]
$P_Y$	Força, [N]
$r$	Razão de refino de malha
$R$	Trabalho virtual externo, [J]
$R$	Vetor de carga externamente aplicada nos nós, [N]

$Re$	Número de Reynolds
$r_{ef}$	Razão de refino de malha efetivo
$S$	Superfície, [m <sup>2</sup> ]
$S_{ij}$	Tensor de deformação, [s <sup>-1</sup> ]
$S_{in}$	Medida invariante do tensor de deformação, [s <sup>-1</sup> ],
$St$	Número de Strouhal
$t$	Tempo, [s]
$T_{ij}$	Tensor de Reynolds, [Pa]
$Tol$	Tolerância de convergência FSI
$T_{\omega}$	Tensão de cisalhamento na parede, [Pa]
$u$	Campo de velocidade, [m/s]
$U$	Deslocamento, [m]
$U_A$	Tensor de alongamento à direita, [m/m]
$\ddot{U}$	Vetor de acelerações nodais, [m/s <sup>2</sup> ]
$u'$	Flutuação da velocidade, [m/s]
$u_{\tau}$	Velocidade de fricção, [m/s]
$\bar{u}$	Média temporal de velocidade, [m/s]
$\overline{u'}$	Média das flutuações de velocidade, [m/s]
$u_{\tau}^{vis}$	Velocidade de fricção viscosa, [m/s]
$u_{\tau}^{log}$	Velocidade de fricção logarítmica, [m/s]
$\ddot{u}$	Vetor de aceleração, [m/s <sup>2</sup> ]
$\overline{u'_j u'_i}$	Média do produto das flutuações de velocidade, [m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]
$V$	Volume, [m <sup>3</sup> ]
$V_{\infty}$	Velocidade da corrente livre, [m/s]
$x$	Coordenada espacial, [m]
$\mathbf{X}$	Gradiente de deformação, [m/m]
$y(t)$	Deslocamento, [m]
$\dot{y}(t)$	Velocidade, [m/s]
$\ddot{y}(t)$	Aceleração, [m/s <sup>2</sup> ]

## Símbolos gregos

$\alpha_{rel}$	Fator de relaxação
$\beta^*$	Constante do modelo k- $\omega$ SST
$\Gamma_{disp}$	Rigidez da malha
$\delta$	Deslocamento relativo à localização da malha anterior, [m]
$\delta_{ij}$	Delta de Kronecker
$\Delta U$	Vetor de incrementos no deslocamento nodal, [m]
$\Delta y$	Distância da parede, [m]
$\Delta \alpha$	Decréscimo no ângulo de ataque, [graus]
$\epsilon$	Deformação [m/m]
$\epsilon^*$	Medida de convergência FSI
$\epsilon_c$	Variação das cargas transferidas na interface
$\zeta$	Deslocamento relativo à localização da malha anterior, [m]
$\eta_{ij}$	Incremento não-linear da deformação, [m/m]
$\vartheta$	Constante de Lamé
$\lambda$	Constante de Lamé
$\mu$	Viscosidade dinâmica, [Pa·s]
$\mu_t$	A viscosidade turbulenta, [Pa·s]
$\nu$	Coefficiente de Poisson
$\rho$	Massa específica do fluido, [kg/m <sup>3</sup> ]
$\varsigma$	Constante do modelo k- $\omega$ SST
$\sigma_k$	Constante do modelo k- $\omega$ SST
$\sigma_{\omega 1}$	Constante do modelo k- $\omega$ SST
$\sigma_{\omega 2}$	Constante do modelo k- $\omega$ SST
$\tau$	Matriz de tensões de Cauchy, [N/m <sup>2</sup> ]
$\hat{\tau}$	Vetor de tensões de Cauchy, [N/m <sup>2</sup> ]
$\tau_{ij}$	Componentes cartesianos do tensor de tensões Cauchy, [N/m <sup>2</sup> ]
$\Phi$	Constante do modelo k- $\omega$ SST
$\Phi_1$	Constantes do modelo k- $\omega$
$\Phi_2$	Constantes do modelo k- $\epsilon$



$\varphi_{new}$	Vetor de cargas da iteração atual
$\varphi_{pre}$	Vetor de cargas aplicado na iteração multi-campo anterior
$\omega$	Taxa de dissipação específica, [s <sup>-1</sup> ]
$\Omega$	Tensor de rotação, [m/m]
$\omega_{log}$	Taxa de dissipação específica logarítmica, [s <sup>-1</sup> ].
$\omega_{Vis}$	Taxa de dissipação específica viscosa, [s <sup>-1</sup> ]

### Subíndices e superíndices

$0$	Tempo inicial, [s]
$L$	Linear
$NL$	Não-linear
$S$	Superfície, [m <sup>2</sup> ]
$t$	Tempo t, [s]
$t + \Delta t$	Tempo t + $\Delta t$ , [s]
$V$	Volume, [m <sup>3</sup> ]

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Motivação

Turbinas eólicas modernas evoluíram de pequenas, simples máquinas, para equipamentos grandes e altamente sofisticados. Conhecimentos científicos e técnicos, juntamente com métodos computacionais, padrões de projeto, métodos de produção e procedimentos de manutenção, auxiliaram para que esses avanços tecnológicos ocorressem [Wiser et al., 2011]. A grande maioria das turbinas eólicas disponíveis comercialmente possui um eixo horizontal e três pás. A energia cinética do escoamento é convertida em energia elétrica através da força de sustentação, que faz com que as pás girem em torno do eixo da turbina. Assim, destaca-se a importância da correta previsão das forças fluidodinâmicas para projetos de produção de energia.

Apesar de a tecnologia de turbinas eólicas já ser comercialmente produzida e implantada em grande escala, avanços contínuos são previstos na melhoria dos procedimentos de design, como o uso mais eficiente de materiais, o aumento da confiança e captação de energia, a redução nos custos de manutenção e componentes com vidas mais longas [Wiser et al., 2011].

Turbinas eólicas operam em um ambiente adverso, onde grandes flutuações do escoamento, devido à natureza do vento, podem provocar cargas elevadas na sua estrutura. De acordo com Ahlström, 2005, essa variação nas cargas, em conjunto com uma estrutura elástica, cria um terreno perfeito para vibrações induzidas e problemas de ressonância. A necessidade de procedimentos experimentais e computacionais para investigar a estabilidade aeroelástica e a resposta dinâmica tem crescido com a potência nominal e tamanho das turbinas.

A pá é o componente mais importante em uma turbina eólica [Shokrieh e Rafiee, 2006]. Casás et al., 2005, afirmam que a eficiência da pá é determinante para a performance da turbina. A busca da forma ótima da pá e sua composição material é um problema complexo, de acordo com Jureczko et al., 2005, já que a descrição matemática da carga fluidodinâmica é complexa e muitos objetivos e restrições devem ser satisfeitos. Tojo, 2012, diz que houve melhorias significativas na eficiência de turbinas eólicas, conquistadas por novos projetos que empurram os limites do design de estruturas de pás e que para conseguir atingir essas margens reduzidas, um novo grau de sofisticação teve que ser introduzido nesse processo: a análise da interação fluido-estrutura (FSI – Fluid-Structure Interaction).

Problemas envolvendo a interação entre o fluido e a estrutura são problemas mutualmente dependentes. O comportamento do escoamento depende da forma e movimento da estrutura, e o movimento e a deformação da estrutura depende das forças fluidodinâmicas agindo na estrutura. A interação fluido-estrutura computacional é um problema multi-físico, envolvendo a análise numérica tanto da mecânica dos sólidos quanto da dos fluidos, mais o acoplamento entre elas.

Interações de fluidos com estruturas estão presentes em áreas como engenharia, ciências e medicina. Alguns exemplos são: a inflação de *airbags* nos automóveis, o *flutter* de asas de aeronaves, a flexão em pás de turbinas eólicas, a dinâmica de um paraquedas e a circulação sanguínea. De acordo com Bazilevs et al., 2013, em aplicações de engenharia, a análise considerando a interação fluido-estrutura desempenha um papel importante e influencia decisões de design de sistemas de interesse contemporâneos. Assim, verdadeiros métodos preditivos de interação fluido-estrutura estão em alta demanda na indústria, laboratórios de pesquisa, campos médicos, exploração espacial e em muitos outros contextos.

As simulações numéricas realizadas com o intuito de avaliar as forças fluidodinâmicas geralmente não levam em conta o efeito que a deformação na estrutura, causada por essas forças, possui nelas mesmas. O corpo sólido é tirado do problema, somente o seu contorno é representado como uma parede rígida. Uma análise ideal consideraria a interação fluido-estrutura, mas isso consumiria tempo extra. Dependendo do problema, essa interação pode ser mais ou menos significativa.

Desde o desenvolvimento de turbinas Multi-Megawatt, esse tipo de análise tem se tornado um problema crítico, devido a pás mais longas e flexíveis [Zhang e Huang, 2011]. Como afirmam Jensen et al., 2006, o tamanho da pá da turbina eólica tem crescido consideravelmente e devem continuar crescendo no futuro, exigindo um entendimento melhor do seu comportamento estrutural.

## 1.2 Objetivos

O objetivo deste trabalho é avaliar a influência que a interação fluido-estrutura possui na previsão numérica das forças fluidodinâmicas. Sabe-se que as estruturas podem se deformar consideravelmente pela ação da força do escoamento. O propósito desse trabalho é verificar se isso modifica as forças fluidodinâmicas significativamente também.

Para atingir esse objetivo, simulações numéricas foram realizadas com o uso do *software* comercial ANSYS. Esse *software* possui o código de solução MFX-Multiple para solução deste tipo de problema, realizando um acoplamento entre o *software* CFX para a análise do escoamento e o ANSYS Mechanical para a análise estrutural.

O interesse da investigação é voltado para a conversão de energia eólica. Em uma turbina real, não somente a pá está vibrando, mas também a torre e todos os outros componentes. Esse trabalho tem como objetivo o estudo de um problema mais simples do que o de modelar uma turbina eólica inteira, como o primeiro passo para entender-se melhor o comportamento fluidodinâmico quando avaliado considerando-se a interação fluido-estrutura.

O caso estudado é um escoamento turbulento sobre uma pá flexível retangular, com uma seção transversal de um aerofólio NACA 0012, engastada em uma das suas extremidades e livre na outra. Três casos são estudados: pá de aço com escoamento de água, pá de aço com escoamento de ar e pá de alumínio com escoamento de ar. Para cada caso, simulações numéricas foram realizadas, considerando-se a interação fluido-estrutura e também negligenciando-a, a fim de investigar a relevância da sua utilização na previsão das forças fluidodinâmicas.

### **1.3 Organização do trabalho**

A organização do presente trabalho se dará da seguinte maneira:

#### Capítulo 2: Revisão bibliográfica

O Capítulo 2 apresenta uma revisão bibliográfica, onde são citados alguns trabalhos envolvendo a interação fluido-estrutura. Além disso, são feitas algumas definições sobre as classificações usuais e os métodos de solução utilizados.

#### Capítulo 3: Modelagem matemática e computacional

O Capítulo 3 apresenta a modelagem matemática e computacional. Primeiramente, é apresentada uma descrição da mecânica dos fluidos de aerofólios e de pás finitas. Em seguida, as equações, modelo de turbulência e método numérico utilizados na análise do escoamento são descritas. Também são descritas as equações e os métodos de solução utilizados na análise estrutural. Discute-se então, sobre o método de acoplamento entre as análises do fluido e da

estrutura. Para finalizar, o método GCI (Grid Convergence Index) de avaliação de qualidade de malha é descrito.

#### Capítulo 4: Resultados e discussões

No Capítulo 4 são apresentados os resultados. O caso de um escoamento bidimensional laminar sobre um cilindro apoiado elasticamente é estudado como validação do método de solução. Avaliações de qualidade de malha para a pá flexível são realizadas tanto para o domínio do fluido, quanto para o estrutural. Análises do escoamento e da estrutura são realizados separadamente, sem a consideração dos efeitos da interação fluido-estrutura. Finalmente, são apresentados os resultados para a análise da interação fluido-estrutura de três casos diferentes citados anteriormente, combinando a pá de aço ou de alumínio com escoamento de ar ou de água.

#### Capítulo 5: Conclusões

O Capítulo 5 apresenta as conclusões do trabalho, com uma síntese do que foi realizado e uma discussão sobre os principais resultados obtidos.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 Turbinas eólicas

O mercado de conversão de energia eólica tem expandindo-se substancialmente, demonstrando a sua viabilidade comercial e econômica. A energia eólica rapidamente estabeleceu-se como parte das principais fontes de produção de energia. A fim de reduzir o custo de energia produzida a partir da fonte eólica, o tamanho das turbinas eólicas cresceu consideravelmente, Figura 2.1. No ano de 2010, as turbinas eólicas geralmente são sustentadas por torres de 50 a 100 m de altura, com rotores de 50 a 100 m de diâmetro. Turbinas comerciais com diâmetros de rotores e alturas de torres que ultrapassam 125 metros estão operando, e turbinas maiores ainda estão em desenvolvimento [Wiser et al., 2011].

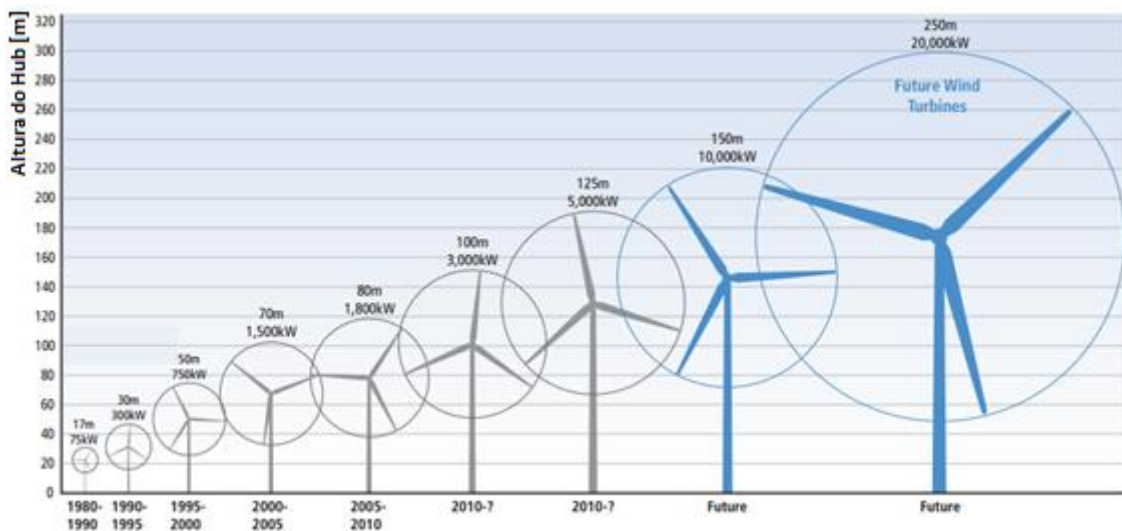


Figura 2.1 - Crescimento das turbinas eólicas. Fonte: Wiser et al., 2011.

As primeiras aplicações de CFD (Computational Fluid Dynamics) em asas e configurações de rotor foram estudadas no final dos anos 70, início dos 80, em conexão com asas de aviões e rotores de helicópteros, utilizando programas de análise de escoamento potencial [Hansen et al., 2006]. No final dos anos 90, com os programas de CFD capazes de resolver o escoamento viscoso ao redor dos rotores, aplicações em turbinas eólicas tornaram-se um interesse real. A abordagem padrão para derivar os modelos de turbulência é fazer a média temporal das equações de Navier-Stokes, resultando nas chamadas equações RANS (Reynolds averaged Navier-Stokes). De acordo com Hansen et al., 2006, diversos modelos têm sido

utilizados com bons resultados para aplicações de turbinas eólicas, os mais bem sucedidos sendo o k-omega SST, o Spalart-Allmaras e o Baldwin-Barth.

Quando uma turbina eólica é projetada, o objetivo é converter o máximo de potência possível sobre uma determinada condição atmosférica. De acordo com Jureczko et al., 2005, do ponto de vista técnico, isto depende da forma da pá. Para modificar as propriedades mecânicas e dinâmicas das turbinas eólicas, pode-se alterar o material compósito do qual a pá é feita e também a sua forma, mas isso pode acabar influenciando a eficiência aerodinâmica da turbina.

Existe uma tendência a caminho de turbinas eólicas mais leves e flexíveis, o que torna o seu *design* e dimensionamento ainda mais exigente e importante. Turbinas eólicas operam em um ambiente adverso onde flutuações fortes de escoamento, devido à natureza do vento, podem provocar cargas elevadas. De acordo com Ahlström, 2005, a variação das cargas, juntamente a uma estrutura elástica, cria condições adequadas para vibrações induzidas e problemas de ressonância. A necessidade de procedimentos experimentais e computacionais para investigar a estabilidade aeroelástica e a resposta dinâmica tem crescido com a potência nominal e tamanho das turbinas. Com o aumento do tamanho, a estrutura comporta-se mais flexivelmente e então a carga muda. Assim, códigos de análises dinâmicas abrangentes são necessários para prever e compreender interações complexas.

Prevê-se um aumento ainda maior nas turbinas *offshore*. De acordo com Wisser et al., 2011, a tecnologia dessas turbinas está crescendo e o tamanho delas não é limitado do mesmo modo que as turbinas *onshore*. Além disso, o alto custo da fundação *offshore* é um grande motivador para a produção de turbinas maiores.

Em uma turbina eólica existe um forte acoplamento entre as forças aerodinâmicas e o seu comportamento estrutural dependente do tempo [Hansen et al., 2006]. Por exemplo, se a torre vibra e todo o resto permanece rígido, a pá percebe uma mudança na direção da velocidade do vento e um aumento ou diminuição do seu ângulo de ataque ocorre, dependendo da posição da torre. Em uma turbina real, não somente a torre está vibrando, mas também todos os outros componentes.

A pá é o componente mais importante de uma turbina eólica, que nos dias de hoje é projetada de acordo com uma ciência fluidodinâmica refinada, a fim de capturar o máximo de energia do escoamento de ar. Atualmente as pás de turbinas com eixo horizontal são feitas de materiais compósitos. Esses materiais satisfazem as características exigentes de projeto, como baixo peso e rigidez apropriada, enquanto fornecem boa resistência às cargas estáticas e fadiga. O projeto de muitos dos componentes da turbina, especialmente das pás, é geralmente ditado

por considerações de fadiga [Shokrieh e Rafiee, 2006]. De acordo com Spera, 2009, estruturas de turbinas eólicas apresentam muitos problemas difíceis no design de fadiga, pois são estruturas longas e flexíveis, sujeitas a vibração e ressonância, submetidas a cargas oscilatórias e não-determinísticas devido à natureza do vento, e operam continuamente em diversas condições climáticas. Além disso, de acordo com Hansen et al., 2006, o amortecimento em materiais compósitos é substancialmente inferior comparado a construções de aço ou concreto. Assim, turbinas eólicas apresentam um baixo amortecimento estrutural, o que pode tornar-se crítico sobre certas condições operacionais.

Uma pá de turbina é projetada para manter a sua missão por 20 a 30 anos. Para projetos considerando a fadiga, as cargas devem ser definidas para todos os instantes e, então, somadas ponderadamente pelas frequências relativas de ocorrência. De acordo com Shokrieh e Rafiee, 2006, a maioria das pesquisas no fenômeno de fadiga utiliza um espectro de carga obtido por uma amostra digital de uma configuração específica de *strain gauges* que leem a deformação em uma localização específica próxima da raiz da pá. Então, a amostra representativa de cada espectro de carga é ponderada por sua taxa de ocorrência, que pode ser obtida por estudos estatísticos do comportamento do vento. Finalmente, todos os espectros de carga ponderados são somados e um espectro total é derivado.

De acordo com Soulaïmani et al., 2005, a aeroelasticidade é um dos exemplos mais importantes e desafiadores de aplicações multi-físicas. Ela acopla duas aplicações não triviais e é caracterizada por fenômenos de múltipla escala no tempo e no espaço. O acoplamento entre o escoamento de um fluido e o deslocamento de uma estrutura flexível pode produzir instabilidades que comprometam a sua integridade estrutural.

Tudo isso mostra a importância de realizar-se estudos buscando um melhor entendimento da interação fluido-estrutura nas turbinas eólicas. De acordo com Almeida, 2012, a análise computacional permite o entendimento mais completo dos fenômenos presentes na aplicação em estudo, fornecendo informações que podem ser usadas na definição das alterações necessárias para a otimização do projeto. De acordo com Wiser et al., 2011, é esperado que pesquisas em áreas de aeroelasticidade e aerodinâmica instável levarão a uma melhoria das ferramentas de design, aumentando a confiabilidade da tecnologia e encorajando novas inovações de projetos.



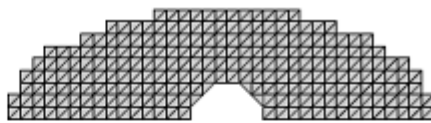
## 2.2 Interação fluido-estrutura

A deformação de uma estrutura depende das forças que atuam sobre ela. Quando um corpo sólido interage com um fluido, a sua deformação depende das forças fluidodinâmicas exercidas sobre ele. A mudança na geometria do corpo sólido faz com que o escoamento se modifique, alterando as forças aplicadas sobre ele mesmo. Esse ciclo acaba quando as forças internas da estrutura entram em equilíbrio com as forças do fluido. Em alguns casos, isso pode não acontecer, e a resposta avança indefinidamente em um regime transiente ou então até a divergência para um caso instável.

Problemas com interação fluido-estrutura continuam sendo um grande desafio para simulações de engenharia. Eles combinam dois campos de análise, cada um exigindo recursos computacionais significativos e envolvendo grande complexidade algorítmica. No entanto, apesar desses desafios, o grande potencial para melhorias de design e melhor entendimento físico, faz com que o interesse em trabalhos de pesquisa nesse campo tenha aumentado [Sun et al., 2008].

Métodos para resolver as equações acopladas de FSI são de dois tipos: acoplamento monolítico ou sequencial (particionado). O sistema monolítico possui um acoplamento forte, enquanto o sequencial pode ter um acoplamento forte (com a utilização de sub-iterações para a sincronização dos campos físicos) ou fraco (sem sincronização entre os campos físicos). A Figura 2.2 mostra um esquema comparando os acoplamentos particionados e não particionados.

Sistema não particionado:



Sistema particionado:

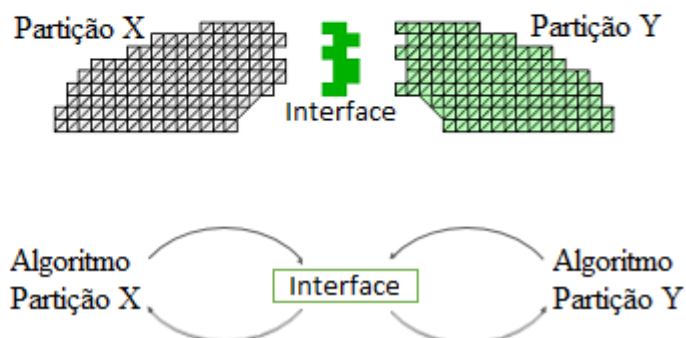


Figura 2.2 – Acoplamentos não particionado e particionado. Adaptado de Bispo e Pavanello, 2010.

A abordagem monolítica requer *softwares* projetados especialmente para esse propósito, e o seu sistema altamente não-linear exige recursos computacionais altos, tanto em termos de memória quanto em velocidade de processamento [Sun et al., 2008].

Acoplamentos sequenciais são apresentados por Piperno et al., 1995. Nessa abordagem, as equações para o fluido, para o sólido e para a malha são resolvidas sequencialmente, de maneira independente. Uma vantagem dessa técnica é que ela permite o uso de programas existentes.

Em uma abordagem sequencial fraca, não existe uma sincronização entre os campos físicos. Tipicamente, para cada passo de tempo, o incremento da solução do fluido é computado em um domínio fixo, as forças do fluido sobre a estrutura são coletadas, o incremento da solução estrutural é calculado, seguido por uma atualização na posição da malha [Bazilevs, et al., 2013].

A abordagem sequencial forte utiliza sub-iterações para sincronizar os campos físicos e é também conhecida como acoplamento iterativo em blocos [Sun et al., 2008]. Essa abordagem tenta combinar os benefícios dos métodos sequencial e monolítico e é a utilizada pelo programa comercial ANSYS.

A diferença básica entre a abordagem sequencial forte e a sequencial fraca é que o equilíbrio entre o fluido e a estrutura é obtido na abordagem forte, enquanto na abordagem fraca esse equilíbrio não é garantido [Bazilevs et al., 2013].

ANSYS, 2009, apresenta ainda uma outra classificação de análises FSI: unidirecionais (*1-way*) ou bidirecionais (*2-way*). No acoplamento bidirecional, as duas modelagens físicas do problema trocam informações continuamente. Já no acoplamento unidirecional, somente uma modelagem física do problema influencia a outra, e a informação é transferida na interface em apenas uma direção. Isso pode ocorrer, por exemplo, quando se quer calcular a tensão dependente do tempo em uma estrutura imersa em um escoamento, mas ela não se deforma o suficiente para alterar o fluido de modo significativo. Assim, somente as forças fluidodinâmicas são transferidas na interface para o domínio estrutural. Outro exemplo é o caso em que se busca analisar a resposta do fluido causada por um movimento aplicado na estrutura (independente do escoamento), como no caso do escoamento de Couette. Neste caso, somente o movimento da estrutura é transferido na interface para o domínio do escoamento.

Tradicionalmente, análises estruturais utilizam o sistema de coordenadas Lagrangeano, com a malha se movendo juntamente com o material. Já para a dinâmica dos fluidos, utiliza-se o sistema de coordenadas Euleriano, com a malha fixa no espaço, através da qual o fluido se move. De acordo com Petry, 1993, a descrição Lagrangeana é apropriada para o tratamento de

grandes deslocamentos e deformações na interface, mas é limitado por sua instabilidade no tratamento das grandes distorções que ocorrem na maioria dos escoamentos de interesse. A descrição Euleriana é mais adequada para representar fortes gradientes, mas inconveniente para grandes deslocamentos da interface.

Para problemas envolvendo as duas análises, como a interação fluido-estrutura, nenhuma das duas formulações é ótima para o domínio inteiro. A maioria das formulações FSI usam uma formulação Euleriana para o fluido e uma formulação Lagrangeana para a estrutura, e introduzem um algoritmo de acoplamento entre elas. Esse algoritmo é complexo e lida com uma malha Lagrangeana arbitrária sobrepondo a malha Euleriana. O método Lagrangeano-Euleriano arbitrário (ALE) permite que a malha se mova de uma maneira arbitrária, com os dois casos limites reduzindo-se às formulações Lagrangeana ou Euleriana.

O método ALE tem sido utilizado extensivamente para problemas envolvendo pequenos e grandes deslocamentos sem mudança topológica na estrutura. De acordo com Souli e Benson, 2013, o algoritmo de geração de malha do método ALE não é genérico e robusto o suficiente para lidar com malhas complexas e mudanças topológicas na geometria, falhando na maioria dos problemas tridimensionais complexos.

Para a maioria das aplicações tridimensionais, geradores de malhas automáticos são chamados internamente para criar uma nova malha, com uma nova topologia, de acordo com as fronteiras. Esse é um método de rezoneamento, em que as variáveis são atualizadas na nova malha utilizando-se um algoritmo de remapeamento. Esse é o método utilizado pelo *software* ANSYS nas análises FSI. No método ALE, a topologia da malha é fixa e a precisão obtida é geralmente superior à de rezoneamento, porque o algoritmo utilizado para remapear a solução das malhas no ALE possui uma precisão de segunda ordem, enquanto o de rezoneamento é de primeira ordem somente [Souli e Benson, 2013].

Diversos trabalhos foram realizados nos últimos anos utilizando simulações computacionais, envolvendo interação fluido-estrutura, aplicados em diversas áreas de conhecimento. Nobili et al., 2008, simulam uma válvula cardíaca mecânica e Gerbeau et al., 2005, simulam a bifurcação da artéria carótida e de um aneurisma cerebral. Takizawa et al., 2013, estudam a dinâmica de um paraquedas e Lombardi et al., 2012, de velas de embarcações. Elisa, 2010, simula cabos submersos e Bai et al., 2010, pontes de longa extensão. Bispo e Pavanello, 2010, realizam uma análise dos modos de vibração de uma torre de turbina eólica offshore. Kim et al., 2012, simulam o rotor de uma turbina eólica com pás flexíveis para avaliar o ruído aerodinâmico. Asas de inseto são estudadas por Combes e Daniel, 2003 e Ishihara et

al., 2009. Sun et al., 2008, combinam o modelo de turbulência LES (Large Eddy Simulation) com a análise FSI para simular estruturas prismáticas.

Petry, 1993, apresenta um modelo para análise numérica de problemas de interação fluido-estrutura para a avaliação de escoamentos de fluidos viscosos e incompressíveis em torno de corpos rígidos elasticamente vinculados, empregando o método de elementos finitos e um acoplamento fraco. O sistema Euleriano é utilizado no algoritmo, restringindo o programa à solução de problemas com pequenos deslocamentos da estrutura. Exemplos 2D são estudados para a verificação do programa, como o escoamento de Couette e uma onda de pressão em um canal fechado. O problema mais completo estudado consiste na interação fluido-estrutura para o escoamento em torno de um cilindro elasticamente vinculado que oscila devido à ação do fluido. O algoritmo de FSI mostrou-se capaz de simular as vibrações desse cilindro.

No trabalho de Teixeira, 2001, procurou-se elaborar um algoritmo capaz de simular problemas genéricos de FSI. A simulação numérica é baseada na técnica de elementos finitos. As equações de Navier-Stokes são descritas por um sistema de referência arbitrário ALE no domínio do fluido. A formulação Lagrangeana atualizada é utilizada para a descrição da análise estrutural e a interação entre os dois domínios envolvidos é realizada pelo método particionado de acoplamento fraco. A não-linearidade geométrica pode ser considerada pelo algoritmo. Mostrou-se a precisão do método, através de exemplos de escoamentos de fluidos compressíveis e incompressíveis em estruturas do tipo placa e casca deformáveis, obtendo-se excelentes resultados. As diferenças entre as respostas dinâmicas de um sistema linear e não-linear são abordadas em um caso de uma placa plana engastada nas suas extremidades, mostrando a importância de considerar os efeitos de não-linearidade geométrica nos estudos de fenômenos de instabilidade.

Gonçalves, 2013, utiliza o mesmo programa de Teixeira, 2001, adotando elementos finitos triangulares 2D. A estrutura é considerada rígida e o escoamento laminar e incompressível. São apresentadas diversas análises de vibração induzida por vórtices em cilindros apoiados elasticamente, com escoamentos de diversos números de Reynolds. O comportamento observado é muito semelhante ao obtido numericamente e experimentalmente por outros autores.

No trabalho de Bazilevs et al., 2011, um rotor de turbina eólica é simulado utilizando FSI com acoplamento forte. Na análise, o rotor de uma turbina offshore NREL 5MW é estudado, com pás feitas de material compósito e modeladas com a formulação de casca na análise estrutural. É considerada somente uma pá e 120 graus do domínio, e a condição de

contorno de rotação periódica é aplicada. O torque de pás rígidas e de pás flexíveis é analisado. São apresentados resultados de torque e de flexão da ponta da pá. O torque das pás flexíveis oscila, mas a solução não chega a uma resposta permanente, já que o cálculo foi realizado para menos de uma rotação do rotor. Os resultados computacionais fornecem uma boa previsão do torque fluidodinâmico e da flexão da ponta da pá.

Tojo, 2012, simula um rotor inteiro com velocidade de rotação imposta, utilizando acoplamento fraco e análise estrutural linear elástica, modelando apenas pequenos deslocamentos. A pá é considerada maciça e de alumínio. É utilizado o programa OpenFOAM (Open Field Operation and Manipulation) com o gerador de malha ICEM CFD. A resposta apresenta deslocamentos de aproximadamente 2 centímetros causados pelo escoamento, indicando que para pás mais realistas e flexíveis, a interação fluido-estrutura deve ser mais relevante ainda, e esses deslocamentos podem tornar-se um problema.

Hsu e Bazilevs, 2012, realizam uma análise FSI da turbina inteira, com a presença da nacele e da torre. A variabilidade da deformação das pás individuais é capturada, Figura 2.3, juntamente com o seus torques aerodinâmicos durante uma revolução. Os resultados computacionais indicam que a pá passando pela torre produz uma queda apreciável no torque aerodinâmico, criando um ciclo adicional de cargas que pode ser importante para a análise de fadiga. Os deslocamentos da ponta da pá, no entanto, não apresentam mudanças significativas quando passam pela torre.

Wang e Lin, 2008, simulam uma asa com FSI e um acoplamento fraco, em uma rotina implementada que combina os *softwares* Fluent e Abaqus. A asa apresenta as dimensões mostradas na Figura 2.4, possui um perfil de aerofólio NACA 0012 e um ângulo de ataque de 10 graus. Não é especificado no trabalho o modelo de escoamento utilizado (potencial, laminar ou turbulento). Pequenas oscilações são encontradas nas forças fluidodinâmicas, conforme mostra Figura 2.5. Como a razão de aspecto da asa é pequena e o trabalho não apresenta os deslocamentos da ponta da pá, não é possível tirar muitas conclusões sobre o fenômeno e sobre a influência que a interação fluido-estrutura apresenta nessa análise.

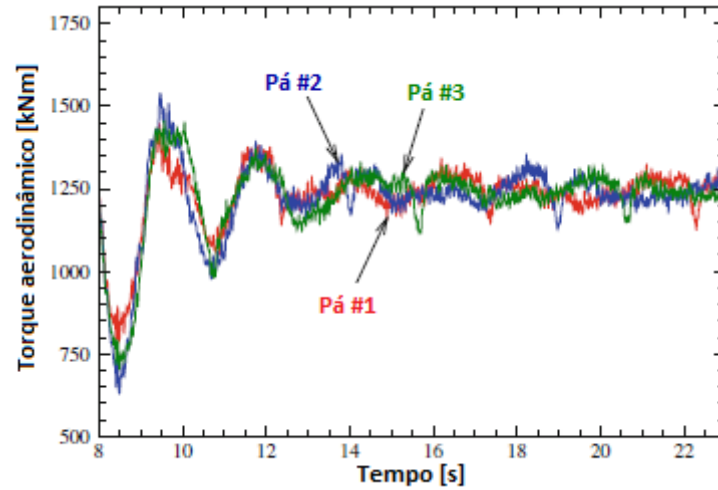


Figura 2.3 – Parcelas do torque aerodinâmico de cada pá obtidas por Hsu e Bazilevs, 2012.

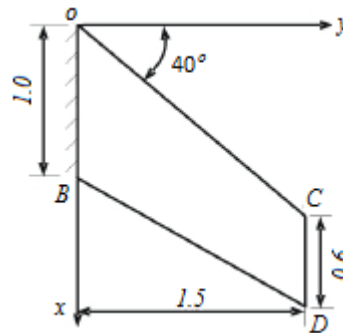


Figura 2.4 – Asa simulada por Wang e Lin, 2008.

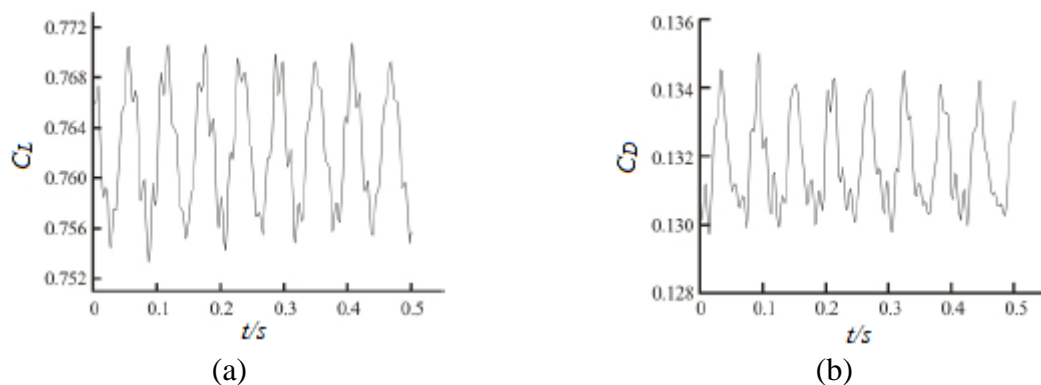


Figura 2.5 – Variações nos coeficientes (a) de sustentação e (b) de arrasto, obtidos por Wang e Lin, 2008.

Almeida, 2012, estuda o caso específico de interação fluido-estrutura com escoamentos compressíveis e dá ênfase às estruturas formadas por cascas e placas de materiais compósitos laminados. Não incorpora modelos turbulentos. Simula-se uma asa delta flexível com ângulo de ataque zero, imersa em um escoamento compressível. Comparam-se casos com diversas pressões dinâmicas e analisa-se materiais isotrópicos e ortotrópicos. A Figura 2.6 mostra a configuração indeformada e deformada da asa. As variações das forças fluidodinâmicas obtidas para um dos casos analisado estão apresentadas na Figura 2.7. A resposta fluidodinâmica estática da asa (sem a interação fluido-estrutura) não foi apresentada no trabalho.

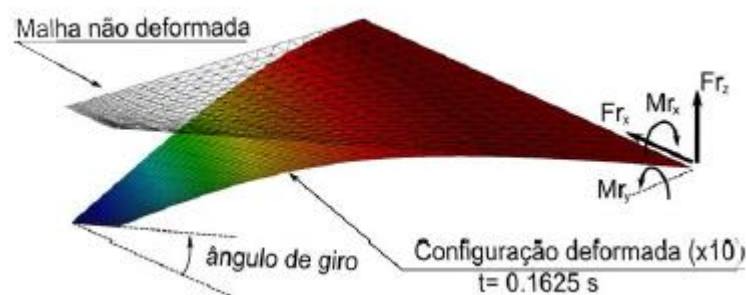


Figura 2.6 – Asa simulada por Almeida, 2012.

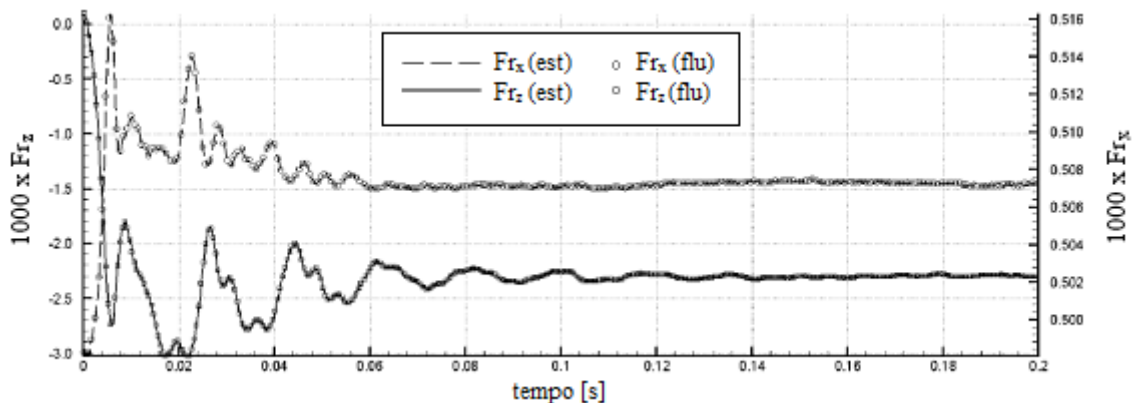


Figura 2.7 – Variações das forças fluidodinâmicas obtidas por Almeida, 2012.

Benini, 2002, estuda o fenômeno de *flutter* em uma pá fixa, considerando um escoamento potencial e a interação fluido-estrutura. É avaliada a resposta de uma asa retangular com um aerofólio Selig S1223, utilizando-se o método de malha de vórtices para a análise das forças fluidodinâmicas. É utilizada uma asa com núcleo de espuma de polietireno extrudido, com uma casca de revestimento de materiais compósitos, com razão de aspecto de aproximadamente 6,8 e ângulo de ataque de 5 graus. Verifica-se a ocorrência de *flutter* quando as curvas das respostas aeroelásticas divergem.

O problema estudado por Benini, 2002, é semelhante ao investigado neste trabalho, mas seu enfoque é na resposta estrutural. A Figura 2.8 mostra os deslocamentos obtidos da ponta da pá para as velocidades de 30 m/s e de 100 m/s, onde percebe-se a rápida estabilização e o fenômeno de *flutter*, respectivamente.

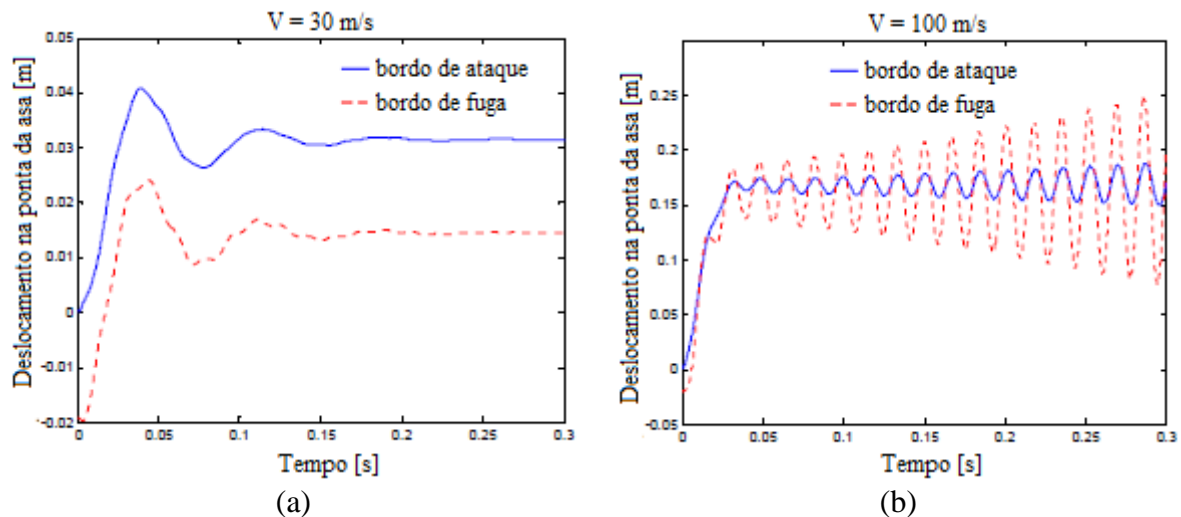


Figura 2.8 – Deslocamentos da ponta da pá obtidos por Benini, 2002 com (a) estabilização e (b) com ocorrência de *flutter*.

O fenômeno de *flutter* pode ser definido como uma instabilidade dinâmica de uma estrutura flexível imersa em um escoamento. Quando o equilíbrio entre as forças fluidodinâmicas e a estrutura não é alcançado, ocorre o problema de divergência que pode provocar a sua ruptura. Ultrapassando-se uma velocidade crítica, a resposta passa a ser crescente no tempo, ou seja, instável.

De acordo com Hansen et al., 2006, o aumento no tamanho das turbinas levou a designs de pás em que a velocidade de *flutter* não está tão afastada da velocidade normal de operação. O *flutter* é uma instabilidade bem conhecida na indústria aeronáutica, mas provavelmente não foi observado ainda em turbinas eólicas comerciais. Entretanto, com o aumento do tamanho das pás, a velocidade de *flutter* diminui, devido ao aumento da sua flexibilidade estrutural. Então, é uma boa ideia incluir o cálculo da velocidade de *flutter* nas verificações de designs para pás com mais de 50 metros [Hansen et al., 2006].

Assim, foi verificado que apesar de existirem diversos trabalhos na área de interação fluido-estrutura, alguns inclusive bastante complexos e na área de energia eólica, a maioria tem o seu foco voltado para a resposta estrutural e ainda falta um melhor entendimento sobre o fenômeno e a alteração das forças fluidodinâmicas envolvidas.



### 3 MODELAGEM MATEMÁTICA E COMPUTACIONAL

#### 3.1 Forças fluidodinâmicas

O número de Reynolds de um aerofólio em função da sua corda é dado pela Equação 3.1.

$$Re = \frac{\rho V_{\infty} c}{\mu} \quad (3.1)$$

onde  $Re$  é o número de Reynolds,  $\rho$  é a massa específica do fluido,  $V_{\infty}$  é a velocidade de corrente livre,  $c$  é a corda do aerofólio e  $\mu$  é a viscosidade dinâmica.

O arrasto é a componente da força sobre um corpo que atua paralelamente à direção do movimento relativo do escoamento, Equação 3.2. A sustentação é definida como a componente da força do fluido perpendicular ao movimento do fluido, Equação 3.3. A Figura 3.1 mostra a representação dessas forças em um aerofólio com ângulo de ataque  $\alpha$ .

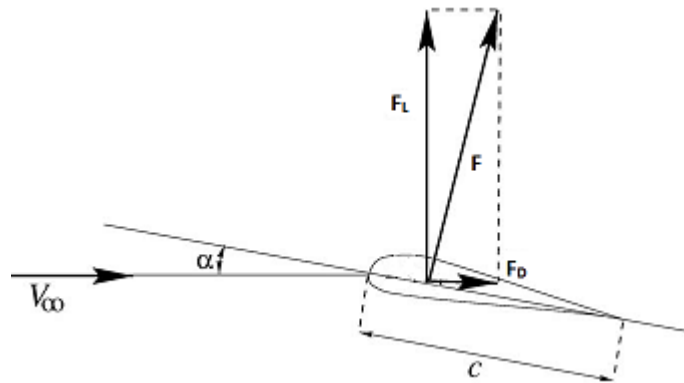


Figura 3.1 - Forças fluidodinâmicas de um aerofólio. Fonte: Hansen, 2008.

$$F_L = - \int_S P \sin \theta dS + \int_S T_{\omega} \cos \theta dS \quad (3.2)$$

$$F_D = \int_S P \cos \theta dS + \int_S T_{\omega} \sin \theta dS \quad (3.3)$$

onde  $F_L$  é a força de sustentação,  $F_D$  é a força de arrasto,  $P$  é a pressão,  $T_\omega$  é a tensão de cisalhamento na parede,  $S$  é a superfície e  $\theta$  é o ângulo entre a normal da superfície e a direção do escoamento.

Para um aerofólio de seção retangular finita, os coeficientes de sustentação e de arrasto são definidos nas Equações 3.4 e 3.5.

$$C_L = \frac{F_L}{\frac{1}{2} \rho V_\infty^2 cb} \quad (3.4)$$

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2} \rho V_\infty^2 cb} \quad (3.5)$$

onde  $C_L$  é o coeficiente de sustentação,  $C_D$  é o coeficiente de arrasto e  $b$  é a envergadura do aerofólio finito .

Diversos estudos apresentam resultados experimentais para as forças fluidodinâmicas de aerofólios, destacando-se Abbott e von Doenhoff, 1959, McCroskey, 1988, e Ladson, 1988. De acordo com Rumsey, 2014, os dados obtidos com arame de tropeço por Ladson, 1988, são os mais adequados para comparação com simulações numéricas com condição de transição totalmente turbulenta e um número de Reynolds de 6 milhões. As Figuras 3.2 e 3.3 apresentam os coeficientes de sustentação e arrasto do perfil NACA 0012 para alguns ângulos obtidos por Ladson, 1988.

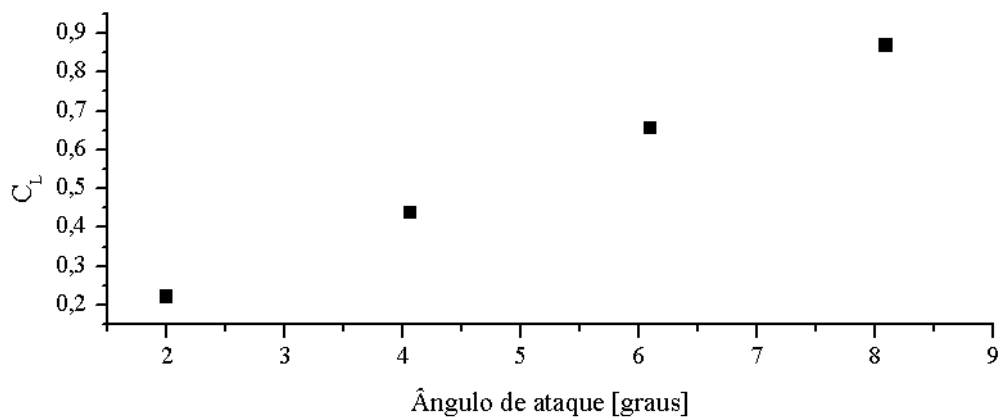


Figura 3.2 - Coeficientes de sustentação do perfil NACA 0012 obtidos por Ladson, 1988.

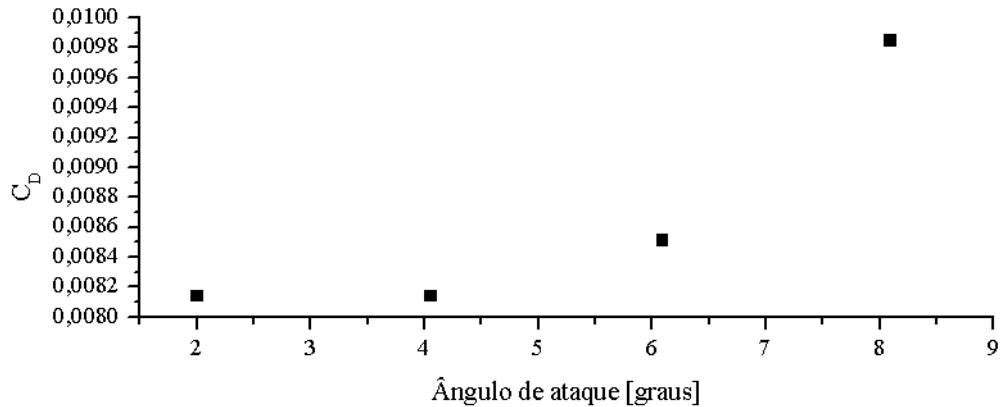


Figura 3.3 - Coeficientes de arrasto do perfil NACA 0012 obtidos por Ladson, 1988.

Todos os aerofólios reais têm extensão finita e possuem menos sustentação e mais arrasto do que os dados de suas seções de aerofólio indicam, de acordo com Fox et al., 2004. A diferença de pressão entre a parte superior e inferior da pá faz com que um escoamento ocorra na sua extremidade, gerando uma trilha de vórtices, Figura 3.4. Isso, por sua vez, diminui a diferença de pressão e, conseqüentemente, a força de sustentação. O ângulo de ataque efetivo diminui com as velocidades para baixo induzidas pelos vórtices, fazendo com que a força de sustentação apresente uma componente na direção do escoamento, conhecida como arrasto induzido.

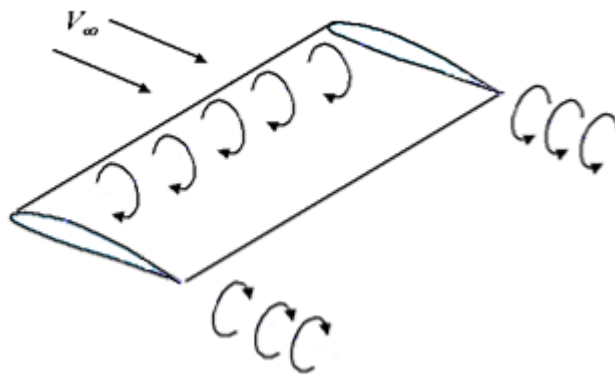


Figura 3.4 - Sistema de vórtices de ponta de asa em um aerofólio finito.

De acordo com Abbott e von Doenhoff, 1959, investigações em túneis de vento mostram que as taxas de mudança dos coeficientes de sustentação e arrasto com o ângulo de ataque são altamente afetadas pela razão de aspecto do modelo. A razão de aspecto para um aerofólio plano retangular é definida como a razão entre a sua envergadura e a sua corda, Equação 3.6.

$$ar = \frac{b}{c} \quad (3.6)$$

onde  $ar$  é a razão de aspecto.

Os efeitos da razão de aspecto finita podem ser caracterizados como uma redução de  $\Delta\alpha$  no ângulo de ataque efetivo. A teoria e a experimentação indicam que a redução no ângulo de ataque efetivo é dado pela Equação 3.7.

$$\Delta\alpha = \frac{C_L}{\pi ar} \quad (3.7)$$

onde  $\Delta\alpha$  é o decréscimo no ângulo de ataque.

Isso faz com que a força de sustentação deixe de ser perpendicular ao movimento, inclinando-se em um ângulo  $\Delta\alpha$  para trás. Assim, uma componente da força de sustentação atua na direção do movimento, chamada de arrasto induzido. O acréscimo no coeficiente de arrasto é dado pela Equação 3.8.

$$\Delta C_D \approx C_L \Delta\alpha \approx \frac{C_L^2}{\pi ar} \quad (3.8)$$

onde  $\Delta C_D$  é o acréscimo no coeficiente de arrasto.

### 3.2 Modelagem do escoamento

As equações de Navier-Stokes são um conjunto de equações diferenciais que descrevem o movimento de qualquer partícula fluida, considerando-se a hipótese do contínuo.

As equações de Navier-Stokes são apresentadas na Equação 3.9 em notação indicial, na forma conservativa, desconsiderando-se as forças de campo. A Equação 3.10 representa a conservação de massa para o caso de um fluido incompressível, sem a presença de forças de campo.

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right) \quad (3.9)$$

$$\frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0 \quad (3.10)$$

onde e  $i, j = 1, 2, 3$ ,  $u_i$  é o campo de velocidade na direção  $i$ ,  $x_i$  é a coordenada espacial na direção  $i$ ,  $t$  é o tempo e  $P$  é o campo de pressão.

Praticamente todos os escoamentos de interesse prático em engenharia são turbulentos. Escoamentos turbulentos sempre ocorrem quando o número de Reynolds é alto. Para fluidos levemente viscosos como o ar e a água, números de Reynolds altos correspondem a qualquer escoamento mais forte que um pequeno redemoinho ou um sopro de vento [Wilcox, 1994].

De acordo com Freire et al., 2002, a turbulência apresenta as seguintes características:

- É um fenômeno altamente difusivo;
- É rotacional e tridimensional;
- É um fenômeno altamente dissipativo;
- É um fenômeno do contínuo;
- É um fenômeno imprevisível;
- Possui altos números de Reynolds.

Decompondo-se as variáveis em termos médios e de flutuações, e aplicando-se um operador média temporal nas equações de Navier-Stokes, obtêm-se as equações de Navier-Stokes em médias de Reynolds (RANS). Um termo adicional aparece nas equações, o tensor de Reynolds, estabelecendo uma correlação entre as flutuações de massa específica e velocidade. Isso faz com que o número de incógnitas seja maior que o de equações disponíveis. De acordo com Freire et al., 2002, para resolver qualquer problema que envolva um escoamento turbulento é necessário providenciar um novo conjunto de equações que relacione as grandezas médias às grandezas instantâneas. Assim, modelos de turbulência são criados para resolver esse problema de fechamento.

A decomposição da velocidade em médias de Reynolds é dada na Equação 3.11, onde é estabelecido que a velocidade em determinada direção é a soma de suas médias temporais com suas pequenas flutuações. A média das flutuações é zero, Equação 3.12.

$$u_j = \bar{u}_j + u'_j \quad (3.11)$$

$$\overline{u'_j} = 0 \quad (3.12)$$

onde  $\bar{u}_j$  é a média temporal da velocidade na direção  $j$ ,  $u'_j$  é a flutuação na velocidade na direção  $j$  e  $\overline{u'_j}$  é a média das flutuações na direção  $j$ .

Assim, as equações de Navier-Stokes são apresentadas em médias de Reynolds (RANS) na Equação 3.13 e reorganizada na Equação 3.14.

$$\frac{\partial \rho \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho}{\partial x_j} (\bar{u}_j \bar{u}_i + \overline{u'_j u'_i}) = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right) \quad (3.13)$$

$$\frac{\partial \rho \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \rho (\bar{u}_j \bar{u}_i) = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u'_j u'_i} \right) \quad (3.14)$$

onde  $\overline{u'_j u'_i}$  é a média do produto das flutuações.

O tensor de Reynolds é dado na Equação 3.15, juntamente com a hipótese de Boussinesq. Em 1877, Boussinesq propôs uma aproximação para o tensor de Reynolds, introduzindo o conceito de viscosidade turbulenta, que funciona como uma constante de proporcionalidade entre o tensor de Reynolds e o gradiente de velocidades.

$$T_{ij} = -\rho \overline{u'_j u'_i} = -\mu_t \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \quad (3.15)$$

onde  $T_{ij}$  é o tensor de Reynolds,  $\mu_t$  é a viscosidade turbulenta,  $k$  é a energia cinética turbulenta e  $\delta_{ij}$  é o delta de Kronecker, dado pela Equação 3.16.

$$\delta_{ij} = \begin{cases} 0; & i \neq j \\ 1; & i = j \end{cases} \quad (3.16)$$

A viscosidade turbulenta é uma propriedade do escoamento, e não do fluido, e é obtida a partir de modelos de turbulência.

### 3.2.1 Modelo de turbulência k- $\omega$ SST

O modelo k- $\omega$  SST foi originalmente desenvolvido para a simulação de escoamentos aerodinâmicos externos e tem se mostrado superior aos modelos k- $\epsilon$  e k- $\omega$  em relação a separação e predição de forças aerodinâmicas [Menter et al., 2003a].

O modelo k- $\omega$  é substancialmente mais preciso que o k- $\epsilon$  próximo a camada limite e é satisfatório na modelagem de escoamentos com gradientes de pressão adversos moderados, mas falha em escoamentos com separação induzida pela pressão [Menter et al., 2003b]. O modelo k- $\omega$  SST combina o modelo k- $\omega$  perto da parede e o modelo k- $\epsilon$  longe da parede com um modelo de turbulência unificado de duas equações. A formulação é baseada em funções de mistura, o que garante a seleção apropriada de zonas para o modelo k- $\omega$  ou k- $\epsilon$  sem a interação do usuário.

O equacionamento do modelo descrito a seguir é baseado nos trabalhos de Menter et al., 2003a, e Menter et al., 2003b. As equações de transporte para  $k$  e  $\omega$  são apresentadas nas Equações 3.17 e 3.18.

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho \bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \tilde{P}_k - \beta \rho k \omega \quad (3.17)$$

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial \omega}{\partial t} + \rho \bar{u}_i \frac{\partial \omega}{\partial x_i} = & \frac{\zeta \rho}{\mu} \tilde{P}_k - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ (\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right] \\ & + 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \end{aligned} \quad (3.18)$$

onde  $\sigma_k$ ,  $\beta$ ,  $\zeta$ ,  $\sigma_\omega$ ,  $\sigma_{\omega 2}$  são constantes do modelo,  $\omega$  é a taxa de dissipação específica,  $\tilde{P}_k$  é a produção de  $k$  e  $F_1$  é a função de mistura. O modelo k- $\omega$  SST utiliza um limitador de produção para prevenir o acúmulo de turbulência nas regiões de estagnação, Equação 3.19. A função de mistura é apresentada na Equação 3.20.

$$P_k = \mu_t \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \rightarrow \tilde{P}_k = \min(P_k, 10\beta^* \rho k \omega) \quad (3.19)$$

$$F_1 = \tanh \left\{ \left\{ \min \left[ \max \left( \frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\mu}{y^2 \omega \rho} \right); \frac{4\rho \sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} \Delta y^2} \right] \right\}^4 \right\} \quad (3.20)$$

onde  $\beta^*$  é uma constante,  $\Delta y$  é a distância da parede e  $CD_{k\omega}$  é uma constante calculada pela Equação 3.21.

$$CD_{k\omega} = \max\left(2\rho\sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}; 10^{-10}\right) \quad (3.21)$$

$F_1$  é igual a zero longe da superfície (modelo k- $\epsilon$ ) e varia para 1 dentro da camada limite (modelo k- $\omega$ ). A viscosidade turbulenta é dada pela Equação 3.22.

$$\mu_t = \min\left(\frac{\rho k}{\omega}; \frac{0,31\rho k}{S_{in}F_2}\right) \quad (3.22)$$

onde  $F_2$  é uma segunda função de mistura, dada pela Equação 3.23.  $S_{in}$  é a medida invariante do tensor de deformação, Equação 3.24.

$$F_2 = \tanh\left[\left[\max\left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^*\omega y}, \frac{500\mu}{y^2\omega\rho}\right)\right]^2\right] \quad (3.23)$$

$$S_{in} = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (3.24)$$

onde  $S_{ij}$  é o tensor de deformação, Equação 3.25.

$$S_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) \quad (3.25)$$

As constantes do modelo SST são uma combinação linear das constantes correspondentes aos modelos k- $\epsilon$  e k- $\omega$ , obtidas através da Equação 3.26.

$$\Phi = F_1\Phi_1 + (1 - F_1)\Phi_2 \quad (3.26)$$

onde  $\Phi_1$  são as constantes do modelo k- $\omega$  e  $\Phi_2$  são as constantes do modelo k- $\epsilon$ .

As constantes de fechamento do modelo são:  $\beta^* = 0,09$ ,  $\zeta_1 = 5/9$ ,  $\beta_1 = 3/40$ ,  $\sigma_{k1} = 0,85$ ,  $\sigma_{\omega 1} = 0,5$ ,  $\zeta_2 = 0,44$ ,  $\beta_2 = 0,0828$ ,  $\sigma_{k2} = 1$  e  $\sigma_{\omega 2} = 0,856$ .



### 3.2.2 Volumes finitos e função de parede

A tarefa de um método numérico é resolver uma ou mais equações diferenciais, substituindo as derivadas existentes na equação por expressões algébricas que envolvam a função incógnita [Maliska, 1995]. O método numérico mais utilizado para a análise de escoamentos é o método de volumes finitos. Neste método, o domínio de análise é dividido em um número de volumes não sobrepostos, de modo que exista um volume ao redor de cada ponto da malha [Patankar, 1980]. A equação diferencial é integrada dentro de cada volume finito. Funções de interpolação que expressam a variação das variáveis entre os pontos da malha são utilizadas para calcular as integrais necessárias. O resultado é a equação discretizada contendo os valores das variáveis para um grupo de pontos da malha.

De acordo com Patankar, 1980, a característica mais atrativa da formulação de volumes finitos é que a solução resultante implica que a conservação integral de quantidades como massa, quantidade de movimento e energia são exatamente satisfeitas em qualquer grupo de volumes finitos e portanto, sobre todo o domínio da análise. Essa característica é independente do número de volumes finitos, e então, até malhas grosseiras exibem balanços integrais exatos.

O método de função de parede utiliza fórmulas empíricas que impõem condições apropriadas próximo à parede sem resolver a camada limite, economizando tempo computacional. De acordo com Menter et al., 2003a, experiências obtidas a partir de diversos testes mostram que a redução da sensibilidade dos resultados em função da distância da malha próxima a parede é essencial para a aplicação bem sucedida do método em escoamentos industriais complexos, onde uma malha refinada pode não ser garantida para todas as paredes do domínio.

De acordo com Wilcox, 1994, a função de parede utiliza a lei da parede como uma relação constitutiva entre a velocidade e a tensão cisalhante da parede. Isto é, em termos da velocidade do ponto da malha mais próximo da superfície, a lei da parede é considerada como uma função transcendental para a velocidade de fricção.

A formulação de baixos Reynolds resolve o escoamento próximo da parede para malhas extremamente refinadas. Adicionando-se uma função de parede como condição de contorno, resolve-se o escoamento com malhas mais grosseiras. Para os dois casos, a resposta se deteriora ao empregar-se uma malha inadequada à formulação utilizada [Menter et al., 2003a]. A função de parede automática do CFX alterna automaticamente de uma formulação para a outra, de acordo com o refino da malha.

A função de parede automática faz com que dependendo da malha, resolva-se somente com a formulação de baixos Reynolds, somente com a logarítmica ou com uma mistura entre as duas. A sua formulação é descrita a seguir. Para a equação da energia cinética turbulenta ( $k$ ), uma condição de contorno de fluxo zero é aplicada, já que é correta tanto para a subcamada viscosa quanto para a camada logarítmica. A velocidade de fricção é dada pela Equação 3.27.

$$u_{\tau} = \sqrt{\frac{T_{\omega}}{\rho}} \quad (3.27)$$

onde  $u_{\tau}$  é a velocidade de fricção. A formulação para o perfil de velocidades é dada pelas Equações 3.28 - 3.30.

$$u_{\tau}^{vis} = \sqrt{\frac{\mu}{\rho} \left| \frac{\bar{u}}{\Delta y} \right|} \quad (3.28)$$

onde  $u_{\tau}^{vis}$  é a velocidade de fricção viscosa.

$$u_{\tau}^{log} = \frac{\bar{u}}{0,41 \ln \left( \frac{\rho u_{\tau} \Delta y}{\mu} \right) + C_{log}} \quad (3.29)$$

onde  $u_{\tau}^{log}$  é a velocidade de fricção logarítmica e  $C_{log}$  é uma constante dependente da rugosidade da parede. A velocidade para o caso intermediário entre as duas formulações é dada pela equação 3.30.

$$u_{\tau} = \sqrt[4]{(u_{\tau}^{vis})^4 + (u_{\tau}^{log})^4} \quad (3.30)$$

A formulação para a taxa de dissipação específica é dada pelas Equações 3.31 - 3.33.

$$\omega_{vis} = \frac{6\mu}{0,075\rho \left( \frac{\rho u_{\tau} \Delta y}{\mu} \right)^2} \quad (3.31)$$

$$\omega_{log} = \frac{1}{(0,3 \times 0,41)} \frac{\mu}{\rho \Delta y} \quad (3.32)$$

onde  $\omega_{vis}$  é a taxa de dissipação específica viscosa e  $\omega_{log}$  é a taxa de dissipação específica logarítmica. Para o caso intermediário,  $\omega$  é dado pela Equação 3.33.

$$\omega = \sqrt{\omega_{vis}^2 + \omega_{log}^2} \quad (3.33)$$

### 3.3 Modelagem estrutural

Na análise linear, a resposta é diretamente proporcional à carga. A linearidade pode ser uma boa representação da realidade ou pode ser somente o resultado inevitável de hipóteses feitas para o propósito da análise [Cook, 1995].

De acordo com Cook et al., 1989, na mecânica dos sólidos, um problema é não-linear se a matriz de rigidez ou o vetor de carga é dependente dos deslocamentos. A não-linearidade em estruturas pode ser classificada como não-linearidade material (associada a mudanças nas propriedades do material, como plasticidade), não-linearidade de condições de contorno (associada a mudanças nas condições de contorno, como contatos e atrito) e não-linearidade geométrica (associada a mudanças na configuração, como em grandes flexões em uma viga elástica esbelta).

Não-linearidades geométricas surgem quando as deformações são grandes o suficiente para alterar significativamente o modo em que a carga é aplicada ou o modo em que a estrutura resiste à carga [Cook, 1995]. Então, as equações de equilíbrio devem ser reescritas de modo a corresponder à configuração deformada, não conhecida antecipadamente.

Um bom exemplo para comparar as análises linear e não-linear é dado por Cook et al., 1989. A flexão da viga da Figura 3.5 é causada pela força  $\mathbf{P}_Y$  e pelo momento  $\mathbf{M}_L$ . Para pequenos deslocamentos, a teoria linear é adequada e o momento  $\mathbf{M}_0$  na extremidade engastada é  $\mathbf{M}_0 = (\mathbf{P}_Y \cdot \mathbf{L}_T + \mathbf{M}_L)$ , já que o braço do momento  $\mathbf{L}_T$  é quase independente da carga. Para grandes deslocamentos, o braço do momento  $\mathbf{H}_X$  é menor que  $\mathbf{L}_T$  e o momento é  $\mathbf{M}_0 = (\mathbf{P}_Y \cdot \mathbf{H}_X + \mathbf{M}_L)$ , e  $\mathbf{H}_X$  depende de  $\mathbf{P}_Y$  e  $\mathbf{M}_L$ .

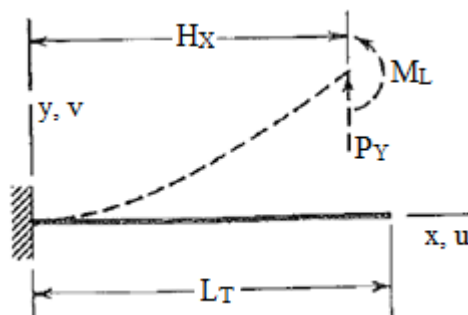


Figura 3.5 - Exemplo comparando as análises linear e não-linear. Fonte = Cook et al., 1989.

Não-linearidades podem ser importantes ao determinar-se a resposta dinâmica de rotores articulados ou fixos, e são especialmente importantes ao determinar-se a estabilidade aeroelástica de rotores fixos flexíveis torcionáveis [Hogdes e Dowell, 1974].

Nas respostas dinâmicas estruturais medidas em ensaios, observa-se que parte da energia é dissipada durante a vibração. Em uma análise modal, essa dissipação é geralmente considerada introduzindo-se uma força de amortecimento dependente da velocidade. Na prática, é muito difícil, se não impossível, determinar para uma análise em elementos finitos, parâmetros de amortecimento, em particular porque as propriedades do amortecimento são dependentes da frequência [Bathe, 1996].

De acordo com Ahlström, 2005, uma análise modal para prever o comportamento da estrutura é computacionalmente eficiente porque reduz o número de graus de liberdades. Entretanto, os modelos modais são principalmente adequados para propósitos de design e muitas vezes não são adequados para algumas áreas de pesquisa, como grande flexão de pás, onde não-linearidades podem estar presentes.

A natureza de um problema não-linear pode se tornar clara somente depois de solucioná-lo [Cook, 1995]. De acordo com Bathe, 1996, o uso da formulação geral com grandes deslocamentos produzirá a resposta “correta” na maioria das análises, mudando somente o tempo computacional necessário para resolver o mesmo problema.

O princípio dos trabalhos virtuais estabelece que para que um corpo esteja em equilíbrio, o trabalho virtual interno é igual ao trabalho virtual externo para qualquer deslocamento virtual compatível imposto no corpo no seu estado de equilíbrio [Bathe, 1996]. Esse princípio está descrito, em notação indicial, para uma análise estática nas Equações 3.34 e 3.35.

$$\int_{t+\Delta t_V} {}^{t+\Delta t}\tau_{ij} \cdot \delta_{t+\Delta t} e_{ij} \cdot d{}^{t+\Delta t}V = {}^{t+\Delta t}\mathcal{R} \quad (3.34)$$

onde  $i, j = 1, 2, 3$ ,  ${}^{t+\Delta t}\tau_{ij}$  é o componente cartesiano do tensor de tensões Cauchy (forças por unidade de área na geometria deformada) no tempo  $t + \Delta t$ ,  ${}_{t+\Delta t}e_{ij}$  é o tensor de deformações correspondente ao deslocamento virtual,  ${}^{t+\Delta t}V$  é o volume no tempo  $t + \Delta t$  e  ${}^{t+\Delta t}\mathcal{R}$  é o trabalho virtual externo.

$${}^{t+\Delta t}\mathcal{R} = \int_{{}^{t+\Delta t}V} {}^{t+\Delta t}f_i^B \cdot \delta u_i \cdot d{}^{t+\Delta t}V + \int_{{}^{t+\Delta t}S} {}^{t+\Delta t}f_i^S \cdot \delta u_i^S \cdot d{}^{t+\Delta t}S \quad (3.35)$$

onde  ${}^{t+\Delta t}f_i^B$  é o componente das forças externas de corpo aplicadas por unidade de volume no tempo  $t + \Delta t$ ,  $u_i$  é o componente do vetor de deslocamento virtual imposto no tempo  $t + \Delta t$ ,  ${}^{t+\Delta t}f_i^S$  é o componente das forças externas de superfície aplicadas por unidade de área no tempo  $t + \Delta t$ ,  ${}^{t+\Delta t}S$  é a superfície no tempo  $t + \Delta t$  na qual as forças são aplicadas e  $u_i^S$  é o componente do deslocamento virtual avaliado na superfície  ${}^{t+\Delta t}S$ .

Uma dificuldade fundamental na aplicação da Equação 3.34 é que a configuração do corpo no tempo  $t + \Delta t$  é desconhecida, não podendo ser resolvida diretamente. Uma solução aproximada pode ser obtida referindo-se todas as variáveis a um estado de equilíbrio previamente calculado e linearizando a equação resultante. Essa solução pode então ser melhorada por meio de iterações. Para isso, existem duas formulações: Lagrangeana Total e Lagrangeana Atualizada. Todas as variáveis estáticas e cinemáticas são referenciadas à configuração inicial no tempo zero na formulação Lagrangeana Total. Já na formulação Lagrangeana Atualizada, as variáveis estáticas e cinemáticas são referenciadas à última configuração calculada.

Linearizando a Equação 3.34 na formulação Lagrangeana Atualizada, e adicionando o termo de inércia para a análise dinâmica, obtemos a Equação 3.36.

$$\begin{aligned} \int_{{}^0V} {}^0\rho \cdot {}^{t+\Delta t}\ddot{u}_i \cdot \delta u_i \cdot d{}^0V + \int_{{}^tV} {}^tC_{ijrs} \cdot {}^te_{rs} \cdot \delta {}^te_{ij} \cdot d{}^tV \\ + \int_{{}^tV} {}^t\tau_{ij} \cdot \delta {}^t\eta_{ij} \cdot d{}^tV = {}^{t+\Delta t}\mathcal{R} - \int_{{}^tV} {}^t\tau_{ij} \cdot \delta {}^te_{ij} \cdot d{}^tV \end{aligned} \quad (3.36)$$

onde  ${}^0\rho$  é a massa específica do corpo no tempo zero (posição inicial),  ${}^{t+\Delta t}\ddot{u}_i$  é o vetor de aceleração no tempo  $t + \Delta t$ ,  ${}^tC_{ijrs}$  é o incremento do tensor tensão-deformação referente ao

tempo  $t$ ,  ${}^t e_{rs}$  é o incremento linear da deformação referente ao tempo  $t$  e  ${}^t \eta_{ij}$  é o incremento não-linear da deformação referente ao tempo  $t$ .

A medida dos deslocamentos é dada pela Equação 3.37.

$${}^{t+\Delta t}U_i = {}^{t+\Delta t}x_i - {}^0x_i \quad (3.37)$$

onde  ${}^{t+\Delta t}U_i$  são os deslocamentos no tempo  $t + \Delta t$ ,  ${}^{t+\Delta t}x_i$  e  ${}^0x_i$  são as coordenadas no tempo  $t + \Delta t$  e no tempo zero.

Invocando o princípio de deslocamentos virtuais linearizado para cada um dos deslocamentos nodais, obtêm-se as equações governantes em elementos finitos. As Equações 3.38 e 3.39 descrevem uma análise dinâmica, com integração implícita no tempo e formulação Lagrangeana Atualizada, desconsiderando-se efeitos de amortecimento estrutural.

$$\mathbf{M}^{t+\Delta t} \ddot{\mathbf{U}} + {}^t \mathbf{K} \Delta \mathbf{U} = {}^{t+\Delta t} \mathbf{R} - {}^t \mathbf{F} \quad (3.38)$$

$${}^t \mathbf{K} = ({}^t \mathbf{K}_L + {}^t \mathbf{K}_{NL}) \quad (3.39)$$

onde  $\mathbf{M}$  é a matriz de massa,  ${}^t \mathbf{K}$  é a matriz de incremento de deformação,  ${}^t \mathbf{K}_L$  é a matriz de rigidez de incremento linear de deformação,  ${}^t \mathbf{K}_{NL}$  é a matriz de rigidez de incremento não-linear de deformação (tensão inicial),  ${}^{t+\Delta t} \mathbf{R}$  é o vetor de carga externamente aplicada nos nós no tempo  $t + \Delta t$ ,  ${}^t \mathbf{F}$  é o vetor de forças nodais equivalentes às tensões dos elementos no tempo  $t$ ,  $\Delta \mathbf{U}$  é o vetor de incrementos no deslocamento nodal e  ${}^{t+\Delta t} \ddot{\mathbf{U}}$  é o vetor de acelerações nodais no tempo  $t + \Delta t$ .

A Tabela 3.1 faz um comparativo entre as equações integrais e as suas equações matriciais correspondentes.

Tabela 3.1 - Comparativo entre as equações na forma integral e matriciais.

Integral	Matricial
$\int_{0V} {}^0\rho \cdot {}^{t+\Delta t}\ddot{u}_i \cdot \delta u_i \cdot d^0V$	$\mathbf{M}^{t+\Delta t}\ddot{\mathbf{U}} = \left( \int_{0V} {}^0\rho \cdot \mathbf{H}^{VT} \cdot \mathbf{H}^V \cdot d^0V \right) {}^{t+\Delta t}\ddot{\mathbf{U}}$
${}^{t+\Delta t}\mathcal{R} = \int_{tV} {}^{t+\Delta t}f_i^B \cdot \delta u_i \cdot d^tV$ $+ \int_{tS} {}^{t+\Delta t}f_i^S \cdot \delta u_i^S \cdot d^tS$	${}^{t+\Delta t}\mathbf{R} = \int_{tS} \mathbf{H}^{ST} \cdot {}^{t+\Delta t}\mathbf{f}^S \cdot d^0S$ $+ \int_{tV} \mathbf{H}^{VT} \cdot {}^{t+\Delta t}\mathbf{f}^B \cdot d^0V$
$\int_{tV} {}^tC_{ijrs} \cdot {}^te_{rs} \cdot \delta {}^te_{ij} \cdot d^tV$	${}^t\mathbf{K}_L\Delta\mathbf{U} = \left( \int_{tV} {}^t\mathbf{B}_L^T \cdot {}^t\mathbf{C} \cdot {}^t\mathbf{B}_L \cdot d^tV \right) \Delta\mathbf{U}$
$\int_{tV} {}^t\tau_{ij} \cdot \delta {}^t\eta_{ij} \cdot d^tV$	${}^t\mathbf{K}_{NL}\Delta\mathbf{U} = \left( \int_{tV} {}^t\mathbf{B}_{NL}^T \cdot {}^t\boldsymbol{\tau} \cdot {}^t\mathbf{B}_{NL} \cdot d^tV \right) \Delta\mathbf{U}$
$\int_{tV} {}^t\tau_{ij} \cdot \delta {}^te_{ij} \cdot d^tV$	${}^t\mathbf{F} = \int_{tV} {}^t\mathbf{B}_L^T \cdot {}^t\hat{\boldsymbol{\tau}} \cdot d^tV$

onde  $\mathbf{H}^S$  e  $\mathbf{H}^V$  são as matrizes de interpolação de deslocamentos de superfície e volume,  ${}^{t+\Delta t}\mathbf{f}^S$  e  ${}^{t+\Delta t}\mathbf{f}^B$  são os vetores de forças de superfície e de corpo em  $t + \Delta t$  e definidos no tempo  $t$ ,  ${}^t\mathbf{B}_L$  é a matriz linear de transformação deformação-deslocamento,  ${}^t\mathbf{B}_{NL}$  é a matriz não-linear de transformação deformação-deslocamento,  ${}^t\mathbf{C}$  é a matriz de incrementos tensão-deformação,  ${}^t\boldsymbol{\tau}$  é a matriz de tensões de Cauchy e  ${}^t\hat{\boldsymbol{\tau}}$  é o vetor de tensões de Cauchy.

A Tabela 3.1 mostra que as relações do material são usadas em dois pontos do processo da solução: na avaliação das tensões e na avaliação da matriz tensão-deformação. As tensões são utilizadas no cálculo do vetor das forças nodais e no cálculo da matriz de rigidez não-linear. A matriz tensão-deformação é utilizada no cálculo da matriz de rigidez linear. Para maiores detalhes sobre a construção das matrizes presentes na Tabela 3.1, consultar Bathe, 1982.

O gradiente da deformação, definido pela Equação 3.40, é uma medida fundamental da deformação do corpo.

$${}^t_0\mathbf{X} = \begin{bmatrix} \frac{\partial^t x_1}{\partial^0 x_1} & \frac{\partial^t x_1}{\partial^0 x_2} & \frac{\partial^t x_1}{\partial^0 x_3} \\ \frac{\partial^t x_2}{\partial^0 x_1} & \frac{\partial^t x_2}{\partial^0 x_2} & \frac{\partial^t x_2}{\partial^0 x_3} \\ \frac{\partial^t x_3}{\partial^0 x_1} & \frac{\partial^t x_3}{\partial^0 x_2} & \frac{\partial^t x_3}{\partial^0 x_3} \end{bmatrix} \quad (3.40)$$

onde  ${}^t_0\mathbf{X}$  é o gradiente de deformação e  $x_1, x_2$  e  $x_3$  são as coordenadas espaciais do corpo. A propriedade mais importante do gradiente de deformação é que ele pode sempre ser decomposto em um produto único de duas matrizes, Equação 3.41.

$${}^t_0\mathbf{X} = {}^t_0\boldsymbol{\Omega} {}^t_0\mathbf{U}_A \quad (3.41)$$

onde  ${}^t_0\boldsymbol{\Omega}$  é o tensor de rotação e  ${}^t_0\mathbf{U}_A$  o tensor de alongamento à direita. A Equação 3.42 mostra uma relação entre o tensor de alongamento à direita e o gradiente de deformação.

$$({}^t_0\mathbf{U}_A)^2 = {}^t_0\mathbf{X}^T {}^t_0\mathbf{X} \quad (3.42)$$

A medida de deformação logarítmica de Hencky é adotada, Equação 3.43.

$${}^t_0\boldsymbol{\varepsilon} = \ln {}^t_0\mathbf{U}_A \quad (3.43)$$

onde  ${}^t_0\boldsymbol{\varepsilon}$  é a deformação.

O modelo do material é considerado elástico se a tensão é função somente da deformação. Assim, para um material linear isotrópico na formulação Lagrangeana Atualizada, uma generalização da lei de Hooke é dada pela Equação 3.44.

$${}^t\tau_{ij} = {}^tC_{ijrs} \cdot {}^t e_{rs} \quad (3.44)$$

onde  ${}^tC_{ijrs}$  é o tensor de propriedades do material, considerado constante para uma análise linear e definido na Equação 3.45. A maioria dos materiais comporta-se desse modo, desde que para pequenas deformações, antes da plastificação.



$${}^t C_{ijrs} = \lambda \cdot \delta_{ij} \cdot \delta_{rs} + \vartheta (\delta_{ir} \cdot \delta_{js} + \delta_{is} \cdot \delta_{jr}) \quad (3.45)$$

onde  $\lambda$  e  $\vartheta$  são as constantes de Lamé e  $\delta$  é o delta de Kronecker:

$$\lambda = \frac{E\nu}{(1+\nu)(1-2\nu)} \quad (3.46)$$

$$\vartheta = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (3.47)$$

$$\delta_{ij} = \begin{cases} 0; & i \neq j \\ 1; & i = j \end{cases} \quad (3.48)$$

onde E é o módulo de elasticidade do material e  $\nu$  o coeficiente de Poisson.

Considerando  ${}^{t+\Delta t} \mathbf{U}$  como conhecido (sua obtenção será descrita em seguida), um sumário com as etapas para o cálculo da tensão utilizado pelo *software* ANSYS Mechanical é descrito a seguir.

- 1) Calcula-se o incremento no gradiente da deformação:

$$\Delta \mathbf{X}^{t+\Delta t} = \mathbf{X}^{t+\Delta t} (\mathbf{X}^t)^{-1} \quad (3.49)$$

- 2) Calcula-se o incremento na matriz de alongamento:

$$(\Delta \mathbf{U}_A^{t+\Delta t})^2 = (\Delta \mathbf{X}^{t+\Delta t})^T \Delta \mathbf{X}^{t+\Delta t} \quad (3.50)$$

- 3) Calcula-se o incremento na deformação:

$$\Delta \boldsymbol{\varepsilon} = \ln \Delta \mathbf{U}_A \quad (3.51)$$

- 4) Calcula-se o incremento na tensão:

$$\Delta \boldsymbol{\tau} = {}^t C_{ijrs} \cdot \Delta \boldsymbol{\varepsilon} \quad (3.52)$$

5) Calcula-se a tensão:

$$\tau = {}^t\tau + \Delta\tau \quad (3.53)$$

Um sumário das etapas utilizadas na obtenção da solução da equação de equilíbrio é descrito a seguir.

1) Conhecidos  ${}^t\mathbf{U}$  e  ${}^{t+\Delta t}\mathbf{R}$ , calcula-se  ${}^t\mathbf{K}$  e  ${}^t\mathbf{F}$ .

2) Aplicam-se as condições iniciais:

$${}^{t+\Delta t}\mathbf{F}^{(0)} = {}^t\mathbf{F} \quad (3.54)$$

$${}^{t+\Delta t}\mathbf{U}^{(0)} = {}^t\mathbf{U} \quad (3.55)$$

$${}^{t+\Delta t}\mathbf{K}^{(0)} = {}^t\mathbf{K} \quad (3.56)$$

Início do loop,  $\mathbf{k}=1$

3) Utilizando-se o método de iteração Newton-Raphson em conjunto com a regra do trapézio, resolvem-se as equações abaixo para obtenção do incremento do deslocamento:

$$\mathbf{M}{}^{t+\Delta t}\ddot{\mathbf{U}}^{(k)} + {}^{t+\Delta t}\mathbf{K}^{(k-1)}\Delta\mathbf{U}^{(k)} = {}^{t+\Delta t}\mathbf{R} - {}^{t+\Delta t}\mathbf{F}^{(k-1)} \quad (3.57)$$

$${}^{t+\Delta t}\mathbf{U}^{(k-1)} = {}^t\mathbf{U} + \frac{\Delta t}{2} ({}^t\dot{\mathbf{U}} + {}^{t+\Delta t}\dot{\mathbf{U}}) \quad (3.58)$$

$${}^{t+\Delta t}\dot{\mathbf{U}} = {}^t\dot{\mathbf{U}} + \frac{\Delta t}{2} ({}^t\ddot{\mathbf{U}} + {}^{t+\Delta t}\ddot{\mathbf{U}}^{(k)}) \quad (3.59)$$

4) Calcula-se o novo deslocamento:

$${}^{t+\Delta t}\mathbf{U}^{(k)} = {}^{t+\Delta t}\mathbf{U}^{(k-1)} + \Delta\mathbf{U}^{(k)} \quad (3.60)$$

5) Confere-se a convergência das forças. Ela é testada comparando-se a soma dos quadrados do balanço de forças ( ${}^{t+\Delta t}\mathbf{R} - {}^{t+\Delta t}\mathbf{F}^{(k-1)} - \mathbf{M}{}^{t+\Delta t}\dot{\mathbf{U}}^{(k-1)}$ ) sobre a soma dos quadrados das forças aplicadas com a tolerância exigida.

Caso o equilíbrio seja satisfeito, parte-se para a análise do próximo passo de tempo.

Caso o equilíbrio não tenha sido atingido, a solução procede para a etapa 6.

6) Calcula-se  ${}^{t+\Delta t}\mathbf{F}^{(k)}$  e  ${}^{t+\Delta t}\mathbf{K}^{(k)}$  utilizando-se  ${}^{t+\Delta t}\mathbf{U}^{(k)}$ .

7) Aplica-se  $\mathbf{k}=\mathbf{k}+1$  e retorna-se à etapa 3.

### 3.4 Acoplamento fluido-estrutura

Para solucionar um problema multi-físico, um acoplamento entre os métodos de solução de cada campo físico é necessário. Este acoplamento, no programa ANSYS, pode ser direto ou por transferência de carga.

O método direto geralmente envolve somente uma análise, utilizando um tipo especial de elemento que contém todos os graus de liberdade necessários. O acoplamento é solucionado calculando-se uma matriz de elementos contendo todos os termos necessários. Este método é vantajoso quando a interação entre os campos envolve um acoplamento físico forte ou é altamente não-linear. Exemplos são análises com piezoelectricidade, transferência de calor conjugada com escoamento e análises de circuitos eletromagnéticos. Elementos finitos são especialmente projetados para resolver esses acoplamentos entre campos diretamente [ANSYS, 2009].

O método de transferência de carga envolve no mínimo duas análises, cada uma pertencendo a um campo físico diferente. Os campos são acoplados aplicando-se o resultado de uma análise como carga na outra. De acordo com ANSYS, 2009, para situações que não exibam um alto grau de interação não-linear, o método de transferência de carga é mais eficiente e flexível, já que as duas análises são realizadas independentemente.

O ANSYS Multi-field *solver* é uma ferramenta criada para resolver o acoplamento entre os campos pelo método de transferência de carga. Cada campo físico é criado com uma malha e um modelo independentes. Superfícies ou volumes são identificados para a transferência de

carga no acoplamento. Um conjunto de comandos configura o problema e define a sequência de solução. As cargas são automaticamente transferidas através de malhas diferentes. O *solver* é aplicado para análises estáticas, harmônicas e transientes, dependendo da exigência da física do problema.

Existem duas versões do ANSYS Multi-field *solver*: o MFS (código único) e o MFX (múltiplos códigos). O MFS utiliza somente um produto do *software*, mas contém análises de mais de um campo físico. O MFX combina mais de um produto, como por exemplo, o ANSYS Mechanical e o ANSYS CFX, em uma análise de interação fluido-estrutura.

O problema de interação fluido-estrutura não pode ser resolvido utilizando-se o programa ANSYS através do método direto. Para resolvê-lo, pode-se utilizar o MFS *solver*, através do uso de elementos de fluido FLOTRAN no programa ANSYS. Ou então, pode-se utilizar o MFX *solver*, combinando os programas ANSYS e CFX. Este último método de solução é o escolhido para a realização das análises deste trabalho e a Figura 3.6 mostra o seu projeto esquemático na plataforma ANSYS Workbench.

O programa de cada campo físico roda um código diferente no MFX *solver*. Cada campo pode ser resolvido simultaneamente ou sequencialmente e cada matriz de equações é resolvida separadamente. Para utilizar o MFX *solver*, a análise precisa ser tridimensional. Apenas cargas de superfície podem ser transferidas entre os programas. Uma dada análise pode ter um acoplamento entre apenas dois programas, mas pode ter múltiplas transferências de carga, como deslocamento, temperatura e força. Esse *solver* foi projetado principalmente para análises com interação fluido-estrutura.

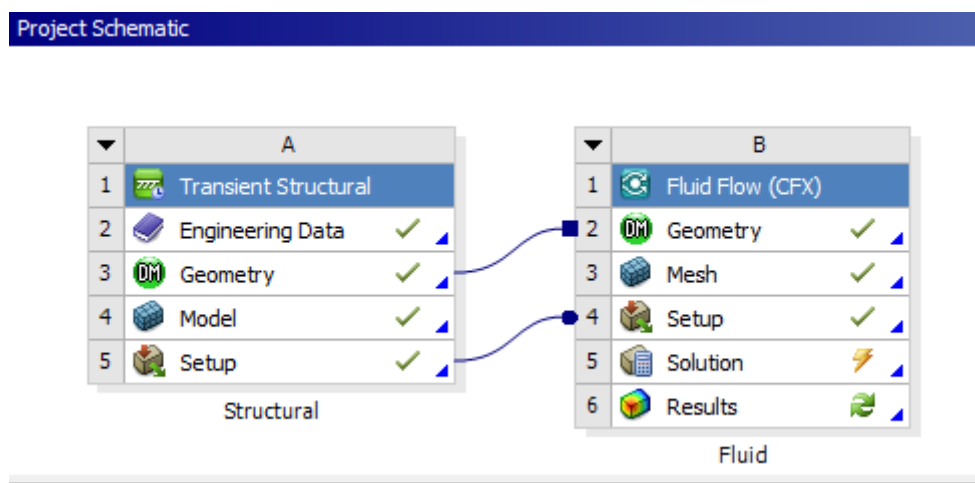


Figura 3.6 - Projeto esquemático de uma análise FSI na plataforma ANSYS Workbench.

Para realizar uma análise que envolva a interação fluido-estrutura no ANSYS Multi-field, é necessário configurar a parte do problema que envolve o escoamento do fluido no CFX e a parte que envolve a estrutura no ANSYS Mechanical. Além disso, devem ser especificadas as definições de acoplamento no MFX, criando-se interfaces para as transferências de cargas. O CFX envia a distribuição de tensões na interface para o Mechanical, enquanto este envia os deslocamentos da mesma interface para o CFX, conforme mostra a Figura 3.7. Cada campo físico possui o seu próprio domínio, malha e condições de contorno, compartilhando apenas as interfaces.

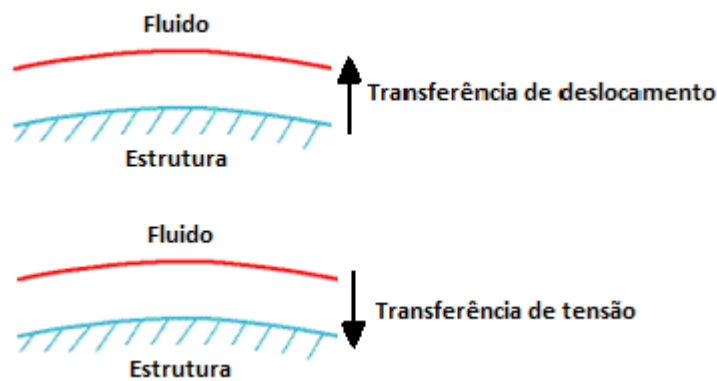


Figura 3.7 - Interface FSI e suas transferências de cargas.

Durante uma simulação acoplada, o ANSYS Mechanical e o CFX executam a simulação como uma sequência de passos de tempo, cada um consistindo de uma ou mais iterações multi-campo (sub-iterações). Durante cada uma dessas iterações, cada *solver* recolhe os dados necessários do outro *solver* e resolve as suas equações para o passo de tempo atual. Iterações multi-campo são repetidas até que se atinja o número máximo de iterações ou ocorra a convergência entre as quantidades transferidas na interface, além das equações governantes dos dois campos. A análise procede então para o próximo passo de tempo. A Figura 3.8 mostra um esquema do funcionamento do processo de solução com interação fluido-estrutura.

De acordo com Teixeira, 2001, na maioria das vezes, os campos do fluido e da estrutura possuem diferentes escalas de tempo. Usualmente, o escoamento do fluido comanda o passo de tempo global, pois requer uma resolução temporal menor que a da vibração da estrutura.

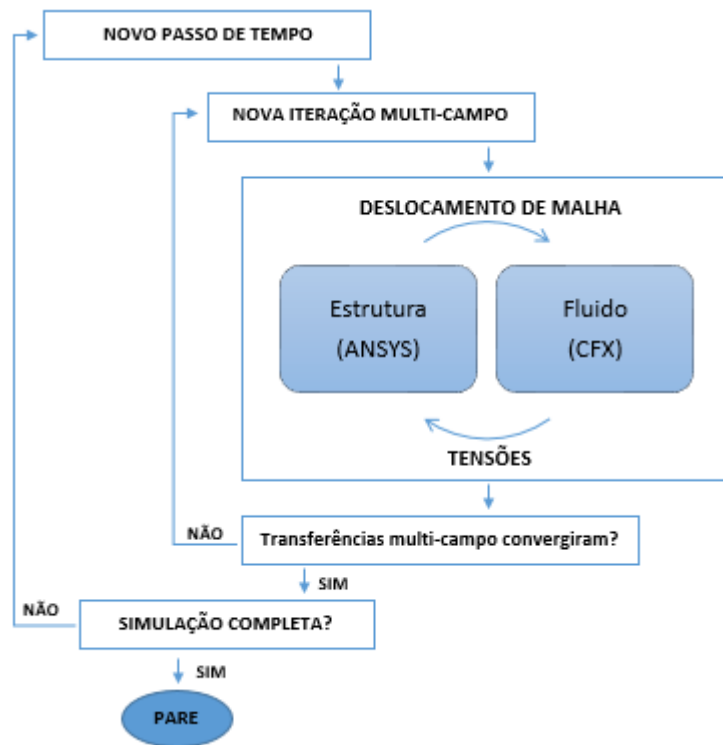


Figura 3.8 - Esquema do funcionamento do processo de solução com FSI.

### 3.4.1 Critérios de convergência

O controle do máximo número de iterações e convergência deve ser configurado para cada campo que está sendo solucionado e para o acoplamento entre eles. Estes critérios são importantes por controlar a eficiência e a estabilidade da análise acoplada, além da precisão das soluções produzidas por cada *solver*. Algumas recomendações incluem:

- Configurar o critério de convergência adequadamente para obter o nível de precisão desejado;
- Configurar o máximo número de iterações multi-campo como um número grande o suficiente para garantir que o critério de convergência seja satisfeito em cada passo de tempo;
- Limitar o número de iterações durante a execução de cada *solver* para manter um acoplamento mais forte entre eles e promover eficiência e estabilidade.

Esta última recomendação tem como objetivo o avanço mais rápido da solução acoplada. Isto porque, limitando-se o número de iterações em cada *solver*, a transferência de carga entre eles ocorre mais vezes, alcançando a convergência dos campos acoplados mais rapidamente. Apesar dessa limitação, o programa continua a solução até que a convergência de ambos os campos físicos seja alcançada, além da convergência da transferência de carga.

A convergência ocorre quando a variação das quantidades transferidas através da interface ao longo das iterações é menor que a tolerância definida e é medida através da Equação 3.61.

$$\varepsilon^* = \frac{\log(\varepsilon_c/Tol)}{\log(10.0/Tol)} \quad (3.61)$$

onde  $\varepsilon^*$  é a medida da convergência FSI,  $\varepsilon_c$  é a variação normalizada das cargas transferidas na interface, definido pela Equação 3.62, e  $Tol$  é a tolerância de convergência FSI.

$$\varepsilon_c = \frac{\|\varphi_{new} - \varphi_{pre}\|}{\|\varphi_{new}\|} \quad (3.62)$$

onde  $\varphi_{new}$  é o novo vetor de cargas e o  $\varphi_{pre}$  é o vetor de cargas aplicado na iteração multi-campo anterior. O vetor de cargas aplicado na iteração atual é dado pela Equação 3.63.

$$\varphi = \varphi_{pre} + \alpha_{rel}(\varphi_{new} - \varphi_{pre}) \quad (3.63)$$

onde  $\alpha_{rel}$  é o fator de relaxação. A convergência ocorre quando a variação nas cargas transferidas na interface é menor que zero, Equação 3.64.

$$\varepsilon^* \leq 0 \quad (3.64)$$

A relaxação padrão para a transferência de cargas através da superfície é 0,75. Essa opção geralmente provoca uma transferência mais estável e suave e é apropriada para casos de forte acoplamento entre os dois campos, como o caso de interação fluido-estrutura. Caso utilize-se apenas uma iteração multi-campo para cada passo de tempo, o valor da relaxação deve ser configurado para todas as quantidades como 1,0.

### 3.4.2 Interpolação de variáveis

O MFX *solver* detecta automaticamente se a malha de cada lado da interface é a mesma ou não. Quando as malhas estão desalinhadas na interface entre o ANSYS Mechanical e o CFX,

um método de interpolação é usado para mapear os dados de uma malha e enviá-los para a outra. De acordo com ANSYS, 2009, existem dois tipos básicos de interpolação:

- Interpolação de preservação de perfil: conforme o nome diz, mapeia o perfil da variável e garante a sua preservação.
- Interpolação conservativa: garante que o perfil seja interpolado de modo a conservar a quantidade total atravessando a interface. Uma interpolação conservativa de força garante que a força total de um lado da interface se iguale exatamente à força recebida do outro lado.

Para uma análise de interação fluido-estrutura, o ANSYS sabe quais variáveis estão sendo transferidas e configura o tipo de interpolação de acordo: para temperaturas e deslocamentos, o perfil é preservado, e para forças e fluxo de calor, a quantidade é conservada.

Em uma interpolação de preservação de perfil, cada nó do campo receptor é mapeado em um elemento do campo remetente. Este tipo de interpolação não leva em conta o balanço total das variáveis atravessando a interface. Assim, as forças e o fluxo de calor não serão conservados. Na interpolação conservativa, o balanço será realizado e as variáveis terão os seus valores conservados, mas as suas distribuições locais não serão necessariamente iguais.

Geralmente, a interpolação conservativa pode preservar distribuições locais e, então, pode ser usada para interpolar deslocamentos de malha e temperatura. Essas variáveis são interpoladas ponderadamente com todas as áreas que cercam o nó receptor. Assim, esta interpolação pode suavizar qualquer oscilação numérica presente no perfil local do campo físico remetente. Entretanto, em alguns problemas especiais, perfis de distribuição local podem não ser preservados no mesmo grau em que no método de interpolação de preservação de perfil.

Se a superfície do campo físico remetente corresponde à superfície do campo receptor, então a força total e o fluxo de calor são transferidos sem perdas. Assim, a transferência de carga total é conservada, tanto globalmente quando localmente (no nível do elemento).

### 3.4.3 Deformação de malha

Quando o domínio do fluido recebe os deslocamentos da estrutura, ele deve modificar a sua geometria e, conseqüentemente, a sua malha também. Existe uma opção de deformação de malha chamada “regiões de movimentos especificados”. Essa opção permite a especificação de movimento dos nós nas regiões de contorno da malha. O movimento de todos os nós remanescentes é determinado pelo modelo de movimento de malha, que está atualmente limitado a difusão de deslocamento. Com esse modelo, os deslocamentos aplicados nos



contornos do domínio ou nos subdomínios são difundidos a outros pontos de malha através da solução da Equação 3.65:

$$\nabla \cdot (\Gamma_{disp} \nabla \zeta) = 0 \quad (3.65)$$

onde  $\zeta$  é o deslocamento relativo à localização da malha anterior e  $\Gamma_{disp}$  é a rigidez da malha, que determina o grau no qual as regiões de nós se movem juntos. Essa equação é resolvida no início de cada iteração.

É válido comentar que o modelo de difusão dos deslocamentos para o movimento da malha é designado para preservar a distribuição relativa da malha inicial. Por exemplo, se a malha inicial é relativamente refinada em uma certa região do domínio, ela vai continuar refinada depois da solução da equação de difusão dos deslocamentos.

As malhas da superfície de interface no domínio estrutural e no domínio do fluido devem ser as mais parecidas possíveis, de modo a se encontrarem. Elas não precisam se igualar nó por nó, mas se a geometria está muito deslocada, o algoritmo de interpolação vai ter dificuldade em decidir onde as interfaces se tocam e as quantidades transferidas entre os programas podem não ser as desejadas [ANSYS, 2009].

### 3.5 GCI – Avaliação da qualidade da malha

Roache, 1994, propõe um índice de convergência de malha (GCI – Grid Convergence Index) para relatos uniformes de estudos de refino de malha em análises CFD. O GCI é baseado em um estimador de erros de refino de malha derivado do método de extrapolação generalizado de Richardson. A razão de refino de malha entre duas malhas é dada pela Equação 3.66.

$$r = \frac{h_{i+1}}{h_i} \quad (3.66)$$

onde  $r$  é a razão de refino de malha,  $h_i$  é o espaçamento discreto da malha refinada e  $h_{i+1}$  é o espaçamento discreto da malha grosseira. Quando a malha não é refinada igualmente em todas as direções, pode-se usar a razão de refino de malha efetiva, Equação 3.67.

$$r_{ef} = \left( \frac{N_i}{N_{i+1}} \right)^{\frac{1}{D_{im}}} \quad (3.67)$$

onde  $r_{ef}$  é a razão de refino de malha efetiva,  $N_i$  é o número de pontos da malha refinada,  $N_{i+1}$  é o número de pontos na malha grosseira e  $D_{im}$  é o número de dimensões do problema.

A ordem de convergência de malha para uma análise com três malhas, e razões de refino iguais entre a malha refinada com a intermediária e a intermediária com a grosseira, é dada na Equação 3.68.

$$p = \ln \left( \frac{f_3 - f_2}{f_2 - f_1} \right) / \ln(r) \quad (3.68)$$

onde  $p$  é a ordem da convergência,  $f_1$  é a resposta de alguma variável da malha refinada,  $f_2$  da malha intermediária e  $f_3$  da malha grosseira.

A extrapolação de Richardson permite estimar a resposta exata no limite de convergência de malha,  $f_{h=0}$ , em que o espaçamento discreto tende a zero, Equação 3.69.

$$f_{h=0} \cong f_1 + \frac{f_1 - f_2}{r^p - 1} \quad (3.69)$$

O índice de convergência de malha GCI entre as malhas refinada e intermediária,  $GCI_{12}$ , é dado pela Equação 3.70.

$$GCI_{12} = \frac{F_s |(f_2 - f_1)/f_1|}{(r^p - 1)} \quad (3.70)$$

onde  $F_s$  é um fator de segurança, com um valor recomendado de 1,25 para comparações com três ou mais malhas. O índice de convergência de malha GCI entre as malhas intermediária e grosseira,  $GCI_{23}$ , é dado pela Equação 3.71.

$$GCI_{23} = \frac{F_s |(f_3 - f_2)/f_2|}{(r^p - 1)} \quad (3.71)$$

Para verificar se as soluções das malhas estão em um limite assintótico de convergência, a Equação 3.72 pode ser utilizada, comparando-se os dois índices GCI obtidos.

$$GCI_{23} = r^p GCI_{12} \quad (3.72)$$

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 4.1 Escoamento sobre cilindro apoiado em base elástica

O problema de vibrações induzidas por vórtices em escoamentos sobre cilindros apoiados elasticamente é muito estudado na literatura. Destacam-se abordagens experimentais realizadas por Anagnostopoulos e Bearman, 1992, e por Feng, 1968, e análises numéricas realizadas por Meneghini e Bearman, 1995, Dettmer e Perić, 2006, e Gonçalves, 2013.

O problema estudado por Gonçalves, 2013, é analisado de modo a validar o método de solução utilizado por este trabalho. Gonçalves, 2013, simulou numericamente escoamentos laminares a baixos números de Reynolds sobre um cilindro apoiado em base elástica, utilizando a formulação Lagrangeana-Euleriana Arbitrária (ALE). Seus resultados são comparados com os obtidos experimentalmente por Anagnostopoulos e Bearman, 1992, e numericamente por Dettmer e Perić, 2006. A Figura 4.1 mostra um esboço do problema.

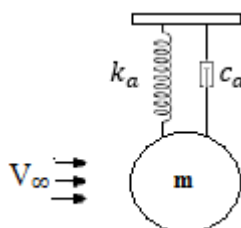


Figura 4.1 - Escoamento sobre cilindro apoiado em base elástica.

Gonçalves, 2013, analisa e apresenta os deslocamentos do cilindro causados pelos escoamentos de água a diversos números de Reynolds. No entanto, apenas para os escoamentos com os números de Reynolds de 90, 105 e 123 são apresentadas as respostas das forças fluidodinâmicas. O escoamento com número de Reynolds de 105 é o escolhido para a análise e comparação de resultados, já que dentre os casos, este é o que exibe a maior variação nas forças fluidodinâmicas. Gonçalves, 2013, analisa o problema em duas dimensões. A Tabela 4.1 apresenta os dados do problema, com o número de Reynolds ( $Re$ ), a velocidade de entrada do escoamento ( $V_\infty$ ), a massa específica ( $\rho$ ) e a viscosidade dinâmica ( $\mu$ ) do fluido, a massa do cilindro ( $m$ ), a rigidez da mola ( $k_a$ ), a constante de amortecimento ( $c_a$ ) e o diâmetro do cilindro ( $D$ ).

Tabela 4.1 - Dados do problema de Gonçalves, 2013.

Fluido	Estrutura
Re = 105	m = 0,2979 kg
$V_{\infty} = 0,065625$ m/s	$k_a = 579$ N/m
$\rho = 1000$ kg/m <sup>3</sup>	$c_a = 0,0325$ kg/s
$\mu = 0,001$ kg/ms	D = 0,0016 m

O ANSYS Multi-field só aceita análises tridimensionais. Por este motivo, uma profundidade de 0,0003 metro é imposta no domínio. Assim, uma dimensionalização do problema é necessária. Para a análise do escoamento, os parâmetros de entrada são os mesmos, mas a resposta das forças é proporcional à profundidade. Como a força tem o seu valor alterado, na análise estrutural será necessário alterar os parâmetros de entrada para que a resposta dinâmica seja a mesma. A Equação 4.1 rege o comportamento de um sistema massa, mola e amortecedor para um grau de liberdade e com força aplicada.

$$F(t) = m\ddot{y}(t) + c_a\dot{y}(t) + k_a y(t) \quad (4.1)$$

onde  $F(t)$  é a força aplicada,  $m$  é a massa,  $k_a$  é a rigidez da mola,  $c_a$  é a constante de amortecimento,  $\ddot{y}(t)$  é a aceleração,  $\dot{y}(t)$  é a velocidade e  $y(t)$  é o deslocamento.

Assim, para que os deslocamentos, velocidades e acelerações sejam os mesmos da análise realizada por Gonçalves, 2013, a massa do cilindro, a rigidez da mola e a constante de amortecimento devem ser proporcionais a força proveniente do escoamento. Como as forças fluidodinâmicas são diretamente proporcionais à profundidade do domínio neste caso, uma dimensionalização de 1 para 0,0003 é realizada. Desta forma, para a simulação realizada neste trabalho, a massa do cilindro é de  $8,937 \times 10^{-5}$  kg, a rigidez da mola é de 0,1737 N/m e a constante de amortecimento é de  $9,75 \times 10^{-6}$  kg/s.

Além disso, a versão do ANSYS utilizada não aceita a formulação de corpo rígido para análises com interação fluido-estrutura. Assim, as propriedades da estrutura são fictícias, para torná-la a mais rígida possível sem causar mal condicionamento nas matrizes do problema.

Com o objetivo de minimizar o tempo computacional, o passo de tempo escolhido é de 0,005 segundo, permitindo que cada ciclo contenha aproximadamente 30 pontos. O tamanho

do domínio, Figura 4.2, é o mesmo utilizado por Gonçalves, a única diferença sendo a profundidade imposta. Gonçalves utiliza uma formulação baseada em elementos finitos, com uma malha de 628.517 nós e 1.255.549 elementos. O modelo utilizado neste trabalho para a solução do escoamento é de volumes finitos e a malha utilizada para esta análise possui 56.142 volumes, Figura 4.3. Os critérios para a convergência são os resíduos serem menores que  $10^{-6}$  e o desequilíbrio dos balanços globais das equações de conservação ser menor que 0,001. O coeficiente de relaxação para o acoplamento utilizado é de 0,75.

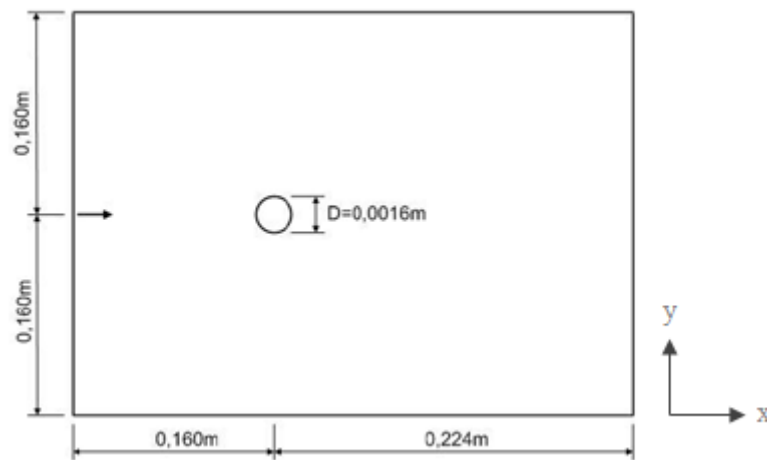


Figura 4.2 - Domínio computacional utilizado na validação do método. Fonte: Gonçalves, 2013.

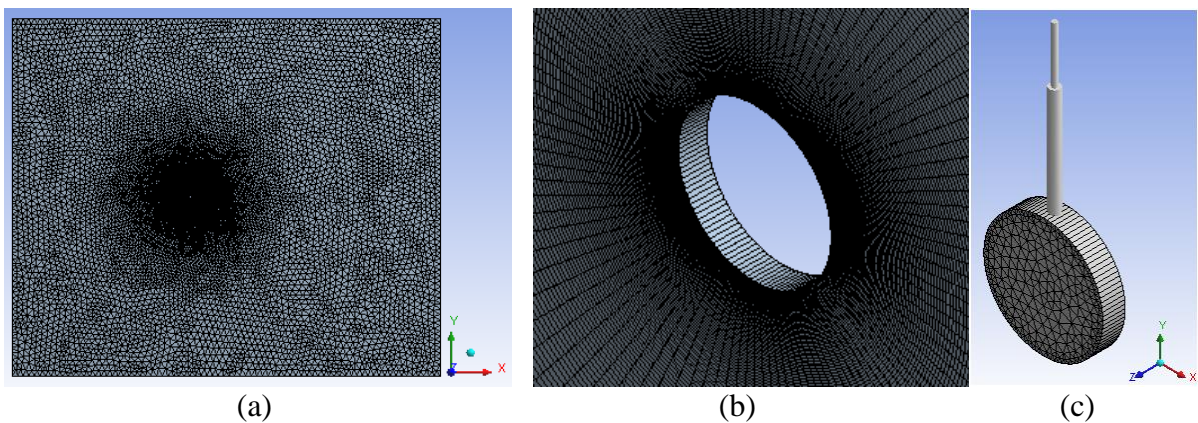


Figura 4.3 - Discretização: (a) domínio do fluido; (b) detalhe próximo ao cilindro; (c) domínio estrutural.

Uma análise estática é realizada até 30 segundos de escoamento. O coeficiente de arrasto médio ( $C_{Dmédio}$ ) e a média quadrática do coeficiente de sustentação ( $C_{Lrms}$ ) são calculados utilizando-se os últimos dois segundos da simulação. O número de Strouhal ( $St$ ) é calculado

utilizando-se a média da frequência para os três últimos ciclos. Essa comparação é apresentada na Tabela 4.2. Apesar de apresentar um número menor de volumes finitos, a malha apresenta um resultado satisfatório para a análise estática do cilindro.

Tabela 4.2 - Coeficiente de arrasto médio ( $C_{Dmédio}$ ), média quadrática do coeficiente de sustentação ( $C_{Lrms}$ ), número de Strouhal ( $St$ ) e suas diferenças em relação a Gonçalves, 2013.

	Este trabalho	Gonçalves, 2013	Diferença (%)
$C_{Dmédio}$	1,317272	1,316410	0,065
$C_{Lrms}$	0,242395	0,243429	0,425
$St$	0,164366	0,166480	0,821

O cilindro móvel foi simulado com a condição inicial obtida no último instante de tempo da resposta estática. A mola e o amortecedor da análise estão presentes apenas na análise estrutural do problema, não interferindo no escoamento sobre o cilindro. Para que uma comparação entre os resultados obtidos por este trabalho e por Gonçalves, 2013, possa ser realizada, uma extrapolação para uma profundidade de 1 metro das forças fluidodinâmicas é realizada. A Figura 4.4 compara as soluções para o deslocamento do cilindro. As respostas para as forças fluidodinâmicas do cilindro móvel são apresentadas e comparadas com a solução de Gonçalves, 2013, nas Figuras 4.5 e 4.6.

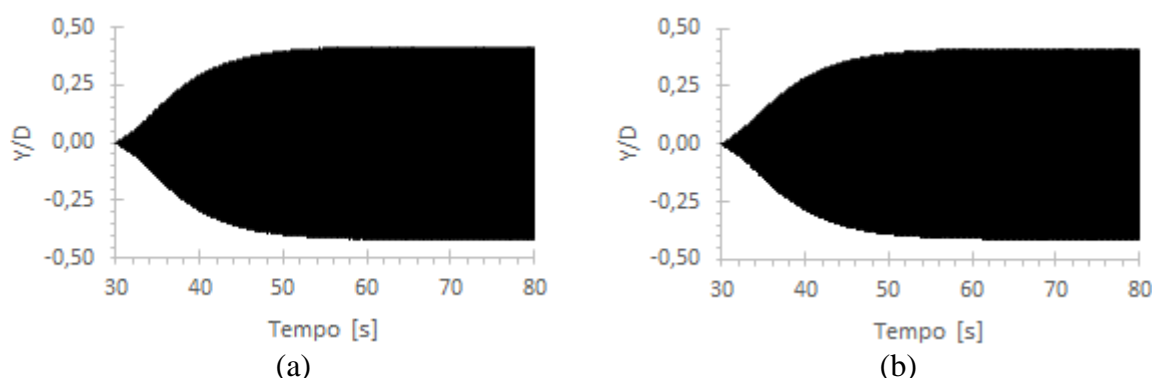


Figura 4.4 - Deslocamentos do cilindro na direção  $y$  obtidos por (a) este trabalho; e (b) Gonçalves, 2013.

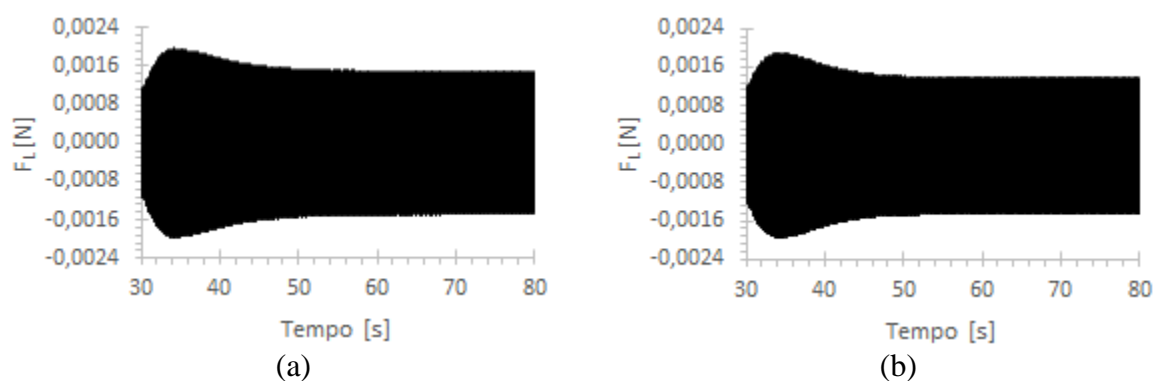


Figura 4.5 - Forças de sustentação para o cilindro móvel de 1 metro de profundidade obtidas por (a) este trabalho; e (b) Gonçalves, 2013.

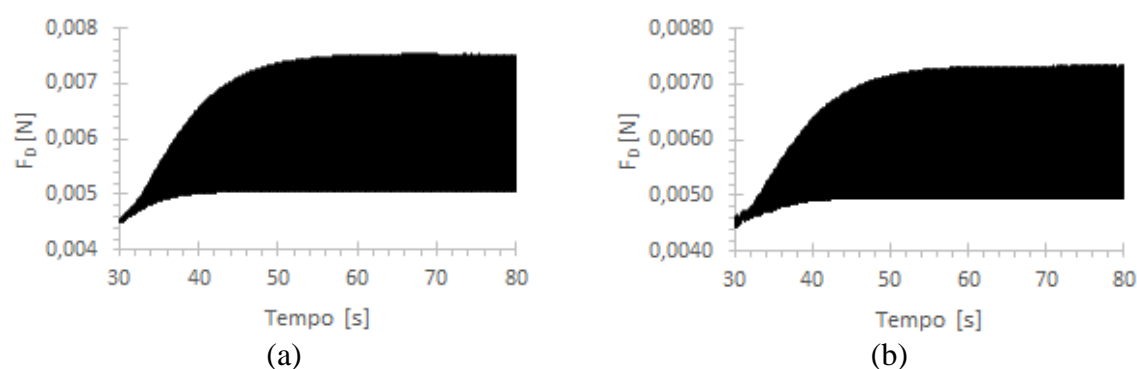


Figura 4.6 - Forças de arrasto para o cilindro móvel de 1 metro de profundidade obtidas por (a) este trabalho; e (b) Gonçalves, 2013.

Pode-se verificar que a solução se comporta conforme o esperado e seus valores se encontram muito próximos daqueles obtidos por Gonçalves, 2013. As médias quadráticas das variáveis obtidas dos últimos 5 segundos de simulação são calculadas e comparadas com os valores de Gonçalves, 2013, na Tabela 4.3.

Tabela 4.3 - Médias quadráticas do deslocamento do cilindro  $(y/D)_{rms}$ , da força de arrasto ( $F_{Drms}$ ) e de sustentação ( $F_{Lrms}$ ) e suas diferenças em relação a Gonçalves, 2013.

	Este trabalho [N]	Gonçalves, 2013 [N]	Diferença [%]
$(y/D)_{rms}$	0,295351	0,292555	0,955841
$F_{Drms}$	0,006344	0,006151	3,142729
$F_{Lrms}$	0,001002	0,000969	3,439322



As diferenças encontradas são pequenas e podem ter sido causadas por inúmeros fatores, entre eles: a malha deste trabalho está menos refinada que a de Gonçalves, 2013; o passo de tempo é consideravelmente maior neste trabalho; Gonçalves, 2013, utiliza um acoplamento fraco para a interação fluido-estrutura. Assim, a solução mostra-se satisfatória e a metodologia, adequada para a solução do problema de interação fluido-estrutura proposto por este trabalho.

## 4.2 escoamento sobre elemento de pá

Conforme mencionado anteriormente, o interesse desta investigação é voltado para a conversão de energia eólica e o seu objetivo é o estudo de um problema mais simples do que o de modelar uma turbina eólica inteira. Escolheu-se, então, a simulação de um escoamento sobre um elemento de pá.

Assim, o problema estudado neste trabalho é a análise da influência da interação fluido-estrutura na avaliação das forças fluidodinâmicas em um escoamento turbulento sobre um elemento de pá fixo em uma extremidade e livre para vibrar na outra.

A pá estudada é retangular, com uma razão de aspecto de 6, seção transversal de um aerofólio NACA 0012 de 1 metro de corda e ângulo de ataque de 6 graus. Avaliou-se a influência do material de construção da pá e do fluido de trabalho nas respostas estruturais e fluidodinâmicas. Assim, a pá é composta por um único material, aço ou alumínio, dependendo da análise. Dois fluidos de trabalho são analisados: ar e água. O número de Reynolds do escoamento é de 6 milhões. O problema é representado na Figura 4.7 e a Figura 4.8 mostra a forma do perfil NACA 0012.

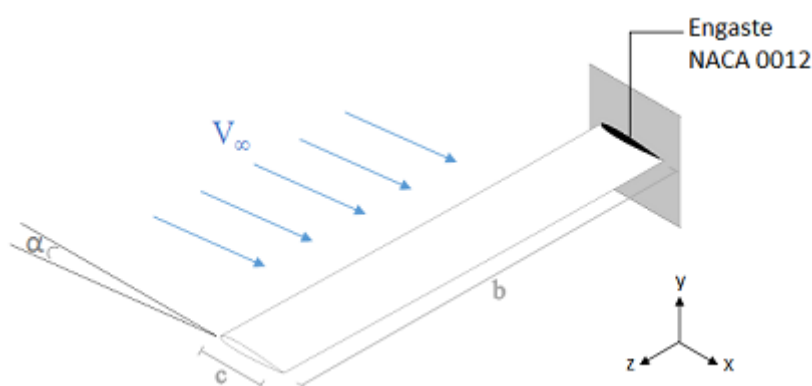


Figura 4.7 - Descrição do problema.

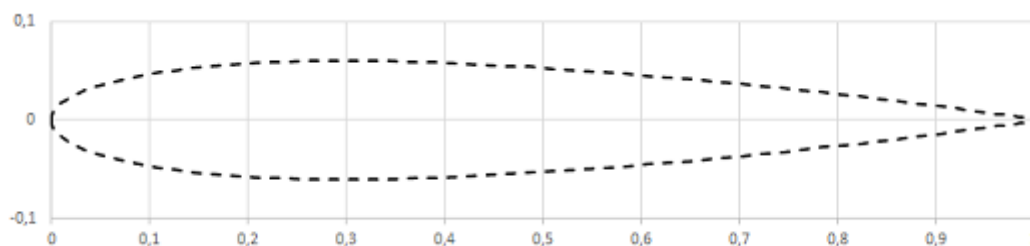


Figura 4.8 – Perfil do aerofólio NACA 0012.

As características dos materiais com que a estrutura é feita e dos fluidos de trabalho são apresentados nas Tabelas 4.4 e 4.5.

Tabela 4.4 - Propriedades dos fluidos de trabalho.

Propriedade	Ar	Água
Viscosidade, $\mu$	1,83E-05 Pa·s	0,001 Pa·s
Massa específica, $\rho$	1,185 kg/m <sup>3</sup>	1.000 kg/m <sup>3</sup>
Velocidade	92,7 m/s	6 m/s
Número de Mach	0,27	0,004

Tabela 4.5 - Propriedades dos materiais de construção da pá.

Propriedade	Aço	Alumínio
Massa específica, $\rho$	7.850 kg/m <sup>3</sup>	2.770 kg/m <sup>3</sup>
Módulo de elasticidade, E	2×10 <sup>11</sup> Pa	7,1×10 <sup>10</sup> Pa
Coefficiente de Poisson, $\nu$	0,30	0,33
Tensão de escoamento	2,5×10 <sup>8</sup> Pa	2,8×10 <sup>8</sup> Pa
Tensão de ruptura	4,6×10 <sup>8</sup> Pa	3,1×10 <sup>8</sup> Pa

O domínio e as condições de contorno da análise do fluido são apresentados na Figura 4.9. Como o número de Mach para ambos os fluidos é menor que 0,3, o escoamento turbulento é tratado como incompressível. Utiliza-se o método de volumes finitos baseados em RANS e o modelo de turbulência adotado é o k- $\omega$  SST com intensidade de turbulência de 1% e razão entre

as viscosidades turbulenta e dinâmica de 1. O modelo de transição da camada limite adotado é “totalmente turbulenta”. Todas as análises utilizam o critério de convergência de resíduos abaixo de  $10^{-5}$  e de desequilíbrio dos balanços globais das equações de conservação menor que 0,001. O ângulo de ataque é imposto através da decomposição cartesiana da velocidade de entrada.

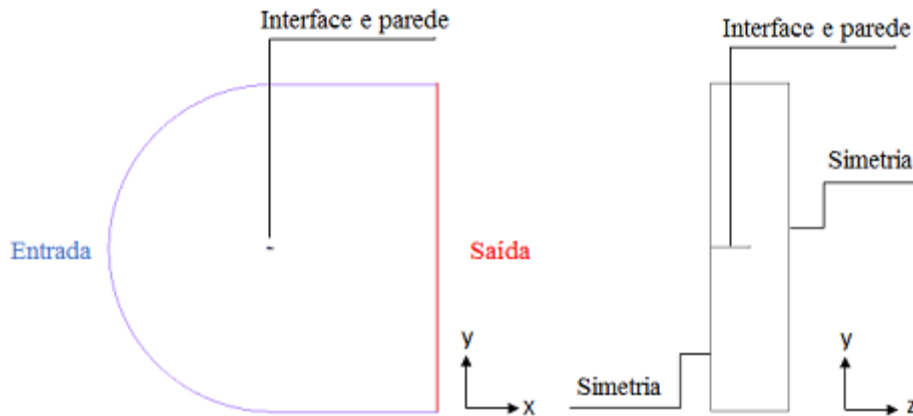


Figura 4.9 - Domínio e condições de contorno do escoamento.

O domínio e as condições de contorno da análise estrutural são apresentados na Figura 4.10. Uma análise não-linear em elementos finitos foi utilizada, com a formulação Lagrangeana Atualizada, o método iterativo de Newton-Raphson e o modelo linear elástico para descrever o comportamento dos materiais.

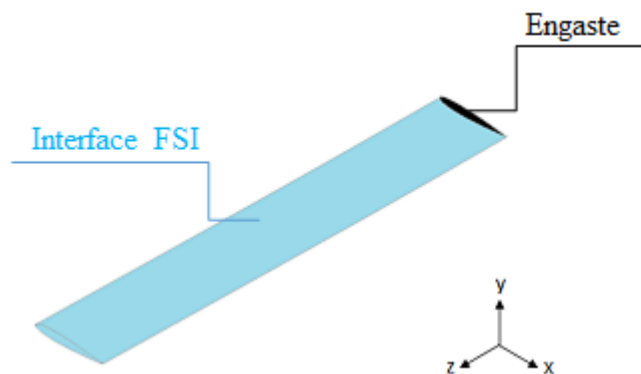


Figura 4.10 - Domínio e condições de contorno estrutural.

Três casos de interação fluido-estrutura são analisados neste trabalho: ar/aço, ar/alumínio e água/aço. Para cada caso, simulações numéricas foram realizadas, considerando-

se a interação fluido-estrutura e também negligenciando-a, a fim de investigar a relevância da sua utilização na previsão das forças fluidodinâmicas. As simulações foram realizadas no Centro Nacional de Supercomputação (CESUP) da Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Foram utilizados quatro processadores em paralelo do cluster Sun Fire (Newton). O *software* ANSYS foi escolhido devido a sua disponibilidade no CESUP.

Análises para avaliar o tamanho do domínio e a qualidade de malha do fluido e da estrutura foram realizadas e são apresentadas a seguir.

#### 4.2.1 Tamanho do domínio do fluido

Primeiramente, um estudo do escoamento é realizado em regime permanente. Assim, a estrutura da pá é modelada apenas como um contorno fixo no domínio do fluido. Para avaliar o tamanho do domínio, uma análise 2D com o aerofólio NACA 0012 é realizada. O parâmetro variado  $L_D$  pode ser visto na Figura 4.11 e representa a distância entre o aerofólio e os contornos do domínio.

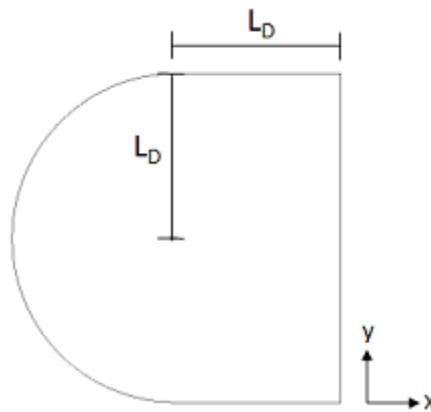


Figura 4.11 - Parâmetro  $L_D$  para análise do tamanho do domínio.

As respostas obtidas para os coeficientes de sustentação e arrasto estão apresentadas nas Figuras 4.12 e 4.13, e também na Tabela 4.6, juntamente com as diferenças em relação ao último domínio analisado.

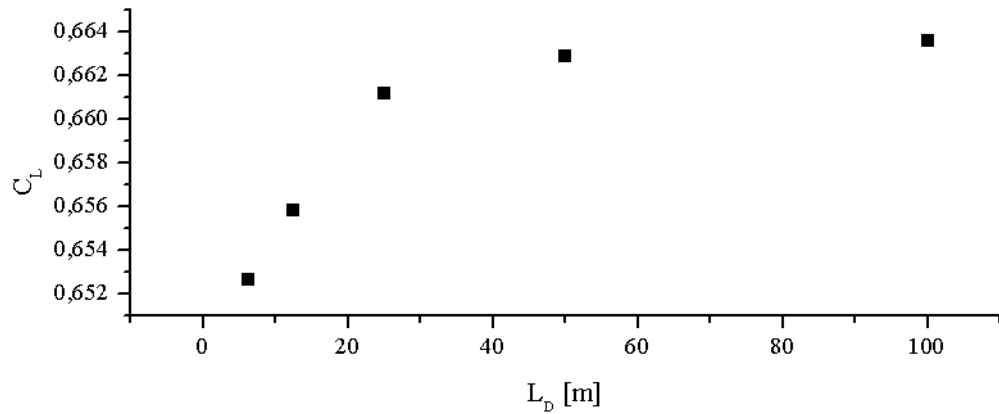


Figura 4.12 - Coeficiente de sustentação em função do tamanho do domínio para a malha 2D.

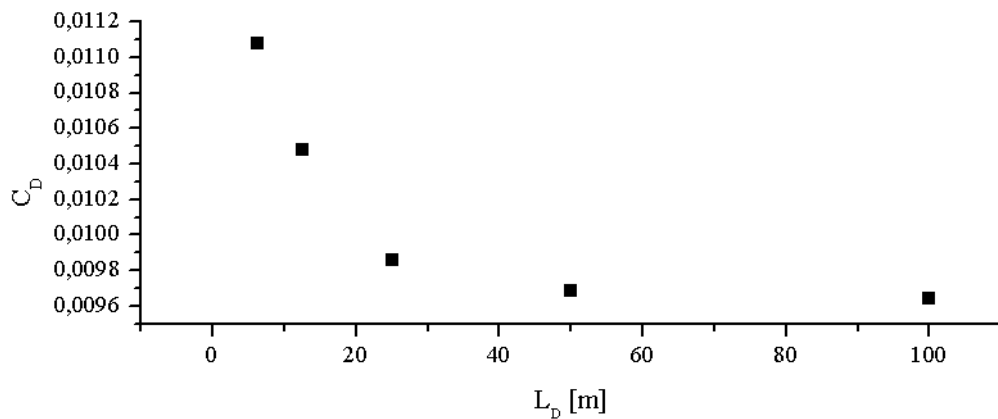


Figura 4.13 - Coeficiente de arrasto 2D em função do tamanho do domínio para a malha 2D.

Tabela 4.6 - Análise do tamanho do domínio do fluido.

$L_D$	$C_L$	$C_D$	Diferença $C_L$	Diferença $C_D$
<b>6,25 m</b>	0,652662	0,011081	1,64%	14,94%
<b>12,5 m</b>	0,655795	0,010477	1,17%	8,68%
<b>25 m</b>	0,661164	0,009859	0,36%	2,26%
<b>50 m</b>	0,66288090	0,009685601	0,10%	0,47%
<b>100 m</b>	0,663578887	0,009639878	-	-

O domínio com a distância  $L_D$  de 25 metros é escolhido para a análise, já que apresenta uma diferença de apenas 0,36% no coeficiente de sustentação e de 2,26% no coeficiente de

arrasto em relação ao domínio de 100 metros. O tamanho do domínio de 12 m na direção z, Figura 4.14, foi escolhido para facilitar a geração da malha, mais refinada no centro, próxima à ponta da pá.

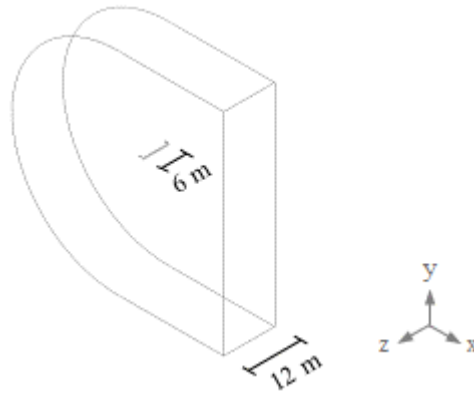


Figura 4.14 – Tamanho do domínio na direção z.

#### 4.2.2 Qualidade de malha do fluido

Um estudo de qualidade de malha foi realizado. Para isso, primeiramente foi realizada uma análise 2D com o aerofólio NACA 0012. Os resultados dessa análise se encontram nas Figuras 4.15 e 4.16, onde verifica-se os coeficientes fluidodinâmicos em função do número de volumes finitos.

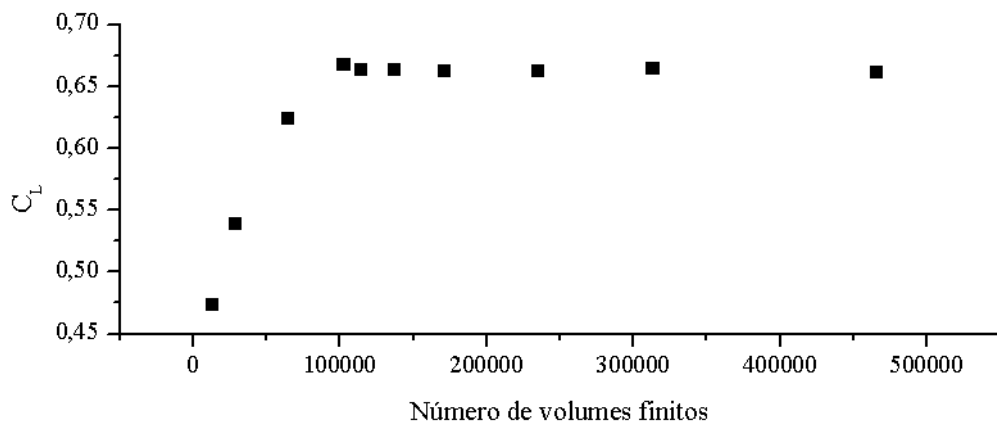


Figura 4.15 - Coeficiente de sustentação versus do número de volumes finitos para a análise 2D.

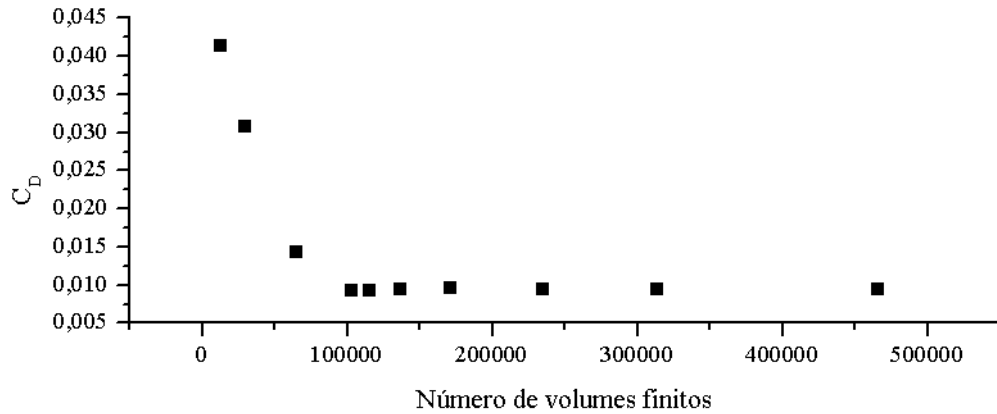


Figura 4.16 - Coeficiente de arrasto versus do número de volumes finitos para a análise 2D.

A quinta malha é a escolhida, apresentando uma diferença de 0,34% no coeficiente de sustentação com a última malha analisada e de 1,32% no coeficiente de arrasto. Vale comentar que os valores estão de acordo com os obtidos experimentalmente por Ladson, 1988, apresentados nas Figuras 3.2 e 3.3, com uma diferença de aproximadamente 2,7% na força de sustentação e de 11% na força de arrasto. Como a força de sustentação é o foco deste estudo e apresenta maior influência na vibração da pá, é com base nela que o estudo de qualidade de malha é realizado.

Realizou-se então uma investigação de qualidade de malha na pá finita 3D, extrudando-se a malha 2D escolhida. Os resultados dessa análise se encontram nas Figuras 4.17 e 4.18. A malha escolhida possui 2.366.109 volumes finitos.

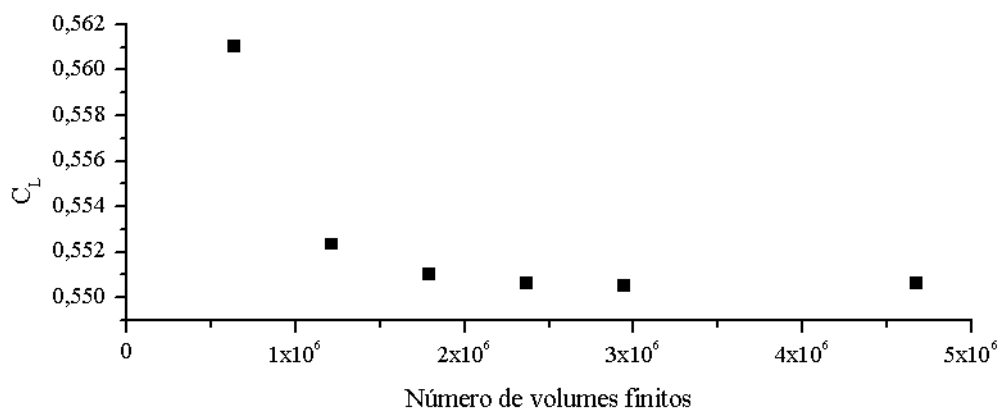


Figura 4.17 - Coeficiente de sustentação versus do número de volumes finitos na análise 3D.

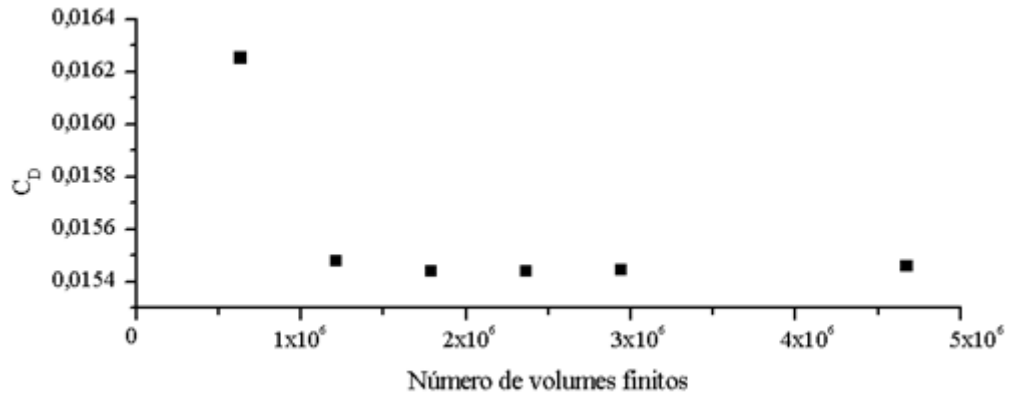


Figura 4.18 - Coeficiente de arrasto versus do número de volumes finitos na análise 3D.

Como a análise de qualidade de malha tridimensional foi realizada apenas extrudando-se a malha 2D obtida anteriormente, o método GCI é aplicado para conferir se a malha 3D está realmente no limite assintótico de convergência. Assim, é realizado um estudo variando-se o número de volumes finitos em todas as direções. A Tabela 4.7 mostra os resultados obtidos para o coeficiente de sustentação e a Tabela 4.8 apresenta a resposta da análise GCI.

Tabela 4.7 - Coeficiente de sustentação para diversas malhas no método GCI.

Número de Volumes Finitos	C <sub>L</sub>
503.270	0,521787
2.366.109	0,550626
11.737.489	0,555232

Tabela 4.8 - Resposta da análise GCI.

Extrapolção de Richardson	0,556108
GCI <sub>12</sub>	0,197133%
GCI <sub>23</sub>	1,244487%
GCI <sub>23</sub> /r <sup>p</sup> GCI <sub>12</sub>	1,008366

Baseando-se nesse estudo, pode-se dizer que o coeficiente de sustentação tem seu valor estimado de 0,556. A malha que será utilizada na interação fluido-estrutura é a intermediária,



Figura 4.19, com um erro  $GCI_{23}$  de 1,245%. O valor de “ $GCI_{23}/r^p GCI_{12}$ ” próximo de 1 indica que a solução se encontra na faixa assintótica de convergência.

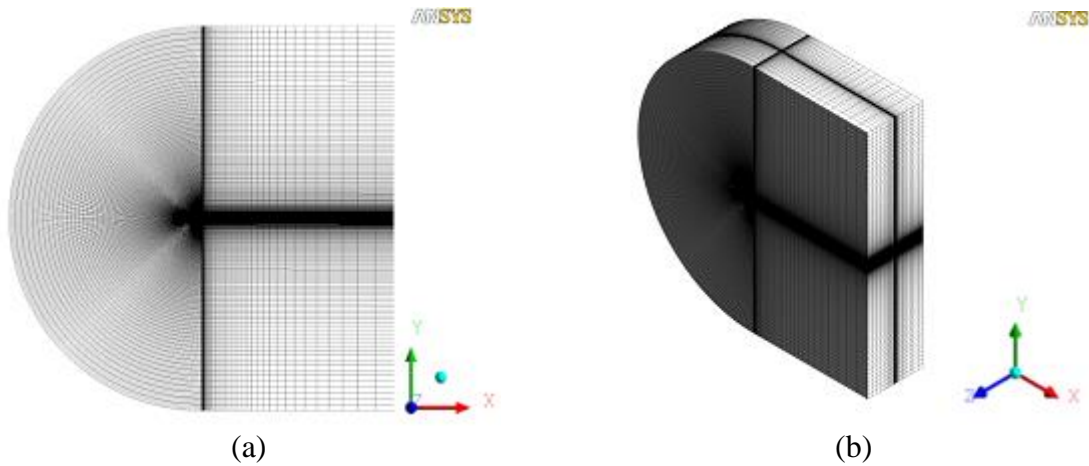


Figura 4.19 – Malha do escoamento.

Como a pá é considerada simétrica na sua extremidade fixa, para a análise do escoamento, o valor para os coeficientes de sustentação e arrasto devem ser os de uma pá com razão de aspecto de 12. Utilizando-se o método apresentado para a estimativa das forças fluidodinâmicas de um aerofólio finito, juntamente com os dados obtidos por Ladson, 1988, o coeficiente de arrasto deve ser de aproximadamente 0,0163 e o coeficiente de sustentação de aproximadamente 0,54. Percebe-se que os valores encontrados numericamente, Figuras 4.17 e 4.18, encontram-se na mesma ordem de grandeza da estimativa para os aerofólios finitos, com uma diferença de aproximadamente 2% na força de sustentação e de 5% na força de arrasto.

#### 4.2.3 Qualidade de malha e passo de tempo da estrutura

A qualidade de malha do domínio estrutural é avaliada. Para isso, simula-se o primeiro ciclo de diversas malhas com a pá de aço e a tensão aplicada proveniente do escoamento de água. Compara-se o deslocamento máximo no eixo y com o número de elementos finitos, Figura 4.20.

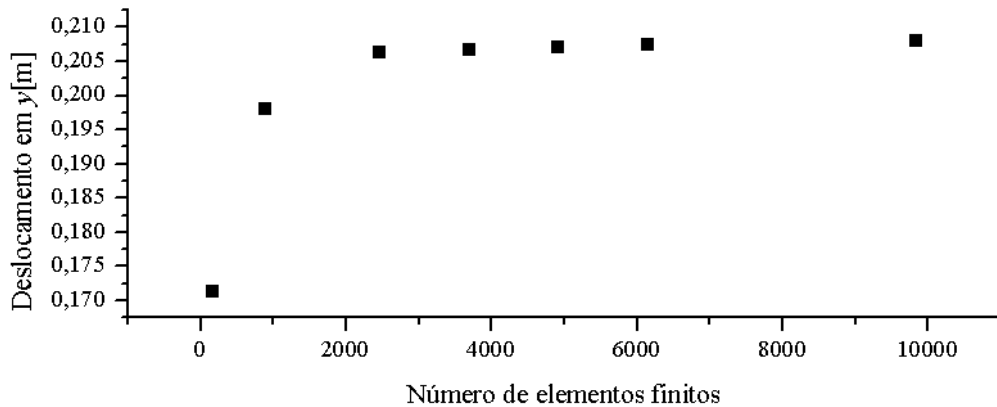


Figura 4.20 - Deslocamento na direção y da ponta da pá versus número de elementos.

A malha escolhida tem 4.920 elementos finitos. Apesar de existirem outras malhas com menos elementos que satisfazem o critério de convergência, a escolhida é a que corresponde à malha do fluido na interface comum, facilitando, assim, o trabalho do algoritmo de interpolação.

Avaliou-se também a influência do passo de tempo na resposta estrutural. A Figura 4.21 mostra os deslocamentos na direção y da extremidade da pá para o primeiro ciclo em função do passo de tempo e a Tabela 4.9 apresenta os valores de máximo deslocamento da ponta da pá. Percebe-se que, para os passos de tempo analisados, a resposta estrutural não varia significativamente.

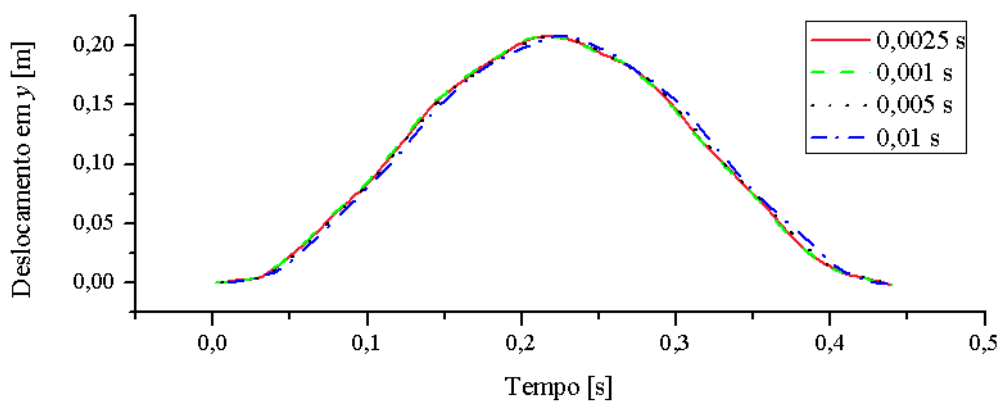


Figura 4.21 - Avaliação da influência do passo de tempo na análise estrutural.

Tabela 4.9 – Máximo deslocamento da ponta da pá em função do passo de tempo.

<b>Passo de tempo [s]</b>	<b>Máximo deslocamento da ponta da pá</b>
<b>0,001</b>	0,20726
<b>0,0025</b>	0,20750
<b>0,005</b>	0,20829
<b>0,01</b>	0,20745

#### 4.2.4 Frequências naturais da estrutura

Nesta seção são apresentados os resultados da análise modal da estrutura. A Tabela 4.10 mostra as frequências naturais das pás de aço e de alumínio e as Figuras 4.22 – 4.27 apresentam as formas dos modos de vibração da estrutura, juntamente com a sua condição inicial indeformada.

Tabela 4.10 – Frequências naturais da estrutura.

<b>Modos de vibração</b>	<b>Frequências naturais da pá de aço [Hz]</b>	<b>Frequências naturais da pá de alumínio [Hz]</b>
<b>1</b>	2,28	2,29
<b>2</b>	14,23	14,30
<b>3</b>	18,10	18,16
<b>4</b>	32,41	32,16
<b>5</b>	39,74	39,92
<b>6</b>	77,86	78,19

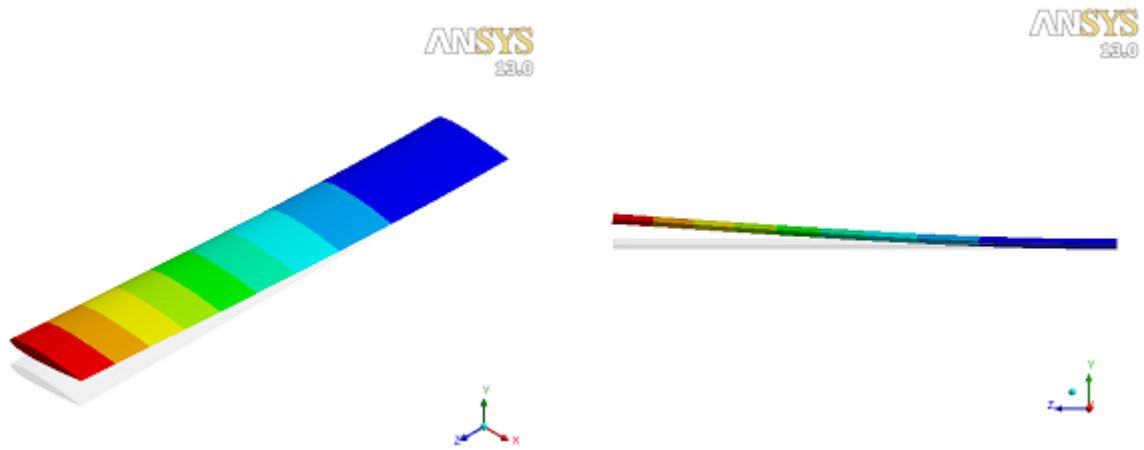


Figura 4.22 – Forma do primeiro modo de vibração da pá.

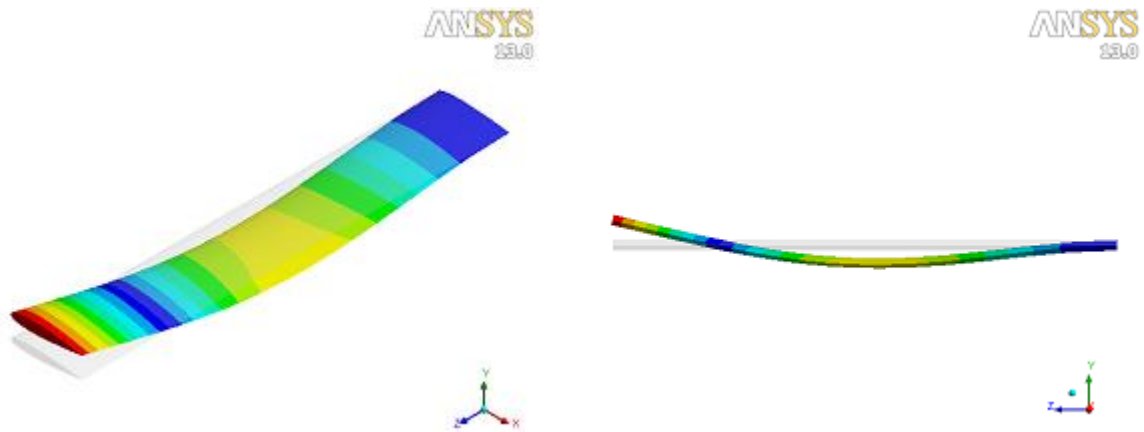


Figura 4.23 – Forma do segundo modo de vibração da pá.

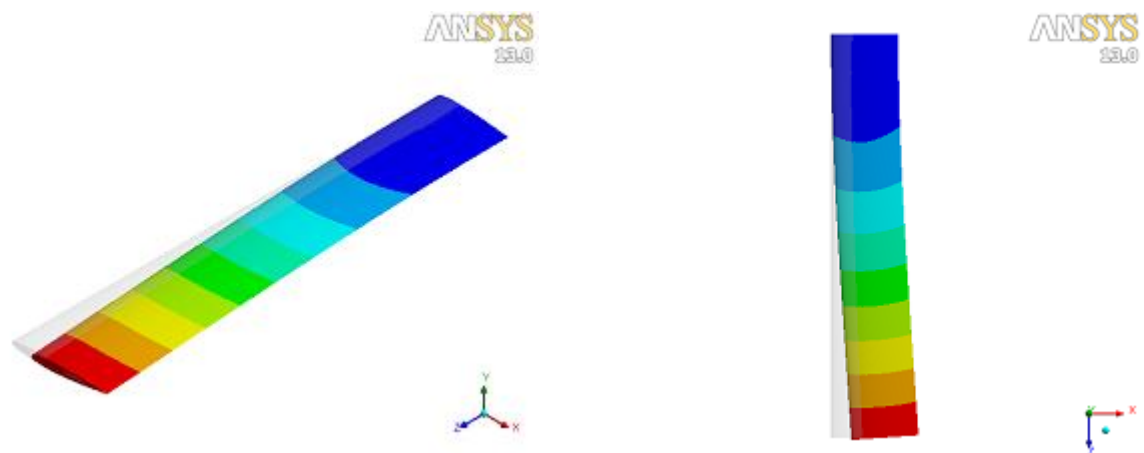


Figura 4.24 – Forma do terceiro modo de vibração da pá.

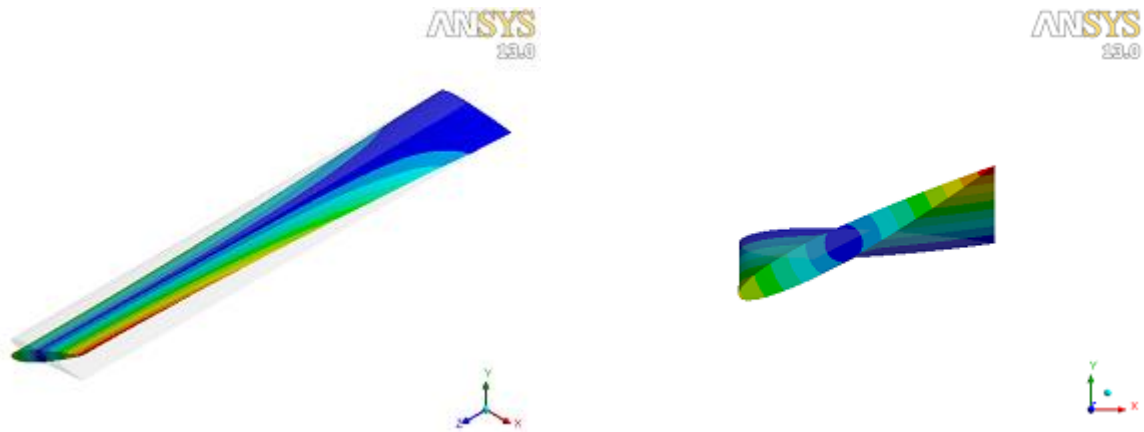


Figura 4.25 – Forma do quarto modo de vibração da pá.

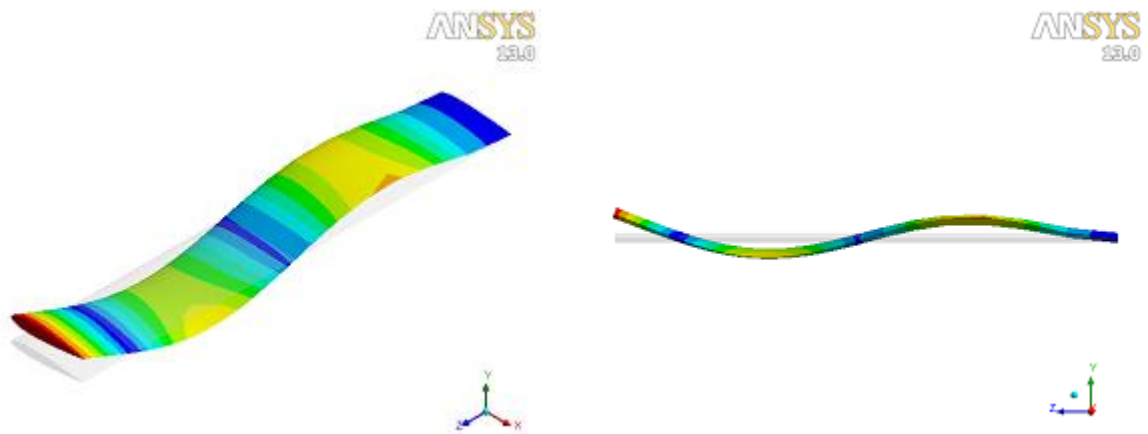


Figura 4.26 – Forma do quinto modo de vibração da pá.

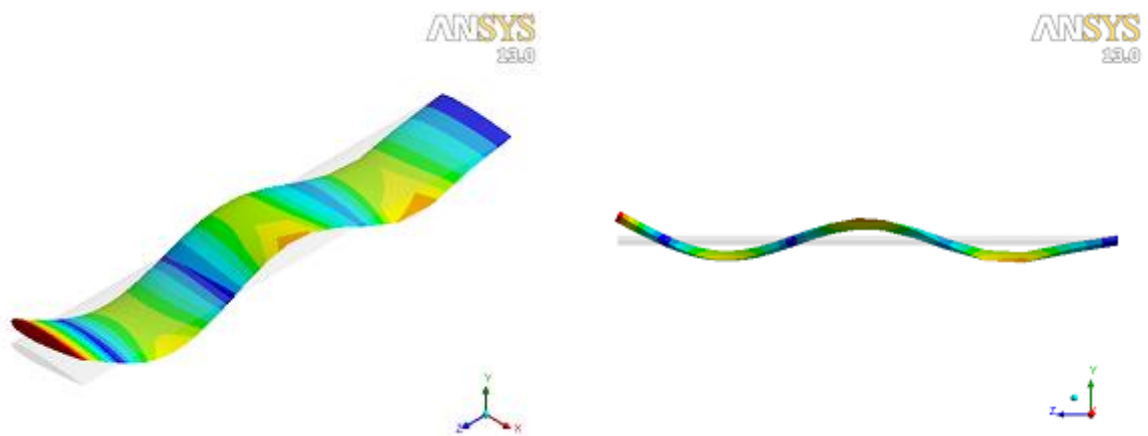


Figura 4.27 – Forma do sexto modo de vibração da pá.

### 4.3 Resultados do escoamento sobre elemento de pá sem FSI

#### 4.3.1 Resultados da análise do escoamento

Nesta seção são apresentados os resultados para a análise do escoamento em regime permanente sobre o elemento de pá, sem a interação fluido-estrutura. A Tabela 4.11 mostra os valores das forças e coeficientes de sustentação e de arrasto obtidos para os escoamentos de ar e de água.

Tabela 4.11 – Forças e coeficientes de sustentação e de arrasto para os escoamentos sem FSI.

	Escoamento de ar	Escoamento de água
<b>Força de sustentação [N]</b>	16.821,04	59.467,39
<b>Coefficiente de sustentação</b>	0,5506	0,5506
<b>Força de arrasto [N]</b>	471,68	1.667,53
<b>Coefficiente de arrasto</b>	0,01544	0,01544

O comportamento fluidodinâmico do escoamento sem FSI é qualitativamente semelhante para ambos os fluidos, água e ar, já que o número de Reynolds é o mesmo. Os campos apresentados nesta seção pertencem ao escoamento de ar. A Figura 4.28 mostra o coeficiente de pressão sobre o aerofólio na extremidade engastada. A Figura 4.29 apresenta o coeficiente de pressão sobre o aerofólio em uma seção localizada a 0,1 metro da extremidade livre.

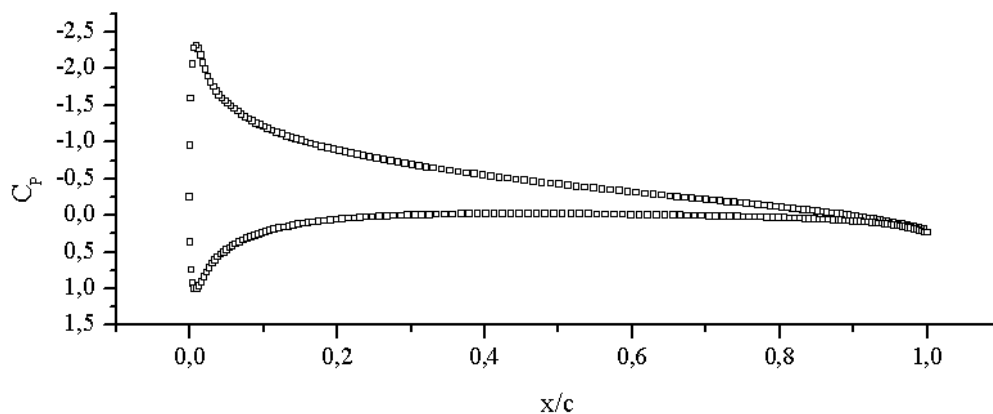


Figura 4.28 – Coeficiente de pressão sobre o aerofólio na extremidade engastada.

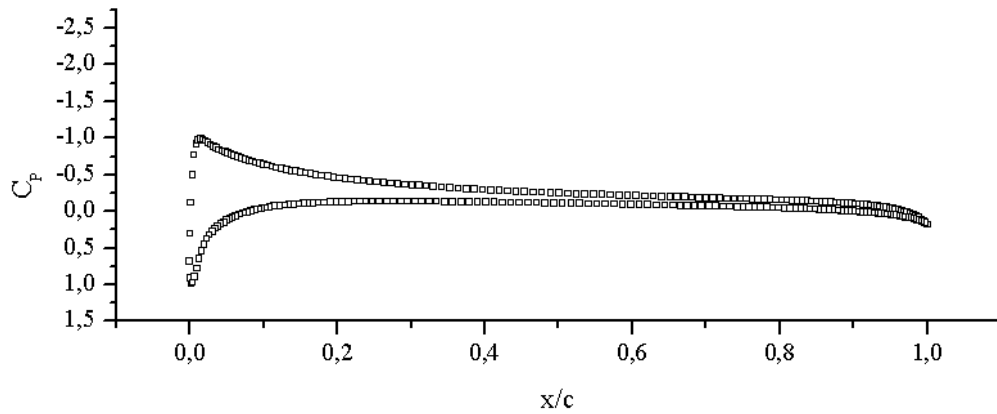


Figura 4.29 – Coeficiente de pressão sobre o aerofólio próximo à extremidade livre.

As Figuras 4.30 – 4.33 mostram os campos de pressão e velocidade sobre as duas seções (extremidade engastada e próxima à extremidade livre).

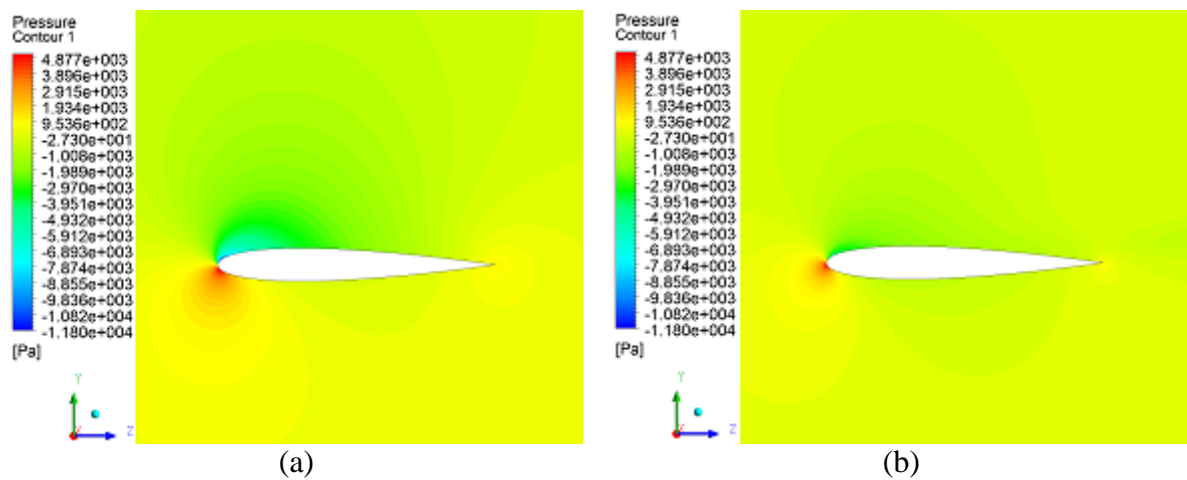


Figura 4.30 – Campo de pressão sobre o aerofólio (a) na extremidade engastada e (b) próximo à extremidade livre.

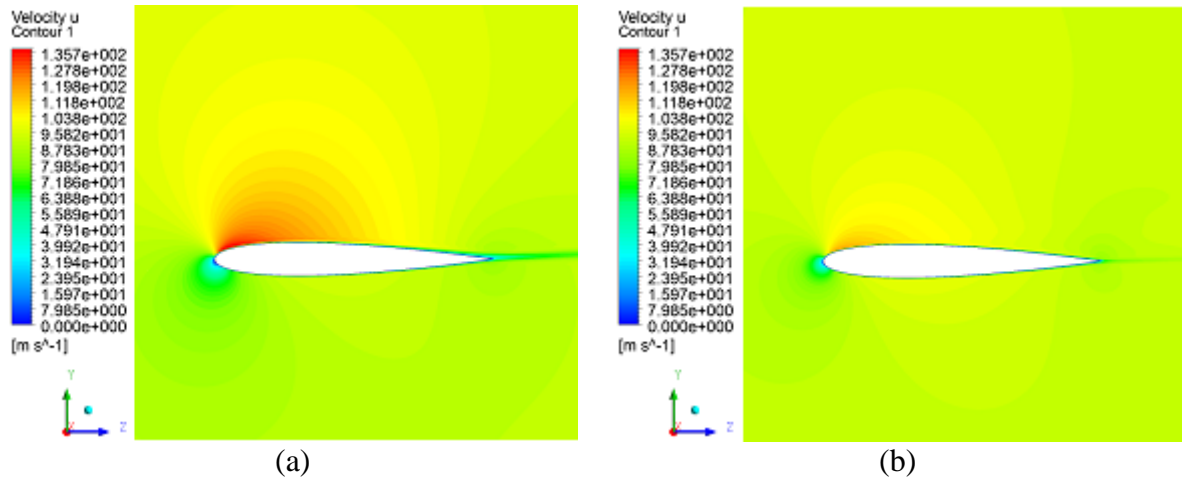


Figura 4.31 – Campo de velocidade  $u$  sobre o aerofólio (a) na extremidade engastada e (b) próximo à extremidade livre.

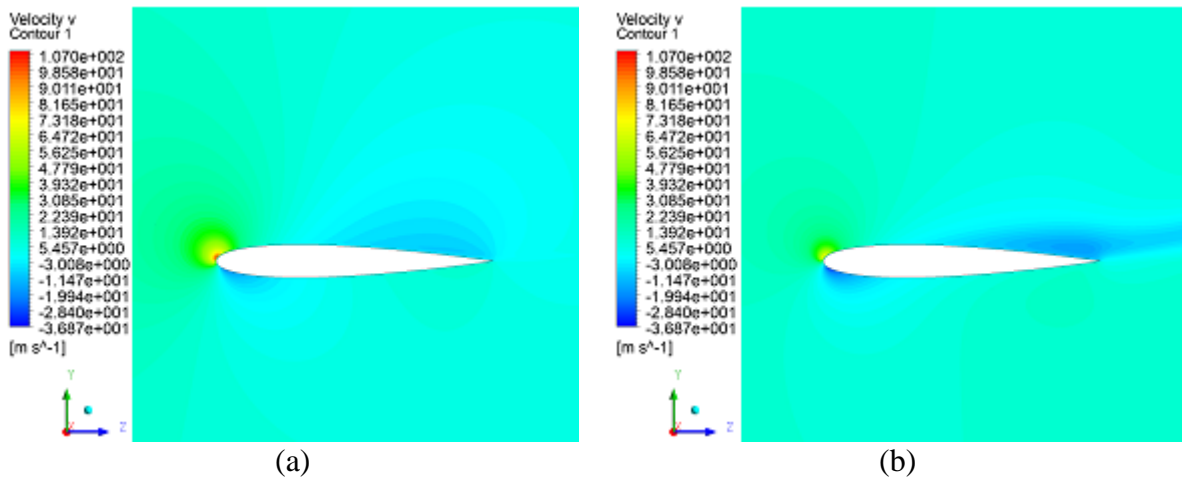


Figura 4.32 – Campo de velocidade  $v$  sobre o aerofólio (a) na extremidade engastada e (b) próximo à extremidade livre.

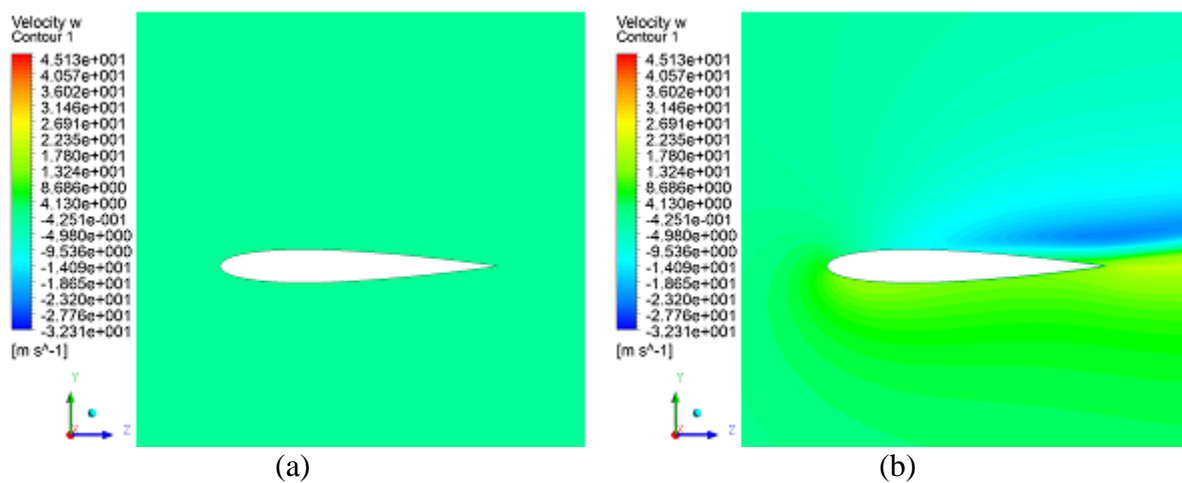


Figura 4.33 – Campo de velocidade  $w$  sobre o aerofólio (a) na extremidade engastada e (b) próximo à extremidade livre.



As Figuras 4.34 e 4.35 apresentam as velocidades em um plano  $yz$ , nas direções  $v$  e  $w$ , indicando a presença da trilha de vórtices. A Figura 4.36 mostra os campos de pressão localizados em diferentes planos  $yz$ , onde também pode-se verificar a presença dos vórtices de ponta de pá.

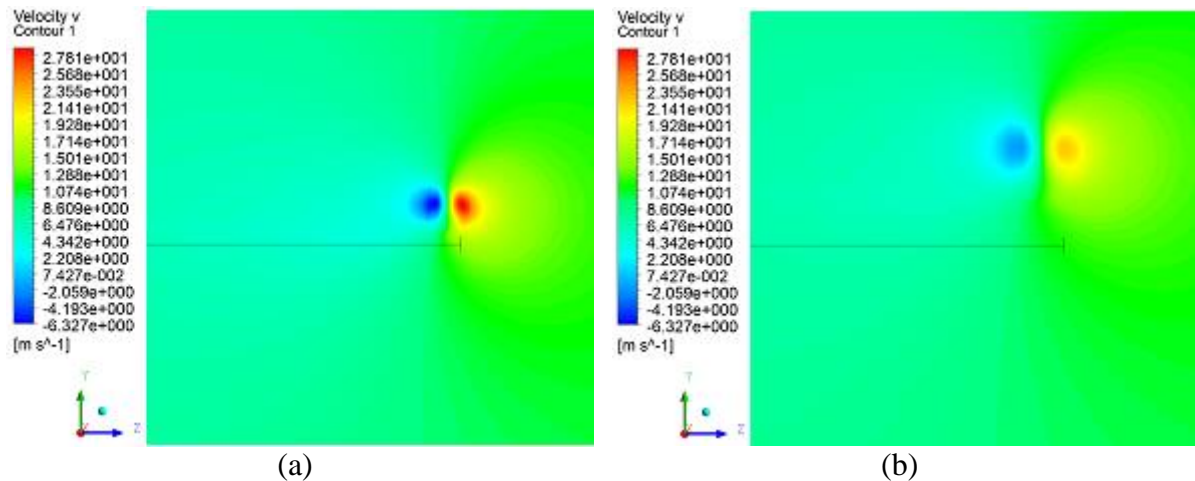


Figura 4.34 – Campos de velocidade  $v$  localizados em um plano  $yz$  (a) a 2 metros atrás do bordo de fuga da pá e (b) a 6 metros atrás do bordo de fuga da pá.

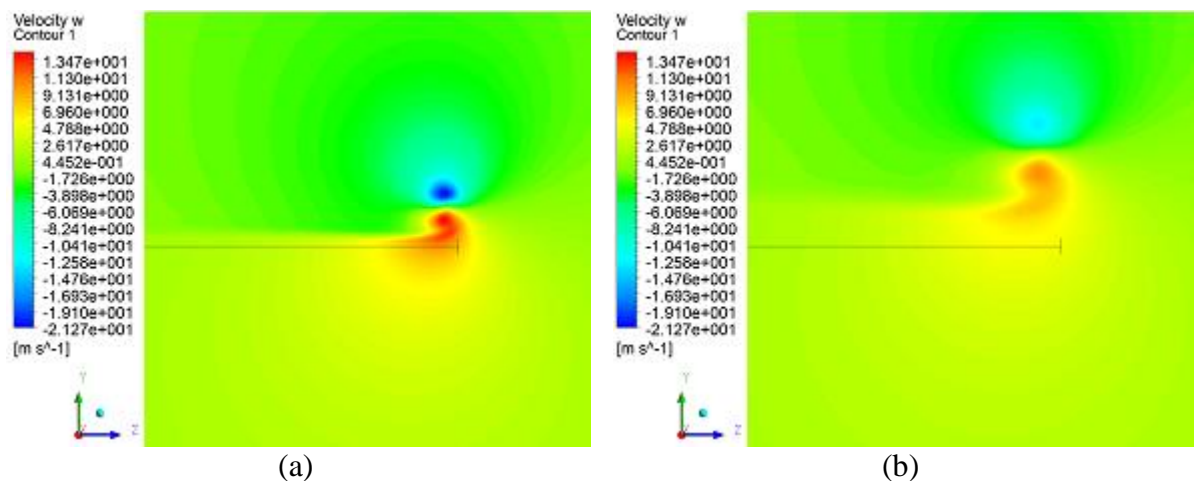


Figura 4.35 – Campos de velocidade  $w$  localizados em um plano  $yz$  (a) a 2 metros atrás do bordo de fuga da pá e (b) a 6 metros atrás do bordo de fuga da pá.

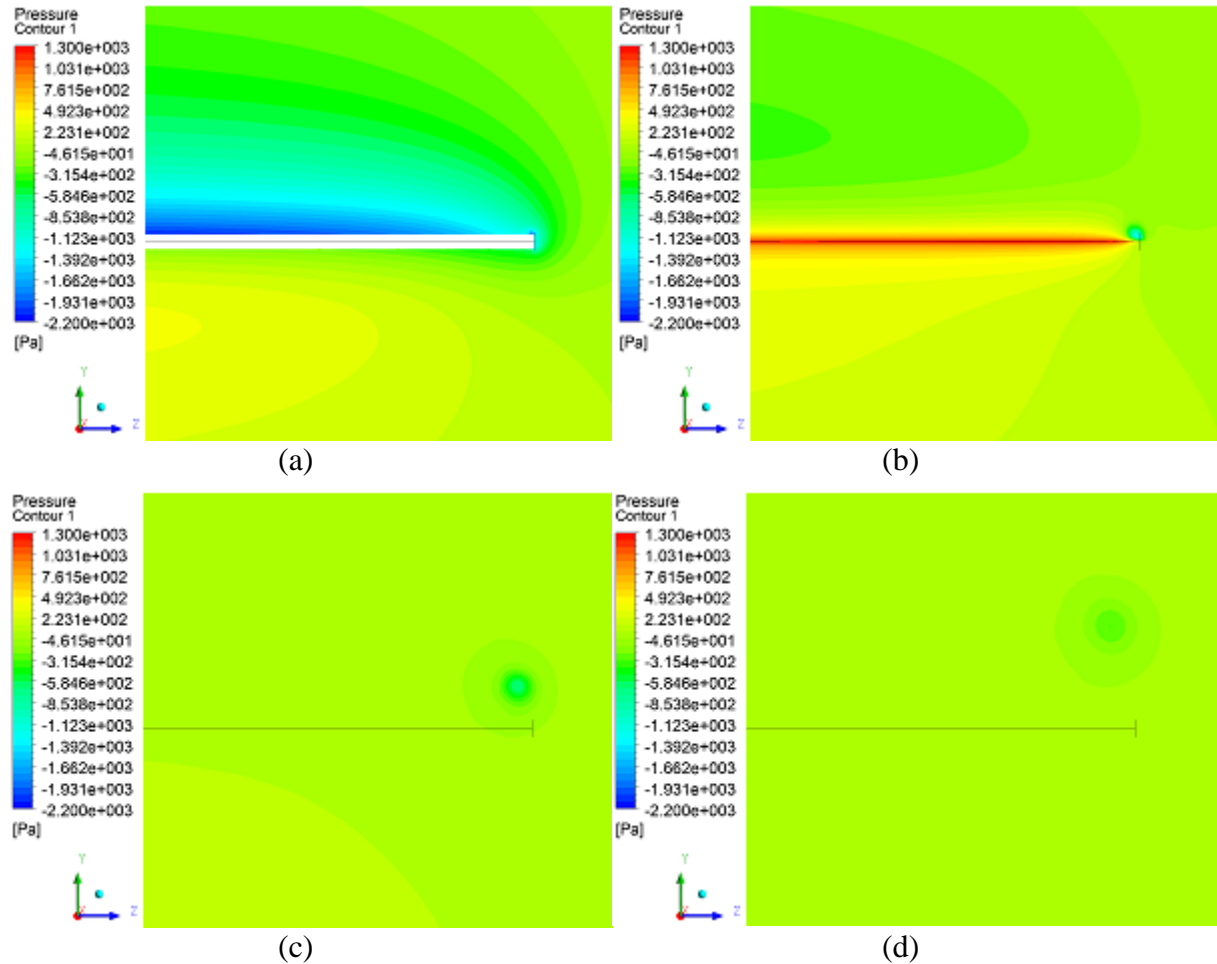


Figura 4.36 – Campos de pressão em planos  $yz$  localizados (a) no centro da pá; (b) no bordo de fuga da pá; (c) a 2 metros após o bordo de fuga e (d) a 6 metros após do bordo de fuga.

#### 4.3.2 Resultados da análise estrutural

Um estudo é realizado com o intuito de investigar o comportamento estrutural da pá, desconsiderando o fato de que o seu deslocamento modifica as cargas aplicadas nela mesmo. Ou seja, nesta etapa é considerado que as forças geradas pelo fluido permanecem constantes durante a deformação da estrutura. A tensão é importada do resultado da análise do escoamento, aplicada sobre a pá e mantida constante. São desconsiderados o amortecimento estrutural e a ação da gravidade.

O resultado para os deslocamentos da extremidade livre da pá são apresentados na Figura 4.37, para os casos de ar/aço, ar/alumínio e água/aço. A Tabela 4.12 mostra as deformações e tensões máximas de von-Mises. A tensão máxima não ultrapassa a tensão de escoamento, portanto não existe plastificação, confirmando a hipótese de material linear elástico para a análise puramente estrutural.

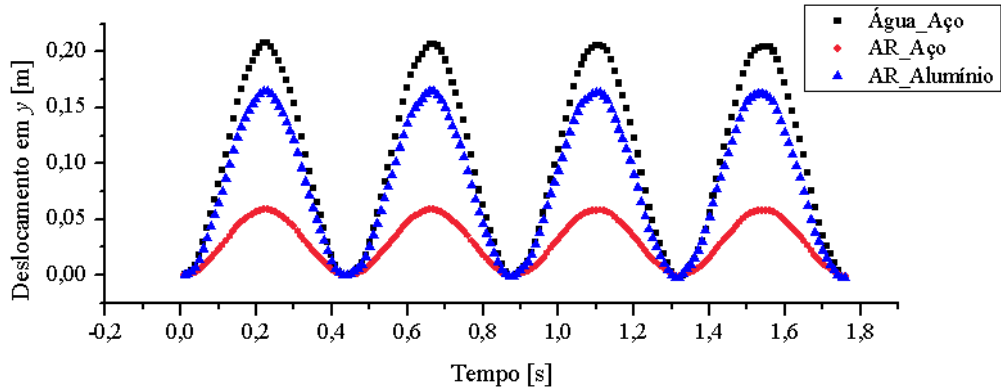


Figura 4.37 – Deslocamento em y da extremidade livre da pá da análise estrutural.

Tabela 4.12 – Respostas obtidas na análise estrutural.

	Deformação máxima de von-Mises	Tensão Máxima de von-Mises
Ar e Aço	$3,48 \times 10^{-4}$ m/m	$6,96 \times 10^7$ Pa
Ar e Alumínio	$9,74 \times 10^{-4}$ m/m	$6,92 \times 10^7$ Pa
Água e Aço	$1,19 \times 10^{-4}$ m/m	$2,38 \times 10^8$ Pa

A Figura 4.38 apresenta os contornos de deformação e tensão de von-Mises. A Figura 4.39 mostra os deslocamentos máximos para a análise estrutural da pá de aço com escoamento de água, juntamente com a sua condição inicial indeformada.

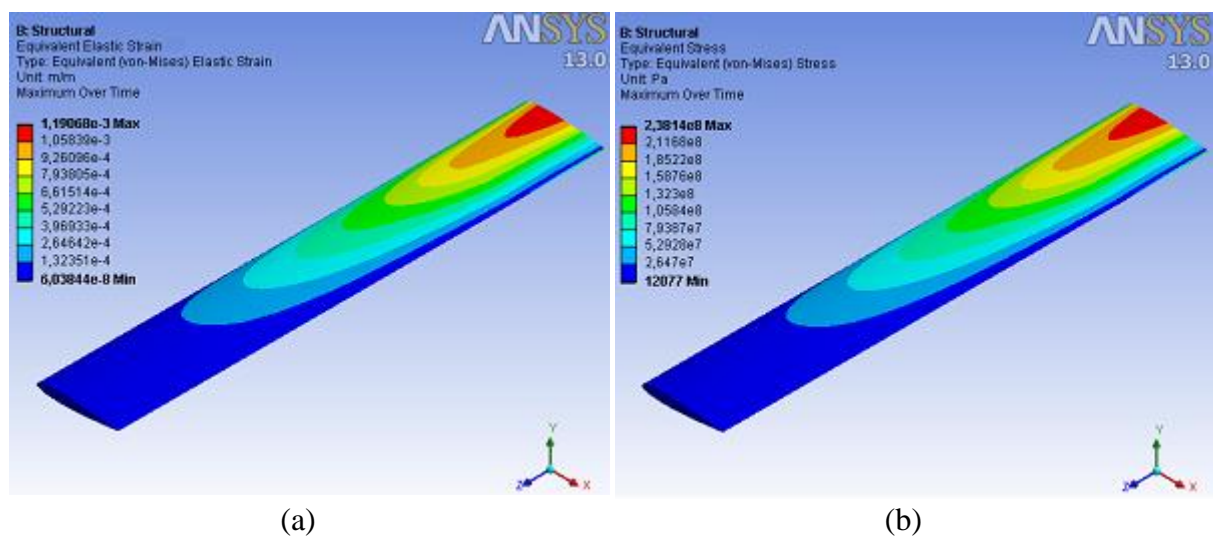


Figura 4.38 - Deformação e tensão de von-Mises máximas da análise estrutural.

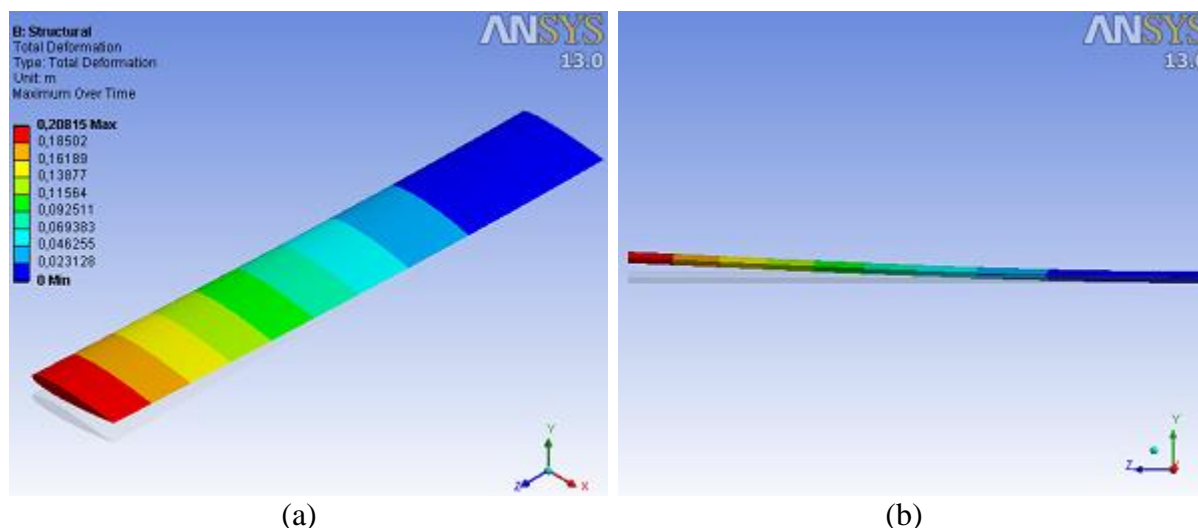


Figura 4.39 - Deslocamento máximo da análise estrutural.

#### 4.4 Resultados do escoamento sobre elemento de pá com FSI

Para a análise da interação fluido-estrutura, as mesmas hipóteses adotadas nas análises anteriores são utilizadas. As diferenças principais são que uma condição de contorno de interface nos dois domínios deve ser criada e critérios de convergência para a transferência de informações entre os campos nas interface devem ser adicionados. A condição inicial é a resposta do escoamento do problema com a pá estática. O coeficiente de relaxação para as variáveis transferidas na interface é de 0,75, e o seus critérios de convergência são de diferenças entre as iterações multi-campo menores que 0,001. Em todos os casos analisados, o passo de tempo aplicado é o mesmo para os dois domínios (fluido e estrutura).

Três casos são estudados: o escoamento de água sobre uma pá de aço, o escoamento de ar sobre uma pá de aço e o escoamento de ar sobre uma pá de alumínio.

##### 4.4.1 Análise do passo de tempo na interação fluido-estrutura

Uma análise foi realizada para que se pudesse verificar o impacto do passo de tempo na análise da interação fluido-estrutura. Assim, o caso com FSI do escoamento de água sobre a pá de aço foi simulado até o tempo de 0,5 s com passos de tempo de 0,004 s e de 0,01 s. As Figuras 4.40, 4.41 e 4.42 comparam as duas respostas.

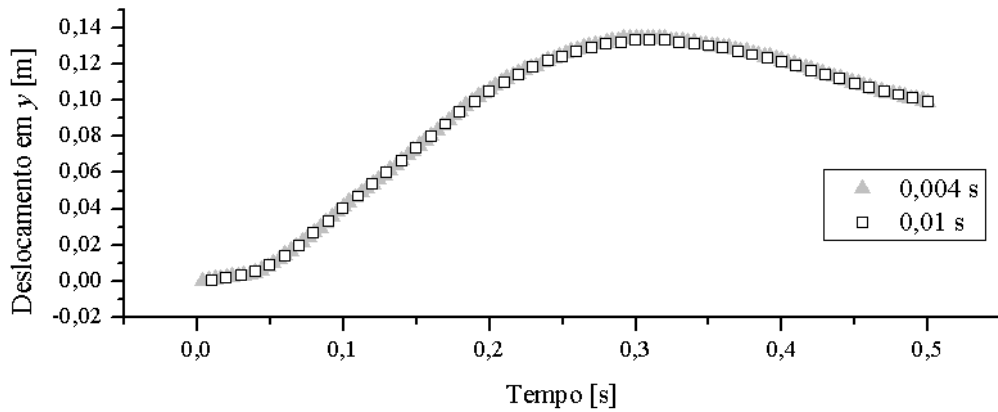


Figura 4.40 – Deslocamento em y da extremidade da pá para passos de tempo diferentes.

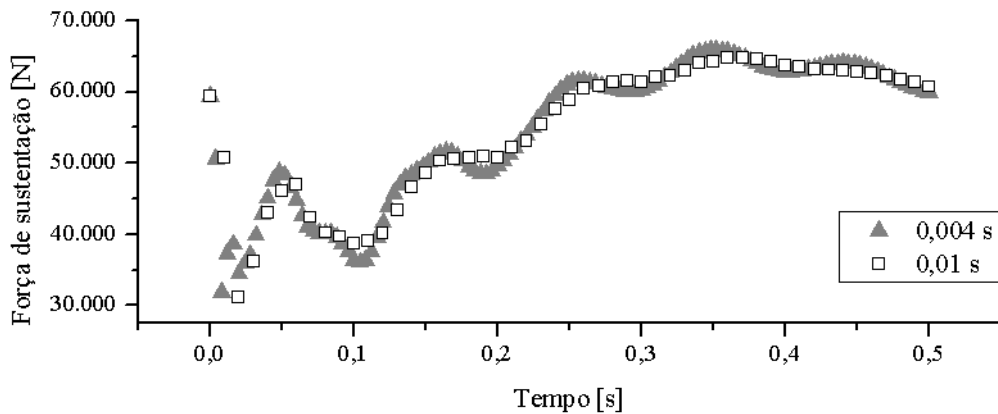


Figura 4.41 – Variação da força de sustentação para passos de tempo diferentes.

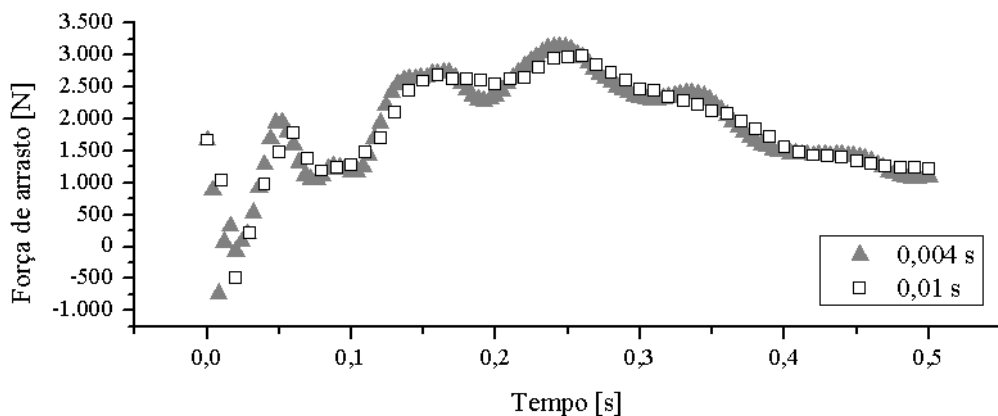


Figura 4.42 - Variação da força de arrasto para passos de tempo diferentes.

Verifica-se que o comportamento nos dois casos é muito semelhante, apesar de o passo de tempo menor captar melhor as flutuações nas forças fluidodinâmicas. Assim, o passo de tempo de 0,01 segundo mostra-se adequado para este caso.

#### 4.4.2 Escoamento de água sobre pá de aço

Esta seção apresenta os resultados obtidos para a simulação numérica de um escoamento de água sobre uma pá de aço, considerando a interação fluido-estrutura. O passo de tempo utilizado é de 0,01 segundo. A Figura 4.43 mostra o deslocamento da extremidade livre da pá em função do tempo e a Figura 4.44 mostra a variação do ângulo de ataque na extremidade livre da pá.

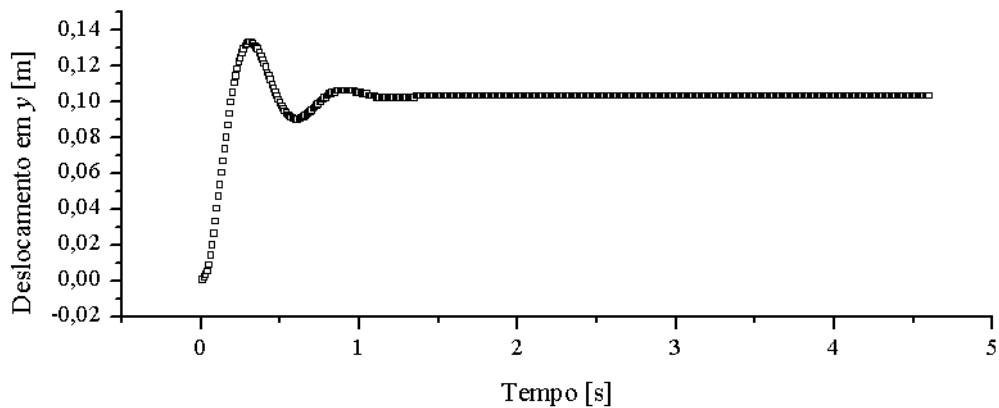


Figura 4.43 - Deslocamento em y da extremidade livre da pá na análise com FSI.

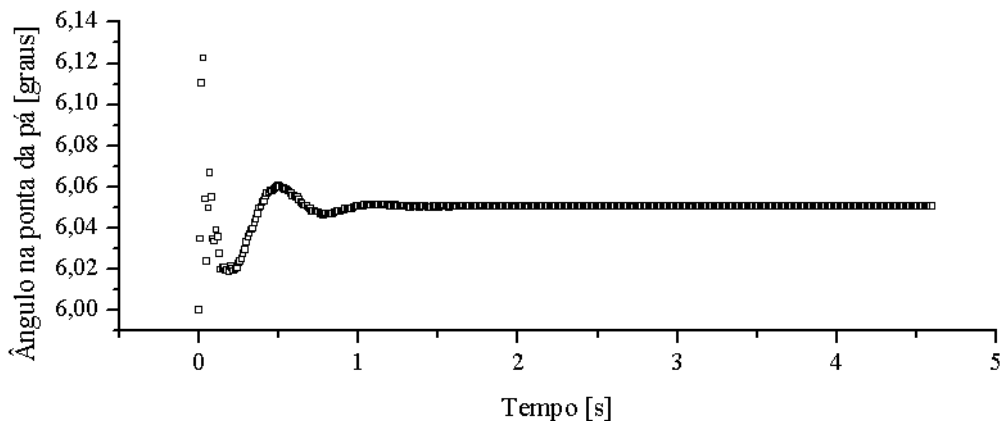


Figura 4.44 - Variação do ângulo de ataque na extremidade livre da pá.

Percebe-se um deslocamento inicial alto, seguido de um grande amortecimento e uma rápida estabilização. A flexão da pá alcança 13,4 centímetros e a configuração estabilizada apresenta um deslocamento de 10,3 centímetros em relação à inicial. Além disso, o ângulo da extremidade livre da pá estabiliza em um valor levemente acima do inicial, com um valor aproximado de 6,05 graus.

A deformação e tensão de von-Mises máximas são de  $7,993 \times 10^{-4}$  m/m e  $1,599 \times 10^8$  Pa no momento de máximo deslocamento. As deformações são pequenas e as tensões não ultrapassam a de escoamento, confirmando a hipótese de que o material apresenta um comportamento linear elástico para este caso.

As Figuras 4.45 e 4.46 mostram as variações das forças de sustentação e de arrasto.

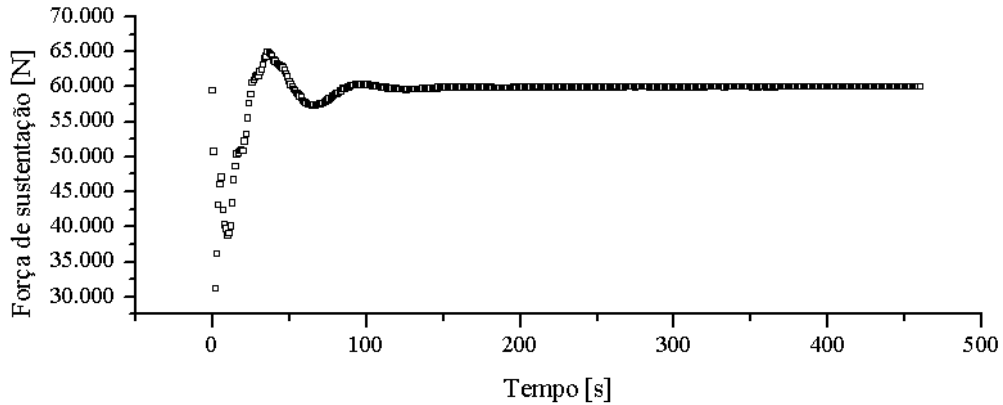


Figura 4.45 - Variação da força de sustentação no tempo.

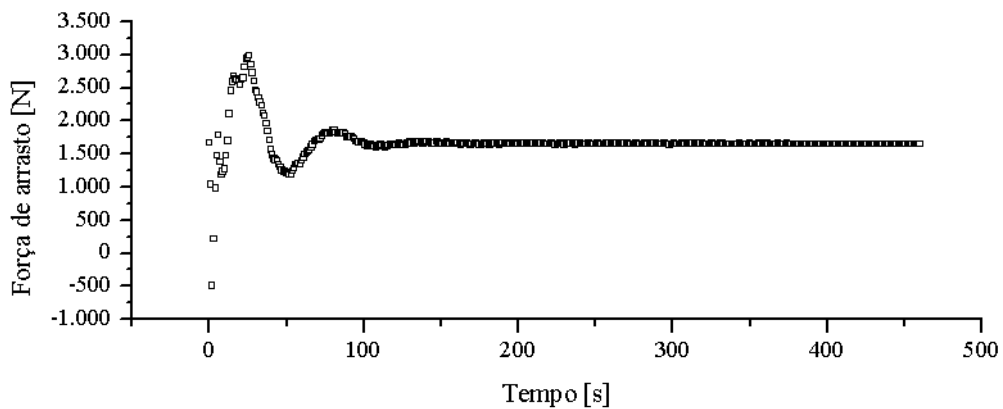


Figura 4.46 - Variação da força de arrasto no tempo.

Pode-se verificar que as forças variam bastante no início e estabilizam-se depois, juntamente com os deslocamentos. A geometria da pá é modificada e permanece a mesma após a estabilização. É um caso de dependência mútua, a pá não deixaria de vibrar caso as forças fluidodinâmicas não se estabilizassem e o escoamento não se estabilizaria caso a pá continuasse a se deformar.

O coeficiente de sustentação estabiliza-se em torno de 0,8% acima do previsto pela mesma malha no caso da pá estática, com um valor de aproximadamente 0,555. Já o coeficiente

de arrasto estabiliza-se em torno de 1,1% abaixo do previsto, com um valor de 0,01527. A Tabela 4.13 mostra estas diferenças.

Tabela 4.13 – Diferenças entre os coeficientes fluidodinâmicos com e sem FSI.

	Sem FSI	Com FSI – pá estabilizada	Diferença [%]
<b>Coeficiente de sustentação</b>	0,5506	0,5550	0,8
<b>Coeficiente de arrasto</b>	0,01544	0,01527	-1,1

Comparando-se o resultado obtido nesta seção com a análise do escoamento com a pá estática, percebe-se que a força de sustentação foi subestimada e a de arrasto sobre-estimada. Uma hipótese para isso é que a deformação na ponta da pá pode ter um efeito parecido com o de adicionar uma placa de extremidade, bloqueando o escoamento que tende a migrar da região de alta pressão (abaixo da ponta da pá) para a região de baixa pressão (acima da ponta), aumentando assim a sustentação e diminuindo a intensidade dos vórtices e do arrasto induzido. Além disso, o aumento do ângulo de ataque na extremidade livre da pá também apresenta esse efeito.

A Figura 4.47 compara o resultado obtido nesta seção com a resposta estrutural analisada anteriormente. Percebe-se que para o caso em questão, a desconsideração da interação fluido-estrutura fez com que os deslocamentos, tensões e deformações fossem sobre-estimados. A queda brusca na força de sustentação explica o porquê de o deslocamento da extremidade livre da pá não conseguir atingir a posição calculada na análise estrutural convencional. A diferença entre os dois deslocamentos máximos é de 35,5%. O fluido, neste caso, atua como uma força de amortecimento na estrutura, amortecendo a vibração causada por ele mesmo.

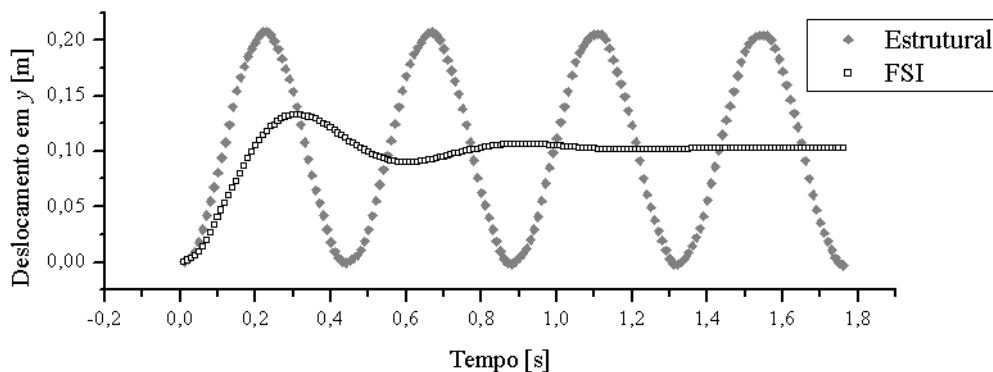


Figura 4.47 – Deslocamento em y da ponta da pá com e sem FSI.



Percebe-se que a frequência de vibração da estrutura é modificada quando avaliada com a interação com o escoamento de água. A frequência de vibração do deslocamento em  $y$  da ponta da pá é de 1,64 Hz para a análise com FSI e a frequência de vibração do ângulo da ponta da pá é de 21,19 Hz. Comparando-se com os valores de frequências naturais da estrutura, apresentados na Tabela 4.10, percebe-se uma queda nas duas frequências avaliadas com a influência do fluido. Isso ocorre neste caso porque a água apresenta uma massa específica considerável, criando um efeito de massa aparente adicional. A estrutura ganha inércia, já que precisa deslocar parte de volume do fluido quando se movimenta. A razão de massa do problema – razão entre a massa da estrutura e a massa de fluido deslocado – é baixa, com um valor de 7,85, indicando a grande influência que o escoamento possui na inércia da estrutura.

Esses resultados indicam que, para o caso em que uma instabilidade dinâmica (*flutter*) não aconteça, as análises fluidodinâmicas e estruturais que não consideram a interação fluido-estrutura fornecem respostas conservativas, não colocando em risco a estrutura ou prevendo maior conversão de energia. Apesar disso, as grandes oscilações nas cargas são importantes para análises de fadiga.

Ainda que pouco, o coeficiente de sustentação aumentou e, considerando-se que essa análise foi realizada com uma pá de geometria e composição simples, estudos de otimização de design podem vir a tirar vantagens da interação fluido-estrutura, com geometrias e composições materiais projetadas especialmente para isso. Considerações adicionais deverão ser feitas, como a inclusão do movimento de rotação das pás e o acoplamento das pás com a torre.

A Figura 4.48 apresenta as diferenças percentuais das forças de sustentação e arrasto, obtidas na análise com a interação fluido-estrutura, em relação às mesmas forças obtidas considerando-se a pá estática. Percebe-se que no início da vibração, as forças realmente apresentam grandes oscilações nos seus valores, fato que deve ser considerado nos projetos estruturais de fadiga, por exemplo.

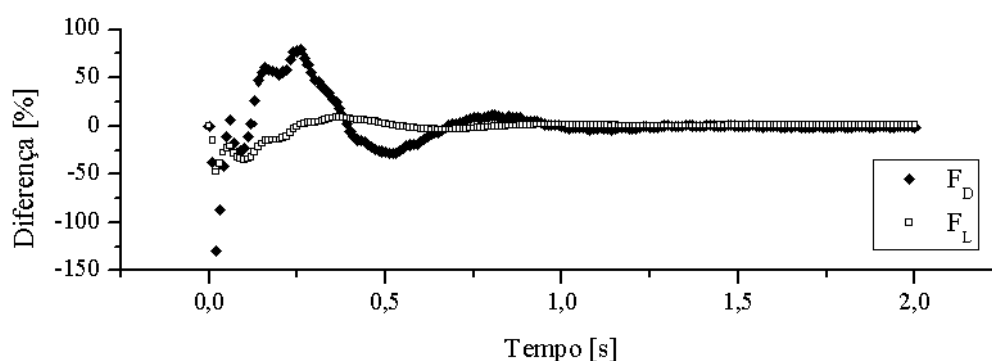


Figura 4.48 - Diferença percentual das forças obtidas com e sem FSI.

As Figuras 4.49 – 4.52 apresentam os campos de pressão, em diversos planos  $yz$ , do escoamento com a pá estática (sem FSI) e com a pá na máxima deformação da análise com interação fluido-estrutura.

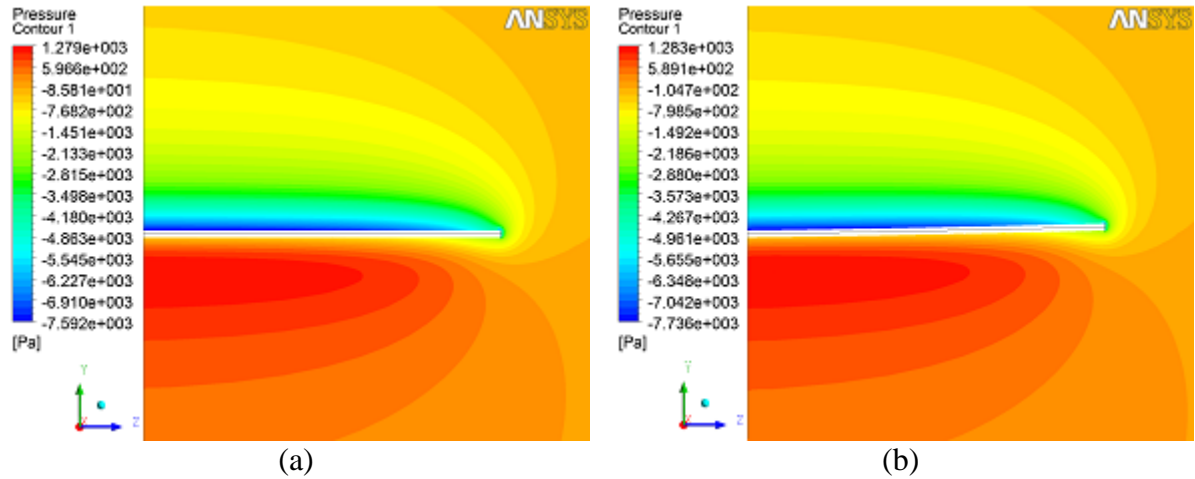


Figura 4.49 – Campo de pressão em um plano  $yz$  no centro da pá (a) sem FSI e (b) com FSI.

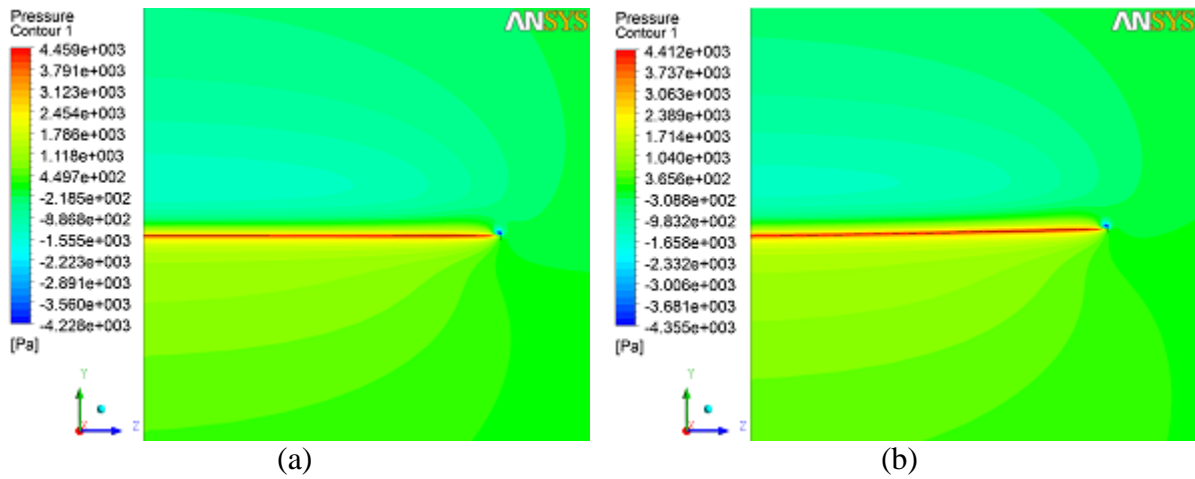


Figura 4.50 - Campo de pressão em um plano  $yz$  no bordo de fuga da pá (a) sem FSI e (b) com FSI.

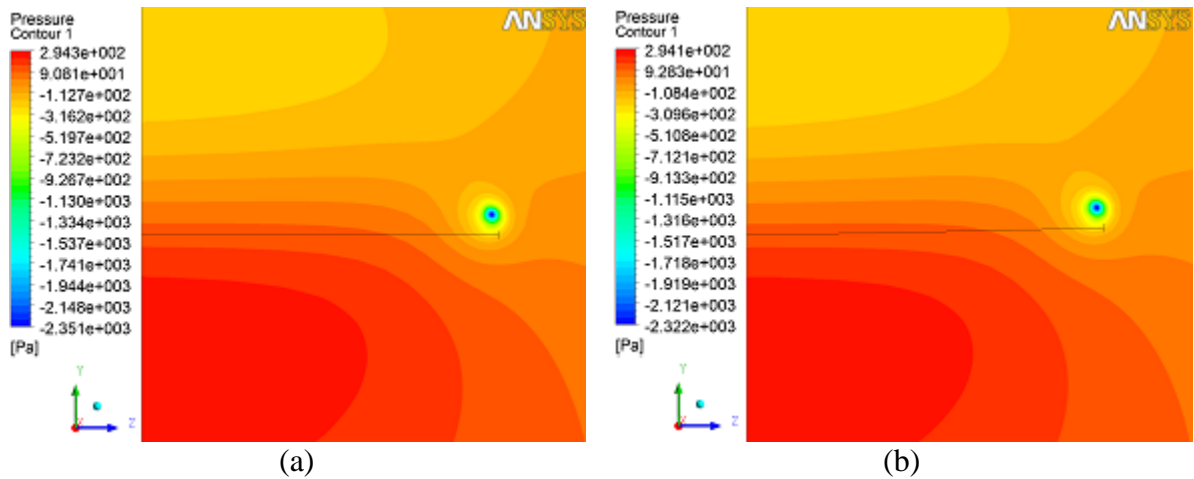


Figura 4.51 - Campo de pressão em um plano yz a 2 metros do bordo de fuga da pá (a) sem FSI e (b) com FSI.

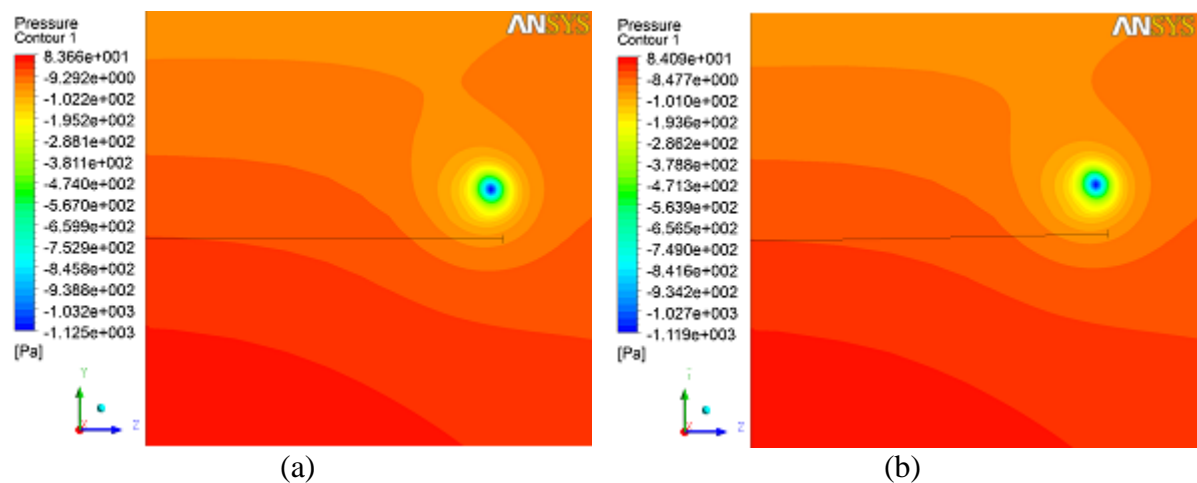


Figura 4.52 - Campo de pressão em um plano yz a 6 metros do bordo de fuga da pá (a) sem FSI e (b) com FSI.

#### 4.4.3 escoamento de ar sobre pá de aço

O passo de tempo utilizado para a análise do escoamento de ar é de 0,002 segundo, já que um passo de tempo maior apresentou dificuldades na convergência. As respostas obtidas para os deslocamentos em y na ponta da pá de aço e do ângulo de ataque na extremidade livre da pá são apresentados nas Figuras 4.53 e 4.54.

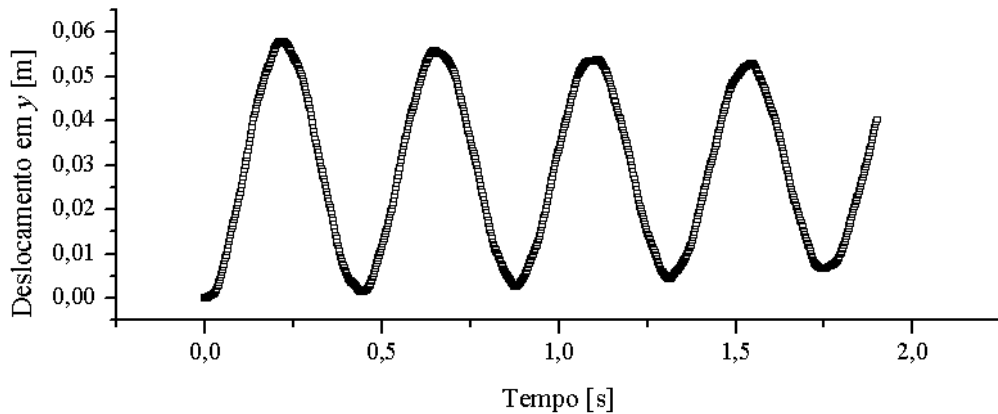


Figura 4.53 - Deslocamento da extremidade livre da pá de aço com escoamento de ar.

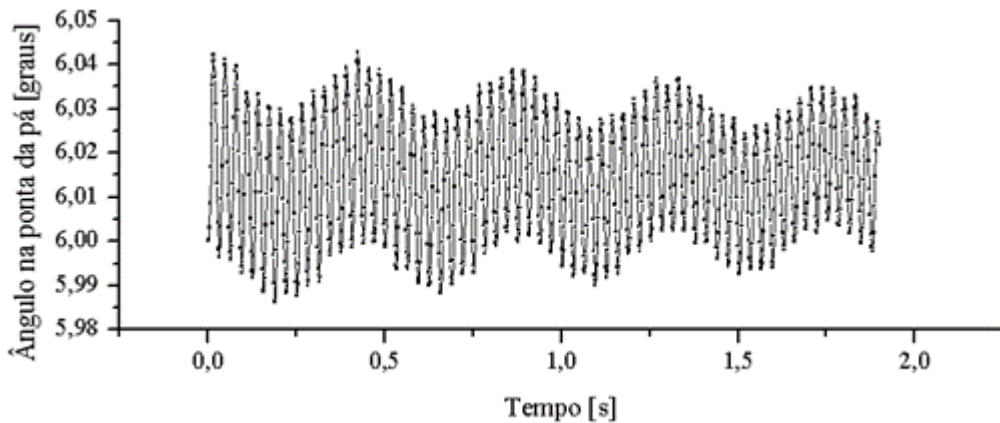


Figura 4.54 - Ângulo de ataque da extremidade livre da pá de aço com escoamento de ar.

Percebe-se que, para o caso do escoamento de ar, não ocorre a estabilização da pá no tempo simulado, diferentemente do caso do escoamento de água. O deslocamento na extremidade livre da pá de aço é menor quando o fluido de trabalho é ar e não água. Isso acontece porque, para um mesmo número de Reynolds, as forças fluidodinâmicas do ar são menores por causa da sua baixa massa específica. Apesar disso, a pá atingiu um deslocamento em y no primeiro ciclo muito próximo ao deslocamento inicial previsto pela análise puramente estrutural, com uma diferença de apenas 1,76%.

Analisando o comportamento das forças fluidodinâmicas apresentadas nas Figuras 4.55 e 4.56, e as suas diferenças em relação a condição estática na Figura 4.57, pode-se verificar que elas não variam tanto inicialmente quanto no caso da água (Figuras 4.45 e 4.46), explicando o porquê da pouca diferença no primeiro ciclo nas análises do comportamento estrutural com ou sem interação fluido-estrutura. Isso não significa que as duas análises (com e sem FSI) são iguais, já que a interação fluido-estrutura altera as forças fluidodinâmicas com o tempo,

adicionando um amortecimento à estrutura e modificando assim o seu comportamento dinâmico.

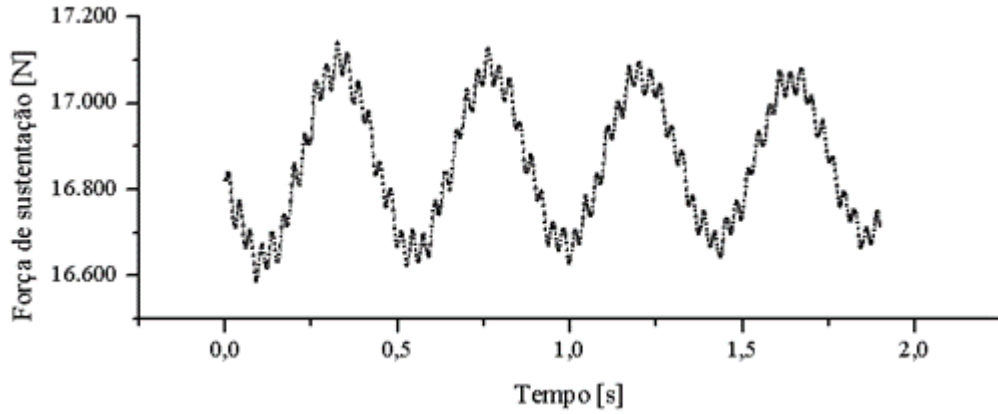


Figura 4.55 - Força de sustentação para o caso da pá de aço com escoamento de ar.

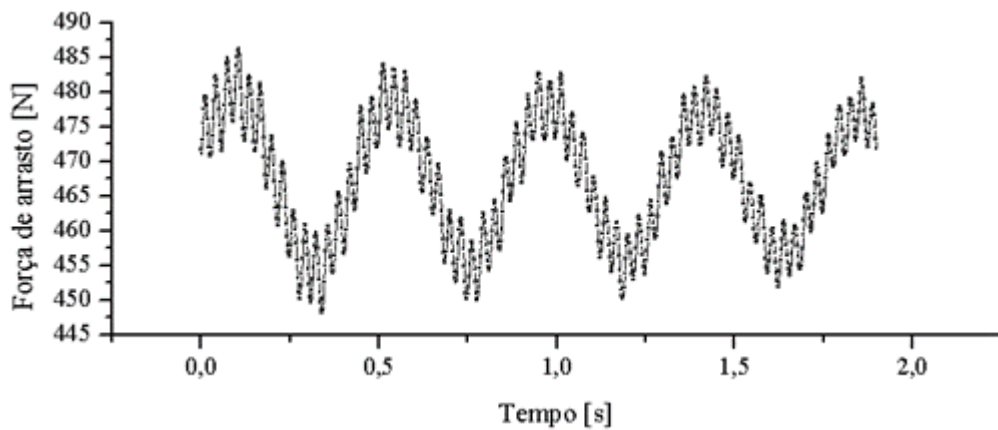


Figura 4.56 - Força de arrasto para o caso da pá de aço com escoamento de ar.

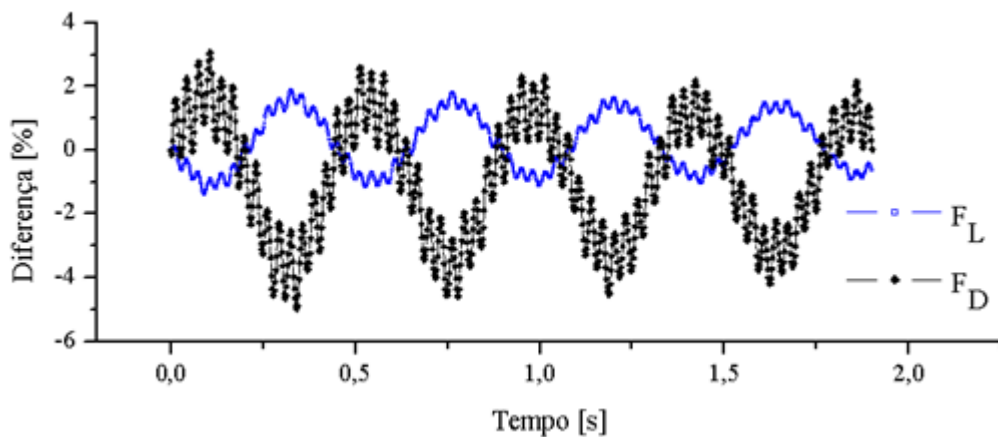


Figura 4.57 - Diferença percentual das forças obtidas com e sem FSI.

A Figura 4.58 compara as respostas estruturais obtidas com e sem FSI. A frequência de vibração do deslocamento em y da ponta da pá é de 2,28 Hz e a do ângulo da extremidade livre é de 31,94 Hz. Esses valores se encontram muito próximos aos valores das frequências naturais da pá (Tabela 4.10). Isso acontece porque a razão de massa neste caso é grande, com um valor de 6.624,5, indicando a pequena influência do escoamento de ar na inércia da pá.

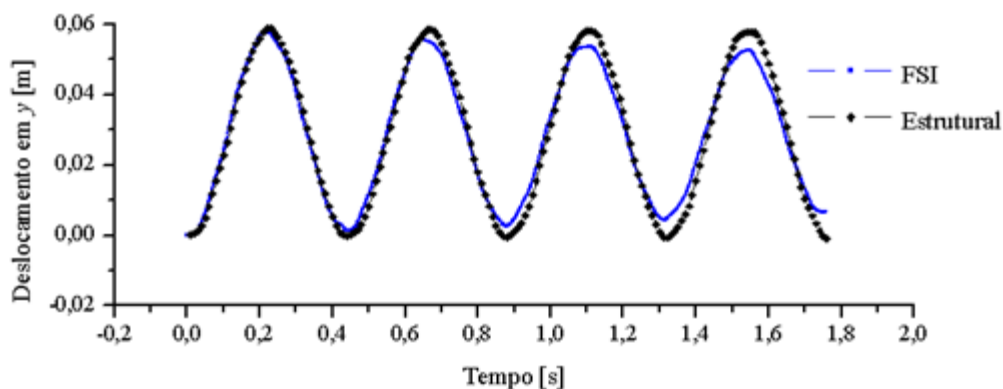


Figura 4.58 – Deslocamento em y da ponta da pá com e sem FSI.

Percebem-se duas frequências na resposta das forças fluidodinâmicas, uma coincidente com a frequência dos deslocamentos em y da ponta da pá e outra maior, coincidente com a frequência de variação no ângulo da ponta da pá. Pode-se verificar que o deslocamento em y causa um impacto maior nas forças fluidodinâmicas, já que a sua amplitude de vibração é maior. Entretanto, é visível a influência que a pequena vibração no ângulo de ataque da ponta da pá possui nos cálculos fluidodinâmicos.

A deformação e tensão de von-Mises máximas são de  $3,379 \times 10^{-4}$  m/m e  $6,75 \times 10^7$  Pa no momento de máximo deslocamento. As deformações são pequenas e as tensões não ultrapassam a de escoamento, confirmando a hipótese de que o material apresenta um comportamento linear elástico para este caso.

Analisando-se as curvas apresentadas nas Figuras 4.53 – 4.58, nota-se que existe uma tendência para a estabilização da pá, conforme aconteceu com o escoamento de água, contudo exigindo um tempo maior. Além disso, as forças fluidodinâmicas variam menos em relação a condição inicial do que no caso com a água, mas permanecem oscilando por mais tempo. Se o comportamento da resposta continuar o mesmo no tempo, a pá irá atingir o equilíbrio com a extremidade deformada, a força de sustentação acima da inicial e a força de arrasto abaixo, similarmente ao comportamento da água.

#### 4.4.4 Escoamento de ar sobre pá de alumínio

O passo de tempo utilizado é de 0,002 segundo. As Figuras 4.59 – 4.64 apresentam os resultados para o escoamento de ar sobre a pá de alumínio. O deslocamento inicial da extremidade da pá apresenta uma diferença de apenas 4,16% abaixo do estimado na análise estrutural convencional. Como o alumínio é um material mais flexível que o aço, seus deslocamentos são maiores.

A pá de alumínio, com o escoamento de ar, apresenta um deslocamento inicial em y maior do que o caso com a pá de aço e o escoamento de água. A análise estrutural prevê um deslocamento maior no caso da pá de aço com água, mas quando a interação fluido-estrutura é considerada, percebe-se que isso não acontece para esse número de Reynolds. Isso acontece porque o escoamento de água adiciona uma maior inércia e amortecimento à estrutura do que o escoamento de ar, apresentando uma maior influência na vibração da pá.

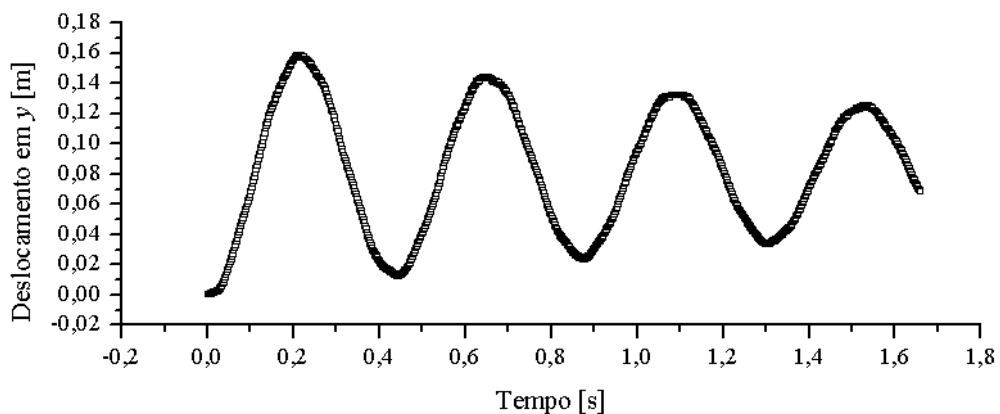


Figura 4.59 - Deslocamento da extremidade livre da pá de alumínio com escoamento de ar.

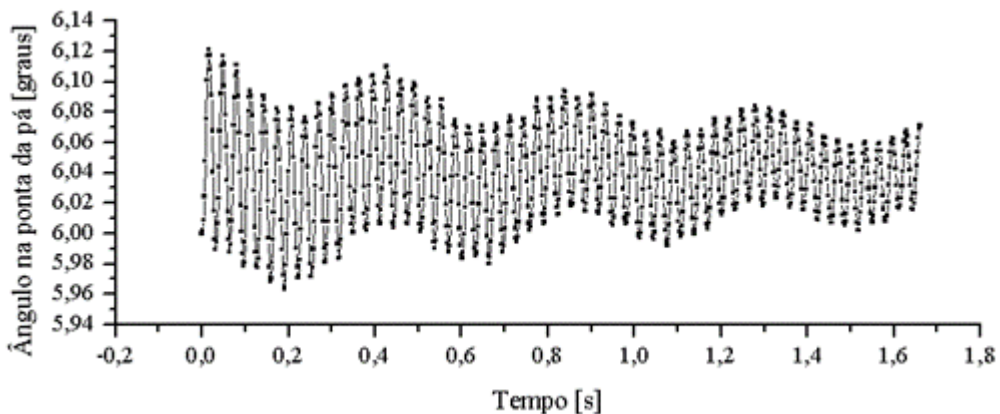


Figura 4.60 - Ângulo de ataque da extremidade livre da pá de alumínio com escoamento de ar.

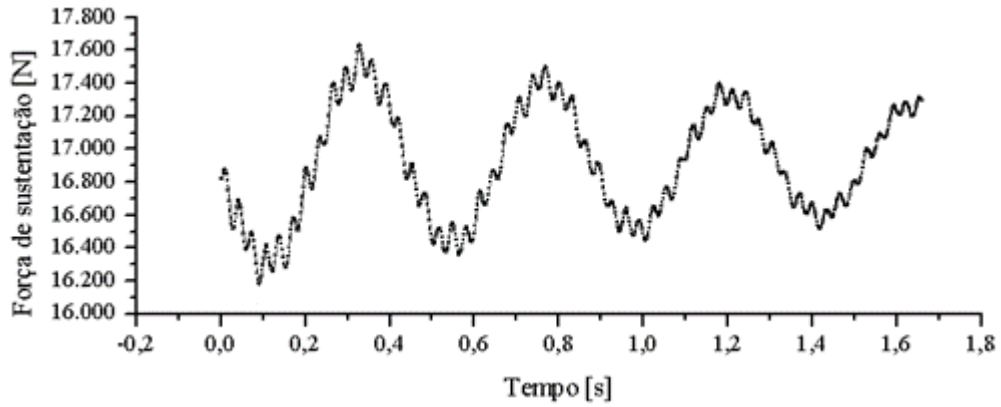


Figura 4.61 - Força de sustentação para o caso da pá de alumínio com escoamento de ar.

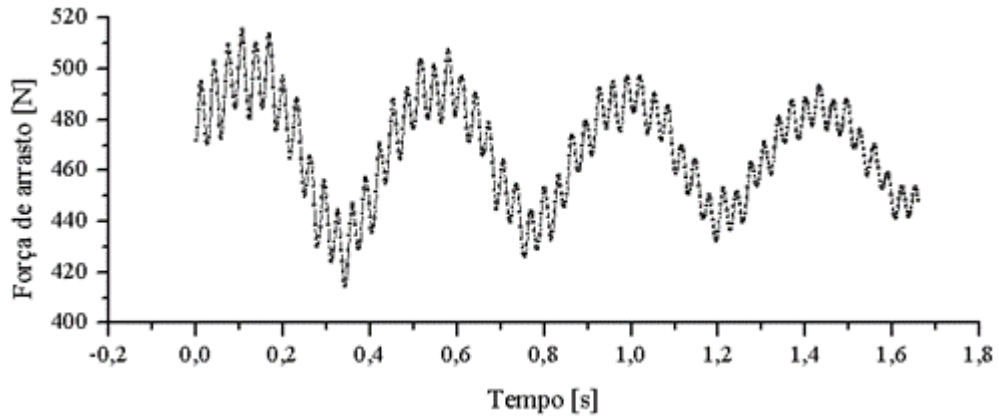


Figura 4.62 - Força de arrasto para o caso da pá de alumínio com escoamento de ar.

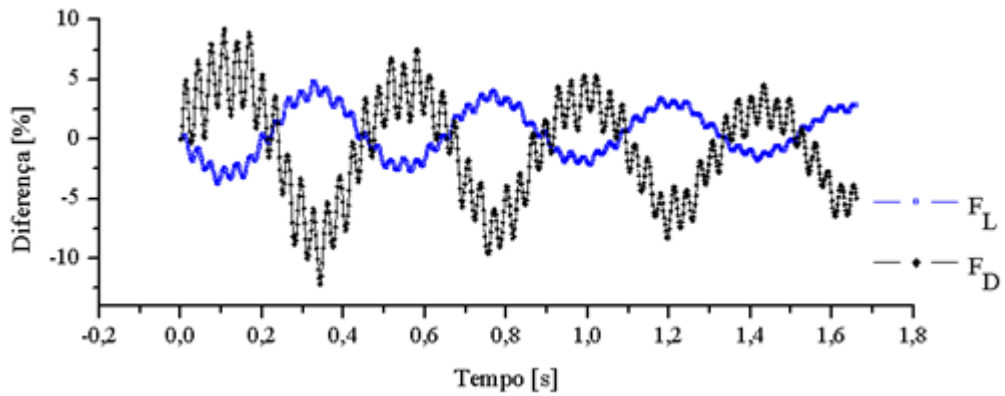


Figura 4.63 - Diferença percentual das forças obtidas com e sem FSI.



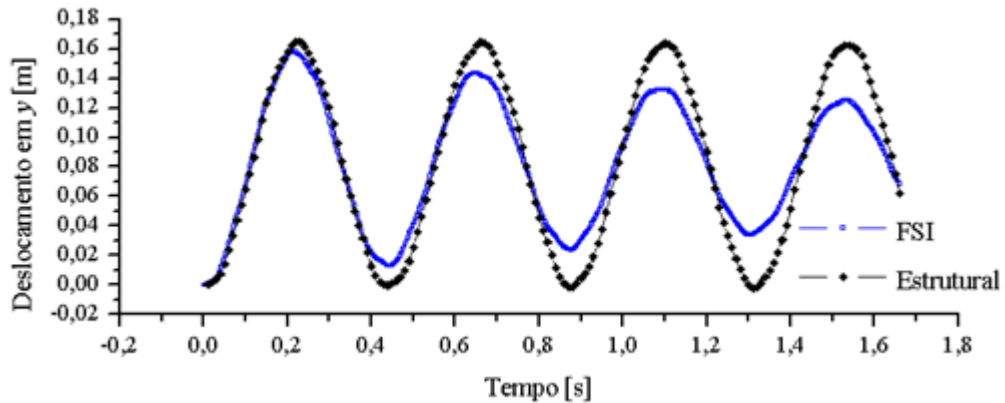


Figura 4.64 - Deslocamento da ponta da pá com e sem FSI.

A deformação e tensão de von-Mises máximas são de  $9,172 \times 10^{-4}$  m/m e  $6,512 \times 10^7$  Pa no momento de máximo deslocamento. As deformações são pequenas e as tensões não ultrapassam a de escoamento, confirmando a hipótese de que o material apresenta um comportamento linear elástico para este caso.

A frequência de vibração do deslocamento da ponta da pá é de 2,30 Hz e a do ângulo da extremidade livre é de 31,64 Hz. Esses valores se encontram muito próximos aos valores das frequências naturais da pá (Tabela 4.10). Isso acontece porque a razão de massa neste caso é grande, com um valor de 2.337,5, indicando a pouca influência do escoamento de ar na inércia da pá. Conforme no caso do escoamento de ar com a pá de aço, percebe-se uma outra frequência nas forças fluidodinâmicas, devido à variação do ângulo de ataque na ponta da pá.

O amortecimento é mais rápido do que no caso da pá de aço com escoamento de ar. Isso pode ser explicado porque a força de sustentação varia mais no caso do alumínio, devido ao seu grande deslocamento. Outra explicação é que a razão de massa é menor no caso do alumínio. Entretanto, esse mesmo amortecimento é mais lento do que no caso da pá de aço com escoamento de água. Apesar de seu deslocamento inicial ser maior, a pá continua vibrando com grandes deslocamentos por um certo tempo.

O comportamento da pá indica que ela tende a entrar em equilíbrio com um valor de deslocamento final em y da ponta da pá intermediário entre os casos da pá de aço com escoamentos de ar e da pá de aço com escoamento de água. As respostas fluidodinâmicas apontam a um mesmo comportamento na estabilização, em que a força de sustentação é maior do que a prevista sem a interação fluido-estrutura e a força de arrasto é menor.

#### 4.4.5 Síntese e análise comparativa dos resultados

O tempo de processamento gasto em cada uma das três simulações com interação fluido-é apresentado na Tabela 4.14. O tempo computacional indicado é a soma do tempo de processamento dos quatro processadores utilizados em cada simulação.

Tabela 4.14 – Tempo computacional consumido nas simulações com FSI.

	Número de iterações	Último instante simulado [s]	Tempo computacional [s]
<b>Escoamento de água e pá de aço</b>	460	4,6	$5,623 \times 10^6$
<b>Escoamento de ar e pá de aço</b>	950	1,9	$1,310 \times 10^7$
<b>Escoamento de ar e pá de alumínio</b>	830	1,66	$1,297 \times 10^7$

A Tabela 4.15 resume os principais resultados obtidos neste trabalho. Para os escoamentos de ar, os valores médios são calculados com base nos primeiros ciclos completos de deslocamento em y da ponta da pá. Para o escoamento de água, os valores médios são obtidos a partir do último segundo, com a pá já estabilizada.

Tabela 4.15 – Resumo dos resultados obtidos neste trabalho.

	Água/Aço	Ar/Aço	Ar/Alumínio
<b><math>C_D</math> sem FSI</b>	0,01544	0,01544	0,01544
<b><math>C_{D\text{médio}}</math> com FSI</b>	0,01527	0,01529	0,01533
<b>Diferença do <math>C_{D\text{médio}}</math> com e sem FSI</b>	-1,1%	-0,97%	-0,71%
<b><math>C_L</math> sem FSI</b>	0,5506	0,5506	0,5506
<b><math>C_{L\text{médio}}</math> com FSI</b>	0,5550	0,5521	0,5537
<b>Diferença do <math>C_{L\text{médio}}</math> com e sem FSI</b>	0,80%	0,27%	0,56%
<b>Deslocamento médio da ponta da pá</b>	0,1030 m	0,029 m	0,082 m
<b>Ângulo médio da ponta da pá</b>	$6,05^\circ$	$6,01^\circ$	$6,04^\circ$
<b>Máxima tensão de von-Mises no tempo</b>	$1,599 \times 10^8$ Pa	$6,75 \times 10^7$ Pa	$6,512 \times 10^7$ Pa
<b>Máxima deformação de von-Mises no tempo</b>	$7,993 \times 10^{-4}$ m/m	$3,379 \times 10^{-4}$ m/m	$9,172 \times 10^{-4}$ m/m

A Tabela 4.16 apresenta um resumo das principais diferenças, alcançadas no tempo, entre as forças fluidodinâmicas obtidas considerando-se e desconsiderando-se a interação fluido-estrutura. São apresentados os valores mais distantes acima e abaixo dos obtidos na análise estática.

Tabela 4.16 – Principais diferenças no tempo das forças fluidodinâmicas com e sem FSI.

	Água e pá de aço	Ar e pá de aço	Ar e pá de alumínio
$F_{Lmáx}$	9,13%	1,89%	4,84%
$F_{Lmín}$	-47,53%	-1,38%	-3,81%
$F_{Dmáx}$	79,23%	3,08%	9,26%
$F_{Dmín}$	-129,54%	-4,97%	-12,15%

Percebe-se que, no o caso do escoamento de água, as maiores diferenças são negativas para ambas as forças (sustentação e arrasto). Já para o escoamento de ar, as maiores diferenças são positivas para a força de sustentação e negativas para a força de arrasto.

Analisando-se os dados apresentados na Tabela 4.15, percebe-se que os valores médios, ou estabilizados no caso da água, apresentam pequenas diferenças considerando-se ou não a interação fluido-estrutura. No entanto, analisando-se a Tabela 4.16, percebe-se que ao longo do tempo, as variações são significativamente maiores. Como o escoamento de água apresenta forças fluidodinâmicas maiores e uma razão de massa menor, este caso obteve as maiores diferenças levando-se em conta a interação fluido-estrutura. A pá de alumínio também apresenta diferenças notáveis, pois é mais flexível do que a pá de aço.

A relevância em considerar-se a interação fluido-estrutura, de acordo com os dados obtidos neste trabalho, para o escoamento de ar e, portanto, para aplicação em projetos produção de energia eólica, é pequena. Entretanto, considerando-se o fato de que a pá simulada é menor e menos flexível do que uma pá real, os resultados apontam para uma grande influência em adicionar-se a interação fluido-estrutura no cálculo de projetos de design de pás.

## 5 CONCLUSÕES

Este trabalho apresentou um estudo sobre os efeitos da interação fluido-estrutura sobre as forças fluidodinâmicas resultantes de escoamentos turbulentos sobre pás engastadas em uma extremidade e livres na outra. A proposta consiste em avaliar a variação nas forças fluidodinâmicas considerando-se as deformações da pá. Três casos foram estudados: o escoamento de água sobre uma pá de aço, o escoamento de ar sobre uma pá de aço e o escoamento de ar sobre uma pá de alumínio.

Utilizou-se o *software* ANSYS, que com a plataforma Workbench, acopla o CFX para a solução do escoamento e o ANSYS Mechanical para a solução estrutural. Para resolver o escoamento turbulento, o método de volumes finitos baseado em RANS foi utilizado, com o modelo de turbulência  $k-\omega$  SST. Uma análise não-linear em elementos finitos foi utilizada para a solução estrutural, com a formulação Lagrangeana Arbitrária, método iterativo de Newton-Raphson e modelo linear elástico para os materiais.

Para avaliar a relevância em considerar-se a interação fluido-estrutura na análise, simulações computacionais do escoamento e da estrutura foram realizadas sem FSI, para fins de comparação. Uma outra análise foi realizada para que se pudesse verificar o impacto do passo de tempo na análise da interação fluido-estrutura. Assim, simulou-se o caso do escoamento de água com dois passos de tempo diferentes. O comportamento nos dois casos é muito semelhante, mas as curvas das forças no passo de tempo menor apresentam algumas oscilações imperceptíveis no passo de tempo maior.

Algumas das principais conclusões obtidas neste trabalho encontram-se a seguir:

Comparando-se a deformação da estrutura de aço sobre a ação do escoamento de ar ou de água, percebe-se que a água deforma mais a estrutura. Isso acontece porque, apesar de os dois escoamentos possuírem o mesmo número de Reynolds, a força produzida pela água é maior. O comportamento da vibração é diferente. Na água, nota-se que além da grande deformação causada pelo escoamento, um grande amortecimento é causado por ele também. Esse amortecimento pode ser explicado pela queda brusca da força de sustentação no início do movimento da pá. Além disso, a razão de massa do escoamento de água é pequena, indicando a adição de inércia na estrutura pelo escoamento. Já no escoamento de ar, a vibração é amortecida mais lentamente, não atingindo a estabilização no tempo alcançado pela simulação.

Verifica-se que as forças fluidodinâmicas causadas pelo escoamento do ar, tanto para a pá de aço quanto para a pá de alumínio, não variam tanto inicialmente quanto no caso da água.

Isso explica o porquê da pouca diferença entre as análises do comportamento estrutural com ou sem interação fluido-estrutura no primeiro ciclo. Isso não significa que as análises com e sem FSI são iguais, já que a interação altera as forças fluidodinâmicas com o tempo, adicionando um amortecimento à estrutura e modificando, assim, o seu comportamento dinâmico.

No caso do escoamento de ar sobre a pá de alumínio, o deslocamento inicial da pá é maior do que no caso do escoamento de água sobre a pá de aço, mesmo sendo causado por uma força fluidodinâmica menor, pois a flexibilidade do alumínio é maior do que a do aço. É interessante observar que o amortecimento é mais lento do que no caso do escoamento de água com a pá de aço, levando mais tempo para atingir uma possível estabilização. O comportamento é muito parecido com o caso do escoamento de ar com pá de aço, apenas a escala dos deslocamentos, deformação, tensão e forças fluidodinâmicas são diferentes.

Para todos os casos estudados, as deformações são pequenas e as tensões não ultrapassam a de escoamento, confirmando a hipótese de que o material apresenta um comportamento linear elástico.

O caso do escoamento de água foi o único que atingiu a estabilização no tempo simulado. A força de sustentação apresentou um aumento de 0,8% na condição deformada estável e a força de arrasto uma diminuição de 1,05%, em relação à condição inicial indeformada. Apesar de os comportamentos dinâmico estrutural e fluidodinâmico serem bastante diferentes para o escoamento de ar e de água, acredita-se que na estabilização eles são parecidos, apontando para uma subestimação dos valores de força de sustentação e superestimação nos valores de força de arrasto, deslocamento, deformação e tensão, nos casos em que a interação fluido-estrutura é negligenciada.

Os resultados indicam que, para o caso em que uma instabilidade dinâmica (*flutter*) não aconteça, as análises fluidodinâmicas e estruturais que não consideram a interação fluido-estrutura fornecem respostas conservativas para a pá, não colocando em risco a estrutura ou prevendo mais energia do que irá gerar. Apesar disso, as grandes oscilações nas cargas são importantes para considerações no cálculo de fadiga.

Quanto à pergunta inicial do trabalho, sobre a influência da análise contendo a interação fluido-estrutura, os resultados apresentam grandes variações nas forças fluidodinâmicas ao longo do tempo e na resposta estrutural, principalmente no caso do escoamento de água. Para o escoamento de ar, e portanto para cálculos de conversão de energia eólica, as variações são menores, mas considerando-se que essa análise foi realizada com uma pá de geometria e de composição material simples, estudos de otimização de design podem vir a tirar vantagens da

interação fluido-estrutura, com geometrias e composições materiais projetadas especialmente para isso. As variações ao longo do tempo são importantes para a avaliação da vida útil da máquina, em cálculos de fadiga.

Para finalizar, são apresentadas algumas sugestões de trabalhos futuros, utilizando FSI:

- Avaliação de uma pá de turbina eólica com tamanho e formas reais:

A pá estudada neste trabalho tem a sua geometria muito simplificada. Uma pá real apresenta, por exemplo, torção e diferentes cordas ao longo da sua envergadura. A sua razão de aspecto também é maior, aumentando a sua flexibilidade.

- Avaliação da pá real com materiais compósitos:

Uma pá de turbina eólica é construída com materiais compósitos, não é maciça como a pá totalmente de aço ou de alumínio estudadas neste trabalho. Isso faz com que elas sejam muito mais flexíveis e a influência da interação fluido-estrutura deve ser ainda maior.

- Avaliação de escoamentos com velocidades de entrada com diferentes intensidades de turbulência e perfis de velocidade mais próximos a condições reais de vento:

Pás de turbinas reais ficam expostas à ação da aleatoriedade das velocidades do vento. As forças fluidodinâmicas e os deslocamentos não devem entrar em equilíbrio neste caso e a avaliação desse comportamento pode trazer mais informações sobre as cargas presentes nas turbinas eólicas.

- Realização de simulações numéricas utilizando o modelo de turbulência LES.
- Realização de estudos experimentais visando a comparação com os resultados obtidos numericamente.

Turbinas eólicas de alta performance são desenvolvidas no limite da tecnologia atual. Nestas condições, com base nos resultados obtidos neste trabalho, conclui-se que o efeito da consideração da interação fluido-estrutura no cálculo de previsão das forças aerodinâmicas é relevante para o design de pás de turbinas eólicas.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Abbott, I. H.; vonDoenhoff, A. E. **Theory of Wing Sections**. New York, Dover Publications, 1959.

Ahlström, A. **Aeroelastic Simulation of Wind Turbine Dynamics**. PhD Thesis, Royal Institute of Technology, Stockholm. 2005.

Almeida, F. S. **Desenvolvimento de ferramentas computacionais para análise de interação fluido-estrutura incluindo não linearidade geométrica**. Tese de doutorado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre. 2012.

Anagnostopoulos, P.; Bearman, P. W. Response characteristics of a vortex-excited cylinder at low reynolds numbers. **Journal of Fluids and Structures**, v. 6, n. 1, p. 39–50, 1992.

ANSYS. **Coupled-Field Analysis Guide**. ANSYS, Inc. - Release 12.1. Canosburg. 2009.

Bai, Y.; Sun, D.; Lin, J. Three dimensional numerical simulations of long-span bridge aerodynamics, using block-iterative coupling and DES. **Computers & Fluids**, v. 39, n. 9, p. 1549–1561, 2010.

Bathe, K. J. **Finite element procedures**. 2. ed. New Jersey, Prentice Hall, 1996.

Bazilevs, Y.; Hsu, M.; Kiendl, J.; Wüchner, R.; Bletzinger, K. 3D simulation of wind turbine rotors at full scale . Part II : Fluid – structure interaction modeling with composite blades. **International Journal For Numerical Methods In Fluids**, n. October 2010, p. 236–253, 2011.

Bazilevs, Y.; Takizawa, K.; Tezduyar, T. E. Challenges and Directions in Computational Fluid–Structure Interaction. **Mathematical Models and Methods in Applied Sciences**, v. 23, n. 02, p. 215–221, 2013.

Benini, G. R. **Modelo Numérico Para Simulação Da Resposta Aeroelástica De Asas Fixas**. Dissertação de Mestrado, Universidade de São Paulo, São Carlos. 2002.

Bispo, R. S.; Pavanello, R. Análise Particionada Em Problemas De Interação Estrutura-Estrutura. In: XXXI IBERIAN LATIN-AMERICAN CONGRESS ON COMPUTATIONAL METHODS IN ENGINEERING CILAMCE, 2010, BUENOS AIRES. **Anais...** Buenos Aires, Mecánica Computacional Vol XXIX, p. 239-257, 2010.

Casás, V. D.; Peña, F. L.; Lamas, A.; Duro, R. J. An Evolutionary Environment for Wind Turbine Blade Design. **Springer Berlin Heidelberg**, v. 3512, p. 1188–1196, 2005.

Combes, S. A.; Daniel, T. L. Into thin air: contributions of aerodynamic and inertial-elastic forces to wing bending in the hawkmoth *Manduca sexta*. **Journal of Experimental Biology**, v. 206, n. 17, p. 2999–3006, 2003.

Cook, R. D. **Finite Element Modeling For Stress Analysis**. New York: John Wiley & Sons, Inc., 1995.

Cook, R. D.; Malkus, D. S.; Plesha, M. E. **Concepts and Applications of Finite Element Analysis**. 3. ed. New York: John Wiley & Sons, Inc., 1989.

Dettmer, W.; Perić, D. A computational framework for fluid–rigid body interaction: Finite element formulation and applications. **Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering**, v. 195, n. 13-16, p. 1633–1666, 2006.

Elisa, A. **O Método Da Decomposição De Adomian Aplicado À Interação Fluido-Estrutura De Um Cabo**. Tese de Doutorado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre. 2010.

Feng, C. C. **The measurement of vortex induced effects in flow past stationary and oscillating circular and D-section cylinders**. Dissertação de Mestrado, The University of British Columbia, Vancouver. 1968.

Fox, W. R.; Mc Donald, A.; Pritchard, P. J. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 6. ed. Rio de Janeiro, LTC, 2004.

Freire, A.; Menut, P.; Su, J. **Turbulência**. Rio de Janeiro, Associação Brasileira de Ciências Mecânicas (ABCM), 2002.

Gerbeau, J.-F.; Vidrascu, M.; Frey, P. Fluid–structure interaction in blood flows on geometries based on medical imaging. **Computers & Structures**, v. 83, n. 2-3, p. 155–165, 2005.

Gonçalves, R. A. **Análise Numérica Da Interação Entre Escoamentos A Baixos Números De Reynolds E Cilindros Apoiados Em Base Elástica**. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Rio Grande, Rio Grande. 2013.

Hansen, M. O. L.; Sørensen, J.N.; Voutsinas, S.; Sørensen, N.; Madsen, H.Aa. State of the art in wind turbine aerodynamics and aeroelasticity. **Progress in Aerospace Sciences**, v. 42, n. 4, p. 285–330, 2006.

Hansen, M. O. L. **Aerodynamics of Wind Turbines**. 2. ed. London, Earthscan, 2008.

Hogdes, D. H.; Dowell, E. H. Nonlinear equations of motion for the elastic bending and torsion of twisted nonuniform rotor blades. **NASA Technical Note D-7818**, 1974.

Hsu, M.-C.; Bazilevs, Y. Fluid–structure interaction modeling of wind turbines: simulating the full machine. **Computational Mechanics**, v. 50, n. 6, p. 821–833, 2012.

Ishihara, D.; Yamashita, Y.; Horie, T.; Yoshida, S.; Niho, T. Passive maintenance of high angle of attack and its lift generation during flapping translation in crane fly wing. **The Journal of experimental biology**, v. 212, n. Pt 23, p. 3882–91, 2009.



Jensen, F. M.; Falzon, B.G.; Ankersen, J.; Stang, H. Structural testing and numerical simulation of a 34m composite wind turbine blade. **Composite Structures**, v. 76, n. 1-2, p. 52–61, 2006.

Jureczko, M.; Pawlak, M.; Mężyk, A. Optimisation of wind turbine blades. **Journal of Materials Processing Technology**, v. 167, n. 2-3, p. 463–471, 2005.

Kim, H.; Lee, S.; Son, E.; Lee, S.; Lee, S. Aerodynamic noise analysis of large horizontal axis wind turbines considering fluid–structure interaction. **Renewable Energy**, v. 42, p. 46–53, 2012.

Ladson, C. L. Effects of Independent Variation of Mach and Reynolds Numbers on the Low-Speed Aerodynamic Characteristics of the NACA 0012 Airfoil Section. **Technical Memorandum 4074, NASA**, 1988.

Lombardi, M.; Parolini, N.; Quarteroni, A.; Rozza, G.; Setting, P. Numerical Simulation of Sailing Boats: Dynamics, FSI, and Shape Optimization Matteo. In: Buttazzo, G.; Frediani, A. (Eds.). **Variational Analysis and Aerospace Engineering: Mathematical Challenges for Aerospace Design**. Springer Optimization and Its Applications. Boston, MA: Springer US, 2012. v. 66p. 339–377.

Maliska, C. R. **Transferencia de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional**. Rio de Janeiro, LTC, 1995.

McCroskey, W. J. A Critical Assessment of Wind Tunnel Results for the NACA 0012 Airfoil. **Technical Memorandum 100019, NASA**, 1988.

Meneghini, J. R.; Bearman, P. W. Numerical simulation of high amplitude oscillatory flow about a circular cylinder. **Journal of Fluids and Structures**, v. 9, p. 435–455, 1995.

Menter, F. R.; Kuntz, M.; Langtry, R. Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model. **Turbulence, Heat and Mass Transfer**, 4. Antalya: Begell House, Inc., p. 625 – 632, 2003a.

Menter, F. R.; Ferreira, J. C.; Esch, T.; Konno, B. The SST Turbulence Model with Improved Wall Treatment for Heat Transfer Predictions in Gas Turbines. In: PROCEEDINGS OF THE INTERNATIONAL GAS TURBINE CONGRESS. **Anais...** Tokyo: GTSJ, 2003b.

Nobili, M. et al. Numerical simulation of the dynamics of a bileaflet prosthetic heart valve using a fluid-structure interaction approach. **Journal of biomechanics**, v. 41, n. 11, p. 2539–50, 2008.

Patankar, S. **Numerical Heat Transfer and Fluid Flow**. New York: McGraw-Hill, 1980.

Petry, A. P. **Análise Numérica da Interação Fluido-Estrutura Através do Método de Elementos Finitos**. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre. 1993.

Piperno, S.; Farhat, C.; Larrouturou, B. Partitioned procedures for the transient solution of coupled aroelastic problems PartI: Model problem, theory and two-dimensional application. **Computer methods in applied mechanics and engineering**, v. 124, p. 79–112, 1995.

Roache, P. J. Perspective: A Method for Uniform Reporting of Grid Refinement Studies. **Journal of Fluids Engineering**, v. 116, n. 3, p. 405–413, 1994.

Rumsey, C. **Turbulence Modeling Resource, NASA Langley Research Center**. Disponível em: <<http://turbmodels.larc.nasa.gov/>>. Acesso em: 21 maio. 2014.

Shokrieh, M. M.; Rafiee, R. Simulation of fatigue failure in a full composite wind turbine blade. **Composite Structures**, v. 74, n. 3, p. 332–342, 2006.

Soulaïmani, A.; Feng, Z.; Haj Ali, A. Ben. Solution techniques for multi-physics problems with application to computational nonlinear aeroelasticity. **Nonlinear Analysis: Theory, Methods & Applications**, v. 63, n. 5-7, p. e1585–e1595, 2005.

Souli, M.; Benson, D. J. EDS. **Arbitrary Lagrangian-Eulerian and Fluid-Structure Interaction**. Hoboken, NJ USA: John Wiley & Sons, Inc., 2013.

Spera, D. A. **Wind Turbine Technology**. 2. ed. New York, USA: ASME Press, 2009.

Sun, D.; Owen, J. S.; Wright, N. G.; Liaw, K. F. Fluid–structure interaction of prismatic line-like structures, using LES and block-iterative coupling. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, v. 96, n. 6-7, p. 840–858, 2008.

Takizawa, K. et al. Methods for Fsi Modeling of Spacecraft Parachute Dynamics and Cover Separation. **Mathematical Models and Methods in Applied Sciences**, v. 23, n. 02, p. 307–338, 2013.

Teixeira, P. R. F. **Simulação Numérica Da Interação De Escoamentos Tridimensionais De Fluidos Compressíveis E Incompressíveis E Estruturas Deformáveis Usando O Método De Elementos Finitos**. Tese de Doutorado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre. 2001.

Tojo, B. M. S. A. **Aero-Structural Blade Design of a High-Power Wind Turbine**. Dissertação de Mestrado, Instituto Superior Técnico, Lisboa. 2012.

Wang, Y.; Lin, Y. Combination of CFD And CSD Packages For Fluid-Structure. **Journal of Hydrodynamics**, v. 20, n. 6, p. 756–761, 2008.

Wilcox, D. **Turbulence Modeling for CFD**. 1. ed. La Cañada: DCW Industries, Inc., 1994.

Wiser, R. et al. **Wind Energy. In IPCC Special Report on Renewable Energy Sources and Climate Change Mitigation**. [O. Edenhofer, R. Pichs-Madruga, Y. Sokona, K. Seyboth, P. Matschoss, S. Kadner, T. Zwickel, P. Eickemeier, G. Hansen, S. Schlömer, C. von Stechow (eds)] - Cambridge University Press, Cambridge, United Kingdom and New York, NY, USA. 2011.

Zhang, P.; Huang, S. Review of aeroelasticity for wind turbine : Current status, research focus and future perspectives. **Frontiers in Energy**, v. 5, n. 4, p. 419–434, 2011.