RENATO VENTURATTO JUNIOR

**Análise de escoamento e otimização paramétrica de um pré-
distribuidor de turbina hidráulica**

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para a obtenção do título de Mestre em
Ciências

São Paulo
2016

RENATO VENTURATTO JUNIOR

Análise de escoamento e otimização paramétrica de um pré-distribuidor de turbina hidráulica

Dissertação apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para a obtenção do título de Mestre em Ciências.

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica de Energia e Fluidos

Orientador:
Prof. Dr. Bruno Souza Carmo

São Paulo
2016

Este exemplar foi revisado e corrigido em relação à versão original, sob responsabilidade única do autor e com a anuência de seu orientador.

São Paulo, _____ de _____ de _____

Assinatura do autor: _____

Assinatura do orientador: _____

Catálogo-na-publicação

Venturatto Junior, Renato

Análise de escoamento e otimização paramétrica de um pré-distribuidor de turbina hidráulica / R. Venturatto Junior -- versão corr. -- São Paulo, 2016. 109 p.

Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Turbinas Hidráulicas 2.Vibrações 3.Vórtices dos Fluidos (Simulação Computacional) 4.Interação Fuido-Estrutura 5.Estruturas (Otimização)
I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

Aos meus pais, Renato e Elisabete, por
absolutamente tudo.

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos colegas alunos, professores e funcionários do laboratório de Dinâmica dos Fluidos Computacional da POLI por todo suporte, dicas e conversas. Agradeço também à minha família, que tanto me motivou e aos colegas de trabalho da Andritz Hydro, pelo apoio e compreensão.

Em especial ao meu orientador Bruno agradeço pelas sugestões e críticas que me fizeram evoluir como engenheiro e pesquisador.

“Diante da vastidão do tempo e da imensidão do universo, é um imenso prazer para mim dividir um planeta e uma época com você”.

Carl Sagan

RESUMO

O fenômeno de vibração induzida por vórtices em travessas de pré-distribuidores de turbinas hidráulicas tem sido estudado nos últimos anos e várias soluções têm sido adotadas para minimizar interferências na estrutura que podem causar fratura por fadiga. O princípio básico das modificações é alterar o perfil da travessa de modo que as frequências de emissão de vórtices não coincidam com as frequências naturais da estrutura.

Este trabalho tem como objetivo avaliar através de uma série de simulações computacionais um perfil mais adequado para um pré-distribuidor de turbina Francis. Essas simulações envolvem o cálculo do escoamento ao redor da travessa e da vibração induzida por vórtices nele presentes, bem como uma técnica que combina as análises dinâmicas com uma otimização paramétrica. Para isso, foi utilizado um código comercial de CFD, ANSYS Fluent e o cálculo da resposta estrutural e seu acoplamento com as equações do escoamento foi feito através de uma UDF (User Defined Function). Para validar a metodologia, a resposta estrutural de um corpo prismático sobre base elástica foi calculada e comparada a dados previamente publicados na literatura. Por fim, um código desenvolvido controla a análise fluido-estrutural e passa as variáveis para o otimizador Mode Frontier, que trabalha para encontrar a estrutura mais eficiente variando-se os parâmetros pré-determinados da geometria da peça.

A metodologia desenvolvida tem a vantagem de ajudar no projeto de tais componentes sem depender excessivamente de métodos experimentais ou regras empíricas. Dessa forma, torna possível modificar perfis existentes ou desenvolver perfis novos baseado nos melhores critérios de manufatura.

Palavras-chave: Turbinas Hidráulicas, Vibrações, Vórtices dos Fluidos (Simulação Computacional), Interação Fuido-Estrutura, Estruturas (Otimização).

ABSTRACT

Vortex induced vibration phenomena in hydraulic turbines stay vanes have been studied in the last years and several solutions have been adopted in order to minimize interferences that can cause fatigue in the structure. The basic principle of all modifications is to change the stay vane profile so the natural vortex shedding frequency is different from the natural frequencies of the structure.

This work presents a detailed computational simulation of a Francis turbine stay vane whose main objective is to find out a more suitable profile these components should assume. These simulations involve the calculation of the flow around the vanes and the associated vortex induced vibration in the structure in addition to a technique that combines the dynamic analysis with a parametric optimization. In order to do that, a commercial CFD code, ANSYS Fluent, was adopted and the calculation of the structural response and its coupling with the flow equations was done with User Defined Functions. Validation of the methodology was made by comparing the structural response of an elastically-mounted prismatic body immersed in uniform flow with previously published data. Finally, a developed code controls the FSI analysis and provides information about the vibrations to the Mode Frontier optimizer, responsible to address the problem and determine the set of parameters that lead to the most efficient structure.

The methodology developed has the advantage of helping the design of such components without depending excessively on experimental methods or empirical rules. Also, it allows either modifying existing profiles or choosing the best shape for new ones based on the best manufacturing criteria.

Key-words: Hydraulic Turbines, Vibrations, Fluid Vortices (Computational Simulation), Vortex-Induced Vibration, Structures (Optimization).

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Pré-distribuidor de Belo Monte. Disponível em: < http://norteennergiasa.com.br/site/ >. Acesso em: 10 jun. 2014.	22
Figura 2: Trincas detectadas em 9 travessas da UG 19 da UHE Ilha Solteira (6 seccionadas). Fonte: CESP.	24
Figura 3: Primeira modificação no perfil do bordo de fuga das travessas (stay vanes) da UHE Capivara. Adaptado de Kurihara et al. (2007).	24
Figura 4: Segunda modificação no perfil do bordo de fuga das travessas (stay vanes) da UHE Capivara, com redução para 8mm da espessura da aresta de saída. Adaptado de Kurihara et al. (2007).	25
Figura 5: Comparação dos sinais medidos antes e após a última intervenção. Fonte: Kurihara et al.(2007).....	25
Figura 6: Propostas de modificação do perfil das travessas da UG 19 e a comparação com o perfil original. Fonte:CESP.....	26
Figura 7: Distribuição dos perfis na UG 19 . Fonte:CESP.	27
Figura 8: Análise modal experimental em ar das travessas da UG 19. Fonte:CESP.	27
Figura 9: Extensômetros fixados na travessa. Fonte:CESP.	29
Figura 10: Resultados obtidos a partir dos extensômetros. Fonte:CESP.	30
Figura 11: Diferentes formatos de aresta de saída e deslocamentos associados. Extraído de Döerfler; Sick e Coutu (2013).	34
Figura 12: Vórtices observados em um perfil NACA0009 para uma aresta de saída truncada (“ <i>blunt trailing edge</i> ”). Disponível em: http://lmh.epfl.ch/ Acesso em: mar. 2015.	35
Figura 13: Aresta de saída truncada e oblíqua. Há significativa redução na vibração induzida por vórtices para o perfil oblíquo. Extraído de: Zobeiri et al. (2009).	36
Figura 14: Representação de uma sistema de coordenadas solidário à um corpo. Extraído de Li;Sherwin e Bearman (2002).....	40
Figura 15: Esquema de funcionamento do acoplamento do “solver” de CFD (Fluent) e das equações estruturais.	40

Figura 16: Exemplo de volume de controle considerado. Extraído de Fluent 15.0 User's Guide (2014).	48
Figura 17: Esquema para obtenção do gradiente de ϕ em c0. Extraído de Fluent 15.0 User's Guide (2014).	50
Figura 18: Ilustração do sistema de interpolação de pressão PRESTO!Disponível em: cfd-online.com. Acesso em Agosto de 2016.	52
Figura 19: Exemplo de sistema estrutural contínuo tratado como discreto. (SILVA, 2010).....	63
Figura 20: Exemplo clássico de otimização paramétrica (SILVA, 2010).....	64
Figura 21: Procedimento de otimização topológica (SILVA, 2010).....	65
Figura 22: “Cross Over” direcional no algoritmo MOGA-II. Extraído de Rigoli e Poles, 2005.	67
Figura 23: Diagrama do Workflow do ModeFrontier.	71
Figura 24: Fluxograma com a metodologia computacional de otimização.....	72
Figura 25: Desenho com dimensões da seção transversal da travessa do pré-distribuidor. Fonte: Adaptado a partir dos originais CESP.	72
Figura 26: Vista tridimensional da travessa. Fonte: Adaptado a partir dos originais CESP.	73
Figura 27: Geometria e dimensões gerais do BARC. Extraído de Gissoni (2015).....	75
Figura 28: Malha para o caso fixo do BARC.....	76
Figura 29: y^+ dos elementos próximos a parede da malha do BARC, caso fixo.	76
Figura 30: Contornos de velocidade em y (direção do comprimento D) do BARC fixo.....	77
Figura 31: Magnitude de vorticidade do BARC fixo.	77
Figura 32: Deslocamento da estrutura na direção perpendicular ao escoamento em função da velocidade reduzida.	80
Figura 33: Amplitude de deslocamentos em y (A/d) para barra com ângulo de incidência zero e razão de aspecto 5:1. O comprimento de referência da geometria é d . Extraído de Gissoni (2015).....	81

Figura 34: Deslocamentos de perfil retangular com diferentes razões de aspecto e ângulos de incidência zero. n é a frequência natural, V a velocidade ao longe e U a velocidade reduzida. Resultados de Nguyen e Naudascher (1991).....	82
Figura 35: Condições de contorno da travessa	83
Figura 36: Contornos de velocidade em y da travessa fixa.	85
Figura 37: Magnitude de vorticidade da travessa fixa.....	85
Figura 38: y^+ dos elementos próximos a parede da malha da travessa, caso fixo.....	85
Figura 39: Desvio padrão do deslocamento em y versus velocidade reduzida para ângulo de ataque zero.....	87
Figura 40: Deslocamentos em y para $V_r=2$ e ângulo de ataque igual a zero.	88
Figura 41: Frequências do sinal de CI para $V_r=2$ e ângulo de ataque igual a zero.	88
Figura 42: Comparação dos sinais de forças e deslocamentos em y , $V_r=2$ e ângulo de ataque zero.....	89
Figura 43: Magnitude de velocidade em y da travessa móvel, $V_r=2$, ângulo de ataque zero.	89
Figura 44: Magnitude de vorticidade da travessa móvel, $V_r=2$, ângulo de ataque zero.	90
Figura 45: Arranjo experimental mostrando lock in em travessa. Adaptado de Döerfler; Sick e Coutu (2013).	91
Figura 46: Contornos de velocidade em y da travessa móvel, $V_r= 2,1$, ângulo de ataque oito.....	92
Figura 47: Magnitude de vorticidade da travessa móvel, $V_r=2,1$, ângulo de ataque oito.....	92
Figura 48: Frequências do sinal de CI para $V_r=2,1$ e ângulo de ataque igual a oito.	92
Figura 49: Desvio padrão do deslocamento em y versus velocidade reduzida para ângulo de ataque oito.....	93
Figura 50: Deslocamentos em Y para $V_r=2,1$ e ângulo de ataque igual a oito.	93
Figura 51: Comparação dos sinais de forças e deslocamentos em y , $V_r=2,1$ e ângulo de ataque oito.	94

Figura 52: Detalhe da aresta de saída da travessa e a parametrização para executar um chanfro.....	95
Figura 53: Detalhe do chanfro da geometria de um projeto viável para $V_r=2$ e ângulo de ataque zero.....	96
Figura 54: Contornos de velocidade em y para projeto viável, $V_r=2$ e ângulo de ataque zero.	97
Figura 55: Contornos de magnitude de vorticidade para projeto viável, $V_r=2$ e ângulo de ataque zero.....	97
Figura 56: Deslocamentos em y do projeto 10.	98
Figura 57: Matriz de correlação e relação c_2 x std (y), ângulo de ataque zero.	98
Figura 58: Detalhe do chanfro da geometria para $V_r=2,1$ e ângulo de ataque zero.	99
Figura 59: Contornos de velocidade em y, $V_r=2,1$ e ângulo de ataque oito.	100
Figura 60: Contornos de magnitude de vorticidade, $V_r=2,1$ e ângulo de ataque oito.	100
Figura 61: Matriz de correlação e relação c_2 x std (y), ângulo de ataque oito.	101
Figura 62: Deslocamentos em y do projeto 048.	101

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Resultados obtidos para os 4 primeiros modos de vibrar (em ar) Fonte: CESP.	28
Tabela 2: Dimensões do domínio fluido do BARC e características da malha para largura D unitária.....	75
Tabela 3: Parâmetros do escoamento para diferentes experimentos do BARC.	78
Tabela 4: Trabalhos do BARC 5:1 posteriores aos da Tabela 3.....	79
Tabela 5: Dimensões do domínio fluido da travessa e características da malha para largura D unitária.....	84
Tabela 6: Diferentes refinamentos e variáveis medidas	84
Tabela 7: Lista de projetos simulados para o caso com ângulo de ataque zero.	96
Tabela 8: Lista de projetos simulados para o caso com ângulo de ataque oito.	99

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

BARC - Benchmark on the Aerodynamics of a Rectangular Cylinder

CFD - Computational Fluid Dynamics

DNS – Direct Numerical Simulation

FSI – Fluid-Structure Interaction

LDV – Laser Doppler Velocimetry

LES – Large Eddy Simulation

PRESTO! - PREssure STaggering Option

RANS - Reynolds Averaged Navier-Stokes

TUI – Text User Interface

UDF – User Defined Function

URANS – Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes

VIV – Vortex Induced Vibration

LISTA DE SÍMBOLOS

a, v, d – Aceleração, velocidade e deslocamento linear

A/A_{ref} – Vibração do perfil em relação a vibração de perfil de referência

$\vec{A}_f$ - Vetor área da face de uma célula

a_{nb} - Coeficiente linearizado da equação discretizada de transporte de uma propriedade escalar ϕ_{nb} , com nb representando uma célula vizinha

a_p - Coeficiente linearizado da equação discretizada de transporte de uma propriedade escalar ϕ , com nb representando uma célula vizinha

A^T - Matriz de rotação

$c1, c2$ – Parâmetros da aresta de saída da geometria na otimização

C^*, C_θ^* - Amortecimento adimensional

C_d – Coeficiente de arrasto

C_l – Coeficiente de sustentação

D – Comprimento característico de uma geometria

δA_n - Área infinitesimal projetada na direção n, com $n=x, y$ ou z

ε - Taxa de dissipação de energia cinética turbulenta

ε_{ij} - Tensor taxa de deformação de um elemento fluido

ϕ - Propriedade qualquer transportada no escoamento

ϕ_f - Propriedade ϕ convectada na face

$\overline{\phi_f}$ - Valor médio da propriedade ϕ convectada na face f

$\overline{\phi_n}$ - Valor médio da propriedade ϕ convectada no nó n

F_{pn} - Força de pressão resultante na direção n, com $n=x, y$ ou z

F_{vn} - Força viscosa resultante na direção n, com $n=x, y$ ou z

F_x^*, F_y^* - Forças adimensionais

$\ddot{g}(t), \ddot{h}(t)$ - Posição do centroide do corpo em relação ao referencial móvel

Γ - Coeficiente de difusividade

I^* - Momento de inércia adimensional

$[I_0]$ - Matriz de transformação de coordenadas

k – Energia cinética turbulenta

K^*, K_θ^* - Rigidezes adimensionais

L – Comprimento na direção z

M – Massa dimensional

M^* - Massa adimensional

M_θ^* - Momento adimensional

m^* - Razão de massa

μ - Viscosidade dinâmica

μ_t - Viscosidade turbulenta

média- t – Média temporal

$(\nabla\phi)_{c_0}$ - Gradiente de ϕ no centro da célula a montante de uma face f

$(\nabla\phi)_f$ - Gradiente de ϕ na face f de uma célula

ω - Taxa de dissipação específica de energia cinética turbulenta

p – Pressão

p^* - Pressão adimensional

p_f - Pressão no centro da face de área A

$\vec{r}_0$ - Vetor deslocamento do centroide da célula a montante até o centro da face

$\vec{r}_1$ - Vetor deslocamento do centroide da célula a jusante até o centro da face

ρ - Massa específica

s/d – Tamanho relativo do chanfro (s) em relação à largura da seção (d)

S_ϕ - Termo fonte da propriedade transportada ϕ

Sm_i - Termo fonte de momento na direção i (x , y ou z)

Std_y – Desvio padrão dos deslocamentos na direção y

St – Número de Strouhal

t – Tempo

t^* - Tempo adimensional

τ_{ij} - Tensões aplicadas em um elemento fluido

$\theta, \dot{\theta}, \ddot{\theta}$ - Deslocamento, velocidade e aceleração angular

$\theta^*, \dot{\theta}^*, \ddot{\theta}^*$ - Deslocamento, velocidade e aceleração angular adimensional

u – Componente da velocidade na direção x
 u^* - Componente adimensional da velocidade na direção x
 U_∞ - Velocidade ao longe (escoamento não perturbado)
 $\vec{v}$ - Vetor velocidade
 $\vec{v}_f$ - Velocidade na face de uma célula
 v' – Componente flutuante da velocidade
 $\bar{v}$ - Componente médio de velocidade
 V_r - Velocidade reduzida
 v – Componente da velocidade na direção y
 v^* - Componente adimensional da velocidade na direção y
 V - Volume da célula
 w – Componente da velocidade na direção z
 w^* - Componente adimensional da velocidade na direção z
 W^n_{i0} - Matriz de pesos na direção n, n, com n=x,y ou z.
 $x'y'$ - Sistema de coordenadas fixo
 xy - Sistema de coordenadas solidário ao corpo
 x - Deslocamento linear na direção x
 $\ddot{x}^*$ - Aceleração adimensional linear na direção x
 $\dot{x}^*$ - Velocidade adimensional linear na direção x
 x^* - Deslocamento linear adimensional na direção x
 $\ddot{y}^*$ - Aceleração adimensional linear na direção y
 y - Deslocamento linear na direção y
 $\dot{y}^*$ - Velocidade adimensional linear na direção y
 y^* - Deslocamento linear adimensional na direção y
 y^+ - Distância da parede adimensional
 z – Deslocamento na direção z
 z^* - Deslocamento linear adimensional na direção x
 ζ - Razão de amortecimento

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	20
1.1	Vibrações em pré-distribuidores	22
1.2	Justificativa.....	31
1.3	Objetivos	32
1.4	Revisão Bibliográfica	32
2	FORMULAÇÃO TEÓRICA.....	38
2.1	Modelagem Computacional.....	38
2.1.1	<i>Equações de transporte na forma conservativa.....</i>	<i>41</i>
2.1.2	<i>Adimensionalização das equações de Navier-Stokes .....</i>	<i>43</i>
2.1.3	<i>Forças exercidas pelo fluido na estrutura .....</i>	<i>45</i>
2.1.4	<i>Método dos volumes finitos .....</i>	<i>46</i>
2.1.5	<i>Modelagem de turbulência .....</i>	<i>53</i>
2.1.6	<i>Equação estrutural e discretização temporal .....</i>	<i>55</i>
2.1.7	<i>Ajuste do “solver” de CFD para simulações com movimento dos corpos .....</i>	<i>59</i>
2.2	Otimização	62
2.2.1	<i>Abordagens na otimização.....</i>	<i>64</i>
2.3	Algoritmo Genético	66
3	METODOLOGIA COMPUTACIONAL	68
3.1	Parâmetros da simulação CFD.....	68

3.2	Funcionamento da UDF	69
3.3	Metodologia de otimização.....	70
3.4	Geometria.....	72
4	RESULTADOS	74
4.1	BARC 5:1 fixo	74
4.2	BARC com corpo livre para se movimentar.....	80
4.3	Travessa fixa.....	83
4.3.1	<i>Sensibilidade da malha</i>	83
4.4	Travessa com corpo livre para se movimentar	86
4.4.1	<i>Ângulo de ataque zero</i>	86
4.4.2	<i>Ângulo de ataque diferente de zero</i>	91
4.5	Otimização da travessa.....	94
4.5.1	<i>Ângulo de ataque zero</i>	95
4.5.2	<i>Ângulo de ataque diferente de zero</i>	98
5	CONCLUSÕES	102
6	REFERÊNCIAS	103
7	ANEXOS	106
7.1	UDF para resolução do problema de interação fluido-estrutura.....	106

1 INTRODUÇÃO

A importância da energia hidrelétrica é explicada por algumas características que a tornam umas das fontes de energia mais seguras, economicamente viáveis e confiáveis existentes (ITAIPU, 2015). Podemos citar que a hidreletricidade:

- 1. É uma fonte renovável de energia**

Utiliza água corrente sem reduzir sua quantidade.

- 2. Viabiliza a utilização de outras fontes renováveis**

A capacidade de formar reservatórios de acumulação permite uma resposta imediata às variações de demanda e dá suporte a outras fontes intermitentes como energia solar ou eólica.

- 3. Promove a segurança energética e a estabilidade de preços**

O recurso utilizado na produção de energia não está sujeito às flutuações do mercado (como carvão ou gás natural), e sua capacidade de produção elevada, boa relação custo benefício, eficiência, flexibilidade e confiabilidade ajudam a regular outras fontes de semelhante capacidade de produção mas mais dispendiosas, como as térmicas.

- 4. Aumenta a estabilidade e a confiabilidade do sistema elétrico**

O sistema elétrico de um país sofre variações de demanda, como em horários de pico. É necessária uma fonte de energia que responda rapidamente a essa variação. A energia gerada por hidrelétricas é a que pode ser injetada de forma mais rápida no sistema, mantendo o equilíbrio entre oferta e demanda.

Para manter um sistema tão importante quanto este funcionando, deve-se regularmente buscar a melhor eficiência das máquinas responsáveis por gerar a energia – as turbinas hidráulicas.

Cerca de um terço do total da energia produzida nas hidrelétricas está em usinas com mais de 20 anos de operação comercial (VENTURATTO JUNIOR, 2012). Assim, desgastes devidos aos esforços decorrentes de forças hidrodinâmicas são esperados em componentes como pás de rotores, palhetas diretrizes e

travessas de pré-distribuidores - estes últimos componentes são objeto de estudo deste trabalho.

Além da necessidade de recuperar perfis de peças que já existem em máquinas operantes, faz-se necessário projetar de forma adequada os perfis dos componentes das novas turbinas que serão instaladas nos próximos anos. Em países como o Brasil, o potencial para construir novos empreendimentos hidrelétricos ainda é extremamente grande, com apenas 30% do potencial existente efetivamente instalado (EPE, 2007). Dessa forma, desenvolver ferramentas que possam melhorar a eficiência dessas máquinas representa um enorme ganho financeiro que fomenta o desenvolvimento econômico.

Esse trabalho buscou desenvolver uma dessas ferramentas, que nesse caso auxilia na avaliação, por meio de simulações numéricas, do formato mais adequado das travessas de pré-distribuidores das turbinas utilizadas nas usinas hidrelétricas (ver Figura 1). Nas próximas seções serão discutidos o problema das vibrações nesses componentes, a justificativa e os objetivos do trabalho (seções 1.1, 1.2 e 1.3). Em seguida será feita uma revisão bibliográfica (seção 1.4), expondo o que tem sido feito a respeito do assunto. Depois disso uma formulação teórica será apresentada, explicando as bases de todas as técnicas aqui empregadas (capítulo 2). A metodologia utilizada será detalhada no capítulo 3 e os resultados obtidos (capítulo 4) serão seguidos da conclusão, no capítulo 5.

1.1 Vibrações em pré-distribuidores

O presente trabalho busca realizar uma série de simulações em um dos componentes de uma turbina hidráulica: o pré-distribuidor. Na Figura 1, pode-se ver um exemplo. Em destaque, a travessa do pré-distribuidor.

Figura 1: Pré-distribuidor de Belo Monte. Disponível em: <http://norteennergiasa.com.br/site/>. Acesso em: 10 jun. 2014.

Suas principais funções são essencialmente estruturais, tais quais:

1. Evitar que a caixa espiral se “abra” devido à pressão da água;
2. Transmitir esforços da turbina para fundações de concreto (pois o pré-distribuidor está fixo à caixa espiral, que, por sua vez, está apoiada sobre a fundação de concreto da usina);

Pode-se citar também a função de pré-direcionamento de fluxo para componentes como distribuidor e rotor.

Dependendo das condições de operação e formato do perfil, ocorrem vibrações nas travessas. A razão de ordem hidrodinâmica para isso é principalmente a formação de vórtices de Von Kármán (D'AGOSTINI NETO, 2007) que ocorre, basicamente, por conta do descolamento da camada limite na superfície das travessas próximo ao bordo de fuga. Nesse caso, tanto o desgaste da peça com o tempo (a remoção de material altera as características geométricas originais) quanto um projeto inadequado do perfil podem ser as causas da emissão de vórtices e que levam a efeitos como as trincas mostradas na Figura 2.

Esse tipo de problema foi também constatado na UHE Capivara, onde um trabalho empírico de modificação do perfil hidráulico (KURIHARA ET AL., 2007), com medições em campo para avaliação dos resultados foi realizado. Procedimento semelhante foi adotado na Usina de Ilha Solteira, onde a adoção de um perfil modificado para as travessas eliminou as ressonâncias a que a peça estava submetida para níveis usuais de abertura do distribuidor. Como será visto a seguir, essas soluções empíricas consistem basicamente em afinar a aresta de saída com a execução de um chanfro por esmerilhamento, removendo material.

Em comparação aos métodos empíricos aplicados aos problemas de desgaste nos pré-distribuidores das Usinas de Capivara e Ilha Solteira, a simulação computacional mostra-se igualmente relevante na consideração dos efeitos da interação fluido-estrutura e dos esforços gerados pela presença do escoamento nos corpos imersos em água.

Para ter uma visão geral de como se lida na prática com os problemas supracitados, os seguintes ensaios experimentais são apresentados e também foram citados por Venturatto Junior (2012). Na UHE Capivara, devido ao histórico de trincas nas travessas presentes desde o início de sua operação comercial na década de 1970, foram realizadas várias intervenções no perfil do bordo de fuga das peças com o intuito de corrigir o problema, conforme Figura 3 e Figura 4.

Figura 2: Trincas detectadas em 9 travessas da UG 19 da UHE Ilha Solteira (6 seccionadas). Fonte: CESP.

Perfil das Travessas 16-23

Figura 3: Primeira modificação no perfil do bordo de fuga das travessas (stay vanes) da UHE Capivara. Adaptado de Kurihara et al. (2007).

Figura 4: Segunda modificação no perfil do bordo de fuga das travessas (stay vanes) da UHE Capivara, com redução para 8mm da espessura da aresta de saída.

Adaptado de Kurihara et al. (2007).

A modificação final que efetivamente resolveu o problema foi realizada com intervenções desde o centro das travessas até o bordo de fuga. Os sinais medidos por extensômetros mostraram que havia uma ressonância em aproximadamente 95 Hz na travessa 17, que foi eliminada com a última modificação do perfil. Essa modificação afinou ainda mais a espessura do bordo de fuga, elevando a frequência de emissão de vórtices para uma frequência acima da 1ª frequência natural de torção (Figura 5).

Figura 5: Comparação dos sinais medidos antes e após a última intervenção. Fonte: Kurihara et al.(2007).

Em procedimento experimental similar realizado na Usina de Ilha Solteira-SP, também se estudou como diferentes geometrias da travessa influenciavam nas

vibrações dos pré-distribuidores da Unidade Geradora 19. A Figura 2 mostra a presença de trincas verificadas durante parada para manutenção.

A Figura 6 mostra propostas de modificação do perfil que foram feitas com o intuito de comparar, por meio de análise experimental, qual seria o formato mais adequado do perfil que reduzisse o problema do surgimento das trincas. Na Figura 7, vê-se a distribuição das travessas no pré-distribuidor da UG 19 e indicação de cada perfil adotado durante a realização dos ensaios.

Figura 6: Propostas de modificação do perfil das travessas da UG 19 e a comparação com o perfil original. Fonte:CESP.

Figura 7: Distribuição dos perfis na UG 19 . Fonte:CESP.

A Figura 8 mostra o procedimento de análise modal experimental em ar e a Tabela 1 os valores obtidos para cada travessa.

Figura 8: Análise modal experimental em ar das travessas da UG 19. Fonte:CESP.

Tabela 1: Resultados obtidos para os 4 primeiros modos de vibrar (em ar) Fonte: CESP.

Pá No.:	Fn1	Fn2	Fn3	Fn4
	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]
1	93,7	207,0	252,9	436,5
2	93,8	206,1	252,9	433,6
3	86,9	203,1	232,2	417,0
4	92,8	215,8	252,0	449,0
5	93,8	206,1	252,9	434,6
6	93,8	206,1	252,9	433,6
7	92,8	206,1	252,0	434,6
8	92,8	206,1	253,9	433,6
9	94,7	206,1	253,9	434,6
10	94,7	208,0	253,9	438,5
11	90,8	204,1	250,0	431,6
12	93,8	207,0	252,0	434,6
13	87,9	203,1	233,4	418,0
14	92,8	214,8	252,0	448,2
15	94,7	207,0	254,9	434,6
16	95,7	207,0	255,9	437,5
17	92,8	205,1	252,0	433,6
18	94,7	206,1	253,9	434,6
19	92,8	205,8	252,9	432,6
20	94,7	206,1	253,9	436,5
21	88,9	202,1	234,4	415,0
22	92,8	238,3	249,0	489,5
23	90,8	237,3	246,1	485,4
24	100,6	275,4	304,7	662,7

Posteriormente, foram colados extensômetros nas travessas com o intuito de medir deformações decorrentes de diferentes aberturas do distribuidor (diferentes aberturas estão associadas a uma dada vazão, que, por sua vez, corresponde a uma determinada potência gerada), conforme mostrado na Figura 9. O desprendimento de vórtices está intimamente relacionado à vazão (que por sua vez se relaciona com a velocidade).

Figura 9: Extensômetros fixados na travessa. Fonte:CESP.

Os resultados obtidos para as travessas 12, 13 e 14 (perfis original, parcialmente e totalmente modificados, respectivamente) estão mostrados na Figura 10.

Figura 10: Resultados obtidos a partir dos extensômetros. Fonte:CESP.

Como se pode observar dos resultados medidos, duas importantes conclusões são:

1. Em condições de abertura do distribuidor próximas a 80% (potência ativa entre 177 e 180 MW) há ressonâncias significativas nas pás originais do pré-distribuidor.
2. A alteração do perfil hidráulico elimina as ressonâncias, mesmo considerando o perfil parcialmente modificado.

Mais detalhes desse caso serão explorados nas seções posteriores, visto que a análise de CFD bem como a otimização realizada neste trabalho são feitas a partir do perfil original da Figura 6.

1.2 Justificativa

Conforme exposto nas seções anteriores, existe uma grande necessidade de otimizar formatos geométricos de perfis de peças de turbinas hidráulicas sujeitas a esforços hidrodinâmicos. Atualmente, os métodos empregados buscam modificar os perfis baseando-se em experiências empíricas como as supracitadas (afinando arestas de saída, arredondando perfis hidráulicos) e as tensões e/ou deslocamentos são medidas em campo para posteriormente se avaliar se estão em níveis aceitáveis ou não.

Uma análise cada vez mais baseada em simulações é justificável por vários aspectos:

- A capacidade dos computadores tem aumentado significativamente permitindo que simulações que empregam malhas refinadas possam ser executadas em menos tempo;
- A possibilidade de realizar uma simulação pode diminuir a dependência dos ensaios em campo, que demandam uma grande mobilização de equipamentos e pessoas. Embora não seja prudente dispensar

completamente a abordagem empírica na maioria dos casos, a simulação computacional pode servir como um filtro para possíveis modificações a serem feitas em campo, reduzindo o conjunto de possibilidades;

- O processo de otimização computacional pode fornecer uma determinada geometria de perfil com as respectivas características estruturais requeridas por meio de um processo racional comandado por um algoritmo. Esse procedimento torna a concepção de uma nova geometria menos dependente de ajustes feitos em campo baseados em experiências prévias.

1.3 Objetivos

Tem-se como objetivo otimizar a geometria do perfil de uma travessa de pré-distribuidor de turbina Francis de modo a minimizar as vibrações devidas à interação com o escoamento, empregando ferramentas computacionais. A ideia principal consiste em parametrizar a geometria do perfil de modo a executar chanfros nos lados de pressão e/ou sucção para reduzir tais vibrações obtidas de uma análise CFD em conjunto com a resolução de equações que governam a vibração da estrutura.

1.4 Revisão Bibliográfica

Existem algumas referências na literatura que tratam do fenômeno de vibração induzida por vórtices atuantes em estruturas tais quais as travessas de pré-distribuidores. A geometria mais parecida com a da travessa e com amplos resultados divulgados na literatura é o cilindro retangular de razão de aspecto 5:1, divulgados em Bruno, Salvetti e Ricciardelli (2014) e conhecido como BARC 5:1 (*Benchmark on the Aerodynamics of a Rectangular 5:1 Cylinder*). Apesar de focado em resultados aerodinâmicos numéricos e experimentais, será mostrado na

seção 4 que muitos aspectos da metodologia aqui aplicada podem ser validados com os resultados do BARC. Antes de analisar esses trabalhos, vale levar em conta os resultados para cilindros, mais conhecidos e amplamente investigados há mais tempo quando se comparados às travessas. O trabalho de Bearman (1984) faz uma revisão dos principais aspectos associados às vibrações causadas pelas esteiras de vórtices em corpos rombudos, tanto no que se refere à estrutura fixa quanto principalmente à oscilante. As equações de movimento para um cilindro montado em base elástica são apresentadas e alguns resultados considerando escoamentos turbulentos são revisitados e analisados, explorando por exemplo a ordem de grandeza das vibrações para diferentes velocidades reduzidas. Outros aspectos tais quais a influência do movimento do corpo na esteira de vórtices bem como a previsão das oscilações induzidas por vórtices são explorados. Williamson e Govardhan (2004) de forma semelhante, apresentam os principais avanços obtidos no campo de estudo de VIV. Atenção especial é dada à dinâmica de vórtices, à transferência de energia que dá origem aos modos de vibração, à importância da massa e do amortecimento, ao conceito de massa crítica, a relação entre força e viscosidade, entre outros pontos. Novos modos de emissão de vórtices são apresentados e alguns pontos como a relação entre vibrações forçadas e livres são apresentados. Seguindo a mesma ideia dos dois trabalhos anteriores, Sarpkaya (2004) apresenta em uma abordagem abrangente os principais aspectos relativos ao VIV para cilindros. Estudos como esses são a base para entender como se dá o processo de formação de vórtices e como esse processo se relaciona com as forças aplicadas ao corpo.

No que concerne especificamente a hidrofólios e à interação fluido-estrutura, podemos citar alguns trabalhos que exploram aspectos similares os desse. Munch et al. (2010), trata da linearização da carga hidrodinâmica em tais estruturas com o intuito de contornar o problema de simulações acopladas (“*solver*” de CFD e estrutural trabalhando em conjunto) serem muito custosas computacionalmente. Para isso, modelaram-se essas cargas como uma combinação de efeitos inerciais, de amortecimento e de rigidez. Bons resultados foram obtidos quando se comparou esse método a resultados experimentais e a simulações acopladas propriamente ditas.

Ausoni et al. (2007) apresenta em seu trabalho uma metodologia de CFD para identificar as frequências dos vórtices de Von Kármán em uma simulação transiente 2D. O método foi validado com dados experimentais obtidos através de ensaio de modelo. São explorados os aspectos mais importantes de uma simulação CFD, como a escolha do modelo de turbulência (nesse caso $k-\omega$ SST), a discretização da malha na região da aresta de saída e a escolha do passo de tempo.

No que diz respeito ao formato das arestas de saída de travessas (que podem ser vistos como hidrófilos), há algumas referências a considerar em virtude de ser um tema central para essa dissertação.

Döerfler; Sick e Coutu (2013) traz um guia para projeto de componentes e solução de problemas em turbinas hidráulicas relacionados à diferentes fenômenos. No que se refere a travessas, são apresentadas comparações entre diferentes perfis de aresta de saída e as respectivas amplitudes de vibrações associadas, como se pode ver na Figura 11. Os resultados de vibração são relativos ao chamado “*blunt trailing edge*”, ou perfil retangular truncado, representados no eixo vertical. No eixo horizontal, tem-se o tamanho relativo do chanfro em relação à largura da seção, positivo para seções à direita do zero (protrusão positiva) e negativo para seções à esquerda do zero (protrusão negativa).

Figura 11: Diferentes formatos de aresta de saída e deslocamentos associados. Extraído de Döerfler; Sick e Coutu (2013).

Conclui-se que arestas com ângulos de saída mais agudos, com s/d entre 1 e 2.5 são os mais adequados para turbinas hidráulicas. A otimização apresentada na seção de resultados buscou focar nesse tipo de geometria, mas a parametrização pode incluir também outros formatos como arestas arredondadas ou protruções negativas.

O artigo de Yao et al. (2014) mostra um trabalho experimental para dois tipos diferentes de arestas de saída. Na chamada aresta de saída Donaldson, executada em um perfil NACA 0009, houve um significativo aumento no amortecimento hidrodinâmico em relação ao perfil truncado (ver Figura 12 e Figura 13), especialmente para o primeiro modo torsional.

Figura 12: Vórtices observados em um perfil NACA0009 para uma aresta de saída truncada (“*blunt trailing edge*”). Disponível em: <http://lmh.epfl.ch/> Acesso em: mar. 2015.

Zobeiri et al. (2009), também compara o perfil oblíquo (com aresta de saída com o corte de Donaldson) e o perfil truncado (com aresta de saída truncada, “*blunt trailing edge*”), para mais uma vez mostrar que no primeiro caso há uma significativa redução da vibração induzida por vórtices. O experimento foi conduzido utilizando velocimetria por efeito doppler de laser (LDV) para um perfil NACA 0009, com Reynolds entre $5,0 \times 10^{-5}$ e $3,0 \times 10^{-6}$ para a corda como comprimento de referência e ângulo de ataque 0° .

Figura 13: Aresta de saída truncada e oblíqua. Há significativa redução na vibração induzida por vórtices para o perfil oblíquo. Extraído de: Zobeiri et al. (2009).

No trabalho de D'Agostini Neto (2007), exploram-se as vibrações em travessas de pré-distribuidores devido à formação dos vórtices de Von Kármán. Uma análise CFD bidimensional utilizando o modelo de turbulência k- ω SST foi realizada para investigar de que forma o perfil do bordo de fuga interfere nas vibrações, em treze diferentes geometrias. Foram realizadas simulações tanto para a estrutura estática quando para a estrutura montada em base elástica. Nesse último caso, para considerar o efeito do movimento da estrutura, utilizou-se a abordagem de malha dinâmica.

Uma série de resultados importantes é inferida das simulações. Quando se reduz a espessura do bordo de fuga observa-se um aumento na frequência de emissão de vórtices e uma consequente redução do coeficiente de sustentação. Ao se executar chanfros em alguns perfis, não se observa a formação de uma esteira de vórtices. Isso se deve ao fato de ser necessário uma interação das duas camadas cisalhantes para que a vorticidade seja advectada à jusante do bordo de fuga. A distância imposta entre as camadas cisalhantes em decorrência do descolamento do escoamento no lado de sucção da travessa, que ocorre no ponto onde o chanfro se inicia, cria uma barreira para a progressão da esteira de vórtices.

Em sua tese de mestrado, Gissoni (2005) também discute o surgimento de vibrações em pré-distribuidores decorrente da geração de vórtices. Uma das hipóteses que levanta é que isso é agravado pelo crescente aumento no tamanho e potência unitária das máquinas, o que barateia o custo do megawatt produzido, mas leva a problemas dinâmicos até então inesperados, como o supracitado. Começando com um histórico das trincas em travessas de pré-distribuidores, o autor busca esclarecer os fenômenos que causam essas vibrações através dos enfoques experimental, analítico e numérico. Dentre as conclusões apresentadas, destacam-se as seguintes: as forças induzidas pelos vórtices fora das frequências de

ressonância não são suficientes para causar danos às travessas (o que demonstra a importância de projetar as travessas para terem frequências naturais adequadas), sendo apenas os dois primeiros modos (1º de flexão e 1º de torção) críticos nesse sentido – resultado amparado por dados experimentais e cálculo analítico. Além disso, concluiu-se que um projeto seguro das travessas deve conter arestas de saída finas, da ordem de 3 mm.

No caso do emprego de técnicas de otimização de hidrofólios associadas a restrições relacionadas às características dinâmicas do escoamento ou estruturais, pode-se destacar o trabalho de Ching; Jia e Sheng (2006). Nele, busca-se criar uma ferramenta de design dos hidrofólios através da definição de B-Splines (curvas matemáticas definidas por um ou mais pontos de controle). As variáveis de projeto são o ângulo de ataque do escoamento e os parâmetros da geometria. A função objetivo consiste em atender os parâmetros de sustentação minimizando o arrasto. O trabalho termina por apresentar alguns projetos viáveis e mostra que a otimização pode ajudar a selecionar os melhores perfis de acordo com os critérios do projetista.

2 FORMULAÇÃO TEÓRICA

O objetivo desta seção é apresentar alguns dos conceitos utilizados neste trabalho para servir como um guia para o seu entendimento. Os itens abordados envolvem CFD, interação fluido estrutura e otimização, tais quais: equações de transporte na forma conservativa, a ser explorado na seção 2.1.1, adimensionalização das equações de Navier-Stokes (seção 2.1.2), forças exercidas pelo fluido na estrutura (seção 2.1.3), método dos volumes finitos (seção 2.1.4), equação estrutural e sua discretização temporal (seção 2.1.6), ajuste do “*solver*” de CFD para simulações com movimento dos corpos (seção 2.1.7), e, por fim, a otimização aplicada a sistemas mecânicos (seção 2.2).

2.1 Modelagem Computacional

Dada a complexidade dos sistemas mecânicos construídos atualmente, torna-se praticamente inviável a solução analítica dos problemas de escoamentos complexos e sua interação com certas estruturas (em muitos casos nem há uma formulação analítica disponível).

No caso específico de turbinas hidráulicas, para se analisar a sensibilidade do sistema em relação à mudança de um parâmetro da geometria do pré-distribuidor utilizando simulação computacional, basta configurar seus parâmetros convenientemente. Construir modelos reais para observar o comportamento da estrutura em ensaios práticos exige maior mobilização, o que os torna viáveis quando realizados apenas algumas vezes.

Nesse contexto, apresentaremos nas próximas seções as equações base para modelar a interação fluido-estrutura do problema em estudo. Do lado da estrutura, foi proposta uma discretização temporal das equações que regem a vibração de um corpo em um sistema massa-mola-amortecedor. Esse sistema recebe forças providas do escoamento e as variáveis relativas ao movimento do corpo alimentam novamente o conjunto de equações do fluido. No lado do fluido, as equações de conservação de quantidade de movimento são resolvidas

numericamente dentro de um certo domínio discretizado com uma malha. A partir daí os campos de velocidades e pressões são obtidos dando origem à força que atua na estrutura.

Foram realizadas simulações tanto com o corpo estático quanto em movimento (foi testado o caso de um corpo prismático e posteriormente o da travessa). Para os casos em que houve movimento do corpo, foi utilizada uma formulação que emprega um sistema de coordenadas solidário à estrutura (ver Figura 14). Com isso, evita-se a necessidade de lidar com deformação de malha, que é um procedimento caro do ponto de vista computacional, mas se faz necessário incluir termos fontes nas equações de quantidade de movimento devido ao fato deste sistema de coordenadas não ser inercial - o corpo sofre acelerações ao longo da simulação - bem como corrigir as condições de contorno.

Assim, o “*solver*” de CFD utiliza as informações de acelerações ($a, \ddot{\theta}$), velocidades ($v, \dot{\theta}$) e deslocamentos (d, θ) aos quais o corpo está submetido para atualizar a cada passo de tempo as equações de Navier-Stokes, as condições de contorno de entrada e saída bem como avaliar a amplitude das vibrações. Para mais detalhes sobre as equações que sustentam essas correções, consulte a seção 2.1.7. Informações adicionais sobre o funcionamento do código que executa essas correções estão na seção 3.2. No diagrama da Figura 15, pode-se observar a relação entre o “*solver*” do fluido (nesse trabalho foi empregado o software comercial Ansys Fluent) e as equações estruturais.

Figura 14: Representação de uma sistema de coordenadas solidário à um corpo.
Extraído de Li; Sherwin e Bearman (2002).

Figura 15: Esquema de funcionamento do acoplamento do “solver” de CFD (Fluent) e das equações estruturais.

2.1.1 Equações de transporte na forma conservativa

Sabendo que o fluido escoa ao redor da travessa, a dinâmica dos fluidos deve ser considerada na análise de interação fluido estrutura. É a partir dessa análise que as forças são obtidas. Os principais aspectos que regem o movimento dos fluidos são a conservação de massa, a conservação de quantidade de movimento linear e a conservação de energia. No contexto desse trabalho, o escoamento tem como características ser incompressível com propriedades físicas constantes, o que torna desnecessário resolver a equação da energia no problema de CFD. Destacam-se, então, as equações da continuidade e as equações de conservação de quantidade de movimento, que são utilizadas pelos “solvers” de CFD na resolução dos escoamentos dos problemas de engenharia. O conjunto das equações de conservação de massa e de quantidade de movimento é comumente chamado de equações de Navier-Stokes.

Essas equações serão apresentadas na forma conservativa, adequada aos códigos de CFD que utilizam o método dos volumes finitos (MVF). Também é possível encontrar na literatura a forma não conservativa. Para maiores detalhes, ver Anderson (1995), onde se encontram derivações e explicações conceituais das duas formas.

A equação geral de transporte de uma propriedade ϕ é dada por:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\phi\vec{V}) = \nabla \cdot (\Gamma\nabla\phi) + S_\phi \quad (2.1)$$

Sendo:

ϕ a propriedade transportada;

Γ o coeficiente de difusividade;

$\nabla \equiv \vec{i} \frac{\partial}{\partial x} + \vec{j} \frac{\partial}{\partial y} + \vec{k} \frac{\partial}{\partial z}$ o operador gradiente;

$\vec{V}$ o vetor velocidade;

ρ a massa específica do fluido;

S_ϕ o termo fonte da propriedade transportada

No caso da equação de conservação de massa (continuidade), $\phi=1$. Assim, (2.1) se torna (2.2), assumindo que não há fonte de massa no interior do volume de controle.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \vec{v} = 0 \quad (2.2)$$

No caso de escoamento incompressível, a massa específica é constante. Dessa forma, temos:

$$\nabla \cdot \vec{v} = 0 \quad (2.3)$$

Por sua vez, a conservação da quantidade de movimento é definida para $\phi = \vec{v}$ e, portanto, temos:

$$\frac{\partial(\rho \vec{v})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\mu \nabla \vec{v}) + \vec{S}_M \quad (2.4)$$

Assumindo escoamento incompressível e propriedades físicas constantes (distribuição uniforme de μ), obtemos cada uma das equações para as direções x , y e z :

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) + S_{m_x} \quad (2.5)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + S_{m_y} \quad (2.6)$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + S_{m_z} \quad (2.7)$$

Onde:

u , v e w são as componentes da velocidade das direções $\vec{i}$, $\vec{j}$ e $\vec{k}$ dos eixos coordenados;

p é a pressão;

μ a viscosidade dinâmica.

Sm_i é um termo fonte de momento na direção i . Neste trabalho, este termo está ligado a uma força de inércia originada de um referencial não inercial preso aos corpos em movimento.

O termo de força de campo geralmente representado pela força peso não está sendo considerado nesse trabalho e, portanto, foi omitido das equações (2.5) a (2.7). Essas equações são a expressão da segunda lei de Newton para o volume de controle, no qual é feito o equilíbrio de forças para cada um dos eixos coordenados.

2.1.2 Adimensionalização das equações de Navier-Stokes

A forma adimensional das equações de Navier-Stokes pode ser obtida tomando as seguintes adimensionalizações das variáveis do escoamento:

$$\begin{aligned} u^* &= \frac{u}{U_\infty}, v^* = \frac{v}{U_\infty}, w^* = \frac{w}{U_\infty}, p^* = \frac{p}{\rho U_\infty^2} \\ x^* &= \frac{x}{D}, y^* = \frac{y}{D}, z^* = \frac{z}{D}, t^* = t \frac{U_\infty}{D} \end{aligned} \quad (2.8)$$

Onde u , v , w e p estão definidos acima e:

U_∞ é a velocidade ao longe (escoamento não perturbado);

D é um comprimento característico. Largura da geometria da travessa ou corpo retangular 5:1.

O ajuste das derivadas para as novas variáveis adimensionais pode ser expresso abaixo:

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial U_{\infty} u^*}{\partial x^*} \frac{\partial x^*}{\partial x} = \frac{U_{\infty}}{D} \frac{\partial u^*}{\partial x^*}$$

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \frac{U_{\infty}}{D} \frac{\partial}{\partial x^*} \left(\frac{\partial u^*}{\partial x^*} \right) \frac{\partial x^*}{\partial x} = \frac{U_{\infty}}{D^2} \frac{\partial^2 u^*}{\partial x^{*2}}$$

Com todos os outros termos da equação podendo ser expressos de modo similar. Reescrevendo as equações (2.3) a (2.7) utilizando as variáveis definidas em (2.8), vem:

$$\text{div} \vec{V}^* = \frac{\partial u^*}{\partial x^*} + \frac{\partial v^*}{\partial y^*} + \frac{\partial w^*}{\partial z^*} = 0 \quad (2.9)$$

$$\left[\frac{\rho U_{\infty}}{D/U_{\infty}} \right] \frac{\partial u^*}{\partial t^*} + \left[\frac{\rho U_{\infty}^2}{D} \right] \left(u^* \frac{\partial u^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial u^*}{\partial y^*} + w^* \frac{\partial u^*}{\partial z^*} \right) = \left[\frac{\rho U_{\infty}^2}{D} \right] \left(\frac{\partial u^*}{\partial t^*} + u^* \frac{\partial u^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial u^*}{\partial y^*} + w^* \frac{\partial u^*}{\partial z^*} \right) =$$

$$- \left(\frac{\rho U_{\infty}^2}{D} \right) \frac{\partial p^*}{\partial x^*} + \left(\frac{\mu U_{\infty}}{D^2} \right) \left(\frac{\partial^2 u^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^{*2}} + \frac{\partial^2 u^*}{\partial z^{*2}} \right) \quad (2.10)$$

$$\left[\frac{\rho U_{\infty}}{D/U_{\infty}} \right] \frac{\partial v^*}{\partial t^*} + \left[\frac{\rho U_{\infty}^2}{D} \right] \left(u^* \frac{\partial v^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial v^*}{\partial y^*} + w^* \frac{\partial v^*}{\partial z^*} \right) = \left[\frac{\rho U_{\infty}^2}{D} \right] \left(\frac{\partial v^*}{\partial t^*} + u^* \frac{\partial v^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial v^*}{\partial y^*} + w^* \frac{\partial v^*}{\partial z^*} \right) =$$

$$- \left(\frac{\rho U_{\infty}^2}{D} \right) \frac{\partial p^*}{\partial y^*} + \left(\frac{\mu U_{\infty}}{D^2} \right) \left(\frac{\partial^2 v^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 v^*}{\partial y^{*2}} + \frac{\partial^2 v^*}{\partial z^{*2}} \right) \quad (2.11)$$

$$\left[\frac{\rho U_{\infty}}{D/U_{\infty}} \right] \frac{\partial w^*}{\partial t^*} + \left[\frac{\rho U_{\infty}^2}{D} \right] \left(u^* \frac{\partial w^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial w^*}{\partial y^*} + w^* \frac{\partial w^*}{\partial z^*} \right) = \left[\frac{\rho U_{\infty}^2}{D} \right] \left(\frac{\partial w^*}{\partial t^*} + u^* \frac{\partial w^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial w^*}{\partial y^*} + w^* \frac{\partial w^*}{\partial z^*} \right) =$$

$$- \left(\frac{\rho U_{\infty}^2}{D} \right) \frac{\partial p^*}{\partial z^*} + \left(\frac{\mu U_{\infty}}{D^2} \right) \left(\frac{\partial^2 w^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 w^*}{\partial y^{*2}} + \frac{\partial^2 w^*}{\partial z^{*2}} \right) \quad (2.12)$$

Finalmente, dividindo-se todos os termos por $\frac{\rho U_{\infty}^2}{D}$, temos:

$$\frac{\partial u^*}{\partial t^*} + u^* \frac{\partial u^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial u^*}{\partial y^*} + w^* \frac{\partial u^*}{\partial z^*} = -\frac{\partial p^*}{\partial x^*} + \left(\frac{\mu}{\rho U_\infty D} \right) \left(\frac{\partial^2 u^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^{*2}} + \frac{\partial^2 u^*}{\partial z^{*2}} \right) \quad (2.13)$$

$$\frac{\partial v^*}{\partial t^*} + u^* \frac{\partial v^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial v^*}{\partial y^*} + w^* \frac{\partial v^*}{\partial z^*} = -\frac{\partial p^*}{\partial y^*} + \left(\frac{\mu}{\rho U_\infty D} \right) \left(\frac{\partial^2 v^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 v^*}{\partial y^{*2}} + \frac{\partial^2 v^*}{\partial z^{*2}} \right) \quad (2.14)$$

$$\frac{\partial w^*}{\partial t^*} + u^* \frac{\partial w^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial w^*}{\partial y^*} + w^* \frac{\partial w^*}{\partial z^*} = -\frac{\partial p^*}{\partial z^*} + \left(\frac{\mu}{\rho U_\infty D} \right) \left(\frac{\partial^2 w^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 w^*}{\partial y^{*2}} + \frac{\partial^2 w^*}{\partial z^{*2}} \right) \quad (2.15)$$

Destaca-se das equações (2.13) a (2.15):

$$\left(\frac{\mu}{\rho U_\infty D} \right) - \text{Inverso do número de Reynolds.}$$

Como os escoamentos que estamos analisando são incompressíveis, newtonianos, sem superfície livre e não estamos considerando o fenômeno de cavitação, o único adimensional dinamicamente relevante na questão do escoamento ao redor dos corpos que estamos avaliando é o número de Reynolds.

2.1.3 Forças exercidas pelo fluido na estrutura

As equações de Navier-Stokes, conforme já citado acima, são a expressão da segunda lei de Newton para um volume de controle. Os tipos de forças que são passadas do escoamento para as estruturas analisadas podem ser de pressão ou viscosas.

Para a força de pressão, assumimos que:

$$F_{pn} = p \delta A_n \quad (2.16)$$

onde δA_n é área de um determinado elemento fluido projetada em qualquer uma das direções x, y ou z e F_{pn} a força de pressão resultante nessa direção.

Para as forças viscosas, temos que as tensões viscosas se relacionam com as taxas de deformação em um elemento fluido de acordo com a expressão da equação (2.17). Para mais informações, ver (Schlichting,1979).

$$\tau_{ij} = \mu \varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.17)$$

Assim, concluímos que a força do fluido na estrutura em cada um dos eixos coordenados é:

$$\begin{aligned} F_x &= F_{px} + F_{vx} = p \delta A_x + \mu \left(2 \frac{\partial u}{\partial x} \delta A_x + \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \delta A_y + \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \delta A_z \right) \\ F_y &= F_{py} + F_{vy} = p \delta A_y + \mu \left(2 \frac{\partial v}{\partial y} \delta A_y + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \delta A_x + \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \delta A_z \right) \\ F_z &= F_{pz} + F_{vz} = p \delta A_z + \mu \left(2 \frac{\partial w}{\partial z} \delta A_z + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \delta A_x + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \delta A_y \right) \end{aligned} \quad (2.18)$$

2.1.4 Método dos volumes finitos

Apresentadas as equações que governam o escoamento, passamos a explorar agora as formas de discretizar essas equações em um determinado domínio computacional. Ou seja, transformar as equações diferenciais em um conjunto de equações aproximadas algébricas para cada uma das variáveis do escoamento para um certo número de pontos discretos no espaço e no tempo. Três das mais importantes maneiras de se fazer isso são utilizar diferenças finitas, elementos finitos ou volumes finitos. Apenas o último será explorado nesta seção, pois é o método empregado neste trabalho. As simulações CFD empregaram o software comercial ANSYS Fluent.

O ponto de partida desse método consiste em integrar a equação de transporte, (2.1) sobre o volume de controle:

$$\int_{VC} \frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} dV + \int_{VC} \nabla \cdot (\rho\phi \vec{v}) dV = \int_{VC} \nabla \cdot (\Gamma_\phi \nabla \phi) dV + \int_{VC} S_\phi dV \quad (2.19)$$

Utilizando o teorema do divergente, obtemos:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\int_{VC} \rho\phi dV \right) + \int_A \rho\phi \vec{v} \cdot d\vec{A} = \int_A \Gamma_\phi \nabla \phi \cdot d\vec{A} + \int_{CV} S_\phi dV \quad (2.20)$$

Considerando que a propriedade ϕ e o termo fonte S_ϕ tenham valores uniformes no volume de controle e aplicando sobre cada célula da malha a equação (2.20), obtemos o sistema procurado - que após a discretização das derivadas se tornará algébrico:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} V + \sum_f^{N_{faces}} (\rho_f \vec{v}_f \phi_f) \cdot \vec{A}_f = \sum_f^{N_{faces}} \Gamma_\phi (\nabla \phi)_f \cdot \vec{A}_f + S_\phi V \quad (2.21)$$

Onde:

N_{faces} : Número de faces da célula;

ϕ_f valor de ϕ convectado através da face f ;

$\rho_f \vec{v}_f \cdot \vec{A}_f$ fluxo de massa na face;

$\vec{A}_f$ vetor área da face;

$(\nabla \phi)_f$ gradiente de ϕ na face f ;

V volume da célula.

Na Figura 16 mostra-se um exemplo de um volume de controle considerado na aplicação das equações acima:

Figura 16: Exemplo de volume de controle considerado. Extraído de Fluent 15.0 User's Guide (2014).

Feita a integração parte-se para linearizar (se necessário) e resolver o sistema de equações algébricas através de um método numérico.

Como os valores de ϕ são armazenados por padrão no centro das células (c_0 e c_1 na Figura 16), é preciso primeiramente interpolar os valores desta variável nas faces com o intuito de alimentar a equação (2.21). Vários esquemas de interpolação espacial estão disponíveis, dentre eles: “*upwind*” de primeira e segunda ordem, lei de potência e QUICK. Todos estão baseados no fato de que os fluxos convectivos são obtidos a partir da célula à montante em relação à direção do escoamento. Os termos difusivos usam diferenças centradas e tem precisão de segunda ordem.

O esquema adotado nesse trabalho é o “*upwind*” de segunda ordem, que usa uma expansão em série de Taylor em relação ao centro da célula:

$$\phi_f = \phi + \nabla \phi \cdot \vec{r} \quad (2.22)$$

ϕ e $\nabla \phi$ são, respectivamente, os valores da propriedade transportada no centro da célula e o seu gradiente na célula a montante, e $\vec{r}$ o vetor deslocamento do centroide da célula a montante até o centro da face.

Essa formulação exige a definição do gradiente de ϕ no centroide da célula. Uma forma de obtê-lo baseia-se no Teorema Green-Gauss, que pode ser expresso conforme abaixo:

$$(\nabla \phi)_{c_0} = \frac{1}{V} \sum_f \bar{\phi}_f \vec{A}_f \quad (2.23)$$

Onde $\bar{\phi}_f$ é o valor de ϕ computado no centroide da face. Os métodos disponíveis no Fluent variam de acordo com a maneira como se obtém $\bar{\phi}_f$. Tais métodos são:

- Green-Gauss baseado na célula: o valor de $\bar{\phi}_f$ é dado pela média aritmética dos valores nos centros das células adjacentes, ou seja $\bar{\phi}_f = \frac{\phi_{c_0} + \phi_{c_1}}{2}$. Aqui c_0 e c_1 são as células adjacentes à face, conforme definido na Figura 16.
- Green-Gauss baseado nos nós: o valor de $\bar{\phi}_f$ vem da média aritmética dos valores de $\bar{\phi}_n$ nos nós, ou seja $\bar{\phi}_f = \frac{1}{N_f} \sum_n \bar{\phi}_n$. Os valores de $\bar{\phi}_n$ nos nós são obtidos de médias ponderadas das células circundando os nós. Esse método é reconhecidamente mais eficaz para malhas não estruturadas com elementos mais distorcidos.

O último método é o dos Mínimos Quadrados baseado na célula, onde cada um dos componentes do gradiente de ϕ é obtido da resolução de um problema de minimização para um sistema com uma matriz de coeficientes não quadrada J, através de mínimos quadrados. Assim, o sistema linear de equações $[J](\nabla \phi)_{c_0} = \Delta \phi$ é resolvido decompondo-se a matriz J, o que resulta em uma matriz com pesos (W) para cada célula. Assim, na célula c_0 :

$$\begin{aligned}
(\phi_x)_{c_0} &= \sum_{i=1}^n W_{i_0}^x \cdot (\phi_{c_i} - \phi_{c_0}) \\
(\phi_y)_{c_0} &= \sum_{i=1}^n W_{i_0}^y \cdot (\phi_{c_i} - \phi_{c_0}) \\
(\phi_z)_{c_0} &= \sum_{i=1}^n W_{i_0}^z \cdot (\phi_{c_i} - \phi_{c_0})
\end{aligned}
\tag{2.24}$$

Em que as grandezas da equação (2.24) estão definidas na Figura 17. Esse método tem acurácia comparável ao método Green-Gauss baseado nos nós, sendo menos caro computacionalmente. Dessa forma, esse será o método adotado nesse trabalho.

Figura 17: Esquema para obtenção do gradiente de ϕ em c_0 . Extraído de Fluent 15.0 User's Guide (2014).

As discretizações e avaliação de gradientes utilizadas acima são empregadas pelo “solver” para obter as variáveis do escoamento. Há dois diferentes métodos para isso:

- Baseado na pressão: emprega um algoritmo que pertence a uma classe geral de métodos conhecida como método de projeção. Nesse método, a restrição de conservação de massa (continuidade) do campo de velocidades é atingida ao se resolver uma equação de pressão (ou de correção de pressão). A equação de pressão é derivada da

continuidade e da quantidade de movimento de tal forma que o campo de velocidades, corrigido pela pressão, satisfaz a continuidade. Essa relação entre pressão e velocidade é chamada de acoplamento pressão velocidade.

- Baseado na massa específica: o campo de massa específica é obtido da equação da continuidade e o campo de pressões é obtido através da equação de estado.

O método escolhido para utilização foi o baseado na pressão, historicamente utilizado para resolver escoamentos de baixa velocidades e incompressíveis.

Dado que as equações de conservação são não lineares e acopladas, existem duas formas de resolver cada uma das equações: separadamente, ou uma após a outra, e de forma acoplada. No “solver” segregado, as equações de conservação de quantidade de movimento são resolvidas uma após a outra e, posteriormente, a correção de pressão. No solver acoplado, essas etapas são feitas simultaneamente.

O método segregado converge mais lentamente mas usa menos memória, enquanto o método acoplado usa 1,5 a 2 vezes mais memória que o método segregado mas converge mais rapidamente. Adotou-se o método acoplado nesse trabalho, uma vez que testes mostraram que o uso de memória adicional compensaria o fato de ser necessário menos tempo de simulação para obter resultados estabilizados das variáveis medidas. No software utilizado, o algoritmo que marca essa escolha é o “*Coupled*”.

Ao aplicar os métodos de discretização espacial descritos acima dentro do “*solver*” baseado na pressão, obtemos uma equação algébrica semelhante à da equação abaixo, aplicada para $\phi = u$, a conservação de quantidade de movimento na direção x:

$$a_p u = \sum_{nb} a_{nb} u_{nb} + \sum_f p_f A_f \vec{i} + S \quad (2.25)$$

Onde a_p e a_{nb} são coeficientes linearizados da equação de transporte da propriedade escalar $\phi = u$ e nb representa as células vizinhas. p_f é a pressão no centro da face de área A e S é o termo fonte.

Como velocidade e pressão são armazenadas no centro das células, mostra-se necessário avaliar a pressão no centro da face. O método aplicado para isso neste trabalho foi o PRESTO!, em que a malha é redefinida de forma que assume-se como novos centros das células os centros das faces onde a pressão deve ser interpolada. Computam-se então os componentes de velocidade nos centros das faces cujo vetor unitário é paralelo ao componente considerado. Esse esquema permite maior acurácia, pois evita erros de interpolação ou hipóteses para gradientes de pressão, mas é mais caro computacionalmente, pois uma espécie de malha auxiliar é criada para computar a pressão. O esquema é ilustrado na Figura 18.

Figura 18: Ilustração do sistema de interpolação de pressão PRESTO! Disponível em: cfd-online.com. Acesso em Agosto de 2016.

2.1.5 Modelagem de turbulência

Outro aspecto importante a ser considerado na simulação do escoamento é o de modelagem da turbulência, que consiste em simular (ou resolver diretamente) as escalas de turbulência que conferem o caráter aleatório desse tipo de regime.

Os métodos de modelagem vão desde a resolução direta das equações de Navier-Stokes (DNS – “*Direct Numerical Simulation*”) até a resolução apenas das maiores escalas (LES – “*Large Eddy Simulation*”) modelando-se as menores, até o que se chama de RANS (“*Reynolds averaged Navier-Stokes*”) em que todas as escalas são modeladas. Esse tipo de método é o mais adequado a problemas de engenharia que envolvam múltiplas análises CFD (como é o caso desse trabalho, com o laço de otimização) por ser menos caro computacionalmente.

Dada a natureza transiente do fenômeno de emissão de vórtices, torna-se necessário adotar uma simulação também transiente, onde o modelo URANS (“*Unsteady Reynolds averaged Navier-Stokes*”) é o que se deve aplicar. Nesse modelo, é feita a decomposição das variáveis escalares em componentes média, $\bar{v}$, e flutuante, v' , de modo que $v = \bar{v} + v'$. O termo referente à derivada temporal é mantido, em oposição ao RANS (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007). Assim, ao aplicar essa decomposição à equação (2.4), obtém-se:

$$\frac{\partial(\rho \bar{\vec{v}})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \bar{\vec{v}} \bar{\vec{v}}) = -\nabla p + \mu \nabla^2 \bar{\vec{v}} - \nabla \cdot (\overline{\rho v' v'}) \quad (2.26)$$

A equação (2.26) possui um termo adicional, as tensões de Reynolds, $\overline{v' v'}$, que devem ser modeladas para resolver o chamado problema de fechamento. Uma aproximação pode ser feita correlacionando esse termo, que tem unidade de tensão, com a chamada viscosidade turbulenta (μ_t) e com a energia cinética turbulenta (k).

$\vec{I}$ representa um tensor unitário:

$$\begin{aligned} \overline{\rho v' v'} &= -\mu_t (\nabla \bar{\vec{v}} + (\nabla \bar{\vec{v}})^T) + \frac{2}{3} \rho k \vec{I} \\ \frac{\partial(\rho \bar{\vec{v}})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \bar{\vec{v}} \bar{\vec{v}}) &= -\nabla \bar{p} + (\mu + \mu_t) \nabla^2 \bar{\vec{v}} - \frac{2}{3} \rho \nabla k \end{aligned} \quad (2.27)$$

Alguns modelos usam a formulação baseada na viscosidade turbulenta e no transporte de energia cinética turbulenta e ainda incorporam mais uma equação de transporte para representar os efeitos da turbulência no escoamento médio, como k- ω e k- ϵ .

O modelo k- ϵ consiste em adicionar a equação da taxa de dissipação de energia cinética turbulenta (ϵ), enquanto k- ω aplica a equação da taxa de dissipação específica de energia cinética turbulenta.

No que diz respeito à simulação de escoamento voltado para turbinas hidráulicas, o que mais se tem utilizado é o modelo k- ω SST (Menter, 1992 apud Gissoni, 2015), desenvolvido a partir do modelo k- ω Wilcox (1988 apud Lübon, 2013). Essa preferência se dá pelo fato de o modelo k- ϵ ser demasiadamente difusivo e suavizar o formato da esteira de vórtices (KECK; SICK, 2008). As equações do modelo k- ω SST são apresentadas abaixo. Basicamente, este modelo busca adaptar a equação de ω visando um desempenho semelhante junto à parede ao do modelo k- ω em combinação com um desempenho semelhante no escoamento ao longe ao do modelo k- ϵ .

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho k \vec{V}) &= \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k3}} \right) \nabla k \right] + P_k - \beta^* \rho k \omega \\ \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \omega \vec{V}) &= \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}} \right) \nabla \omega \right] + \alpha_3 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_3 \rho \omega^2 + \rho \frac{2(1-F_1)}{\sigma_{\omega 3} \omega} \nabla k \cdot \nabla \omega \quad (2.28) \\ \mu_t &= \rho \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, \Omega F_2)} \\ C_3 &= F_1 C_{1\epsilon} + (1-F_1) C_{2\epsilon} \end{aligned}$$

F_1 e F_2 são variáveis que controlam as equações para pontos da malha dentro ou fora da camada limite, Ω é a vorticidade e as demais constantes são ajustáveis com o problema.

2.1.6 Equação estrutural e discretização temporal

Com o intuito de investigar o problema de vibração induzida pelo escoamento em um corpo montado sobre uma base elástica, apresentam-se abaixo as equações para os deslocamentos nas direções x , y e θ (domínio bidimensional) do sistema massa-mola-amortecedor em sua forma adimensional, consistente com a adimensionalização empregada nas equações do movimento do fluido. Vale mencionar que o grau de liberdade estudado nesse trabalho foi somente y .

$$\begin{aligned} M^* \ddot{y}^* + C^* \dot{y}^* + K^* y^* &= F_y^* \\ M^* \ddot{x}^* + C^* \dot{x}^* + K^* x^* &= F_x^* \\ I_\theta^* \ddot{\theta}^* + C_\theta^* \dot{\theta}^* + K_\theta^* \theta^* &= M_\theta^* \end{aligned} \quad (2.29)$$

Onde M^* é a massa adimensional do sistema, I^* o momento de inércia adimensional do sistema, C^* e C_θ^* são os amortecimentos adimensionais do sistema, K^* e K_θ^* são as rigidezes adimensionais do sistema, F_y^* é a força adimensional imposta pelo fluido na direção transversal, F_x^* é a força adimensional imposta na direção alinhada com a corda da travessa ou cilindro retangular 5:1 e M_θ^* é o momento adimensional imposto pelo fluido na estrutura.

A relação dessas variáveis adimensionais com as respectivas variáveis dimensionais pode ser dada abaixo. ρ , U_∞ e D estão definidos na seção 2.1.2 enquanto M é a massa da estrutura, t é o tempo, L o comprimento na direção z , ρ_{est} é a massa específica da estrutura e ρ_{ag} é a massa específica da água.

$$M^* = \frac{M}{\rho D^2 L} \quad (2.30)$$

$$I_\theta^* = \frac{I_\theta}{\rho D^4 L} \quad (2.31)$$

$$C^* = \frac{C}{\rho U_\infty D L} \quad (2.32)$$

$$C_{\theta}^* = \frac{C_{\theta}}{\rho U_{\infty}^2 D^3 L} \quad (2.33)$$

$$K^* = \frac{K}{\rho U_{\infty}^2 L} \quad (2.34)$$

$$K_{\theta}^* = \frac{K_{\theta}}{\rho U_{\infty}^2 D^2 L} \quad (2.35)$$

$$\begin{aligned} F_y^* &= \frac{C_L}{2} = \frac{F_y}{\rho U_{\infty}^2 DL} \\ F_x^* &= \frac{C_D}{2} = \frac{F_x}{\rho U_{\infty}^2 DL} \\ M_{\theta}^* &= \frac{C_M}{2} = \frac{M_{\theta}}{\rho U_{\infty}^2 D^2 L} \end{aligned} \quad (2.36)$$

As variáveis $\ddot{x}^*, \ddot{y}^*, \ddot{\theta}^*$, $\dot{x}^*, \dot{y}^*, \dot{\theta}^*$ e x^*, y^*, θ^* são, respectivamente, as acelerações, velocidades e deslocamentos do corpo para cada uma das coordenadas e são adimensionalizadas conforme segue:

$$\ddot{x}^* = \frac{\ddot{x}D}{U_{\infty}^2}, \ddot{y}^* = \frac{\ddot{y}D}{U_{\infty}^2}, \ddot{\theta}^* = \ddot{\theta} \frac{D^2}{U_{\infty}^2} \quad (2.37)$$

$$\dot{x}^* = \frac{\dot{x}}{U_{\infty}}, \dot{y}^* = \frac{\dot{y}}{U_{\infty}}, \dot{\theta}^* = \dot{\theta} \frac{D}{U_{\infty}} \quad (2.38)$$

$$x^* = \frac{x}{D}, y^* = \frac{y}{D}, \theta^* = \theta \quad (2.39)$$

$$t^* = t \frac{U_{\infty}}{D} \quad (2.40)$$

A seguir são introduzidos parâmetros frequentemente empregados na literatura: a razão de massa, m^* , razão de amortecimento, ζ e velocidade reduzida, V_r :

$$m^* = \frac{\rho_{ag}}{\rho_{est}} \quad (2.41)$$

$$\zeta = \frac{C}{2\sqrt{KM}} \quad (2.42)$$

$$V_r = \frac{U_\infty}{f_n D} = \frac{2\pi U_\infty}{\sqrt{\frac{K}{M}} D} \quad (2.43)$$

As equações (2.30), (2.32) e (2.34) ficam, então para o corpo retangular 5:1:

$$M^* = 5m^* \quad (2.44)$$

$$C^* = \frac{4\pi M^* \zeta}{V_r} \quad (2.45)$$

$$K^* = \frac{4\pi^2 M^*}{V_r^2} \quad (2.46)$$

E, para a travessa:

$$M^* = 7.15m^* \quad (2.47)$$

Com as equações para amortecimento e rigidez permanecendo as mesmas - (2.45) e (2.46), respectivamente. A diferença entre os parâmetros de massa se deve às diferenças geométricas entre os corpos (a travessa é mais afilada e não é um retângulo exato).

Nesse ponto, passamos a investigar qual é a solução das equações (2.29) em função dos parâmetros obtidos nas equações (2.44) a (2.46), já focando agora nos deslocamentos em y, objeto principal de estudo desse trabalho. Os deslocamentos em x são frequentemente desprezados em aplicações industriais, dando-se atenção principalmente ao modo de flexão, conforme visto nas referências bibliográficas. Os deslocamentos angulares foram a princípio ignorados e podem ser incluídos em estudos posteriores. Pode-se integrar numericamente essas equações conforme mostrado abaixo. Aplicou-se o método de Euler explícito com diferença para frente, tomando valores médios das variáveis entre dois passos de tempo consecutivos. Tal equacionamento já foi aplicado por D'Agostini Neto, 2007, em trabalho similar que estudou interação fluido-estrutura em travessas de pré-distribuidores. Pode-se acompanhar a seguir o desenvolvimento para a coordenada y, sendo para as outras duas variáveis totalmente análogo.

$$M^* \ddot{y}^* + C^* \dot{y}^* + K^* y^* = F_y^*$$

$$M^* \frac{d\dot{y}^*}{dt^*} + C^* \dot{y}^* + K^* y^* = F_y^* \quad (2.48)$$

Discretizando em Δt^* :

$$M^* \left(\frac{\dot{y}^*(t^* + \Delta t^*) - \dot{y}^*(t^*)}{\Delta t^*} \right) + C^* \left(\frac{\dot{y}^*(t^*) + \dot{y}^*(t^* + \Delta t^*)}{2} \right) + K^* y^* = \frac{F_y^*(t^* + \Delta t^*) + F_y^*(t^*)}{2}$$

$$y^* = y^*_{\text{médio}} = y^* \left(t^* + \frac{1}{2} \Delta t^* \right) = y^*(t^*) + \frac{\Delta t^*}{2} \frac{\dot{y}^*(t^*) + \dot{y}^*(t^* + \Delta t^*)}{2}$$

$$\begin{aligned} M^* \left(\frac{\dot{y}^*(t^* + \Delta t^*) - \dot{y}^*(t^*)}{\Delta t^*} \right) + C^* \left(\frac{\dot{y}^*(t^*) + \dot{y}^*(t^* + \Delta t^*)}{2} \right) + K^* \left(y^*(t^*) + \frac{\Delta t^*}{2} \frac{\dot{y}^*(t^*) + \dot{y}^*(t^* + \Delta t^*)}{2} \right) \\ = \frac{F_y^*(t^* + \Delta t^*) + F_y^*(t^*)}{2} \end{aligned} \quad (2.49)$$

$$\dot{y}^*(t^* + \Delta t^*) \left(\frac{M^*}{\Delta t^*} + \frac{C^*}{2} + \frac{K^* \Delta t^*}{4} \right) = \frac{M^* \dot{y}^*(t^*)}{\Delta t^*} - \frac{C^* \dot{y}^*(t^*)}{2} - K^* \dot{y}^*(t^*) - \frac{K^* y^*(t^*) \Delta t^*}{4} + \frac{F_y^*(t^* + \Delta t^*) + F_y^*(t^*)}{2}$$

$$\dot{y}^*(t^* + \Delta t^*) \left(\frac{M^*}{\Delta t^*} + \frac{C^*}{2} + \frac{K^* \Delta t^*}{4} \right) = \dot{y}^*(t^*) \left(\frac{M^*}{\Delta t^*} - \frac{C^*}{2} - \frac{K^* \Delta t^*}{4} \right) - K^* y^*(t^*) + \frac{F_y^*(t^* + \Delta t^*) + F_y^*(t^*)}{2} \quad (2.50)$$

Analogamente:

$$\begin{aligned} \dot{x}^*(t^* + \Delta t^*) \left(\frac{M^*}{\Delta t^*} + \frac{C^*}{2} + \frac{K^* \Delta t^*}{4} \right) &= \dot{x}^*(t^*) \left(\frac{M^*}{\Delta t^*} - \frac{C^*}{2} - \frac{K^* \Delta t^*}{4} \right) - K^* x^*(t^*) + \frac{F_x^*(t^* + \Delta t^*) + F_x^*(t^*)}{2} \\ \dot{\theta}^*(t^* + \Delta t^*) \left(\frac{I_{\theta}^*}{\Delta t^*} + \frac{C_{\theta}^*}{2} + \frac{K_{\theta}^* \Delta t^*}{4} \right) &= \dot{\theta}^*(t^*) \left(\frac{I_{\theta}^*}{\Delta t^*} - \frac{C_{\theta}^*}{2} - \frac{K_{\theta}^* \Delta t^*}{4} \right) - K_{\theta}^* \theta^*(t^*) + \frac{M_{\theta}^*(t^* + \Delta t^*) + M_{\theta}^*(t^*)}{2} \end{aligned} \quad (2.51)$$

Onde as forças são definidas por (2.36) e (2.18) e o momento M_θ é definido pelo somatório dos momentos em relação ao baricentro da travessa de cada uma das forças aplicadas em cada célula.

2.1.7 Ajuste do “solver” de CFD para simulações com movimento dos corpos

Um método muito empregado na resolução de sistemas com movimento de uma estrutura dentro de um domínio fluido é o chamado ALE (Arbitrary Lagrangian-Eulerian) onde a malha é deformada a cada passo de tempo. No entanto, nesse método não se tira vantagem dos “solvers” já otimizados para malhas estáticas desenvolvidos para muitas aplicações. Uma alternativa para resolver esses problemas com fronteiras móveis e corpos montados em base elástica mas indeformáveis (corpo rígido) é definir um sistema de coordenadas solidário ao corpo e resolver as equações de Navier-Stokes para esse sistema, corrigindo em cada passo de tempo a equação de balanço de momento com um termo adicional, que chamaremos de termo fonte. Também é necessário, da mesma forma, corrigir as condições de contorno do problema para simular corretamente o movimento da estrutura dentro do domínio.

2.1.6.1. Termo fonte de aceleração

De acordo com Li; Sherwin e Bearman (2002), a correção da equação de Navier-Stokes para um sistema móvel é dada pela relação abaixo, considerando um sistema que é livre para rotacionar de um ângulo θ e oscilar nas direções x e y (veja a Figura 14 do item 2.1).

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \nabla) \vec{v} = -\nabla p + \nu \nabla^2 \vec{v} + [G(\vec{v}, t)] \quad (2.52)$$

$$\text{Onde: } [G(\vec{v}, t)] = 2\dot{\theta}[I_0]\vec{v} + (\dot{\theta})^2 \vec{x} + \ddot{\theta}[I_0]\vec{x} - [A^T][\ddot{d}]$$

Sendo:

$$[I_0] = \begin{pmatrix} 0 & -1 \\ 1 & 0 \end{pmatrix}, [A^T] = \begin{pmatrix} \cos \theta & -\sin \theta \\ \sin \theta & \cos \theta \end{pmatrix}, [\ddot{d}] = (\ddot{g}(t), \ddot{h}(t))^T, t = \text{tempo}, \bar{x} = \text{deslocamento}$$

$\theta = \theta(t)=0$ é o ângulo conforme Figura 14. O ponto sobrescrito nas variáveis representa uma derivada temporal. O plano $x'y'$ representa o sistema de coordenadas fixo enquanto xy representa o sistema solidário ao corpo.

Se não houver rotação, ou se rotação for muito pequena a ponto de ser desprezível, $\dot{\theta}=0$ e o termo fonte se restringe a uma fonte de aceleração linear, dado por $(\ddot{g}(t), \ddot{h}(t))^T$.

2.1.6.2. Correção das condições de contorno

Dois tipos de condições de contorno diferentes são utilizados no campo distante nas simulações realizadas: essencial (tipo Dirichlet) e natural (tipo Neuman). Abaixo segue a relação entre as condições de contorno para o sistema fixo e o sistema móvel (LI; SHERWIN E BEARMAN, 2002):

i) Dirichlet

Pode-se obter a velocidade no campo distante na fronteira definida como entrada sabendo que, de acordo com a Figura 14:

$$\begin{aligned} x' &= g(t) + x \cos \theta + y \sin \theta \\ y' &= h(t) - x \sin \theta + y \cos \theta \end{aligned}$$

Ou

$$\begin{aligned} \bar{x}' &= \vec{d} + [A] \bar{x} \\ \bar{x} &= [A^T] (\bar{x}' - \vec{d}) \end{aligned} \tag{2.53}$$

Derivando (2.53), obtemos:

$$\vec{v} = \dot{\theta}[I_0]\vec{x} + [A^T](\vec{v}' - \vec{d}) \quad (2.54)$$

Sendo $\vec{v}'$ a velocidade no campo distante no sistema de coordenadas fixo. Se não houver rotação, a correção da velocidade na entrada se dá simplesmente pela diferença entre a velocidade no campo distante na coordenada do sistema $x'y'$ e a velocidade no baricentro da estrutura.

ii) Neumann

Para o sistema de referência fixo (absoluto), a condição de Neuman aplicada para a saída é dada por:

$$\begin{aligned} \nabla' u' \cdot \vec{n}' &= g_N^{u'} \\ \nabla' v' \cdot \vec{n}' &= g_N^{v'} \end{aligned} \quad (2.55)$$

onde $\vec{n}'$ é o vetor normal à fronteira (com sentido apontando para fora) e $g_N^{u'}$ e $g_N^{v'}$ são funções conhecidas.

Ao transformar do sistema absoluto para o sistema solidário ao corpo, temos:

$$\begin{aligned} \nabla' u' \cdot \vec{n}' &= [A]\vec{n} \cdot [A]\nabla((u + \dot{\theta}y)\cos\theta + (v - \dot{\theta}x)\sin\theta + g'(t)) \\ &= [\cos\theta\nabla u + \sin\theta\nabla v + \dot{\theta}(-\sin\theta, \cos\theta)^T] \cdot \vec{n} \\ \nabla' v' \cdot \vec{n}' &= [A]\vec{n} \cdot [A]\nabla(-(u + \dot{\theta}y)\sin\theta + (v - \dot{\theta}x)\cos\theta + h'(t)) \\ &= [-\sin\theta\nabla u - \cos\theta\nabla v + \dot{\theta}(-\cos\theta, -\sin\theta)^T] \cdot \vec{n} \end{aligned} \quad (2.56)$$

Definindo $\nabla'\vec{v}' \cdot \vec{n}' = (\nabla' u' \cdot \vec{n}', \nabla' v' \cdot \vec{n}')^T$ e $\nabla\vec{v} \cdot \vec{n} = (\nabla u \cdot \vec{n}, \nabla v \cdot \vec{n})^T$ e usando em (2.56), temos:

$$\nabla'\vec{v}' \cdot \vec{n}' = ([A](\nabla\vec{v}) + [\dot{A}])\vec{n} = [A](\nabla\vec{v} - \dot{\theta}[I_0])\vec{n} = [A][(\nabla\vec{v} \cdot \vec{n} - \dot{\theta}[I_0]\vec{n})] \quad (2.57)$$

Além disso:

$$\vec{g}_N' = (g_N^{u'}, g_N^{v'})^T = [A](g_N^u, g_N^v)^T = [A]\vec{g}_N \quad (2.58)$$

Finalmente, combinando (2.55), (2.57) e (2.58), obtemos a correspondente condição de Neumann para o sistema solidário ao cilindro:

$$\begin{aligned} \nabla u \cdot \vec{n} &= g_N^{u'} - \dot{\theta} n_y \\ \nabla v \cdot \vec{n} &= g_N^{v'} - \dot{\theta} n_x \end{aligned} \quad (2.59)$$

Notamos da equação (2.59) que se não houver rotação do corpo ou a rotação for muito pequena a ponto de ser desprezível, as condições de saída não se alteram.

2.2 Otimização

Nessa seção serão apresentados os conceitos de otimização (VENTURATTO JUNIOR, 2012) e a formulação do algoritmo genético, escolhido pelos motivos citados no item 3.3 e cujos parâmetros foram configurados de acordo com o apresentando no item 4.5.

O principal interesse da otimização está em explorar determinados recursos limitados em prol de maximizar (ou minimizar) uma dada saída que pode ser, no caso de sistemas estruturais, uma característica geométrica (como área da seção ou momento de inércia) ou uma característica associada à dinâmica do sistema (frequências e amplitudes dos modos naturais de vibração).

A primeira etapa de um problema de otimização está em definir a função a ser otimizada e com quais restrições.

De acordo com Silva (2010), as definições básicas para um problema de otimização são:

- Variáveis de projeto: são basicamente os parâmetros do problema que podem ser alterados para otimizar o sistema. Podem ser contínuas ou

discretas. Em problemas práticos de engenharia, as variáveis são contínuas mas o sistema é discretizado para a análise por elementos finitos.

Figura 19: Exemplo de sistema estrutural contínuo tratado como discreto.
(SILVA, 2010).

- Função objetivo: função que quantifica o que se quer otimizar, sendo escrita em termos das variáveis de projeto
- Restrições: limitações impostas para se obter o problema otimizado. São classificadas em: laterais, igualdade e desigualdade.

Restrição lateral:

$$x_{min_i} \leq x_i \leq x_{max_i} \quad i = 1, \dots, n \quad (2.60)$$

Desigualdade:

$$g_j(\mathbf{x}) \geq 0 \quad j = 1, \dots, n_g \quad (2.61)$$

Igualdade:

$$h_k(\mathbf{x}) = 0 \quad k = 1, \dots, n_e \quad (2.62)$$

podendo-se definir o problema de otimização como:

Minimizar $f(\mathbf{x})$

$\mathbf{x}$

tal que $h_k(\mathbf{x}) = 0 \quad k = 1, \dots, n_e$

$$g_j(\mathbf{x}) \geq 0 \quad j = 1, \dots, n_g$$

Convém ressaltar algumas das equivalências clássicas: maximizar f corresponde a minimizar $-f$ ou $1/f$ (excluindo-se a singularidade em $f=0$) ou maximizar $k \cdot f$, com k constante.

2.2.1 Abordagens na otimização

A otimização é basicamente dividida em três abordagens (SILVA, 2010): paramétrica, de forma e topológica.

Na otimização paramétrica uma topologia pré-definida é escolhida e são variados, através de um algoritmo de otimização, alguns parâmetros dentro de um intervalo que definem essa geometria a fim de maximizar ou minimizar uma determinada função objetivo. Cada combinação dos parâmetros dentro de um intervalo determinado gera uma estrutura que possui suas próprias características. Cabe ao algoritmo decidir qual delas possui o valor ótimo da função objetivo respeitando as restrições.

Na figura abaixo um exemplo clássico de otimização paramétrica é ilustrado, onde objetiva-se encontrar as dimensões b e h que minimizem o deslocamento na extremidade da viga em balanço sujeita à aplicação de uma carga F .

Figura 20: Exemplo clássico de otimização paramétrica (SILVA, 2010).

Na otimização de forma, os contornos da estrutura são parametrizados por curvas que tem seus parâmetros otimizados em função das condições impostas na formulação do problema. Assim, diferentemente do que ocorre na abordagem

paramétrica, a otimização de forma altera a geometria da estrutura através de uma função base interpoladora, e não de parâmetros de uma topologia definida. Como um exemplo desse tipo de abordagem no caso das travessas de pré-distribuidores, poder-se-ia adotar uma dessas funções (como uma curva spline) que tivesse seus coeficientes alterados pelo otimizador a fim de construir de maneira otimizada o seu perfil hidrodinâmico.

Na última abordagem, a topológica, encontra-se a topologia que atenda a um determinado critério sem considerar uma distribuição fixa de material, ao contrário do que ocorre nos dois casos anteriores. Um domínio fixo estendido é criado em função dos pontos de apoio da estrutura e dos carregamentos aplicados, definindo os limites físicos de extensão da geometria. Aplicando uma discretização nesse domínio e baseando-se em um modelo físico adequado, são avaliadas as funções objetivo e restrições e uma topologia é encontrada. Se faz necessário avaliar a viabilidade e verificar as características mecânicas para então se proceder a fabricação da estrutura, ou seja, interpretar e analisar o resultado. Na Figura 21 mostra-se um esquema desse processo.

Figura 21: Procedimento de otimização topológica (SILVA, 2010).

Para mais informações sobre as otimizações topológica e de forma, o autor recomenda a leitura de Silva, 2010. O presente trabalho se concentrará na abordagem paramétrica.

2.3 Algoritmo Genético

Esse algoritmo de otimização é do tipo chamado heurístico (não determinístico) e foi desenvolvido baseado em conceitos de evolução natural desenvolvidos por Charles Darwin. Da mesma forma que na evolução das espécies, o algoritmo parte de uma população inicial e combina os mesmos mecanismos evolutivos dos genes (por exemplo, mutação e permutação) para selecionar as características viáveis do problema que se busca resolver.

O otimizador utilizado disponibiliza algumas versões de algoritmos desse tipo. O escolhido foi o MOGA-II (*“Multi-Objective Genetic Algorithm”*), versão aprimorada do MOGA. O MOGA-II trabalha com variáveis discretas, mapeando o domínio linearmente e comparando os indivíduos aos pares, buscando as características mais aptas. Esses indivíduos serão os pais da nova geração e essas características são, então, transmitidas para as novas gerações.

Cada nova geração é criada utilizando um dos quatro operadores a seguir: *“cross-over”* clássico, *“cross-over”* direcional, mutação e seleção. Os parâmetros pré-configurados para as probabilidades de ocorrência de cada um desses fenômenos são aplicados na geração de cada novo indivíduo.

O *“cross-over”* consiste em combinar características de dois indivíduos e criar um novo que possui características dos dois primeiros. A mutação se baseia em alterar aleatoriamente uma característica substituindo por outra.

A abordagem direcional de *“cross-over”* assume que uma direção de melhoria pode ser encontrada comparando a adequação de dois indivíduos de referência. Assim, um indivíduo Ind_i da geração t tem sua adequação comparada à de seus pais, da geração $t-1$. O novo indivíduo é então criado movendo-o para uma região definida pelo próprio indivíduo e seus pais. De forma similar, essa direção pode ser definida por indivíduos da mesma geração Ind_j e Ind_k (Figura 22).

Figura 22: “Cross Over” direcional no algoritmo MOGA-II. Extraído de Rigoli e Poles, 2005.

3 METODOLOGIA COMPUTACIONAL

As simulações realizadas neste trabalho empregaram o software comercial ANSYS Fluent para resolver via CFD o escoamento do fluido em torno da estrutura. Um código em linguagem C (chamado de UDF – *User Defined Function* – ver Anexos) foi desenvolvido com o intuito de modificar algumas características do “solver” quando se realizou a simulação com a estrutura em movimento no interior do domínio fluido (ver seção 3.2). Nesse mesmo código foi possível calcular, com os dados de força provenientes do escoamento, os deslocamentos, velocidades e acelerações da estrutura, conforme explicado nas seções 2.1.6 e 2.1.7.

Para proceder com a análise de otimização, a metodologia desenvolvida será descrita abaixo. Basicamente, definindo-se alguns parâmetros da travessa como variáveis de projeto, foi desenvolvida uma macro que automatiza o processo de definir os parâmetros da estrutura, faz a análise CFD, calcula os deslocamentos associados da estrutura e realimenta as informações para o otimizador avaliar se as restrições estão sendo seguidas com a função objetivo definida. O procedimento é semelhante ao desenvolvido em Venturatto Junior (2012) e está detalhado na Figura 24.

3.1 Parâmetros da simulação CFD

Em todos os casos, tanto nos testes com a geometria do BARC 5:1 ou da travessa a simulação de CFD configurada foi transiente, bidimensional e com “solver” do tipo baseado na pressão. O algoritmo de resolução aplicado resolveu o acoplamento pressão-velocidade através do esquema acoplado. Na discretização espacial, aplicou-se o método de mínimos quadrados baseado na célula para obtenção dos gradientes. O esquema de interpolação de pressão utilizado foi o PRESTO! e, para a discretização das equações de quantidade de movimento, “Upwind” de segunda ordem. Para as propriedades turbulentas transportadas, também se utilizaram esquemas “Upwind” de segunda ordem, tanto para energia cinética turbulenta, quanto para taxa de dissipação específica. O modelo de

turbulência adotado foi k- ω SST. Na formulação transiente, aplicou-se esquema implícito de segunda ordem para o tempo.

Para mais detalhes de passos de tempo adotados e das malhas geradas, ver capítulo 4.

3.2 Funcionamento da UDF

As seguintes funções foram adotadas com o intuito de corrigir as equações de Navier-Stokes e obter as variáveis relativas ao movimento da estrutura:

- **DEFINE_EXECUTE_AT_END** (wall_force): macro que ao final de cada passo de tempo calcula as forças sobre a estrutura através de um laço que percorre cada célula da fronteira da estrutura. A força de pressão total é dada pela soma sobre toda a fronteira da estrutura da pressão aplicada no centro da face de cada célula vezes a área dessa face. De forma semelhante, as forças viscosas são obtidas utilizando os gradientes de velocidade nos centroides das faces e integrando sobre toda a fronteira. Ainda nessa macro, as informações de forças são utilizadas para integrar numericamente a equação estrutural e atualizar ao final de cada passo de tempo o movimento da estrutura, com deslocamentos, velocidades e acelerações;
- **DEFINE_ON_DEMAND** (init_vib): é executada apenas uma vez e inicializa as variáveis da simulação;
- **DEFINE_PROFILE** (inlet_y(ou x)_velocity, thread, position): responsável por atualizar as componentes x e y da velocidade na entrada devido ao movimento do corpo, alterando a velocidade em cada face da fronteira de entrada de acordo com a equação (2.54). É executada no início de cada iteração.
- **DEFINE_SOURCE** (cell_y(ou x)_source, cell, thread, dS, eqn): atualiza ao final da iteração termo fonte na equação de conservação de quantidade de movimento.

3.3 Metodologia de otimização

Pretende-se neste trabalho otimizar a estrutura da travessa utilizando-se da análise da simulação fluido-estrutura. Dessa forma, o problema de otimização pode ser posto da seguinte forma:

Minimizar $c1 \cdot c2$
tal que
 $Std\_y < \text{valor máximo definido}$

Sendo:

$c1 \cdot c2$ área da seção transversal modificada para reduzir as vibrações;

Std_y o desvio padrão dos deslocamentos na direção transversal ao escoamento induzidos pela esteira de vórtices.

No fluxograma da Figura 24, mostra-se o fluxo de trabalho do Mode Frontier. No bloco à esquerda da figura, geram-se os parâmetros de otimização – nesse caso, dimensões características da geometria da peça. A geração destes ocorre no DOE (*Design of Experiments*), onde se define como o otimizador percorre o domínio do projeto, ou seja, como são escolhidos os valores dentre os possíveis para cada iteração da otimização. Dentre as diversas opções disponíveis no programa, o algoritmo SOBOL foi o escolhido por ser o mais adequado para funções objetivo com poucas variáveis (menos de 10, segundo Esteco, 2013). Também é o método de população inicial recomendado para o algoritmo genético MOGA-II, escolhido para ser utilizado. Tal algoritmo é reconhecidamente robusto e apropriado para problemas em que não é possível aplicar métodos determinísticos por não haver continuidade que torne possível definir gradientes em todo o domínio do projeto. No entanto, não é possível garantir que mínimos ou máximos globais sejam encontrados.

À direita do DOE, mostra-se o bloco com o algoritmo de otimização utilizado e onde definem-se também outras características do caso, como número de populações geradas, número de indivíduos por população, probabilidade de “cross-over”, mutação, etc. Para mais detalhes sobre o algoritmo genético, pode-se consultar Haupt (2004).

Figura 23: Diagrama do Workflow do ModeFrontier.

Gerados os parâmetros pelo otimizador em cada laço (c1 e c2 na Figura 23), no segundo bloco passa a atuar um algoritmo de Matlab responsável por recebê-los e gerar um arquivo escrito na linguagem TUI (*“Text User Interface”*) do Fluent que realiza a análise CFD rodando em batch e analisa os deslocamentos. Um arquivo tipo *“Journal”* também é gerado com o intuito de criar a malha para cada caso dentro de um laço de otimização. A chamada de execução do Fluent e a geração da saída são controladas pelo próprio Matlab. Finalmente, ainda no Matlab, o algoritmo lê as saídas geradas pelo Fluent associadas à UDF (deslocamentos da estrutura e área de seção transversal modificada pelos parâmetros c1 e c2) e calcula a área $c1 \cdot c2$ alterada em um dos casos testados dentro da otimização.

De posse dos valores de interesse, o fluxograma vai para o terceiro bloco - novamente o Mode Frontier – onde são avaliadas função objetivo e restrições. O fluxograma pode voltar para mais iterações ou terminar no caso de serem encontradas soluções ótimas.

Figura 24: Fluxograma com a metodologia computacional de otimização.

3.4 Geometria

Todo o trabalho está baseado na geometria da travessa da Figura 25, cuja seção transversal pode ser visualizada abaixo. Trata-se do perfil original para a usina de Ilha Solteira, sem a execução de qualquer tipo de chanfro ou afinamento na aresta de saída, que, como se sabe por meio das referências supracitadas na seção 1.4, é estratégia para reduzir vibrações por vórtices.

Figura 25: Desenho com dimensões da seção transversal da travessa do pré-distribuidor. Fonte: Adaptado a partir dos originais CESP.

As dimensões básicas são:

Largura Total: 755 mm

Maior Espessura: 90 mm

Altura: 2140 mm

Figura 26: Vista tridimensional da travessa. Fonte: Adaptado a partir dos originais CESP.

4 RESULTADOS

A seguir são apresentados os resultados obtidos para as simulações de CFD realizadas considerando os casos fixo e com corpo livre para se movimentar do cilindro retangular 5:1 (seções 4.1 e 4.2, respectivamente) e da travessa (fixo, 4.3 e com movimento, 4.4). Para as simulações de caso fixo foram feitos estudos de sensibilidade dos resultados com relação ao refinamento da malha e do passo de tempo adotado da simulação transiente. Todos os casos analisados consideraram a largura do perfil D como unitária, independente da geometria em questão, com velocidade de escoamento ao longe $U_{\infty}=1$ e massa específica $\rho=1$ da mesma forma. Assim, o número de Reynolds fica determinado através da relação $Re = \frac{1}{\mu}$. Dessa forma, os deslocamentos medidos já representam diretamente o valor relativo à dimensão de interesse.

Utilizando o refinamento e o passo de tempo obtidos do estudo de sensibilidade, realizou-se o estudo de otimização em duas vertentes: travessa com ângulo de ataque zero e com pequeno ângulo de ataque.

4.1 BARC 5:1 fixo

Na Figura 27 veem-se as características gerais da geometria do BARC 5:1, concebido para avaliar numérica e experimentalmente um escoamento de ar ao redor de corpo comum em aplicações aeronáuticas e que podem ser extensíveis ao escoamento ao redor das travessas. Com essa simulação, buscou-se validar a topologia da malha, os parâmetros da simulação CFD adotados no item 3.1 e também a metodologia de simulação com corpo se movimentando.

Figura 27: Geometria e dimensões gerais do BARC. Extraído de Gissoni (2015).

Os resultados de vários tipos de estudos foram divulgados em Bruno; Salvetti e Ricciardelli (2014), sendo alguns deles experimentais e outros numéricos os quais utilizaram diferentes modelos de turbulência como LES, DES e URANS. Um resumo desses resultados pode ser encontrado na Tabela 3, página 78.

Na Tabela 2, vê-se as dimensões do domínio e características da geometria construída de acordo com a terminologia adotada na Figura 27:

Tabela 2: Dimensões do domínio fluido do BARC e características da malha para largura D unitária

Dimensão	Valor
D	1
B	5
D _y	57,1
D _x	198,1025
Delta X	71,25
R	0

A malha final utilizada ficou com 69476 faces, 24993 nós e 44483 células. O passo de tempo adotado foi 0,01 segundos - frequência de amostragem adequada dada a frequência de vórtices esperada para Strouhal em torno de 0,11 (ver Tabela 3). Nas fronteiras de entrada temos uma condição de contorno do tipo “*velocity-inlet*” (Dirichlet para a velocidade, que tem valor igual à da velocidade ao longe, e Neumann para a pressão, com derivada na direção normal à fronteira igual a zero) e

na saída temos uma condição tipo “*outflow*” (condição adotada para escoamentos plenamente desenvolvidos, onde assume-se uma condição de contorno do tipo Neumann para a velocidade, no caso derivada na direção normal à fronteira igual a zero, e condição do tipo Dirichlet para a pressão, que é igualada a zero). O y^+ para os elementos próximos à parede ficou entre 0,07 e 9,87. Na Figura 29, mostra-se como essa grandeza variou ao longo da geometria. Elementos triangulares não estruturados foram adotados na região mais distante do corpo, enquanto no detalhe à direita da Figura 28 mostram-se os elementos quadriláteros estruturados próximos à parede, com maior refinamento em relação à região do escoamento livre.

Figura 28: Malha para o caso fixo do BARC.

Figura 29: y^+ dos elementos próximos a parede da malha do BARC, caso fixo.

Conforme recomendado na chamada para as simulações, o número de Reynolds adotado em relação à D foi 2×10^4 , o escoamento foi configurado paralelo em relação à direção do comprimento B (ângulo de ataque $\alpha = 0$, definido como o ângulo com a direção x que aumenta no sentido anti-horário) e a máxima intensidade da componente longitudinal da turbulência na corrente livre foi adotada

como sendo $I_x = 1\%$. A esteira de vórtices capturada está representada pela Figura 30 e pela Figura 31.

Figura 30: Contornos de velocidade em y (direção do comprimento D) do BARC fixo.

Figura 31: Magnitude de vorticidade do BARC fixo.

Algumas variáveis foram medidas com o intuito de comparar os resultados obtidos com os dos experimentos realizados para o BARC. Os resultados são apresentados abaixo na Tabela 3, com os valores aqui obtidos representados na última linha. Média-t (Cd) e Média-t (Cl) representam, respectivamente, as médias temporais dos coeficientes de arrasto (Cd) e sustentação (Cl).

Tabela 3: Parâmetros do escoamento para diferentes experimentos do BARC.

Fonte	média-t (Cd)	média-t (CI)	Desvio padrão (Std(CI))	Strouhal (St(D))	Características
Arslan et al. (2011 apud Bruno, Salvetti e Ricciardelli, 2014)	0,984-1,39	-	0,59-0,84	0,107-0,16	LES,3D,Re=2,64X10 ⁴
Mannini et al. (2011 apud Bruno, Salvetti e Ricciardelli, 2014)	0,968-1,071	0,0032-0,047	0,42-1,075	0,094-0,102	DES,3D, Código proprietário, Re=2,64X10 ⁴
Mannini et al. (2010 apud Bruno, Salvetti e Ricciardelli, 2014)	1,015-1,172	-	0,108-1,12	0,087-0,105	URANS,2D, Código proprietário, Re=10 ⁵ , fechamento LEA k- ω
Mannini and Schewe (2011 apud Bruno, Salvetti e Ricciardelli, 2014)	0,965-1,016	-0,087 até 0,085	0,173-0,553	0,087-0,119	DES,3D,Re=2,64X10 ⁴
Ribeiro (2011 apud Bruno, Salvetti e Ricciardelli, 2014)	1,17	-	0,9	0,073	URANS, 2D, Fluent, Re=4X10 ⁴
Grozscu et al. (2011b apud Bruno, Salvetti e Ricciardelli, 2014)	0,97-0,98	-0,097 até 0,0043	0,52-0,65	0,107-0,11	VMS-LES,3D,Re=4X10 ⁴
Grozescu et al. (2011 ^a apud Bruno, Salvetti e Ricciardelli, 2014)	0,96	0,0022	0,35	0,122	VMS-LES,3D,Re=2X10 ⁴
Bruno et al. (2011 apud Bruno, Salvetti e Ricciardelli, 2014)*	0,96-1,03	-0,315 até - 0,0024	0,2-0,73	0,112-0,122	LES,3D,Re=4X10 ⁴
Bruno et al. (2010 apud Bruno, Salvetti e Ricciardelli, 2014)	1,03	-	0,73	0,112	LES,3D,Re=4X10 ⁴
Wei and Kareem (2011 apud Bruno, Salvetti e Ricciardelli, 2014)	1,165-1,305	-0,33 até 0,42	0,495-1,465	-	LES,3D,Re=4X10 ⁴

Média conjunto	1,074	-0,0141	0,65	0,109	
Desvio máximo: positivo**(%)	29,7	156,5	125,4	11,6	
Desvio máximo: negativo**(%)	-10,6	-122,6	-73,4	-33,3	
Desvio padrão	0,129	0,142	0,374	0,015	
Shimada e Ishihara (2002 apud Bruno, Salvetti e Ricciardelli, 2014)	0,975	-	0,03-0,12	0,103-0,119	
Venturatto Junior (2016)	1,0709	0,0154	0,7381	0,1074	URANS,2D,Re=2X10 ⁴ , k- ω SST
*Também em Grozescu et al. (2011 ^a ,apud Bruno, Salvetti e Ricciardelli, 2014).					
**Em porcentagem do valor da média do conjunto					

Ressalta-se que dois dos trabalhos têm abordagens similares a deste: Mannini et al. (2010 apud Bruno; Salvetti e Ricciardelli, 2014) e Ribeiro (2011 apud Bruno, Salvetti e Ricciardelli, 2014), destacados na Tabela 3, com simulações bidimensionais utilizando URANS. O primeiro autor utilizou fechamento da turbulência utilizando LEA (*“Linearized Explicit Model”*) acoplado ao modelo K- ω de Wilcox (1988 apud Lübon, 2013), e o segundo fechamento RSM, SST k- ω e RNG k- ε . No caso de Mannini et al. (2010 apud Bruno, Salvetti e Ricciardelli, 2014), o extremo inferior dos intervalos representa malha com número de nós semelhante à deste trabalho. A malha mais refinada está no outro extremo.

Além dos trabalhos compilados na Tabela 3, pode-se citar Barile (2015a apud Gissoni, 2015), que utilizou o ANSYS CFX com modelo k- ω SST e Schewe (2013), com trabalho experimental. Esses resultados estão na Tabela 4.

Tabela 4: Trabalhos do BARC 5:1 posteriores aos da Tabela 3.

Fonte	média-t (Cd)	média-t (CI)	Desvio padrão (CI)	Strouhal (D)	Características
Barile (2015a apud Gissoni, 2015)	1,091	0,032	0,96	0,109	URANS, quase-2D,Re=2X10 ⁴ ,k- ω SST
Schewe (2013)	1,03	0	0,4	0,111	Experimental

As comparações mostram boa concordância com os resultados tanto dos experimentos da Tabela 3 quanto da Tabela 4.

4.2 BARC com corpo livre para se movimentar

Todas as características e dimensões da malha, Reynolds e passo de tempo são iguais às apresentadas no item 4.1, mas nesse caso o movimento da estrutura foi liberado a fim de avaliar o fenômeno de interação fluido-estrutura para diferentes velocidades reduzidas. Dessa forma, as equações do item 2.1.6 (estruturais) e do item 2.1.7 (CFD modificado) foram resolvidas com o auxílio da UDF (item 3.3) para diferentes valores de velocidades reduzidas, $M^*=2,7$ e $\zeta = 0,025$. O M^* escolhido é tal que reproduza o arranjo experimental utilizado em Nguyen e Naudascher (1991), que utilizou barras de alumínio com diferentes razões de aspecto imersas em canal de água. O amortecimento é o mesmo adotado para o caso da travessa.

A curva do desvio padrão dos deslocamentos em y em função das velocidades reduzidas (V_r) pode ser vista na Figura 32.

Figura 32: Deslocamento da estrutura na direção perpendicular ao escoamento em função da velocidade reduzida.

Gissoni (2015) simulou a vibração do perfil retangular 5:1 na direção y sob diferentes condições de velocidade reduzida. Os resultados estão na Figura 33. A Figura 34 mostra os resultados obtidos por Nguyen e Naudascher (1991). O primeiro autor obteve ordem de grandeza de deslocamentos na ressonância semelhantes a

do segundo, mas para $V_r=6.4$ contra $V_r=4.8$ obtido no trabalho experimental. R5 na Figura 34 representa perfil retangular com razão de aspecto 5:1 e foi destacado para melhor visualização.

Figura 33: Amplitude de deslocamentos em y (A/d) para barra com ângulo de incidência zero e razão de aspecto 5:1. O comprimento de referência da geometria é d . Extraído de Gissoni (2015).

Figura 34: Deslocamentos de perfil retangular com diferentes razões de aspecto e ângulos de incidência zero. n é a frequência natural, V a velocidade ao longe e U a velocidade reduzida. Resultados de Nguyen e Naudascher (1991).

Percebe-se que na Figura 32 as amplitudes em torno de $V_r=6$ estão próximas às obtidas por Gissoni (ordem de grandeza 10^{-2}), mesmo que neste trabalho a velocidade reduzida de ressonância esteja em torno de 12 e não em torno de 6. Com o número de Strouhal medido para o caso fixo próximo a 0,11, a velocidade reduzida de ressonância esperada seria próxima a 9, um desvio de 25% em relação ao valor de $V_r=12$ aqui obtido. No trabalho de Nguyen e Naudascher (1991), cita-se que para o perfil R5 dois picos de ressonância são esperados (no que é mostrado na Figura 34 como $1/S^*$ e $1/2S^*$). Esses observam que não capturaram a ressonância em $1/S^*$, apenas em $1/2S^*$. Neste trabalho, observamos a ressonância mais próxima do ponto $1/S^*$ do que $1/2S^*$, ao redor portanto do que se espera devido ao Strouhal observado de 0,11.

4.3 Travessa fixa

Para a travessa fixa definiu-se Reynolds em relação à $D = 10^6$, ordem de grandeza típica para a operação das turbinas hidráulicas. As condições de contorno adotadas foram similares às do BARC, com “*Velocity-inlet*” na entrada, “*Outflow*” na saída. Diferentemente do BARC, duas condições de contorno periódicas foram adotadas nas fronteiras superior e inferior, conforme Figura 35. Essas condições periódicas simplesmente unem as malhas das fronteiras superior e inferior. Assim, uma condição de periodicidade devido à simetria radial do pré-distribuidor é representada. Assumiu-se ângulo de ataque zero para esse caso, tendo em vista que a função do pré-distribuidor é muito mais estrutural do que hidrodinâmica, não objetivando criar sustentação. No entanto, como assumir ângulo de ataque zero é uma idealização, pequenos ângulos de ataque também foram simulados para efeito de comparação, porém somente no caso com movimento da estrutura.

Figura 35: Condições de contorno da travessa

4.3.1 Sensibilidade da malha

Vários níveis de refinamento foram testados com o intuito de avaliar a sensibilidade da malha. O tamanho global do domínio se relaciona com o espaço ocupado por cada uma das 24 travessas dentro do pré-distribuidor. O passo de tempo adotado foi o mesmo do BARC também em virtude da ordem de grandeza da

frequência de vórtices esperada (0,01 unidades de tempo adimensional). Seguindo a simbologia adotada para o BARC, as dimensões são apresentadas na Tabela 5.

Tabela 5: Dimensões do domínio fluido da travessa e características da malha para largura D unitária

Dimensão	Valor
D	1
B	8,38
Dy	19,16
Dx	66,47
Delta X	20,97
R	0

Os diferentes refinamentos e as variáveis medidas são apresentados na Tabela 6. N é o número que representa a identificação das malhas, que são menos refinadas na ordem crescente. Std (Cl) é o desvio padrão da força de sustentação e St (D) é o número de Strouhal em relação à dimensão D.

Tabela 6: Diferentes refinamentos e variáveis medidas

								Var. i+1(%)	
N	média-t (Cl)	média-t (Cd)	Std (Cl)	St (D)	Células	Faces	Nós	méd-t (Cl)	méd-t (Cd)
1	-2,5819	0,3815	0,1034	0,4274	190682	301246	110674	2,76	8,10
2	-2,5126	0,3529	0,00242	0,4-0,5	128732	208321	79699	2,26	4,22
3	-2,457	0,3386	0,0168	0,4-0,5	92772	145201	52539	7,93	4,54
4	-2,2765	0,3239	1,5E-4	0,4-0,5	60934	96364	35520		

A malha adotada nas simulações foi a malha 1 (a mesma da Figura 35), já que há pouca variação em relação aos casos 2 e 3 tanto nas variáveis medidas quanto no tempo de simulação.

Os campos de velocidade em y e vorticidade para a malha escolhida são mostrados na Figura 36 e na Figura 37. O y^+ nos elementos próximos à parede ficou entre 2,3 e 63,2, conforme Figura 38.

Figura 36: Contornos de velocidade em y da travessa fixa.

Figura 37: Magnitude de vorticidade da travessa fixa

Figura 38: y^+ dos elementos próximos a parede da malha da travessa, caso fixo.

4.4 Travessa com corpo livre para se movimentar

Na simulação com interação fluido-estrutura e corpo livre para se movimentar da travessa, dois casos foram simulados: ângulo de ataque zero e ângulo de ataque oito. O intuito foi comparar a magnitude de deslocamentos nas duas situações, dado que é possível que perturbações no escoamento levem a vibrações diferentes das esperadas sem ângulo de ataque.

Todas as características e dimensões da malha, Reynolds e passo de tempo são iguais às apresentadas no item 4.3, com a malha 1 também sendo a utilizada. Assim como no item 4.2, foram aplicadas as equações desenvolvidas em 2.1.6 (estruturais) e 2.1.7 (CFD modificado) em conjunto com a UDF (item 3.3). Diferentes velocidades reduzidas foram simuladas para $M^*=7,85$ e $\zeta = 0,025$. Estes valores apresentam a razão de massa do material que a travessa é feita (aço carbono) com a água. O amortecimento foi o mesmo adotado no trabalho de Gissoni (2005). As travessas basicamente têm amortecimento ao redor desse valor independente do modo de vibrar.

4.4.1 Ângulo de ataque zero

Na Figura 39 tem-se um resumo das velocidades reduzidas simuladas e o respectivo desvio padrão dos deslocamentos em y , que é uma medida da amplitude dos deslocamentos em relação à dimensão D .

Figura 39: Desvio padrão do deslocamento em y versus velocidade reduzida para ângulo de ataque zero.

Percebe-se que para $V_r=1.8$ tem-se uma condição de ressonância, em que a frequência de emissão de vórtices coincide com a frequência natural da estrutura. Inicialmente a ressonância era esperada para velocidades reduzidas entre 2 e 2,5 em virtude da ordem de grandeza do número de Strouhal medido para o caso fixo, como se pode observar na Tabela 6. Assim, a otimização foi feita considerando $V_r=2$, que também possui deslocamentos da mesma ordem de grandeza que para $V_r=1,8$. Na interação fluido-estrutura para $V_r=2$, surgiu ainda uma frequência próxima à esperada, um pouco menor, gerando o fenômeno de batimento (Figura 40). Pode-se observar essas duas frequências na análise espectral de CI (Figura 41). Outra evidência da ressonância se dá pela comparação dos sinais de forças e deslocamentos em y ao longo do tempo (Figura 42), que estão em fase. Para o mesmo $V_r=2$, os contornos de velocidade (Figura 43) e vorticidade (Figura 44) mostram a esteira de vórtices capturada, responsável pelo fenômeno de vibração.

O y^+ dos elementos próximos à parede foi semelhante ao encontrado no caso fixo.

Figura 40: Deslocamentos em y para $V_r=2$ e ângulo de ataque igual a zero.

Figura 41: Frequências do sinal de CI para $V_r=2$ e ângulo de ataque igual a zero.

Figura 42: Comparação dos sinos de forças e deslocamentos em y, $V_r=2$ e ângulo de ataque zero.

Figura 43: Magnitude de velocidade em y da travessa móvel, $V_r=2$, ângulo de ataque zero.

Figura 44: Magnitude de vorticidade da travessa móvel, $V_r=2$, ângulo de ataque zero.

Em travessas de turbinas hidráulicas, é possível observar tal fenômeno ocorrendo experimentalmente, como mostrado por Döerfler; Sick e Coutu (2013), através da Figura 45. O gráfico mostra a frequência de vibração e o torque relativo de uma travessa montada em base elástica em um canal de água com vazão variável. A linha reta indica a frequência teórica de emissão de vórtices para dado número de Strouhal.

Se ocorrer uma variação de vazão durante a operação que implique frequências de emissão de vórtices próximas as da frequência natural da estrutura, pode haver uma sincronização ou “*lock in*” da esteira com a estrutura, se esta for suficientemente flexível para isso, resultando em vibrações cada vez mais intensas. Essas frequências geralmente são altas, o que pode levar a danos mecânicos por fadiga.

Figura 45: Arranjo experimental mostrando lock in em travessa. Adaptado de Döerfler; Sick e Coutu (2013).

Para minimizar os efeitos desse fenômeno, o estudo de otimização focou em velocidade reduzida igual a 2 para mostrar que é possível diminuir a amplitude de vibração executando mudanças adequadas no perfil.

4.4.2 Ângulo de ataque diferente de zero

Com condições de simulação totalmente análogas as do item anterior e com o intuito de estudar o efeito de um ângulo de ataque diferente de zero na estrutura, foi alterada somente a condição do ângulo de entrada da velocidade ao longe, para oito.

Contornos de velocidade em y (Figura 46) e vorticidade (Figura 47) são apresentados a seguir, para $V_r=2,1$. Essa velocidade reduzida é a esperada para ressonância pensando-se no Strouhal encontrado nas simulações com esse ângulo de ataque (ou seja, $St=0,48$ aproximadamente para ângulo oito, Figura 48). Como se pode ver na Figura 49, a velocidade reduzida de ressonância efetivamente encontrada é 1,4.

Figura 46: Contornos de velocidade em y da travessa móvel, $V_r = 2.1$, ângulo de ataque oito.

Figura 47: Magnitude de vorticidade da travessa móvel, $V_r = 2.1$, ângulo de ataque oito.

Figura 48: Frequências do sinal de C_l para $V_r = 2.1$ e ângulo de ataque igual a oito.

Figura 49: Desvio padrão do deslocamento em y versus velocidade reduzida para ângulo de ataque oito.

Nessa simulação, diferentemente do caso de ângulo de ataque zero, apenas uma frequência é dominante na interação fluido-estrutura, conforme vê-se nos deslocamentos para $V_r=2,1$, Figura 50. Embora forças e deslocamentos não estejam em fase na Figura 51, optou-se por fazer a otimização para ângulo de ataque oito adotando $V_r=2,1$ para fins de comparação com o caso de ângulo de ataque zero.

Figura 50: Deslocamentos em Y para $V_r=2,1$ e ângulo de ataque igual a oito.

Figura 51: Comparação dos sinais de forças e deslocamentos em y, $V_r=2,1$ e ângulo de ataque oito.

4.5 Otimização da travessa

Nesta seção são apresentados os resultados da otimização paramétrica feita utilizando a metodologia definida na seção 3.3. Foram escolhidas as condições de velocidade reduzida apresentadas nas seções 4.4.1 ($V_r=2$) e 4.4.2 ($V_r=2,1$). Para tanto, parametrizou-se a estrutura de forma a modificar a aresta de saída executando um chanfro, por meio dos parâmetros $c1$ e $c2$ (Figura 52). O intervalo de valores de $c1$ ficou entre 0,006622 e 0,06622 e $c2$ ficou entre 0,0039735 e 0,05, já que a malha foi construída com comprimento da corda como referência (755 mm no perfil original valendo uma unidade de medida adimensional). Com isso, o chanfro fica com $c1$ entre (5 mm e 50 mm) e $c2$ entre (3 mm e 37,75 mm) considerando as dimensões reais da travessa. Essa escolha obedece a critérios empíricos cuja premissa é manter a aresta de saída com 2 a 3 mm de espessura (o perfil original tem 40 mm). As dimensões aumentam nas direções indicadas e criam dois novos pontos na geometria que, ao serem unidos, criam o chanfro.

Figura 52: Detalhe da aresta de saída da travessa e a parametrização para executar um chanfro.

Foram utilizados 5 indivíduos na população inicial com propriedades de "cross-over" direcional, seleção e mutação de 50%, 10% e 10%, respectivamente. A escolha dos indivíduos foi feita aleatoriamente, utilizando o modelo SOBOL. Foram simuladas 15 gerações pelo algoritmo genético com um indivíduo (par de parâmetros $c1$ e $c2$ por geração). O tempo de execução de cada laço de otimização dependeu basicamente do tempo de simulação CFD de cada conjunto de parâmetros, que levou de 3 a 6 horas simulando em 12 núcleos em paralelo.

A função objetivo foi minimizar a área retirada de material, tendo em vista facilitar a execução de reparos em travessas existentes e não comprometer a função estrutural do pré-distribuidor. A restrição foi definida pensando em diminuir a amplitude de vibrações da estrutura em relação ao perfil original (medida através do desvio padrão de y).

4.5.1 Ângulo de ataque zero

Para esse caso a restrição foi definida como $\text{std}(y) < 1,0 \times 10^{-5}$, valor que está certamente abaixo do limite para fadiga. A matriz dos projetos simulados é mostrada na

Tabela 7. Os viáveis são os de ID 4, 10, 17, 20, 24 e 32.

Tabela 7: Lista de projetos simulados para o caso com ângulo de ataque zero.

ID	RID	M	CATEGORY	c1	c2	area	std_y	Min_area	Constraint
0		☐	SOBOL	0.039732...	0.029543...	5.8692E-4	2.1155E-3	5.8692E-4	2.1155E-3
1		☐	SOBOL	0.019866...	0.014201...	1.4106E-4	1.4163E-3	1.4106E-4	1.4163E-3
2		☐	SOBOL	0.052976...	0.039771...	1.0535E-3	2.6566E-3	1.0535E-3	2.6566E-3
3		☐	SOBOL	0.026488...	0.034657...	4.5901E-4	1.0453E-3	4.5901E-4	1.0453E-3
4		☐	SOBOL	0.059598...	0.009087...	2.7080E-4	8.7207E-6	2.7080E-4	8.7207E-6
9		☐	MOGA2...	0.039732...	0.009087...	1.8053E-4	1.3816E-5	1.8053E-4	1.3816E-5
10		☒	MOGA2...	0.046354...	0.014201...	3.2915E-4	2.4096E-7	3.2915E-4	2.4096E-7
11		☐	MOGA2...	0.066220...	0.024429...	8.0887E-4	4.3781E-5	8.0887E-4	4.3781E-5
13		☐	MOGA2...	0.052976...	0.003973...	1.0525E-4	7.0190E-4	1.0525E-4	7.0190E-4
16		☐	MOGA2...	0.046354...	0.024429...	5.6621E-4	6.3054E-3	5.6621E-4	6.3054E-3
17		☐	MOGA2...	0.052976...	0.014201...	3.7617E-4	2.6461E-6	3.7617E-4	2.6461E-6
19		☐	MOGA2...	0.066220...	0.003973...	1.3156E-4	5.2815E-4	1.3156E-4	5.2815E-4
20		☐	MOGA2...	0.052976...	0.009087...	2.4071E-4	3.1434E-6	2.4071E-4	3.1434E-6
21		☐	MOGA2...	0.046354...	0.029543...	6.8474E-4	4.7057E-3	6.8474E-4	4.7057E-3
23		☐	MOGA2...	0.059598...	0.003973...	1.1841E-4	5.5346E-4	1.1841E-4	5.5346E-4
24		☐	MOGA2...	0.066220...	0.009087...	3.0089E-4	3.2047E-6	3.0089E-4	3.2047E-6
32		☐	MOGA2...	0.046354...	0.009087...	2.1062E-4	2.4063E-6	2.1062E-4	2.4063E-6
37		☐	MOGA2...	0.033110...	0.009087...	1.5044E-4	1.3882E-5	1.5044E-4	1.3882E-5
46		☐	MOGA2...	0.006622...	0.009087...	3.0089E-5	1.6166E-3	3.0089E-5	1.6166E-3

Vamos avaliar um dos projetos viáveis, o de número 10, com valor de $c1=4,63 \cdot 10^{-2}$ e $c2=1,42 \cdot 10^{-2}$. A geometria com o detalhe do chanfro está na Figura 53. Os contornos de velocidade em y e vorticidade são mostrados em seguida (Figura 54 e Figura 55).

Figura 53: Detalhe do chanfro da geometria de um projeto viável para $V_r=2$ e ângulo de ataque zero.

Figura 54: Contornos de velocidade em y para projeto viável, $V_r=2$ e ângulo de ataque zero.

Figura 55: Contornos de magnitude de vorticidade para projeto viável, $V_r=2$ e ângulo de ataque zero.

Pode-se notar que para o chanfro selecionado como projeto viável, com ângulo de ataque mais agudo, a esteira de vórtices é eliminada e não ocorre o fenômeno de vibração da travessa. Os deslocamentos diminuem quatro ordens de grandeza em relação ao perfil original, como se indica na Figura 56. Na região pós transiente inicial, o std (y) é da ordem de 10^{-7} . A matriz de correlação, à esquerda da Figura 57, confirma que c2 possui maior influência em std (y) do que c1. A relação entre c2 e std (y), está à direita da mesma figura. As soluções começam a se tornar viáveis a partir de c2 menor que um determinado valor, por volta de 10^{-2} .

Figura 56: Deslocamentos em y do projeto 10.

Figura 57: Matriz de correlação e relação c2 x std (y), ângulo de ataque zero.

4.5.2 Ângulo de ataque diferente de zero

Já no caso com ângulo de ataque oito a restrição foi definida como $\text{std}(y) < 1,0 \times 10^{-4}$, devido à amplitude de vibração medida para o perfil original (seção 4.4.2) em $V_r=2,1$. Essa restrição é, portanto, bem menos exigente que a do item 4.5.1, mas, ainda assim, baixa o suficiente para evitar danos por fadiga.

A matriz dos projetos simulados é mostrada na Tabela 8. Para esse caso não houve projetos viáveis.

Tabela 8: Lista de projetos simulados para o caso com ângulo de ataque oito.

ID	RID	M	CATEGORY	c1	c2	area	std_y	Min_area	Constraint
0			SOBOL	0.039732...	0.029543...	5.8692E-4	3.6406E-4	5.8692E-4	3.6406E-4
1			SOBOL	0.019866...	0.014201...	1.4106E-4	8.1897E-4	1.4106E-4	8.1897E-4
2			SOBOL	0.052976...	0.039771...	1.0535E-3	2.0103E-4	1.0535E-3	2.0103E-4
3			SOBOL	0.026488...	0.034657...	4.5901E-4	6.2152E-4	4.5901E-4	6.2152E-4
4			SOBOL	0.059598...	0.009087...	2.7080E-4	2.5237E-4	2.7080E-4	2.5237E-4
9			MOGA2...	0.039732...	0.009087...	1.8053E-4	2.6112E-4	1.8053E-4	2.6112E-4
10			MOGA2...	0.039732...	0.014201...	2.8213E-4	2.2459E-4	2.8213E-4	2.2459E-4
11			MOGA2...	0.006622...	0.003973...	1.3156E-5	6.6803E-4	1.3156E-5	6.6803E-4
13			MOGA2...	0.013244...	0.034657...	2.2950E-4	6.6778E-4	2.2950E-4	6.6778E-4
18			MOGA2...	0.006622...	0.044885...	1.4862E-4	5.2184E-4	1.4862E-4	5.2184E-4
19			MOGA2...	0.046354...	0.003973...	9.2094E-5	3.6591E-4	9.2094E-5	3.6591E-4
20			MOGA2...	0.019866...	0.003973...	3.9469E-5	3.8901E-4	3.9469E-5	3.8901E-4
23			MOGA2...	0.013244...	0.014201...	9.4043E-5	6.2519E-4	9.4043E-5	6.2519E-4
27			MOGA2...	0.006622...	0.014201...	4.7022E-5	5.6924E-4	4.7022E-5	5.6924E-4
28			MOGA2...	0.013244...	0.003973...	2.6313E-5	4.5252E-4	2.6313E-5	4.5252E-4
48			MOGA2...	0.006622...	0.009087...	3.0089E-5	5.8491E-4	3.0089E-5	5.8491E-4

Todos os valores de std (y) estão com ordem de grandeza de 10^{-4} , da mesma forma que no perfil original. Analisando o caso de ID 48, que possui $c1=6,2 \cdot 10^{-3}$ e $c2=9 \cdot 10^{-3}$, pode-se ver malha (Figura 58), contornos de velocidade em y, Figura 59 e vorticidade, Figura 60.

Figura 58: Detalhe do chanfro da geometria para $V_r=2,1$ e ângulo de ataque zero.

Figura 59: Contornos de velocidade em y, $V_r=2,1$ e ângulo de ataque oito.

Figura 60: Contornos de magnitude de vorticidade, $V_r=2,1$ e ângulo de ataque oito.

As figuras acima mostram uma esteira de vórtices mais pronunciada do que no exemplo de ID 10 para travessa com ângulo de ataque zero (Figura 54 e Figura 55). Os chanfros executados em geral não foram capazes de alterar significativamente as vibrações. Nota-se que o projeto de ID 4 é o mesmo para o caso deste item e do item anterior (faz parte da população inicial, que foi a mesma para ambos os casos). Cabe observar que, devido às condições diferentes de escoamento, a mesma geometria é considerada ótima para o caso de ângulo de ataque zero, mas não para esse de ângulo de ataque oito. Mesmo assim, a geometria 4 não vibra significativamente diferente do que o caso base, sem chanfro, para ângulo de ataque oito. A matriz de correlação, na Figura 61, mostra o pouco efeito do chanfro para os parâmetros desse item, significativamente diferente do item

anterior (Figura 57). Os deslocamentos da estrutura para o projeto 48 confirmam amplitudes após 60s da ordem de 10^{-4} (Figura 62).

Figura 61: Matriz de correlação e relação c2 x std (y), ângulo de ataque oito.

Figura 62: Deslocamentos em y do projeto 048.

5 CONCLUSÕES

O objetivo primordial desse trabalho - desenvolver uma ferramenta de análise de escoamento e auxílio no projeto de perfis de travessas de pré-distribuidores – foi alcançado com sucesso. Foi possível partir de um perfil com problemas recorrentes de vibração em campo e com modificações mínimas reduzir de duas a três ordens de grandeza as vibrações na estrutura no caso de ângulo de ataque zero para velocidade reduzida próxima da condição de ressonância. Embora as vibrações do perfil original aqui simuladas não sejam tão grandes se comparadas a outras geometrias com razões de aspecto menores, é significativa a redução na vibração atingida já que as travessas podem romper por fadiga. Também foi simulado um caso com ângulo de ataque diferente de zero para levar em conta possíveis efeitos de alterações no escoamento em campo. Os resultados mostraram ordens de grandeza similares na ressonância se compararmos ângulo de ataque oito com ângulo de ataque zero. Também foi possível concluir do caso com ângulo de ataque oito que não há mudanças significativas nas vibrações ao otimizar um perfil longe da velocidade reduzida de ressonância. Assim, o laço de otimização é bastante dependente da velocidade reduzida escolhida: pode ser necessário gerar mais populações no caso de otimização ou realizar mais mudanças na geometria (ou talvez adotar ambas as medidas) caso se pretenda reduzir as amplitudes de vibração fora da ressonância por algum motivo. Não obstante, o método se mostrou efetivo para otimizar perfis em ressonância. Com a ferramenta de otimização desenvolvida, toda a base está pronta para avaliar a influência de outros fatores em estudos posteriores. Assim, trabalhos futuros podem buscar:

- Incluir outros tipos de geometria na aresta de saída e fazer uma comparação entre eles;
- Avaliar os efeitos de outros componentes no escoamento, como o distribuidor, por exemplo;
- Incluir o grau de liberdade de rotação para avaliar um possível acoplamento entre os modos de vibrar de rotação e translação em y (*"Flutter"*).

6 REFERÊNCIAS

ANDERSON, J. D. **Computational Fluid Dynamics: The Basics with applications**. New York: McGraw-Hill, 1995.

AUSONI, P., VU, T.C., NENNEMANN, B., FARHAT, M., AVELLAN, F. **Unsteady CFD prediction of von Kármán vortex shedding in hydraulic turbine stay vanes**. Hydro 2007, Granada, Spain, 15-17 October 2007.

ANSYS Inc. **ANSYS User's Guide**. Release 15. 2014.

BEARMAN, P.W. **Vortex Shedding From Oscillating Bluff Bodies**. Annual Review Fluid Mechanics, 1984: 195-222.

BRUNO, L., M. V. SALVETTI, e F. RICCIARDELLI. Benchmark on the Aerodynamics of a Rectangular 5:1 Cylinder: An overview after the first four years of activity. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, v. 126, 2014: p. 87- 106.

CARMO, B.S. **On Wake Interference in the Flow around Two Circular Cylinders: Direct Stability Analysis and Flow-Induced Vibrations**. London: Doctor Degree, Imperial College London, Department of Aeronautics, 2009.

CHING-Y.H., J-L.W., S-F.C. Design and Optimization Method for a Two-Dimensional Hydrofoil. **Journal of Hydrodynamics**, Ser. B, Volume 18, Issue 3, Supplement, July 2006, Pages 323-329.

D'AGOSTINI NETO, A. **Estudo de vibrações induzidas pelo escoamento em pré-distribuidores de turbinas hidráulicas usando CFD**. Trabalho de Formatura. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, p. 117., 2007.

DÖRFLER, P., M. SICK, e A. COUTU. **Flow-Induced Pulsation and Vibration in Hydroelectric**. Londres: Springer-Verlag, 2013.

EPE (EMPRESA DE ESTUDO ENERGÉTICO). Nota Técnica. **Considerações sobre repotenciação e modernização de usinas hidrelétricas**. Brasília, 2008. Disponível em epe.gov.br. Acesso em 02 jun. 2015.

ESTECO s.r.l. **modeFRONTIER 4.5 User Manual**. Trieste: ESTECO s.r.l., 2013.

GISSONI, H. C. **Método para análise da interação fluido-estrutura em travessas do pré-distribuidor de turbinas hidráulicas**. Tese (Doutorado). São Paulo: EPUSP, 2015.

GISSONI, H.C. **Análise mecânica de vibrações em travessas do pré-distribuidor de turbinas hidráulicas**, Dissertação (Mestrado). São Paulo: EPUSP, 2005.

HAUPT, R.L., HAUPT, S. L. **Practical Genetic Algorithms**. 2nd Ed. Hoboken John Wiley, 2004. 253p.

ITAIPU. Itaipu Binacional. s.d. **10 motivos para promover a hidroeletricidade** Disponível em epe.gov.br. Acesso em 28 mar. 2015.

KECK, H.; SICK, M. Thirty years of numerical flow simulation in hydraulic turbomachines. **Acta Mechanica**, v. 201, 2008. p. 211-229.

KURIHARA, F., H. POLL, D. DIAS, e H. GISSONI. **Diagnóstico de Máquinas para a eliminação da origem de trincas em pré-distribuidores: a otimização da UHE Capivara**. XIX SNPTEE. Rio de Janeiro, 2007.

LI, L., SHERWIN, S.J., BEARMAN, P.W. A moving frame of reference algorithm for fluid/structure interaction of rotating and translating bodies. **International Journal for Numerical Methods in Fluids**, 2002: 187-206.

LÜBON, C. Turbulent Flow Modeling Using ANSYS Fluid Dynamics, notas do curso. 2013 ESSS Conference & ANSYS Users Meeting.

MUNCH, C., AUSONI, P., BRAUN, O., FARHAT, M., AVELLAN, F. "Fluid-structure coupling for an oscillating hydrofoil. **Journal of Fluids and Structures**, 7 de Julho de 2010: 1018-1033.

NGUYEN, T. D.; NAUDASCHER, E. Vibration of beams and trashracks in parallel and inclined flows. **Journal of Hydraulic Engineering**, v. 117, 1991. p. 1056-1076.

RIGONI, E., POLES, S. **NBI and MOGA-II, two complementary algorithms for Multi-Objective optimization** Dagstuhl Seminar Proceedings, 2005.

ROSHKO, A. Experiments on the flow past a circular cylinder at very high Reynolds number. **Journal Fluid Mechanics**, 1961: 10:345-356.

SARPKAYA, T. A critical review of the intrinsic nature of vortex-induced. **Journal of Fluids and Structures**, 26 de January de 2004: 389-447.

SCHEWE, G. On the force fluctuations acting on a circular cylinder in cross-flow subcritical up to transcritical Reynolds Numbers. **Journal Fluid Mechanics**, 1983: 133:265-285.

SCHEWE, G. Reynolds-number-effects in flow around a rectangular cylinder with aspect ratio 1:5. **Journal of Fluids and Structures**, v. 39, 2013. p. 15-26.

SCHILICHTING, H. **Boundary Layer Theory**. 1979.

SILVA, E. C. N. **PMR5215 – Otimização Aplicada ao Projeto de Sistemas Mecânicos**. Apostila para Disciplina de Pós-Graduação do Departamento de Engenharia Mecatrônica e Sistemas Mecânicos. São Paulo: Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2010.

VENTURATTO JUNIOR, R. **Otimização paramétrica considerando interação fluido-estrutura de um pré-distribuidor de turbina hidráulica**. São Paulo: Trabalho de Formatura, Departamento de Engenharia Mecatrônica e Sistemas Mecânicos. 2012.

VERSTEEG, H. K., MALALASEKERA, W. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics**, 2nd Ed, 503 p. New York: Harlow: Pearson Education Ltd., 2007.

WILLIAMSON, C. H. K. Oblique and parallel modes of vortex shedding in the wake of a circular cylinder at low Reynolds numbers. **Journal Fluid Mechanics**, 1989: 579-627.

WILLIAMSON, C.H.K., Govardhan R. Vortex Induced Vibrations. **Annual Review Fluid Mechanics**, 2004: 413-455.

ZOBEIRI, A., AUSONI, P.AVELLAN, F., FARHAT, M. **Vortex Shedding From Blunt And Oblique Trailing Edge Hydrofoils**. 3rd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems. Brno, 2009.

7 ANEXOS

7.1 UDF para resolução do problema de interação fluido-estrutura

```
#include "udf.h"
```

```
real pi, rho_steel, rho_water, vr, aybody, vybody, ybody, vyold, yold, ayold, Fyt, Fytold, zeta;
```

```
DEFINE_EXECUTE_AT_END(wall_force)
```

```
{
```

```
    real m_estrela= 7.15*(rho_steel/rho_water);    /*-----M*=(755/90)*(fator ajuste
    área)m*-----Fator resultante = 7.15*/
```

```
    real k_estrela= 4.0*pow(pi,2)*m_estrela/pow(vr,2);
```

```
    real c_estrela= 4.0*pow(pi,1)*m_estrela*zeta/vr;
```

```
    real time=CURRENT_TIME;
```

```
    real dt=CURRENT_TIMESTEP;
```

```
    real CG[ND_ND];
```

```
    real force[3];
```

```
    real moment[3];
```

```
    CG[0]=4.093668;
```

```
    CG[1]=0.507475;
```

```
    Domain *domain; /* domain is declared as a variable */
```

```
    Thread *t0;
```

```
    domain = Get_Domain(1); /* returns fluid domain pointer */
```

```
    if(NULL==domain)
```

```
        printf("Something wrong with your domain id!\n");
```

```
    int zone_ID = 6;
```

```
    Thread *thread = Lookup_Thread(domain,zone_ID);
```

```

if(NULL==thread)
printf("Something wrong with your face id!\n");

Compute_Force_And_Moment(domain, thread, CG, force, moment, FALSE);

Fyt=force[1];

FILE *fp;

fp=fopen("Forces_UDF_0_Re_10^6_Vr2","a");
fprintf(fp,"%12.4e %12.4e\n",time,Fyt);
fclose(fp);

vybody=((Fytold+Fyt)/2.+(m_estrela/dt-0.25*k_estrela*dt-c_estrela*0.5)*vyold-
k_estrela*yold)/(m_estrela/dt+0.25*k_estrela*dt+c_estrela*0.5);
ybody=yold+0.5*(vybody+vyold)*dt;
aybody=(vybody-vyold)/dt;
/*Passa variáveis do timestep atual("body") para a a variável ("old").No timestep
seguinte usa "old" como informação do passo de tempo anterior*/
yold=ybody;
vyold=vybody;
ayold=aybody;
Fytold=Fyt;

FILE *fp2;
fp2=fopen("ESTRUTURA_UDF_0_Re_10^6_Vr2","a");
fprintf(fp2,"%12.4e %12.4e %12.4e %12.4e \n",time,yold,vyold,ayold);
fclose(fp2);

}

DEFINE_ON_DEMAND(inicializa)
{

```

```

FILE *fp;
fp=fopen("Forces_UDF_0_Re_10^6_Vr2","w");
fprintf(fp,"Force y\n");
fprintf(fp,"time Fyt\n");
fprintf(fp,"0 0 \n");
fclose(fp);
FILE *fp2;
fp2=fopen("ESTRUTURA_UDF_0_Re_10^6_Vr2","w");
fprintf(fp2,"YPOS\n");
fprintf(fp2,"time Y VY AY\n");
fprintf(fp2,"0 0 0 0\n");
fclose(fp2);

pi=3.1416;
zeta=0.025;
rho_steel=7850.0;
rho_water=1000.0;
vr=2.0;
aybody=0.;
vybody=0.;
ybody=0.;
vyold=0.;
yold=0.;
ayold=0.;
Fyt=0.;
Fytold=0.;

}

DEFINE_PROFILE(inlet_y_velocity,thread,position)
{
face_t f;

```

```
begin_f_loop(f, thread)
{
  F_PROFILE(f, thread, position) = -vybody;
}
end_f_loop(f, thread)
}
```

```
DEFINE_SOURCE(cell_y_source, cell, thread, dS, eqn)
{
  real source;
  source = -aybody;
  dS[eqn] = 1.0;
  return source;
}
```